

KISSSOFT

Berechnungsprogramme für den Maschinenbau

KISSSOFT
RELEASE 03/2017
BENUTZERHANDBUCH

Ausgabe 1.5

Copyright Hinweis:

© 2017 KISSsoft AG
Rosengartenstrasse 4
CH-8608 Bubikon Schweiz

Alle Rechte vorbehalten
This documentation may not be copied without the express written approval of KISSsoft AG.

Inhaltsverzeichnis

I Allgemeines I-1

1 Installation von KISSsoft I-2

1.1 Grundinstallation I-3
1.2 Lizenzdatei herunterladen I-4
1.3 Lizenzierung I-5
1.3.1 Testversion I-5
1.3.2 Studentenversion I-5
1.3.3 Einzelplatzversion mit Dongle I-5
1.3.4 Einzelplatzversion mit Lizenzcode I-6
1.3.5 Netzwerkversion mit Dongle I-6
1.3.6 Netzwerkversion mit Lizenzcode I-7

2 KISSsoft einrichten I-8

2.1 Verzeichnisstruktur I-9
2.2 Spracheinstellungen I-10
2.3 Einheitensystem I-11
2.4 Definition eigener Standarddateien I-12
2.5 Berechtigungen I-13
2.6 Globale Einstellungen - KISS.ini I-14
2.6.1 Definitionen in [PATH] I-14
2.6.2 Definitionen in [SETUP] I-15
2.6.3 Definitionen in [REPORT] I-17
2.6.4 Definitionen in [GRAPHICS] I-17
2.6.5 Definitionen in [LICENSE] I-18
2.6.6 Definitionen in [CADEXPORT] I-18
2.6.7 Definitionen in [INTERFACES] I-18
2.6.8 Definitionen in [SOLIDEDGE] I-19
2.6.9 Definitionen in [SOLIDWORKS] I-19
2.6.10 Definitionen in [INVENTOR] I-20

2.6.11 Definitionen in [CATIA] I-20
2.6.12 Definitionen in [PROENGINEER] I-21
2.6.13 Definitionen in [HICAD] I-21
2.7 Benutzerdefinierte Einstellungen I-22
2.7.1 Konfigurationstool I-22
2.8 Regeln I-26

3 KISSsoft starten I-29
3.1 Startparameter I-30
3.2 Lizenz vom Netz trennen I-31

4 Elemente der Benutzeroberfläche von KISSsoft I-32
4.1 Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste I-33
4.2 Dockfenster I-35
4.2.1 Der Modulbaum I-35
4.2.2 Der Projektbaum I-36
4.2.3 Das Resultatefenster I-36
4.2.4 Das Meldungsfenster I-36
4.2.5 Das Infofenster I-36
4.2.6 Handbuch und Suche I-37
4.3 Grafikfenster I-38
4.3.1 Symbolleiste und Kontextmenü I-39
4.3.2 Kommentarfeld I-41
4.3.3 Kontextmenü I-41
4.3.4 Eigenschaften I-41
4.3.5 Verzahnungen I-43
4.4 Haupteingabebereich I-46
4.4.1 Protokoll-Viewer I-46
4.4.2 Helptext-Viewer I-47
4.5 Tooltips und Statusbar I-48

5 KISSsoft Berechnungsmodule I-49
5.1 Standard- und Spezialtabs I-50

5.2 Eingabeelemente ... I-51
5.2.1 Werteingabefelder ... I-51
5.2.2 Formeleingabe und Winkeleingabe ... I-51
5.2.3 Einheitenumschaltung ... I-52
5.2.4 Tabellen ... I-52
5.3 Berechnen und Protokollieren ... I-53
5.4 Meldungen ... I-54

6 Projektverwaltung ... I-55
6.1 Projekte erstellen, öffnen und schliessen ... I-56
6.2 Dateien hinzufügen und entfernen ... I-57
6.3 Das aktive Arbeitsprojekt ... I-58
6.4 Speicherorte ... I-59
6.5 Projekteigenschaften ... I-60

7 Dynamische Benutzeroberfläche ... I-61
7.1 Modifizieren mitgelieferter Tabs und Dialoge ... I-62
7.2 Hinzufügen zusätzlicher Tabs und Dialoge ... I-63
7.3 Formatierungen ... I-65
7.3.1 Elemente ... I-65
7.3.2 Spalten ... I-66
7.3.3 Gruppen ... I-66
7.3.4 Tabs ... I-67
7.3.5 Kommentare ... I-67
7.3.6 Sonderelemente ... I-67

8 Resultate und Protokolle ... I-71
8.1 Resultate einer Berechnung ... I-72
8.1.1 Eigene Texte im Fenster Resultate ergänzen ... I-72
8.2 Berechnungsprotokolle ... I-73
8.3 Zeichnungsdaten ... I-74
8.4 Protokolleinstellungen ... I-75
8.4.1 Allgemein ... I-75

8.4.2 Seitenlayout I-75
8.4.3 Kopf- und Fusszeile I-75
8.4.4 Start- und Endblock I-76
8.5 Protokollvorlagen I-78
8.5.1 Speicherorte und Bezeichnungen I-78
8.5.2 Umfang eines Protokolls I-79
8.5.3 Formatierungen I-79

9 Datenbanktool und externe Tabellen I-89

9.1 Datenbankeinträge einsehen I-91
9.2 Datenbankeinträge verwalten I-94
9.2.1 Erstellen eines Datenbankeintrags I-94
9.2.2 Löschen eines Datenbankeintrags I-95
9.2.3 Wiederherstellen eines Datenbankeintrags I-95
9.3 Datenimport und -export mit dem Datenbanktool I-96
9.4 Externe Tabellen I-97
9.4.1 Funktionstabellen I-98
9.4.2 Bereichstabellen I-100
9.4.3 Listentabellen I-101
9.4.4 Liste verwendeter Schlüsselwörter I-103
9.5 Beschreibung der Datenbank-Tabellen I-105
9.5.1 Achsabstandtoleranzen I-105
9.5.2 Bearbeitungszugabe Stirnrad I-105
9.5.3 Bezugsprofile I-105
9.5.4 Druckfeder Norm I-106
9.5.5 Abwälzfräserauswahl I-106
9.5.6 Grundwerkstoff Kleb- und Lötverbindung I-106
9.5.7 Herstellverfahren Kegel- und Hypoidräder I-106
9.5.8 Keilriemen Norm I-106
9.5.9 Kerbverzahnung Norm I-107
9.5.10 Kettenprofile ISO606 ..... I-107
9.5.11 Klebstoffe I-107
9.5.12 Korrekturen I-107

9.5.13 Lastkollektive I-107
9.5.14 Lote I-109
9.5.15 Oberflächenrauhigkeit Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen I-109
9.5.16 Passfeder Norm I-109
9.5.17 Polygon Norm I-109
9.5.18 Scheibenfeder Norm I-109
9.5.19 Bolzen/ Stifte I-110
9.5.20 Schmierstoffe I-110
9.5.21 Schrauben: Anziehfaktor I-111
9.5.22 Schrauben: Bohrung I-112
9.5.23 Schrauben: Festigkeitsklasse I-112
9.5.24 Schrauben: Muttern Festigkeitsklasse I-112
9.5.25 Schrauben: Reibungszahlklassen I-113
9.5.26 Schrauben: Gewindeart I-113
9.5.27 Schrauben: Muttern I-113
9.5.28 Schrauben: Typ I-114
9.5.29 Schrauben: Unterlegscheibe I-114
9.5.30 Stossradauswahl I-114
9.5.31 Tellerfeder Norm I-114
9.5.32 Toleranzen Norm I-114
9.5.33 Trägerprofile I-115
9.5.34 Vielnut Norm I-115
9.5.35 Werkstoffe I-115
9.5.36 Werkstoff Zahnräder I-119
9.5.37 Wälzlager I-122
9.5.38 Wälzlager Toleranzspiel I-130
9.5.39 Wälzlager Toleranzklassen I-130
9.5.40 Zahndickentoleranzen I-131
9.5.41 Zahnriemen Norm I-131

10 Beschreibung der öffentlichen Schnittstelle I-134

10.1 Schnittstellen zwischen Berechnungsprogrammen und CAD - Überblick I-135
10.1.1 Effiziente Schnittstellen I-135

10.1.2 Offenes Schnittstellen-Konzept in KISSsoft I-137
10.2 Definition von Eingabe und Ausgabe I-138
10.2.1 Vorbemerkungen I-138
10.2.2 Anforderungen an Fremdprogramm I-139
10.2.3 Verwendete Dateien I-139
10.2.4 Lebensdauer der Dateien I-140
10.2.5 Explizites Einlesen und Generieren von Daten I-140
10.3 Beispiel: Pressverband-Berechnung I-141
10.4 Geometriedaten I-143
10.5 COM Schnittstelle I-144
10.5.1 Registrierung des Servers I-144
10.5.2 Funktionalität des Servers I-144
10.5.3 Beispiel für den Aufruf aus Excel I-147

11 3D-Schnittstellen I-153
11.1 Überblick der verfügbaren CAD- Schnittstellen und ihre Funktionalität .. I-154
11.2 Erzeugung von 3D-Zahnrädern I-155
11.3 Erzeugung von 3D-Wellen I-157
11.4 Viewer mit Neutralformat-Schnittstelle I-158
11.4.1 Export von 3D Wellen in Parasolid I-158
11.4.2 Kronenrad - 3D Geometrie I-159
11.4.3 Kegelrad - 3D Modellerzeugung I-160
11.4.4 Schneckenrad - 3D Modellerzeugung I-161
11.4.5 Allgemeines zur 3D Modellierung in Parasolid I-162
11.5 3D-Schnittstelle zu Solid Works I-163
11.5.1 Verzahnung bei vorhandenem Grundkörper I-163
11.5.2 Einbinden des KISSsoft-Addin (Menüpunkte im CAD) I-165
11.5.3 Addin-Funktionen (Aufrufe) I-168
11.6 3D-Schnittstelle zu Solid Edge I-171
11.6.1 Umstellung des Parameters zur Erzeugung I-171
11.6.2 Verzahnung bei vorhandenem Grundkörper I-172
11.6.3 Einbinden des KISSsoft-Addin (Menüpunkte im CAD) I-173
11.6.4 Addin-Funktionen (Aufrufe) I-177

11.6.5 Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen I-178
11.6.6 Vereinfachte Ansicht der Zahnräder I-178
11.7 3D-Schnittstelle zu Autodesk Inventor I-179
11.7.1 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten I-180
11.7.2 Addin (Menüpunkte im CAD) I-181
11.7.3 Addin-Funktionen (Aufrufe) I-183
11.7.4 Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen I-184
11.8 3D-Schnittstelle zu Unigraphics NX I-186
11.8.1 Addin (Menüpunkte im CAD) I-188
11.8.2 KISSsoft über AddIn aufrufen I-191
11.9 3D-Schnittstelle zu Creo Parametric (ProEngineer) I-200
11.9.1 Einbinden des KISSsoft-Addin I-203
11.9.2 Modifizieren des ausgewählten 3D-Modelles I-207
11.9.3 Verzahnung auf bestehende Welle schneiden I-208
11.9.4 Modifizieren einer Verzahnung auf einer bestehenden Welle ... I-210
11.9.5 Grundeinstellungen der Schnittstelle ändern I-212
11.9.6 Dateien in PTC Windchill-Arbeitsverzeichnis speichern I-213
11.10 3D-Schnittstelle zu CATIA I-214
11.10.1 Registrierung der Schnittstelle I-214

12 Antworten auf häufige Fragen I-217
12.1 Ausgabe von Winkeln im Protokoll ändern I-218
12.2 Werkstoffe für die Zahnradberechnung in der Datenbank eingeben I-219
12.3 Wie kann die Software getestet werden? I-220
12.4 Was für Lizenzen sind erhältlich? I-221
12.5 Eigene Texte im Fenster Resultate ergänzen I-222
12.6 Früheren Berechnungszustand wiederherstellen I-223

II Verzahnungen II-1

13 Einführung II-2

14 Stirnräder II-3

14.1 Basisdaten II-5
14.1.1 Schrägungsrichtung der Verzahnung II-5
14.1.2 Normalmodul II-5
14.1.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt II-6
14.1.4 Schrägungswinkel am Teilkreis II-6
14.1.5 Achsabstand II-6
14.1.6 Zähnezahl II-7
14.1.7 Zahnbreite II-8
14.1.8 Profilverschiebungsfaktor II-8
14.1.9 Qualität II-11
14.1.10 Details der Geometrie II-14
14.1.11 Werkstoffe und Schmierung II-16
14.2 Belastung II-22
14.2.1 Rechenmethoden II-22
14.2.2 Lebensdauer II-30
14.2.3 Zuverlässigkeit II-30
14.2.4 Anwendungsfaktor II-32
14.2.5 Leistung, Drehmoment und Drehzahl II-33
14.2.6 Details der Festigkeit II-33
14.2.7 Details der Festigkeit (AGMA) II-49
14.2.8 Lastkollektiv definieren II-50
14.2.9 Berechnung Fressen II-53
14.2.10 Berechnung der Integraltemperatur und der Blitztemperatur II-54
14.3 Faktoren II-55
14.3.1 Stirnfaktor II-55
14.3.2 Dynamikfaktor II-55
14.3.3 Lastverteilungsfaktor II-56
14.3.4 Wechselbiegungsfaktor II-57
14.3.5 Breitenlastfaktor II-61
14.3.6 Berücksichtigung der Wellenbiegung (Breitenlastfaktor und Kontaktanalyse) II-82
14.3.7 Z-Y-Faktoren und Technologiefaktor II-85

14.3.8 Allgemeines Berechnungsverfahren für KHbeta nach ISO 6336-1, Anhang E II-88
14.4 Bezugsprofil II-89
14.4.1 Konfiguration II-89
14.4.2 Vorbearbeitung und Schleifzugabe II-97
14.4.3 Kopfhöhenänderung II-98
14.5 Fertigbearbeitung II-100
14.6 Toleranzen II-101
14.6.1 Zahndickentoleranz II-101
14.6.2 Kopfkreisabmasse II-103
14.6.3 Fusskreisabmasse II-103
14.6.4 Achsabstandstoleranzen II-104
14.6.5 Einstellungen II-104
14.7 Korrekturen II-105
14.7.1 Art der Korrektur II-105
14.7.2 Berechnungsgrundlagen II-106
14.7.3 Profilkorrekturen II-108
14.7.4 Flankenlinienkorrekturen II-116
14.7.5 Korrekturen auslegen II-122
14.7.6 Hinweise zur Profilkorrektur II-126
14.7.7 Verwendung von Diamant-Abrichtscheiben und Schleifschnecken II-126
14.8 Zahnform II-131
14.8.1 Kontextmenü II-132
14.8.2 Operationen II-133
14.9 Flankenbruch II-153
14.10 Kontaktanalyse II-155
14.10.1 Theorie der Kontaktanalyse II-157
14.10.2 Diskretisiertes Modell II-161
14.10.3 Glättung der Zahnformkrümmung für die Berechnung der Hertz'schen Pressung in der Kontaktanalyse II-161
14.10.4 Verringerte Steifigkeit an den seitlichen Rändern II-163
14.10.5 Kopplung der einzelnen Scheiben II-164

14.10.6 Kontaktanalysemodell für Planetensysteme II-164
14.10.7 Grundeingriffswinkel der Kontaktanalyse II-166
14.10.8 Verschleissiteration II-167
14.10.9 Kontaktanalyse mit Lastkollektiven II-167
14.11 Zahnradpumpe II-168
14.12 Betriebsflankenspiel II-171
14.12.1 Temperaturen II-173
14.12.2 Relative Wasseraufnahme beim Quellen II-173
14.12.3 Wärmeausdehnungskoeffizient Gehäuse II-173
14.12.4 Biegung der Wellen und Breitenkorrekturen berücksichtigen .. II-174
14.12.5 Zahnbiegung II-174
14.13 Lehrzahnrad II-175
14.14 AGMA 925 ..... II-177
14.15 Fussspannung mit FEM II-179
14.16 Grobauslegung II-180
14.17 Feinauslegung II-184
14.17.1 Notwendige Eingaben im Eingabefenster II-185
14.17.2 Vorgaben I II-185
14.17.3 Vorgaben II II-187
14.17.4 Vorgaben II II-187
14.17.5 Resultate II-192
14.17.6 Grafik II-194
14.17.7 Geometrie-Feinauslegung für 3 Räder II-195
14.17.8 Zusätzliche Festigkeitsberechnung aller Varianten II-195
14.18 Korrekturenauslegung II-196
14.18.1 Vorgaben I/II II-196
14.18.2 Resultate II-197
14.18.3 Grafik II-198
14.18.4 Protokoll II-198
14.19 Messgitter II-199
14.20 Einstellungen II-202
14.20.1 Allgemein II-202
14.20.2 Kunststoff II-205

14.20.3 Planeten II-209
14.20.4 Auslegungen II-210
14.20.5 Berechnungen II-212
14.20.6 Sollsicherheiten II-217
14.20.7 Kontaktanalyse/Breitenlastfaktor II-218
14.20.8 Bewertung II-221
14.20.9 Diagramme II-221
14.20.10 3D-Erzeugung II-222
14.21 Zahndicken II-226

15 Kegel- und Hypoidräder II-227

15.1 Berechnungsgrundlagen II-228
15.1.1 Allgemein II-228
15.1.2 Übersicht zu Kegelrad Herstellverfahren und deren Bezeichnungen II-228
15.1.3 Berechnung nach Klingelnberg, Gleason und Oerlikon II-229
15.2 Basisdaten II-231
15.2.1 Normalmodul (Mitte) II-231
15.2.2 Teilkreisdurchmesser Rad 2 ..... II-231
15.2.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt II-232
15.2.4 Eingriffswinkel Zug-/Schubflanke : Hypoidräder II-232
15.2.5 Spiral- und Schrägungswinkel II-233
15.2.6 Achswinkel II-234
15.2.7 Achsversatz II-235
15.2.8 Zähnezahl II-235
15.2.9 Zahnbreite II-236
15.2.10 Profilverschiebungsfaktor II-236
15.2.11 Zahndickenänderungsfaktor II-236
15.2.12 Qualität II-237
15.2.13 Kopf- und Fusskegelwinkel II-238
15.2.14 Winkelkorrekturen II-239
15.2.15 Details der Geometrie II-240
15.2.16 Herstellverfahren II-240

15.3 Bauform II-242
15.3.1 Umrechnung oder Eingabe von Gleason Verzahnungsdaten II-244
15.4 Herstellung II-248
15.4.1 Flugkreisradius II-248
15.4.2 Gangzahl des Werkzeugs II-248
15.5 Belastung II-249
15.5.1 Rechenmethode Festigkeit II-249
15.5.2 Geforderte Lebensdauer II-252
15.5.3 Leistung, Drehmoment und Drehzahl II-252
15.5.4 Details der Festigkeit II-253
15.5.5 Anwendungsfaktor II-255
15.6 Bezugsprofil II-256
15.6.1 Standardwerte für Kopfgrundspiel II-256
15.6.2 Standardwerte für Kopfhöhenfaktoren II-256
15.7 Kontaktanalyse II-257
15.8 Korrekturen II-258
15.9 Grobauslegung II-262
15.9.1 Zahnbreitenverhältnis II-262
15.9.2 Modulverhältnis II-263
15.10 Feinauslegung II-264
15.10.1 Notwendige Eingaben in den Standardtabs II-265
15.10.2 Vorgaben I II-265
15.10.3 Vorgaben II II-266
15.10.4 Vorgaben III II-267
15.10.5 Resultate II-272
15.10.6 Grafik II-273
15.11 Hinweise zur Berechnung nach Klingelnberg II-274
15.11.1 Kegelräder mit Zyklo-Palloid®-Verzahnung II-274
15.11.2 Hypoidräder mit Zyklo-Palloid-Verzahnung II-274
15.11.3 Normalmodulbereiche für Klingelnberg-Maschinen (Zyklo-Palloid) II-275
15.11.4 Kegelräder mit Palloid Verzahnung II-276

15.11.5 Definitionen und Abmessungen der Standardfräser für Palloid-Verzahnungen ... II-277
15.11.6 Mindestsicherheiten ... II-278
15.11.7 Oberflächenrauhigkeit Zahnfuss ... II-278
15.11.8 Verzahnungsqualität Kegelräder ... II-278
15.11.9 Kennzahl ... II-278
15.12 Einstellungen ... II-280
15.12.1 Allgemein ... II-280
15.12.2 Berechnungen ... II-280
15.12.3 Differentiale ... II-280
15.12.4 Hilfe zum Tab 3D-Erzeugung ... II-281
15.12.5 Faktoren ... II-282
15.12.6 Kontaktanalyse ... II-284
15.12.7 Darstellung ... II-285

16 Kronenräder ... II-286

16.1 Berechnungsgrundlagen ... II-287
16.2 Basisdaten ... II-290
16.2.1 Normalmodul ... II-290
16.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt ... II-292
16.2.3 Schrägungswinkel am Teilkreis ... II-293
16.2.4 Breitenversatz ... II-293
16.2.5 Profilverschiebungsfaktor (am Ritzel) ... II-294
16.2.6 Qualität ... II-295
16.2.7 Details der Geometrie ... II-296
16.2.8 Werkstoffe und Schmierung ... II-297
16.3 Belastung ... II-299
16.3.1 Rechenmethode Festigkeit ... II-299
16.3.2 Lebensdauer ... II-301
16.3.3 Leistung, Drehmoment und Drehzahl ... II-301
16.3.4 Anwendungsfaktor ... II-302
16.4 Faktoren ... II-303
16.4.1 Breitenlastfaktor ... II-303

16.5 Korrekturen II-304
16.5.1 Kopfhöhenkürzung II-304
16.5.2 Art der Korrektur II-304
16.6 Einstellungen II-305
16.6.1 Allgemein II-305
16.6.2 Auslegungen II-306
16.7 Hinweise zur Kronradberechnung II-307
16.7.1 Dimensionierung II-307
16.7.2 Ritzel - Kronenrad mit Z1 > Z2 ..... II-308

17 Schnecken mit Globoid-Schneckenrad II-309
17.1 Berechnungsgrundlagen II-310
17.2 Basisdaten II-312
17.2.1 Axial-/Stirnmodul II-312
17.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt II-312
17.2.3 Steigungswinkel am Teilkreis II-312
17.2.4 Achsabstand II-313
17.2.5 Zähnezahl II-313
17.2.6 Zahnbreite II-314
17.2.7 Profilverschiebungsfaktor II-314
17.2.8 Zahndickenänderungsfaktor II-315
17.2.9 Qualität II-315
17.2.10 Details der Geometrie II-316
17.2.11 Werkstoffe und Schmierung II-317
17.3 Belastung II-319
17.3.1 Rechenmethode Festigkeit II-319
17.3.2 Lebensdauer II-320
17.3.3 Anwendungsfaktor II-320
17.3.4 Zulässige Qualitätsverschlechterung II-320
17.3.5 Leistung, Drehmoment und Drehzahl II-321
17.3.6 Details der Festigkeit II-321
17.4 Toleranzen II-325
17.5 Einstellungen II-326

17.5.1 Allgemein II-326
17.5.2 Referenzgetriebe II-327
17.5.3 Berechnungen II-328
17.5.4 Sollsicherheiten II-330

18 Schraubräder und Feinwerk-Schnecken II-332
18.1 Berechnungsgrundlagen II-333
18.2 Basisdaten II-334
18.2.1 Normalmodul II-334
18.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt II-334
18.2.3 Schrägungswinkel Teilkreis Rad 1 ..... II-334
18.2.4 Achsabstand II-335
18.2.5 Zahnbreite II-335
18.2.6 Profilverschiebungsfaktor II-335
18.2.7 Qualität II-336
18.2.8 Details der Geometrie definieren II-337
18.2.9 Werkstoffe und Schmierung II-338
18.3 Belastung II-339
18.3.1 Rechenmethode Festigkeit II-339
18.3.2 Lebensdauer II-344
18.3.3 Anwendungsfaktor II-345
18.3.4 Leistung, Drehmoment und Drehzahl II-345
18.3.5 Details der Festigkeit II-346
18.4 Einstellungen II-353
18.5 Hinweise II-354
18.5.1 Kontrolle des Tragbildes II-354

19 Beveloidräder II-355
19.1 Berechnungsgrundlagen II-356
19.2 Basisdaten II-357
19.2.1 Normalmodul II-357
19.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt II-357
19.2.3 Schrägungswinkel II-357

19.2.4 Achswinkel ... II-357
19.2.5 Zähnezahl ... II-358
19.2.6 Breite ... II-358
19.2.7 Konuswinkel ... II-358
19.2.8 Profilverschiebungsfaktor (Mitte) ... II-358
19.2.9 Qualität ... II-358
19.2.10 Werkstoffe und Schmierung ... II-358
19.3 Bezugsprofil ... II-359
19.4 Korrekturen ... II-360
19.5 Faktoren ... II-361
19.6 Dimensionierung ... II-362
19.7 Herstelldaten und Arbeitsdaten ... II-363

20 Unrundräder ... II-364
20.1 Eingabedaten ... II-365
20.1.1 Geometrie ... II-365
20.1.2 Toleranzen ... II-368
20.1.3 Bezugsprofil ... II-369
20.2 Hinweise zur Bedienung ... II-370
20.2.1 Winkelfehler ... II-370
20.2.2 Kontrolle des Abwälzverhaltens ... II-370
20.2.3 Zahnform verbessern ... II-371
20.2.4 Genauigkeit der Zahnform ... II-371
20.2.5 Export einzelner Zähne ... II-372
20.2.6 Protokoll ... II-373
20.2.7 Temporär-Dateien ... II-373

21 Menü Protokoll ... II-375
21.1 Zeichnungsdaten ... II-376
21.2 Fertigungstoleranzen ... II-377
21.3 Bewertung ... II-379
21.4 Lebensdauer ... II-380
21.5 Drehmomentauslegung ... II-381

21.6 Vorschlag für die Einhärtetiefe EHT II-382

22 Menü Grafik II-383

22.1 AGMA 925 ..... II-387
22.1.1 Schmierfilmdicke und spezifische Filmdicke II-387
22.2 Geometrie 2D II-388
22.2.1 Zahnform eines Rades II-388
22.2.2 Werkzeug eines Rades II-389
22.2.3 Herstellung eines Rades II-389
22.2.4 Eingriff II-389
22.2.5 Profil- und Flankenliniendiagramm II-390
22.2.6 Flankenkrümmungsradien II-395
22.2.7 Winkel der Flankennormalen II-395
22.2.8 Zeichnung II-395
22.2.9 Zusammenstellung II-395
22.2.10 Herstellzeichnung II-395
22.3 Geometrie 3D II-398
22.3.1 Zahnsystem II-399
22.3.2 Zahnform II-399
22.4 Auswertung II-400
22.4.1 Spezifisches Gleiten II-400
22.4.2 Kontakttemperatur II-400
22.4.3 Blitztemperatur II-400
22.4.4 Einhärtetiefe II-400
22.4.5 Theoretische Eingriffssteifigkeit II-401
22.4.6 Wöhlerlinie Werkstoff II-402
22.4.7 Sicherheitsverläufe II-402
22.4.8 Ölviskosität in Abhängigkeit der Temperatur II-402
22.4.9 Klaffen II-402
22.4.10 Breitenlastverteilung II-403
22.4.11 Flankenbruch II-403
22.4.12 Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad) II-403
22.4.13 Berührlinie (Kronenrad) II-403

22.4.14 Spannungsverlauf (Kronenrad) II-403
22.4.15 Fressen und Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad) II-403
22.5 Kontaktanalyse II-405
22.5.1 Achslage II-405
22.5.2 Drehwegabweichung II-405
22.5.3 Drehwegbeschleunigung II-406
22.5.4 Amplitude der Drehwegabweichung II-407
22.5.5 Kontaktlinien auf der Zahnflanke II-407
22.5.6 Normalkraftverlauf II-407
22.5.7 Normalkraftverteilung II-408
22.5.8 Drehmomentverlauf II-408
22.5.9 Einzeleingriffssteifigkeit II-408
22.5.10 Steifigkeitsverlauf II-408
22.5.11 Amplitudenspektrum der Eingriffssteifigkeit II-409
22.5.12 Lagerkraftverlauf und Richtung der Lager II-409
22.5.13 Kinematik II-410
22.5.14 Spezifisches Gleiten II-410
22.5.15 Verlustleistung II-410
22.5.16 Wärmeentwicklung II-410
22.5.17 Spannungsverlauf II-410
22.5.18 Blitztemperatur II-411
22.5.19 Micropitting (Graufleckigkeit) II-411
22.5.20 Verschleiss II-413
22.6 Zahnradpumpe II-416
22.7 3D-Export II-417
22.8 Einstellungen II-418
22.9 Grafikliste II-419

23 Antworten auf häufige Fragen II-420
23.1 Antworten zur Geometrieberechnung II-421
23.1.1 Feinwerktechnik II-421
23.1.2 Hochverzahnungen oder Stirnräder mit hoher Profilüberdeckung .. II-421

23.1.3 Paarung Aussenrad mit Innenzahnrad mit kleiner Zähnezahldifferenz II-422
23.1.4 Unterschnitt oder ungenügender Bereich der Nutzevolvente.... II-422
23.1.5 Zahndicke am Kopf II-423
23.1.6 Sonderverzahnung II-423
23.1.7 Berechnung von Stirnrädern, welche mit Werkzeugen nach DIN 3972 hergestellt werden II-423
23.1.8 Wälzabweichungen nach DIN 58405 ..... II-424
23.1.9 Automatische Veränderung von Bezugsprofilen..... II-425
23.1.10 Nicht identische (spiegelsymmetrische) Zahnflanken..... II-425
23.1.11 Innenverzahnung – Unterschiede im Bezugsprofil bei Anwahl unterschiedlicher Konfigurationen II-426
23.1.12 Auswirkung von Profilmodifikationen..... II-427
23.1.13 Zähnezahlen mit gemeinsamen Vielfachen..... II-428
23.1.14 Abmasse von Zahnstangen II-429
23.2 Antworten zur Festigkeitsberechnung II-430
23.2.1 Unterschiede zwischen verschiedenen Zahnradberechnungsprogrammen II-430
23.2.2 Unterschied zwischen der Stirnradberechnung nach ISO 6336 und DIN 3990 ..... II-430
23.2.3 Berechnung nach Methode B oder C (DIN 3990, 3991)..... II-431
23.2.4 Sollsicherheiten für Stirnrad-Getriebe..... II-431
23.2.5 Ungenügende Fresssicherheit..... II-432
23.2.6 Werkstoffpaarungsfaktor (Verfestigung eines nicht gehärteten Rades) II-433
23.2.7 Bestimmung der Fresslaststufe (Ölspezifikation) II-433
23.2.8 Beeinflussung des Breitenlastfaktor KHß bei einer Flankenlinienabweichung fma, bedingt durch Herstellungsfehler II-434
23.2.9 Lastkollektiv mit wechselndem Drehmoment..... II-434
23.2.10 Festigkeitsberechnung mit mehreren Zahneingriffen an einem ZahnradII-436
23.2.11 Kegelräder – zulässige Überbelastungen ermitteln II-438

23.2.12 Kugelstrahlen in der Festigkeitsberechnung von Zahnrädern berücksichtigen II-439
23.2.13 Berechnung nach AGMA 421.06 (High Speed Gears) II-440
23.2.14 Vergleich einer FEM-Berechnung mit der Schraubradberechnung II-441
23.2.15 Festigkeitsabschätzung von asymmetrischen Stirnradverzahnungen II-441
23.2.16 Bestimmung des äquivalenten Drehmoments (bei Lastkollektiven)II-442
23.2.17 Veränderung der Sicherheiten bei geändertem Achsabstand überprüfen II-442
23.2.18 Warnung: "Kerbparameter qs …. ausserhalb GÜLTIGKEITSBEREICH (1.0...8.0) …“ II-443
23.3 Abkürzungen in der Zahnradberechnung II-444

III Wellen und Lager III-1

24 Wellen definieren III-2
24.1 Eingabefenster III-5
24.1.1 Welleneditor III-5
24.1.2 Elementbaum III-6
24.1.3 Elementliste III-8
24.1.4 Elementeditor III-8
24.2 Elementübersicht III-9
24.2.1 Das Element Welle III-9
24.2.2 Aussenkontur III-15
24.2.3 Innenkontur III-22
24.2.4 Kräfte III-23
24.2.5 Lager III-28
24.2.6 Verbindungselemente III-31
24.2.7 Querschnitte III-33
24.3 Basisdaten III-35
24.3.1 Lage der Wellenachse im Raum III-35

24.3.2 Anzahl Eigenfrequenzen III-36
24.3.3 Anzahl Knickfälle III-36
24.3.4 Drehzahl III-36
24.3.5 Drehrichtung III-37
24.3.6 Referenztemperatur III-37
24.3.7 Gehäusetemperatur III-38
24.3.8 Schmierstofftemperatur III-39
24.3.9 Lastkollektive III-39
24.3.10 Zahnräder III-40
24.3.11 Wälzlager III-40
24.3.12 Toleranzlage III-41
24.3.13 Erweiterte Lagerlebensdauer nach ISO 281 ..... III-44
24.3.14 Gewichtskraft berücksichtigen III-44
24.3.15 Kreiseleffekt berücksichtigen III-44
24.3.16 Gehäusewerkstoff III-44
24.3.17 Schmierung III-45
24.3.18 Verunreinigung III-45
24.4 Modulspezifische Einstellungen III-46
24.4.1 Welle nichtlinear III-46
24.4.2 Schubverformung berücksichtigen und Schubkorrekturfakror .. III-46
24.4.3 Versatz des Mittelpunkts der Krafteinleitung aktivieren III-47
24.4.4 2013er Solver verwenden III-47
24.4.5 Temporäre Resultate im CSV-Format mit Endung.tmp speichern. III-47
24.4.6 Standardradius an Wellenabsätzen III-48
24.4.7 Knotendichte III-48
24.4.8 Iterative Berechnung der Lastverteilung III-49
24.4.9 Eingabe von unterschiedlichen Lastwechselzahlen für Biegung und Torsion (bei Zeitfestigkeitsberechnungen) III-49
24.4.10 Benutzerdefinierte Wälzlager in Berechnungsdatei speichern ... III-49
24.4.11 Verunreinigung in jedem Lager einzeln eingeben III-50
24.4.12 Axialspiel III-50
24.4.13 Ausfallwahrscheinlichkeit III-50

24.4.14 Geforderte Lebensdauer III-50
24.4.15 Maximaler Lebensdauerbeiwert III-51
24.4.16 Kritische Lager Anzeigen III-51
24.4.17 Oberflächenrauhigkeit Gehäuse III-52
24.4.18 Rechenmethode Reibung III-52
24.4.19 Ölstand III-52
24.4.20 Art der Ölschmierung III-52
24.4.21 Reibungsmoment Dichtungen III-52
24.4.22 Lagerhersteller III-53
24.4.23 Koordinatensystem anzeigen III-53
24.4.24 Automatische Bemassung anzeigen III-53
24.4.25 Vergleichspannung für Auslegungen III-53
24.4.26 Maximale Durchbiegung für Auslegungen III-54

25 Wellen berechnen III-55

25.1 Durchbiegung und Lagerkräfte, Kraft- und Momentverteilung III-57
25.1.1 Kräfteberechnung bei Lagern mit Druckwinkel III-60
25.2 Eigenfrequenzen III-62
25.2.1 Biegekritische Drehzahlen III-62
25.2.2 Torsionskritische Drehzahlen III-62
25.3 Knickung III-64
25.4 Grobauslegung von Wellen III-65
25.5 Festigkeit III-66
25.5.1 Rechenmethode III-67
25.5.2 Rechenart III-72
25.5.3 Lebensdauer III-74
25.5.4 Festigkeitsparameter nach Hänchen und Decker III-74
25.5.5 Festigkeitsparameter nach FKM III-75
25.5.6 Festigkeitsparameter nach DIN III-78
25.5.7 Festigkeitsparameter nach AGMA III-79
25.5.8 Spannung III-81
25.5.9 Spannungsverhältnis III-81
25.5.10 Lastfaktor für statische Berechnung III-82

25.5.11 Lastfaktor dauerfeste Berechnung III-83
25.5.12 Querschnitte III-83
25.5.13 Auslegung III-85
25.5.14 Querschnittarten III-85
25.5.15 Allgemeine Eingaben III-91
25.5.16 Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl III-91
25.6 Flankenlinienkorrektur III-93
25.7 Campbell Diagramm III-96
25.8 Erzwungene Schwingungen III-98
25.8.1 Berechnungsverfahren III-98
25.8.2 Resultate III-98

26 Lagerberechnung allgemein III-99
26.1 Einteilung der Lager III-100
26.1.1 Eigenschaften III-100

27 Wälzlager III-102
27.1 Auswahl des Wälzlagertyps III-103
27.1.1 Eigenschaften der wichtigsten Lagerbauformen III-103
27.1.2 Vergleich der Bauformen III-105
27.1.3 Hybridlager III-107
27.2 Tragfähigkeit der Wälzlager III-109
27.2.1 Dynamische Tragfähigkeit III-109
27.2.2 Statische Tragfähigkeit III-109
27.2.3 Wälzlager-Berechnung mit innerer Geometrie III-110
27.3 Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl III-112
27.3.1 Thermische Bezugsdrehzahl III-112
27.3.2 Berechnungsverfahren thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl (DIN 732-2) III-114
27.4 Reibungsmoment III-116
27.4.1 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 1994 ..... III-116
27.4.2 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 2013 ..... III-118
27.4.3 Die Berechnung nach Schaeffler 2014 (INA, FAG) III-120

27.5 Höchstdrehzahlen III-122
27.6 Lebensdauer III-123
27.6.1 Erweiterte Lebensdauerberechnung nach Beiblatt zu DIN ISO 281 (2007) III-123
27.6.2 Berechnung der Lebensdauer mit Lastkollektiven III-124
27.7 Ausfallwahrscheinlichkeit III-127
27.8 Lager mit Radial- und/oder Axialkraft III-127
27.9 Berechnung der Axialkräfte bei Lagern mit O- und X-Anordung III-128
27.10 Ölstand und Schmierungsart III-130

28 Wälzlager (innere Geometrie) III-131
28.1 Tab Lagerdaten III-132
28.1.1 Dateiverknüpfung III-132
28.1.2 Lagerdaten III-134
28.2 Tab Belastung III-138
28.2.1 Belastung III-138
28.2.2 Erweiterte Lebensdauer nach ISO 281 ..... III-138
28.3 Tab Elastische Ringe III-140
28.3.1 Basisdaten III-140
28.3.2 Details III-142
28.4 Grafik III-144
28.5 Feinauslegung III-145

29 Hydrodynamische Radialgleitlager III-147
29.1 Rechenmethoden III-148
29.2 Modulspezifische Eingaben III-149
29.3 Wärmedehnungskoeffizienten III-150
29.4 Mittlere Flächenpressung III-151
29.5 Geometrien DIN 31657 ..... III-152
29.6 Schmierungsanordnung III-154
29.7 Wärmeübergangskoeffizient III-156
29.8 Wärmeabgebende Oberfläche III-157
29.9 Öltemperaturen III-157

29.10 Mischungsfaktor III-158
29.11 Auslegung Lagerspiel III-158
29.12 Sommerfeldzahl III-159
29.13 Lagerbreite III-159
29.14 Zulässige Schmierfilmdicke III-160

30 Hydrodynamische Axialgleitlager III-161
30.1 Berechnung III-164
30.2 Auslegungen III-165
30.3 Berechnung der volumenspezifischen Wärme III-166
30.4 Grenzwerte der Berechnung III-167

31 Antworten auf häufige Fragen III-168
31.1 Überlagerung von Kerbwirkungen III-169
31.2 Kerbwirkungen bei Hohlwellen III-170
31.2.1 Kerbe an der Aussenkontur III-170
31.2.2 Kerbe an der Innenkontur III-170
31.3 Wechselfestigkeiten für neue Werkstoffe III-171
31.4 Pfeilverzahnungen in der Wellenberechnung berücksichtigen III-172

IV Verbindungen IV-1

32 Zylindrischer Press-Sitz IV-2
32.1 Toleranzeingabe IV-5
32.2 Reibungskoeffizienten IV-6
32.3 Variabler Aussendurchmesser der Nabe IV-8
32.4 Aussendruck mit mehrteiligem Pressverband umrechnen IV-9
32.5 Werkstoffe IV-11
32.6 Einstellungen IV-12
32.7 Auslegungen IV-14

33 Konischer Press-Sitz IV-15

33.1 Berechnung IV-17
33.2 Anwendungsfaktor IV-19
33.3 Axiales Verspannen mit Mutter IV-20
33.4 Variabler Aussendurchmesser der Nabe IV-22
33.5 Konizität IV-23
33.6 Werkstoffe IV-24
33.7 Einstellungen IV-25
33.8 Auslegungen IV-26

34 Klemmverbindungen IV-27
34.1 Berechnungen IV-28
34.2 Auslegungen IV-29
34.3 Einstellungen IV-29
34.4 Werkstoffe IV-30

35 Passfeder IV-31
35.1 Hauptmaske IV-33
35.1.1 Zusätzliche Eingaben für DIN 6892 Methode B IV-34
35.2 Anwendungsfaktor IV-37
35.3 Tragfaktor IV-39
35.4 Eigene Eingaben IV-40
35.5 Zulässige Pressung IV-41
35.6 Werkstoffe IV-42
35.7 Einstellungen IV-43
35.8 Auslegungen IV-44

36 Keilwelle IV-45
36.1 Normprofile IV-46
36.2 Anwendungsfaktor IV-47
36.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel IV-48
36.4 Auftretende Flankenpressung IV-49
36.5 Längenfaktor IV-50
36.6 Anteilfaktor IV-51

36.7 Zulässige Pressung.....IV-52
36.8 Werkstoffe IV-53
36.9 Einstellungen IV-54
36.10 Auslegungen IV-55

37 Zahnwelle (Festigkeit)..... IV-56
37.1 Normprofile IV-57
37.2 Anwendungsfaktor.....IV-58
37.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel IV-59
37.4 Auftretende Flankenpressung IV-60
37.5 Längenfaktor.....IV-61
37.6 Anteilfaktor.....IV-62
37.7 Zulässige Pressung.....IV-63
37.8 Werkstoffe IV-64
37.9 Einstellungen IV-65
37.10 Auslegungen IV-66

38Zahnwelle (Geometrie und Festigkeit) IV-67
38.1 Berechnungsgrundlagen IV-68
38.1.1 Allgemeines.....IV-68
38.1.2 Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit Durchmesserzentrierung.....IV-68
38.1.3 Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit Flankenzentrierung IV-69
38.2 Basisdaten.....IV-71
38.2.1 Geometrienormen.....IV-71
38.2.2 Normalmodul IV-72
38.2.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt an.....IV-72
38.2.4 Zähnezahl IV-72
38.2.5 Profilverschiebungsfaktor IV-72
38.2.6 Qualität.....IV-73
38.2.7 Geometrieeingaben Niemann IV-74
38.2.8 Details der Geometrie.....IV-74

38.2.9 Details der Festigkeit definieren....IV-75
38.2.10 Werkstoffe....IV-81
38.3 Toleranzen....IV-82
38.3.1 Zahndickentoleranz....IV-82
38.3.2 Effective/Actual....IV-83
38.3.3 Messkörperdurchmesser Welle/Nabe....IV-83
38.4 Lehren....IV-84
38.5 Zahnform....IV-86

39 Polygon....IV-87
39.1 Normprofile....IV-88
39.2 Anwendungsfaktor....IV-89
39.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel....IV-90
39.4 Auftretende Flankenpressung....IV-91
39.5 Zulässige Pressung....IV-93
39.6 Werkstoffe....IV-94
39.7 Einstellungen....IV-95
39.8 Auslegungen....IV-96
39.9 Grafik....IV-97

40 Scheibenfeder....IV-98
40.1 Normprofile....IV-99
40.2 Anwendungsfaktor....IV-101
40.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel....IV-102
40.4 Auftretende Flankenpressung....IV-103
40.5 Längenfaktor....IV-104
40.6 Anteilfaktor....IV-105
40.7 Zulässige Pressung....IV-106
40.8 Werkstoffe....IV-107
40.9 Einstellungen....IV-108
40.10 Auslegungen....IV-109

41 Bolzen und Stifte....IV-110

41.1 Einflussfaktoren IV-112
41.2 Werkstoffe IV-113
41.3 Einstellungen IV-114
41.4 Zulässige Werte IV-115
41.5 Auslegungen IV-116

42 Schrauben IV-117
42.1 Besonderheiten in KISSsoft IV-119
42.2 Eingaben zu den Basisdaten IV-120
42.2.1 Betriebsdaten IV-120
42.2.2 Schraubendaten IV-133
42.2.3 Art der Schraubenverbindung IV-135
42.2.4 Unterlegscheiben IV-137
42.2.5 Dehnhülsen ohne äussere Kräfte IV-137
42.2.6 Anziehverfahren IV-138
42.3 Eingaben zu den Verspannten Teilen IV-140
42.3.1 Geometrie der verspannten Teile IV-140
42.3.2 Abstände bei exzentrischer Verspannung / Belastung IV-143
42.3.3 Krafteinleitung IV-143
42.4 Eingaben zu den Vorgaben IV-144
42.4.1 Technische Erläuterungen IV-146
42.4.2 Reibungskoeffizienten IV-148
42.4.3 Drehwinkelgesteuertes Anziehen IV-149
42.5 Abstreiffestigkeit IV-150
42.6 Einstellungen IV-152

43 Schweissverbindungen IV-156
43.1 Schweissnähte IV-157
43.2 Schweissnahtlänge IV-159
43.3 Schweissnahtvergleichsspannung IV-160
43.4 Grenzschweissnahtspannung IV-161
43.5 Teilsicherheitsbeiwert IV-162
43.6 Grenzschweissnahtbeiwert IV-163

43.7 Werkstoffe IV-164

44 Kleb- und Lötverbindungen IV-165

44.1 Grundwerkstoffe IV-167
44.2 Einstellungen IV-168
44.3 Auslegungen IV-169
44.4 Laschenverbindung IV-170
44.5 Wellenverbindung IV-171

45 Sicherungsringe (selbsthemmende Ringe, Seegerringe) IV-172

45.1 Basisdaten IV-173
45.2 Automatische Berechnung der Beanspruchungszahl q IV-175
45.3 Automatische Berechnung des Umstülpwinkels ψ IV-176
45.4 Modulspezifische Einstellungen IV-177

46 Antworten auf häufige Fragen IV-178

46.1 Schraubentypen in der Datenbank ergänzen IV-179
46.1.1 Vorhandene Schraubenreihe erweitern IV-179
46.1.2 Neuen Schraubentyp erstellen IV-181

V Federn V-1

47 Druckfedern V-2

47.1 Festigkeitswerte V-3
47.2 Schubspannungswerte V-3
47.3 Lagerungsbeiwert V-4
47.4 Werkstoffe V-5
47.5 Toleranzen V-5
47.6 Relaxation V-7
47.7 Zeichnungsdaten V-9
47.8 Auslegungen V-9

48 Zugfedern V-10
48.1 Festigkeitswerte V-11
48.2 Schubspannungswerte V-11
48.3 Herstellungsart V-12
48.4 Ösenmaske V-12
48.5 Werkstoffe V-14
48.6 Einstellungen V-15
48.7 Toleranzen V-15
48.8 Relaxation V-17
48.9 Zeichnungsdaten V-18
48.10 Auslegungen V-19

49 Schenkelfedern V-20
49.1 Festigkeitswerte V-21
49.2 Biegespannungswerte V-22
49.3 Ausführung des Federkörpers V-22
49.4 Annahmen für die Berechnung V-23
49.5 Werkstoffe V-23
49.6 Toleranzen V-24
49.7 Zeichnungsdaten V-24
49.8 Auslegungen V-25

50 Tellerfedern V-26
50.1 Festigkeitswerte V-27
50.2 Spannungswerte V-27
50.3 Werkstoffe V-28
50.4 Anzahl berechnen V-29
50.5 Grenzabmasse V-30

51 Drehstabfedern V-31
51.1 Kopfformen V-33
51.2 Festigkeitswerte V-33
51.3 Schubspannung V-34

51.4 Grenzwerte V-34
51.5 Auslegungen V-35

VI Riemen und Ketten VI-1

52 Keilriemen VI-2
52.1 Daten der Keilriemen VI-3
52.2 Normen der Keilriemen VI-3
52.3 Spannrollenkonfiguration VI-4
52.4 Anwendungsfaktor f1 ..... VI-4
52.5 Achsabstand VI-5
52.6 Riemenlänge VI-5
52.7 Effektive Anzahl Keilriemen VI-5
52.8 Spannrollendurchmesser VI-5
52.9 Position der Spannrolle (x/y) VI-6
52.10 Inspektion von Keilriemen VI-7

53 Zahnriemen VI-8
53.1 Technische Hinweise (Zahnriemen) VI-9
53.2 Norm Zahnriemen VI-10
53.3 Mögliche Auslegungen/ Vorschläge VI-11
53.4 Spannrollenkonfiguration VI-11
53.5 Anwendungsfaktor und Summand für Arbeitsweise VI-12
53.6 Achsabstand VI-12
53.7 Riemenlänge und Riemenzähnezahl VI-13
53.8 Effektive Riemenbreite VI-13
53.9 Spannrollenzähnezahl VI-13
53.10 Position der Spannrolle x/y VI-15

54 Kettentrieb VI-16
54.1 Auslegungen VI-16
54.2 Spannrollen VI-17
54.3 Norm VI-17

54.4 Kettentyp VI-17
54.5 Anzahl Stränge VI-17
54.6 Anwendungsfaktor VI-18
54.7 Drehzahl/Zähnezahl/Übersetzung VI-18
54.8 Konfiguration VI-18
54.9 Achsabstand VI-19
54.10 Polygoneffekt VI-19
54.11 Gliederzahl VI-19
54.12 Kettenradgeometrie VI-21

VII Automotive VII-1

55 Synchronisation VII-1
55.1 Geometrie VII-2
55.2 Betriebsdaten VII-3

56 Schaltbare fremdbetätigte Kupplungen VII-3
56.1 Berechnung VII-6
56.2 Definition der Federkräfte VII-9
56.3 Definition von Gleitreibungszahlen und -geschwindigkeiten VII-10
56.4 Grafiken VII-11
56.5 Einstellungen VII-12

VIII Diverses VIII-1

57 Toleranzrechnung VIII-2

58 Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen VIII-3
58.1 Allgemeines VIII-4
58.1.1 Funktionalität der Software VIII-4
58.1.2 Anwendungsbereich der FKM-Richtlinie VIII-4
58.2 Hintergründe VIII-6

58.2.1 Die FKM Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile VIII-6
58.2.2 Aussagekraft der Lebensdauerberechnung VIII-6
58.3 Umsetzung in KISSsoft VIII-10
58.3.1 Hauptmaske VIII-10
58.3.2 Beanspruchungsfälle VIII-11
58.3.3 Wöhlerlinie VIII-12
58.3.4 Lastwechselzahl VIII-12
58.3.5 Temperatur VIII-12
58.3.6 Temperaturdauer VIII-13
58.3.7 Schutzschichtdicke Aluminium, Kapitel 4.3.4, Bild 4.3.4 ..... VIII-13
58.3.8 Spannungsverhältnisse VIII-13
58.3.9 Kollektive VIII-14
58.3.10 Oberflächenverfestigung KV , Kapitel 4.3.3, Tabelle 4.3.7 ..... VIII-14
58.4 Werkstoffe VIII-15
58.4.1 Rauhigkeit VIII-15
58.5 Einstellungen VIII-16
58.5.1 Allgemeine Einstellungen VIII-16
58.5.2 Sollsicherheiten VIII-20
58.6 Abschätzung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile (Kapitel 5.5) VIII-22

59 Hertzsche Pressung VIII-23
59.1 Einstellungen VIII-26

60 Härteumrechnung VIII-27

61 Linearantrieb VIII-28
61.1 Berechnung VIII-31
61.2 Auslegungen VIII-36
61.3 Einstellungen VIII-36
61.4 Werkstoffe VIII-37

62 Verformung des Radkörpers VIII-39
62.1 Berechnungsverfahren VIII-40
62.2 Ergebnisse VIII-42

63 Kunststoff-Manager VIII-43
63.1 Testergebnisse der Zahnräder VIII-45
63.1.1 Fall I. Testergebnisse für identische Prüfräder VIII-45
63.1.2 Fall II. Testergebnisse von Rädern mit unterschiedlicher Radgeometrie VIII-46
63.2 Zusätzliche Einstellungen im Tab "Testdaten" VIII-47
63.3 Einstellungen unter Modulspezifische Einstellungen VIII-49
63.4 Extrapolation der berechneten zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannungen VIII-50
63.5 Weitere Berechnungsmöglichkeiten VIII-51
63.6 Werkstoff in die KISSsoft-Datenbank eintragen VIII-52
63.7 Grafiken VIII-53

IX KISSsys IX-1

64 KISSsys: Systeme von Berechnungen IX-2
64.1 Allgemeines IX-3
64.1.1 Aufbau von KISSsys IX-3
64.1.2 Einsatzmöglichkeiten von KISSsys IX-3
64.1.3 Die Benutzeroberfläche IX-4
64.2 Modell Aufbau in KISSsys IX-9
64.2.1 Klassische Methode IX-10
64.2.2 Element Assistent IX-11
64.2.3 System Assistent IX-12
64.2.4 Aufbau mit Icon IX-12
64.2.5 Tabellen aufbauen und modifizieren IX-13
64.2.6 Einfügen von Variablen in Tabellen IX-14
64.2.7 Individuelle Namen für Elemente IX-16
64.3 Erweiterte Funktionalität für Entwickler IX-17

64.3.1 Der Eigenschaften-Dialog IX-18
64.3.2 Die Tabellenansicht IX-19
64.4 Die vorhandenen Elemente IX-21
64.4.1 Variablen IX-21
64.4.2 Berechnungselemente IX-22
64.4.3 Elemente für Wellen IX-24
64.4.4 Verbindungselemente IX-25
64.4.5 Darstellung von Elementen in 3D-Grafik IX-27
64.4.6 Systemeinstellungen IX-27
64.5 Programmierung im Interpreter IX-28
64.5.1 Ausdrücke in Variablen IX-28
64.5.2 Funktionen IX-29
64.5.3 Wichtige Servicefunktionen IX-31
64.5.4 Variable Dialoge IX-32
64.5.5 Definition von 2D Grafiken IX-40
64.6 Spezifische Funktionen IX-43
64.6.1 Lastkollektiv-Berechnung IX-43
64.6.2 Wirkungsgradberechnung IX-44
64.6.3 Berücksichtigung der Gehäuseverformung in statischen KISSsys-Berechnungen IX-45
64.6.4 Modalanalyse von Wellensystemen IX-48
64.6.5 Campbell-Diagramm für Wellensysteme IX-50
64.6.6 Analyse der Unwuchterregung von Wellensystemen IX-51

X Bibliographie und Index X-1

65 Literaturverzeichnis X-2

XI Index XI-9

Teil I

Allgemeines

Kapitel 1
Installation von KISSsoft

1.1 Grundinstallation

Nach dem Einlegen der KISSsoft-CD in das entsprechende Laufwerk, startet das Setup-Programm automatisch. Sollte dies einmal nicht der Fall sein, können Sie die Datei Setup.exe im Wurzelverzeichnis der CD durch Doppelklick direkt starten.

Das Setup-Programm führt Sie Schritt für Schritt durch den Installationsprozess. Sie müssen lediglich ein Installationsverzeichnis sowie die gewünschte Sprache der Installation auswählen. Falls Sie das vorgeschlagene Installationsverzeichnis ändern, ist es sinnvoll bei der Angabe eines anderen Installationsverzeichnisses die Versionsbezeichnung in den Verzeichnisnamen zu integrieren (z.B. C:/Programme/KISSsoft xx-20xx).

Am Ende der Installation empfehlen wir das Einspielen des neuesten Service Packs (Patch). Downloaden Sie den neuesten Patch http://www.kisssoft.ch/patches.php von unserer Homepage. Sie haben die Wahl zwischen einem Installationsprogramm (*.exe) und gezippten Dateien (*.zip). Das Installationsprogramm kopiert die erforderlichen Dateien nach Angabe des Installationsverzeichnisses selbstständig. Allerdings lassen nicht alle Firmen den Download von EXE-Dateien zu. In diesem Fall müssen Sie die ZIP-Datei entpacken und die enthaltenen Dateien von Hand in Ihr Installationsverzeichnis kopieren. Dort bereits vorhandene Dateien müssen mit denen aus dem Patch überschrieben werden.

Nachdem Sie KISSsoft installiert haben ist eine Lizenzierung (siehe Seite I-5) nötig. Ohne Lizenzierung startet KISSsoft lediglich als Demoversion.

HINWEIS:

Bei der Installation auf einem Server empfehlen wir die Installation von einem Client (Arbeitsplatzrechner) aus durchzuführen. Somit werden alle erforderlichen Verzeichniseinträge in der Datei KISS.ini (siehe Seite I-14) automatisch richtig eingetragen. Andernfalls müssen diese Verzeichniseinträge nachträglich von Hand in einem Editor von der lokalen Bezeichnung (z.B. C:/...) auf den Freigabenamen im Netzwerk umgestellt werden.

1.2 Lizenzdatei herunterladen

1. Gehen Sie auf unserer Homepage www.KISSsoft.ch auf die Seite Service/Support. Dort finden Sie einen Link auf den Kundenbereich. Geben Sie rechts oben Ihre Lizenznummer ein und klicken auf Öffnen.
2. Es öffnet sich ein Login-Fenster indem Sie abermals Ihre Lizenznummer sowie Ihr Downloadpasswort eingeben müssen. Falls Sie dieses Passwort nicht vorliegen haben wenden Sie sich bitte an Ihren vertrieblichen Ansprechpartner oder direkt an KISSsoft per Email an info@KISSsoft.ch oder Telefon +41 55 254 20 53.
3. Sie befinden sich nun in Ihrem persönlichen Downloadbereich. Speichern Sie die Datei lizenzxxxx.lic in das Lizenzverzeichnis Ihrer KISSsoft-Installation.

HINWEIS:

Eventuell befinden sich in Ihrem persönlichen Downloadbereich Lizenzdateien für verschiedene Versionen von KISSsoft. Achten Sie hier unbedingt auf die Auswahl der Lizenzdatei passend zur gerade installierten Version.

1.3 Lizenzierung

Nachdem die Installation (siehe Seite I-3) von KISSsoft abgeschlossen ist, muss die Software über eine Lizenzdatei und/oder eine Freischaltung lizenziert werden. Lesen Sie hierzu den Abschnitt gemäss Ihrem Lizenztyp.

1.3.1 Testversion

1. Starten Sie KISSsoft von dem Client (Arbeitsplatzrechner) und dem Benutzerkonto für das die Testversion freigeschaltet werden soll.
2. Öffnen Sie das `Lizenztool` im Menü `Extras` und gehen Sie dort auf das Tab Freischalten.
3. **Online freischalten:** Wenn Ihr Rechner über einen Internetanschluss verfügt und Sie von uns einen Onlinecode erhalten haben, so geben Sie diesen unter der Option `Test- oder Studentenversion freischalten` ein und klicken auf `Freischalten`.
4. **Direkt freischalten:** Unter der Option `Testversion per Telefon freischalten` finden Sie einen Fragecode. Teilen Sie uns diesen unter der dort angegebenen Telefonnummer mit. Wir geben Ihnen den dazu passenden Antwortcode. Geben Sie diesen im entsprechenden Feld ein und klicken auf `Freischalten`.

1.3.2 Studentenversion

1. Kopieren Sie Ihre Lizenzdatei (diese erhalten Sie in der Regel von Ihrer Hochschule) in Ihr Lizenzverzeichnis (siehe Seite I-15).
2. Öffnen Sie das `Lizenztool` im Menü `Extras` und gehen Sie dort auf das Tab Freischalten.
3. Geben Sie Ihren Onlinecode (auch diesen erhalten Sie von Ihrer Hochschule) unter der Option `Test- oder Studentenversion freischalten` ein und klicken auf `Freischalten`.

1.3.3 Einzelplatzversion mit Dongle

1. Kopieren Sie Ihre Lizenzdatei (siehe Seite I-4) in Ihr Lizenzverzeichnis (siehe Seite I-15).
2. Jetzt müssen Sie lediglich noch den mitgelieferten Dongle (Kopierschutzstecker) einstecken.

HINWEIS

Die Einzelplatzversion von KISSsoft kann auch auf einem zentralen Server installiert werden. Lokale Clients (Arbeitsplatzrechner) können die Software dann direkt von diesem Server starten. Der Dongle muss dabei aber immer am jeweiligen Client eingesteckt werden.

1.3.4 Einzelplatzversion mit Lizenzcode

1. Starten Sie KISSsoft von dem Client (Arbeitsplatzrechner) für den die Software lizensiert werden soll.
2. Öffnen Sie das `Lizenztool` im Menü `Extras` und gehen Sie dort auf das Tab Freischalten.
3. Geben Sie unter der Option `Lizenzdatei anfordern` Ihre Kontaktdaten ein und klicken auf `Senden` um uns Ihre rechnerabhängigen Zugriffsdaten direkt zu übermitteln. Alternativ können Sie diese Zugriffsdaten auch erst in einer Datei zwischen speichern und diese Datei anschliessend per Email an uns senden.
4. Sie erhalten eine Email sobald wir Ihre Lizenzdatei erstellt haben.
5. Laden Sie Ihre Lizenzdatei (siehe Seite I-4) herunter und kopieren Sie sie in Ihr Lizenzverzeichnis (siehe Seite I-15).

1.3.5 Netzwerkversion mit Dongle

Die Netzwerkversion mit Dongle erfordert eine Installation eines Lizenzservers sowie eine Lizenzierung der KISSsoft Installation.

1.3.5.1 Installation auf dem Server

1. Kopieren Sie das Verzeichnis dongle/MxNet der KISSsoft Installation auf einen Server.
2. Starten Sie MxNet32 auf dem Server. Sie sehen ein Dongle-Symbol in der Task-Leiste.
3. Durch Doppelklick in der Task-Leiste auf das Dongle-Symbol starten Sie die Benutzeroberfläche.
4. Tragen Sie `Application`: KISSsoft und als `Server-File` eine beliebige Datei mit Endung *.mx ein. Auf die Datei müssen die Clients mit Lese- und Schreibberechtigung zugreifen können. Fügen Sie den Eintrag dann mit `New Entry` zu.

5. Über den Button `Active-Users` lässt sich prüfen, wer KISSsoft nutzt. Ausserdem lässt sich eine genutzte Lizenz wieder freigeben.

1.3.5.2 Lizenzierung von KISSsoft

1. Kopieren Sie Ihre Lizenzdatei (siehe Seite I-4) in Ihr Lizenzverzeichnis (siehe Seite I-15).
2. Ergänzen Sie die Zeile 'ServerFile: serverfilepath' nach der Zeile Checksum in der Lizenzdatei. Der Serverfilepath ist der Pfad zur Serverdatei, die im Serverprogramm definiert ist.

HINWEIS

Die KISSsoft Installation läuft auch, wenn der Client vom Netz getrennt wird und der Dongle statt am Server an den Client gesteckt wird. Ein 'Auschecken' der Lizenz ist also durch die Mitnahme des Dongles möglich.

1.3.6 Netzwerkversion mit Lizenzcode

1. Starten Sie KISSsoft von einem Client (Arbeitsplatzrechner).
2. Offnen Sie das `Lizenztool` im Menü `Extras` und gehen Sie dort auf das Tab Allgemein.
3. Wählen Sie ein Zugriffsverzeichnis auf einem Server. Bitte beachten Sie das eine Änderung im nachhinein eine erneute Lizensierung erfordert.
4. Wechseln Sie auf das Tab Freischalten.
5. Geben Sie unter der Option `Lizenzdatei anfordern` Ihre Kontaktdaten ein und klicken auf `Senden` um uns Ihre rechnerabhängigen Zugriffsdaten direkt zu übermitteln. Alternativ können Sie diese Zugriffsdaten auch erst in einer Datei zwischen speichern und diese Datei anschliessend per Email an uns senden.
6. Sie erhalten eine Email sobald wir Ihre Lizenzdatei erstellt haben.
7. Laden Sie Ihre Lizenzdatei (siehe Seite I-4) herunter und kopieren Sie sie in Ihr Lizenzverzeichnis (siehe Seite I-14).

Kapitel 2
KISSsoft einrichten

2.1 Verzeichnisstruktur

Bei mehreren Anwendern ist es sinnvoll gemeinsam genutzte Dateien (**Datenbanken**, benutzerdefinierte **Protokollvorlagen** und **Standarddateien**) auf einem Server abzulegen. Hierdurch wird gewährleistet dass alle Anwender bei Änderungen und Erweiterungen mit einem einheitlichen Stand arbeiten. Verschieben Sie dazu die Verzeichnisse UDB, EXT und TEMPLATE auf einen für alle Anwender ansprechbaren Server und passen Sie die entsprechenden Variablen UDBDIR, EXTDIR und TEMPLATEDIR in der Datei KISS.ini (siehe Seite I-14) an.

Im Gegensatz dazu sollten bei mehreren Anwenden die temporären Verzeichnisse lokal auf den Arbeitsplatzrechnern definiert sein. Ansonsten könnten Zwischenergebnisse von den Anwendern gegenseitig überschrieben werden. Per Installation verwendet KISSsoft das temporäre Benutzerverzeichnis gemäss Betriebssystem. Die Variablen CADDIR und TEMPDIR können jedoch in der Datei KISS.ini (siehe Seite I-14) angepasst werden.

Wenn Sie eine Berechnungsdatei oder ein Protokoll öffnen oder speichern möchten, schlägt KISSsoft Ihnen zuerst Ihr persönliches **Benutzerverzeichnis** als Speicherort vor. Diese Eigenschaft erspart Ihnen häufiges Suchen in den Verzeichnissen Ihres Systems. Sie können dieses Benutzerverzeichnis über die Variable USERDIR in der Datei KISS.ini (siehe Seite I-14) definieren. Das Benutzerverzeichnis wird ignoriert wenn sie ein aktives Arbeitsprojekt (siehe Seite I-58) gewählt haben. In diesem Fall schlägt KISSsoft Ihnen zuerst das Projektverzeichnis als Speicherort vor.

2.2 Spracheinstellungen

KISSsoft wird in sieben Sprachen angeboten: Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch, Spanisch, Russisch und Portugiesisch. Bei der Auswahl der Sprache wird zwischen der Sprache der Benutzeroberfläche und der Sprache der Protokolle unterschieden. Es ist also möglich KISSsoft in einer Sprache zu bedienen und gleichzeitig Protokolle in einer anderen Sprache auszugeben. Meldungen werden entweder in derselben Sprache wie die Benutzeroberfläche oder wie die Protokolle angezeigt.

Für globale Spracheinstellungen editieren Sie die Datei KISS.ini (siehe Seite I-15). Sie können die Sprache auch kurzfristig im Programm unter `Extras > Sprache` umschalten. Die Sprache der Protokolle kann benutzerdefiniert über `Protokolle > Einstellungen` geändert werden.

2.3 Einheitensystem

KISSsoft kennt zwei Einheitensysteme: das Metrische System und das Imperiale System (US Customary Units). Für globale Einstellungen editieren Sie die Datei KISS.ini (siehe Seite I-15). Sie können das Einheitensystem auch kurzfristig im Programm unter `Extras > Einheitensystem` umschalten. Zusätzlich zum Einheitensystem ist die Umschaltung einer Einheit pro Werteingabefeld (siehe Seite I-51) möglich.

2.4 Definition eigener Standarddateien

Wer häufig gleiche oder zumindest ähnliche Berechnungen durchführt, muss immer wieder dieselben Werte in Auswahllisten und Werteingabefelder eingeben. KISSsoft erleichtert Ihnen hier mittels Standarddateien die Arbeit ganz wesentlich. Für jedes Berechnungsmodul existiert eine interne Vorbelegung aller Werte. Haben Sie jedoch eine eigene Standarddatei definiert, so wird dieser Standard beim Öffnen eines Berechnungsmoduls und beim Laden einer neuen Datei verwendet.

Um eine Standarddatei zu definieren, öffnen Sie eine neue Datei im entsprechenden Berechnungsmodul und geben Sie Ihre Vorbelegungen ein. Die Aktion `Datei > Speichern als Standard` übernimmt Ihre Werte in die Standarddatei. Sämtliche Standarddateien werden in dem als TEMPLATEDIR (siehe Seite I-14) definierten Verzeichnis gespeichert.

Standarddateien können auch projektabhängig definiert werden. Um spezielle Standards für ein Projekt (siehe Seite I-55) zu definieren, selektieren Sie dieses Projekt im Projektbaum (siehe Seite I-36) und öffnen dessen Eigenschaften unter `Projekt > Eigenschaften`. Wählen Sie dort `Eigene Standards für dieses Projekt verwenden` und bestimmen ein Verzeichnis für die Standarddateien. Zur Definition der Standarddateien müssen Sie dieses Projekt dann als aktives Arbeitsprojekt (siehe Seite I-58) wählen.

2.5 Berechtigungen

Sie können die Berechtigung ausgewählter Bereiche von KISSsoft für einige Anwender einschränken.

Berechtigung	**Umsetzung**
Änderungen an den allgemeinen Einstellungen	Datei KISS.ini (siehe Seite I-14) schreibschützen
Änderungen oder Erweiterungen in den Datenbanken	Datenbanken (Dateien von Typ *.udb) sowie die Verzeichnisse DAT und EXT/DAT schreibschützen (Schreibrechte für UDBDIR (siehe Seite I-14) sollten aber unbedingt erhalten bleiben)
Änderungen der Protokollvorlagen	Verzeichnisse RPT, EXT/RPT und EXT/RPU schreibschützen
Änderungen der Standarddateien	Verzeichnis TEMPLATE schreibschützen

2.6 Globale Einstellungen - KISS.ini

Globale Einstellungen für KISSsoft werden in der Datei KISS.ini, welche sich direkt im Installationsverzeichnis befindet, definiert. Die meisten dieser Einstellungen sind auch direkt in der Software definierbar und werden dann in der Datei KISS.ini gespeichert.

2.6.1 Definitionen in [PATH]

Variablenname	Erklärung	Hinweis
KISSDIR=<INI DIR>	Das Installationsverzeichnis von KISSsoft wird üblicherweise mit der Variablen INIDIR bestimmt.	
HELPDIR	Verzeichnis für Handbuch und Hilfebilder	
DATADIR	Verzeichnis für Dateien von Typ *.dat	**Achtung:** In diesem Verzeichnis sollten keine Erweiterungen oder Änderungen vorgenommen werden. Legen Sie Ihre eigenen Dateien im Unterverzeichnis DAT im EXTDIR ab
RPTDIR	Verzeichnis für Protokollvorlagen (*.rpt)	**Achtung:** In diesem Verzeichnis sollten keine Erweiterungen oder Änderungen vorgenommen werden. Legen Sie Ihre eigenen Dateien im Unterverzeichnis RPT im EXTDIR ab
USERDIR	Defaultverzeichnis zum Öffnen und Speichern	
CADDIR	Defaultverzeichnis für den CAD-Export	Sollte lokal auf einem Arbeitsplatzrechner liegen %TEMP% bestimmt das temporäre Verzeichnis gemäss Betriebssystem
TMPDIR	Verzeichnis für temporäre Dateien	Sollte lokal auf einem Arbeitsplatzrechner liegen %TEMP% bestimmt das temporäre Verzeichnis gemäss Betriebssystem
UDBDIR	Verzeichnis für die benutzerspezifischen Datenbanken (*.udb)	Bei mehreren Anwendern ist es sinnvoll die Datenbanken auf einem Server abzulegen um bei Änderungen und Erweiterungen einen einheitlichen Stand zu gewährleisten
KDBDIR	Verzeichnis für die Datenbanken von KISSsoft (*.kdb)	Datensätze von KISSsoft, diese Daten können nicht geändert werden.
EXTDIR	Verzeichnis für benutzerdefinierte Protokollvorlagen und zusätzliche DAT-Dateien	Bei mehreren Anwendern ist es sinnvoll dieses Verzeichnis auf einem Server abzulegen
TEMPLATEDIR	Verzeichnis für Standarddateien	Bei mehreren Anwendern ist es sinnvoll dieses

	(STANDARD.*)	Verzeichnis auf einem Server abzulegen
LICDIR	Verzeichnis für die Lizenzdateien	Das Verzeichnis kann auf einen Server gelegt werden, um neue Lizenzdateien für alle Nutzer verfügbar zu machen.

Tabelle 2.1: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung PATH

HINWEIS

Für die Verzeichnisse gemäss TMPDIR, CADDIR und USERDIR sowie für das Verzeichnis gemäss UDBDIR sollten Sie Schreibrechte besitzen.

Je nach Konfiguration haben Sie im Betriebssystem in den Verzeichnissen C:\Program Files\<KISSsoft Verzeichnis Name> bzw. C:\Programme\<KISSsoft Verzeichnis Name> keine Schreibrechte. Geschriebene Dateien werden dann in Betriebssystem-interne Verzeichnisse umgeleitet. Bitte wählen Sie hier Verzeichnisse mit Schreibrechten.

Die Verzeichnisse UDBDIR, TMPDIR, CADDIR, USERDIR und EXTDIR können auch über den Tab 'Verzeichnisse' im Dialog 'Programmeinstellungen' (Extras->Einstellungen) festgelegt werden.
Zusätzlich kann hier auch mit JAVADIR der Pfad zur java.exe definiert werden welche für die Torsionsberechnung von Planetenträgern mittels Code_Aster (FEM), aus KISSsoft heraus, zum Beispiel, benötigt wird.

2.6.2 Definitionen in [SETUP]

Variablenname	**Erklärung**	**Werte**
USCUSTOMARYUNITS	Bestimmt das Einheitensystem	0: metrisch, 1: imperial
MATERIALSSTANDARD	Bestimmt nach welcher Norm die Werkstoffe sind (Konfigurationstool)	0: DIN, 1: BS, 2: AISI, 3: UNI, 4: AFNOR, 5: JIS, 6: CN
REPORTLANGUAGE	Bestimmt die Sprache der Protokolle	0: deutsch, 1: englisch, 2: französisch, 3: italienisch, 4: spanisch, 5: russisch, 6: portugiesisch, 11: englisch mit US Customary Units
SHOWCALCTIME	Gibt die Berechnungszeit aus	0: Nein, 1: Ja
SHOWPROGRESSBAR	Zeigt den Fortschrittsbalken bei Zeitaufwendigen Berechnungen	0: Nein, 1: Ja
DISPLAYLANGUAGE	Bestimmt die Sprache der Oberfläche	0: deutsch, 1: englisch, 2: französisch, 3: italienisch, 4: spanisch, 5: russisch, 6: portu-

		giesisch,
DISPLAYFONTSIZE	Bestimmt die Schriftgrösse in KISSsoft (FONT)	0: Systemgrösse, sonst direkt Schriftgrösse
MESSAGESINREPORTLANGUAGE	Bestimmt die Sprache der Meldungen	0: wie Oberfläche, 1: wie Protokolle
MESSAGESSHOWSTATE	Bestimmt, welche Meldungen als Messagebox angezeigt werden sollen.	0: alle, 1: Informationen nur im Meldungsfenster, 2: Informationen und Warnungen nur im Meldungsfenster
EDITOR	Pfad zum externen Editor	
USEEXTERNALEDITOR	Bestimmt, ob der externe Editor verwendet werden soll.	0: Nein, 1: Ja
DATEFORMAT	Datumsformat, z.B. TT.MM.JJJJ	
TIMEFORMAT	Zeitformat, z.B. hh.mm.ss	
ENABLENETWORKING	Bestimmt, ob auf das Netzwerk/Internet zugegriffen werden darf (z.B. zur Anzeige von Neuigkeiten).	0: Nein, 1: Ja
CHECKFORUPDATES	Bestimmt, ob beim Programmstart nach Updates gesucht werden soll.	0: Nein, 1: Ja
USETEMPORARYDATABASE	Bestimmt, ob die Datenbanken beim Programmstart in ein temporäres Verzeichnis kopiert werden	0: Nein, 1: Ja
RECENTFILESCOUNT	Anzahl zuletzt verwendeter Dateien im Menu Datei	
FORCEEXCLUSIVEOPEN	Bestimmt, ob die Dateien nur exklusiv geöffnet werden können.	0: Nein, 1: Ja
CALCONOPEN	Bestimmt, ob beim Laden einer Datei gleich berechnet werden soll	0: Nein, 1: Ja, 2: wenn KISSsoft von KISSsys aus gestartet wird nein, sonst ja
CALCINTERFACEOUT	Bestimmt, ob beim Berechnen die temporären Protokolle für die Herstellungsdaten geschrieben werden sollen	0: Nein, 1: Ja
ENABLEUSERSETTINGS	Bestimmt, ob die Einstellungen der kiss.ini mit lokalen Einstellungen überschrieben werden kann.	0: Nein, 1: Ja
USEFILEEXPLORER	Bestimmt, ob der Explorer in der Menüliste "Ansicht" erscheinen soll. Durch diesen Prozess wird KISSsoft sehr verlangsamt.	0: Nein, 1: Ja

Tabelle 2.2: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung SETUP

2.6.3 Definitionen in [REPORT]

Variablenname	Erklärung
SIZE	Ziffer 0÷9, die den Protokollumfang vorgibt
INCLUDEWARNINGS	0/1: Warnungen sind im Protokoll enthalten
FONTSIZE	Ziffer für die Fontgrösse im Protokoll
PAPERFORMAT	Papierformat: A3, A4, A5, Letter, Legal
PAPERORIENTATION	0/1: Hoch-/Querformat
PAPERMARGINLEFT	Abstand vom linken Seitenrand [mm]
PAPERMARGINRIGHT	Abstand vom rechten Seitenrand [mm]
PAPERMARGINTOP	Abstand vom oberen Seitenrand [mm]
PAPERMARGINBOTTOM	Abstand vom unteren Seitenrand [mm]
COMPARE	0/1: Fügt dem Protokoll im Vergleichsmodus Datum/Zeit zu
SAVEFORMAT	0÷4: RTF, PDF, DOC, DOCX, TXT
LOGO	Bilddatei zur Darstellung in der Kopf- und Fusszeile
HEADER	Definition der Kopfzeile
USEHEADERFORALLPAGES	0/1: Kopfzeile nur auf erster Seite/auf allen Seiten
FOOTER	Definition der Fusszeile
USEFOOTERFORALLPAGES	0/1: Fusszeile nur auf erster Seite/auf allen Seiten

Tabelle 2.3: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung REPORT

2.6.4 Definitionen in [GRAPHICS]

Variablenname	Erklärung
BACKGROUND	0: schwarz, 15: weiss (weitere siehe Grafik > Einstellungen)

Tabelle 2.3b: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung GRAPHICS

2.6.5 Definitionen in [LICENSE]

Variablenname	Erklärung
LOGGING	Ziffer zum Aktivieren eines Logfiles für die Lizenznutzung 0: keine Logfile 1: Login, Logout, keine Lizenz, verwendete und fehlende Berechtigungen 2: Login, Logout, keine Lizenz 3: Login, Logout, keine Lizenz, fehlende Berechtigungen Bei Netzwerkversionen wird beim Logout zusätzlich die Nutzungszeit (Uptime:) des Benutzers in min. angezeigt.
LICENSELOGFILE	*.log-File für das Protokollieren der Lizenznutzungen
TIMEOUT	Dauer bis eine nicht benutzte Floating-Lizenz wieder freigegeben wird [min]

Tabelle 2.4: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung LICENSE

2.6.6 Definitionen in [CADEXPORT]

Variablenname	Erklärung
USEDXFHEADER	0/1: DXF-Header wird für den DXF-Export benutzt
DXFVERSION	0/1: Version 12/15
INPUTLAYER	Name des Layers für Import
OUTPUTLAYER	Name des Layers für Export
DXFPOLYLINE	0/1/2: Nutzt Polygonzug, Linien oder Punkte für den Export

Tabelle 2.5: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung CADEXPORT

2.6.7 Definitionen in [INTERFACES]

Variablenname	Erklärung
DEFAULT	Name des CAD-Systems:
	SolidEdge
	SolidWorks
	Inventor
	CATIA

	Creo
	HiCAD
GEAREXPORT3D	Darstellung der CAD-Systemnamen in Listen (siehe DEFAULT)
SYMMETRIC	0/1: Ganze Zahnlücke/ Halbe Zahnlücke gespiegelt (symmetrisch) (Standard = 0)
SAVEFILENAME	0/1: Der ganze Inhalt der Datei wird gespeichert/ nur Dateiname mit Pfad wird gespeichert (Standard = 1)

Tabelle 2.6: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung INTERFACES

2.6.8 Definitionen in [SOLIDEDGE]

Variablenname	Erklärung
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (kSoftSolidEdge.dll)
SIMPLIFIEDPRESENTATION	0/1: Setzen der Variable auf 1 erzeugt zusätzlich ein vereinfachtes Zahnrad
SMARTPATTERN	0/1: Fastpattern/Smartpattern
APPROXIMATION	1/2/3/4: Polygonzug (unterstützt)/ Kreisbögen (unterstützt)/ Quadratische Splines (unterstützt)/ Kubische Splines (standard)
USERPARTTEMPLATE	Verzeichnis der Vorlagendatei (z.B. C:\Template\metric.par) oder nur Vorlagendateiname (z.B. metric.par) - dann wird der Pfad von den Einstellungen in SolidEdge übernommen)

Tabelle 2.7: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung SOLIDEDGE

2.6.9 Definitionen in [SOLIDWORKS]

Variablenname	Erklärung
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (kSoftSolidWorks.dll)
SIMPLIFIEDPRESENTATIONNAME	Setzen dieser Variable erzeugt ein vereinfachtes Zahnrad mit diesem Namen
APPROXIMATION	1/2/3/4: Polygonzug (unterstützt)/ Kreisbögen

	(unterstützt)/ Quadratische Splines (unterstützt)/ Kubische Splines (standard)

Tabelle 2.8: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung SOLIDWORKS

2.6.10 Definitionen in [INVENTOR]

Variablenname	Erklärung
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (kSoftInventor.dll)
APPROXIMATION	1/2/3/4: Polygonzug (unterstützt)/ Kreisbögen (standard)/ Quadratische Splines (nicht unterstützt)/ Kubische Splines (nicht unterstützt)

Tabelle 2.9: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung INVENTOR

2.6.11 Definitionen in [CATIA]

Variablenname	Erklärung
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (kSoftCatia.dll)
LIBRARYSWMS	Verzeichnis des *.dll-Files des Schnittstellen-Herstellers
LANGUAGEFILE	Verzeichnis des *.ini-Files des Schnittstellen-Herstellers
DEBUG	Variable des Schnittstellen-Herstellers
DEBUGPATH	Variable des Schnittstellen-Herstellers
HELPFILE	Variable des Schnittstellen-Herstellers
LASTSETTING_CONSTRUCTION	Variable des Schnittstellen-Herstellers
LASTSETTING_GEARNAME	Variable des Schnittstellen-Herstellers
LASTSET-TING_PRODUCTIONINFO	Variable des Schnittstellen-Herstellers
LASTSETTING_CALCINFO	Variable des Schnittstellen-Herstellers
LASTSETTING_FLAGINFO	Variable des Schnittstellen-Herstellers
APPROXIMATION	1/2/3/4: Polygonzug (nicht unterstützt)/ Kreisbögen (nicht unterstützt)/ Quadratische Splines (standard)/ Kubische Splines (nicht unterstützt)

Tabelle 2.10: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung CATIA

2.6.12 Definitionen in [PROENGINEER]

Bei der ProEngineer-Schnittstelle gibt es für jede Version (Bsp. Wildfire 5, 32bit) ein eigenes Unterkapitel/ Menü. Die Definitionen in der "kiss.ini" sind jedoch in allen 3D-Schnittstellen zu Creo Parametric (ProEngineer)-Kapiteln gleich.

Variablenname	**Erklärung**
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (kSoftProEngineer.dll)
INTERFACECOMMAND	Verzeichnis des *.exe-Files des Schnittstellen-Herstellers
USCUSTOMARYUNITS	0/1: Einheitensystem des Modells Metrisch/Imperial
APPROXIMATION	1/2/3/4: Polygonzug (nicht unterstützt)/ Kreisbögen (standard)/ Quadratische Splines (nicht unterstützt)/ Kubische Splines (nicht unterstützt)

Tabelle 2.11: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung PROENGINEER

2.6.13 Definitionen in [HICAD]

Variablenname	**Erklärung**
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (kSoftHiCAD.dll)
APPROXIMATION	1/2/3/4: Polygonzug (nicht unterstützt)/ Kreisbögen (standard)/ Quadratische Splines (nicht unterstützt)/ Kubische Splines (nicht unterstützt)

Tabelle 2.14: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung HICAD

2.7 Benutzerdefinierte Einstellungen

Benutzerdefinierte Einstellungen können über `Extras > Konfigurations-tool` zurückgesetzt werden.

2.7.1 Konfigurationstool

Im Tab `Allgemein` kann das Datenbankverzeichnis 'kdb' (bis 03-2017 danach 'udb') der älteren Version ausgewählt werde (`Datenbanken updaten`), mit 'Ausführen' werden dann die selbstdefinierten Datensätze der älteren Version in die aktuelle Version übernommen, so dass diese auch in der aktuellen Version zur Verfügung stehen.

Bei `Externe Daten updaten` kann man das 'ext'-Verzeichnis der älteren Version auswählen, dann werden die Unterverzeichnisse 'dat', 'rpt' und 'rpu' automatisch in den aktuellen Release kopiert.

Bei `Einstellungen updaten` können die persönlichen Einstellungen der letzten Version in den aktuellen Release übernommen werden.

Mit `Dateiendungen verknüpfen` werden alle KISSsoft-Dateien mit der aktuellen Version verknüpft, so dass man mit Doppelklick auf die Datei, diese im aktuellen Release öffnen kann.

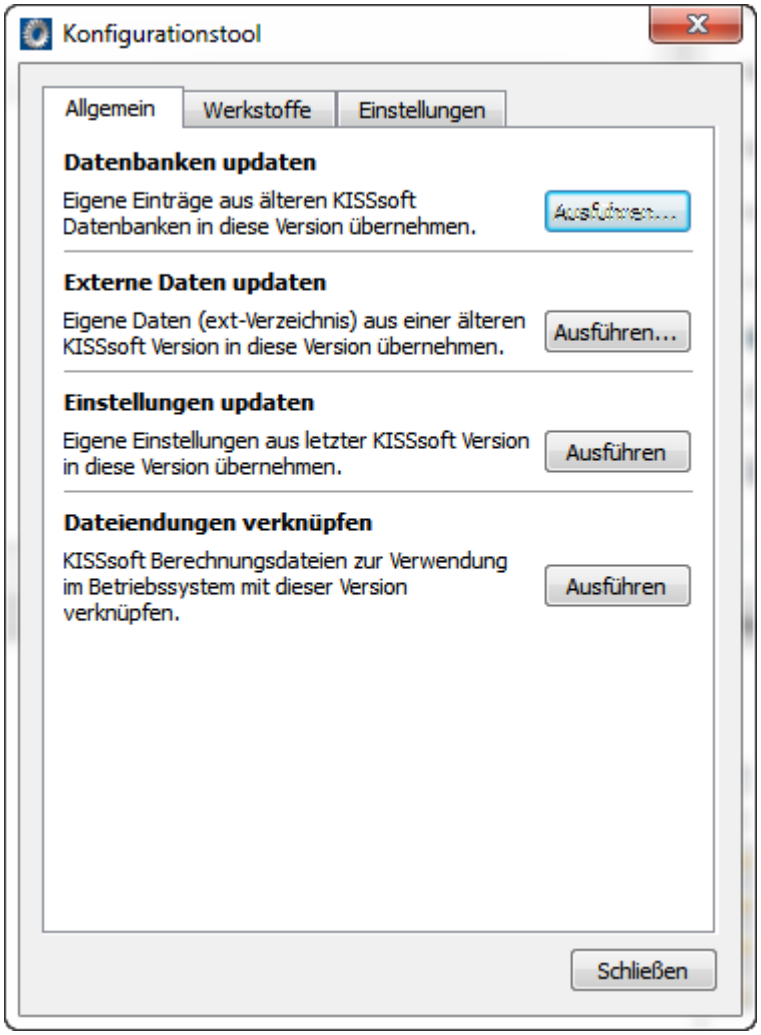


Abbildung 2.1: Tab `Allgemein` im Fenster `Konfigurationstool`

Im Tab `Werkstoffe` kann eingestellt werden, nach welcher Norm die Werkstoffbezeichnungen in der Datenbank sein sollen.

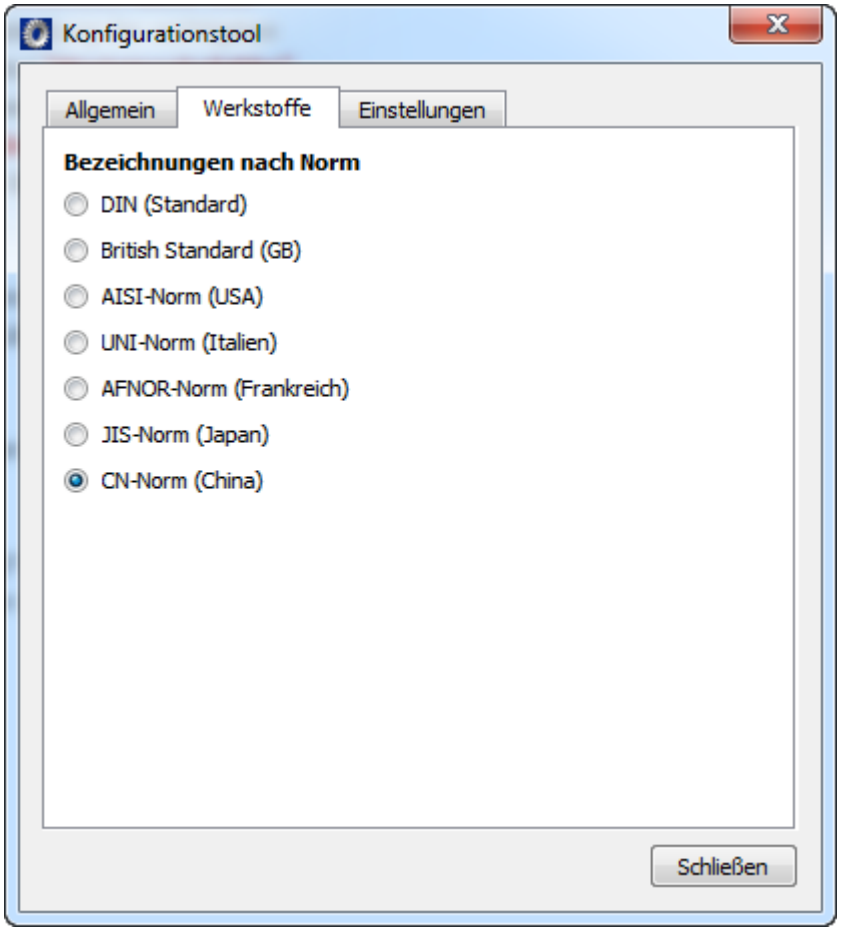


Abbildung 2.2: Tab `Werkstoffe` im Fenster `Konfigurationstool`

Im Tab `Einstellungen` können die benutzerspezifischen Einstellungen (nach Gruppen eingeteilt) zurückgesetzt werden, somit werden wieder die Standardwerte geladen.

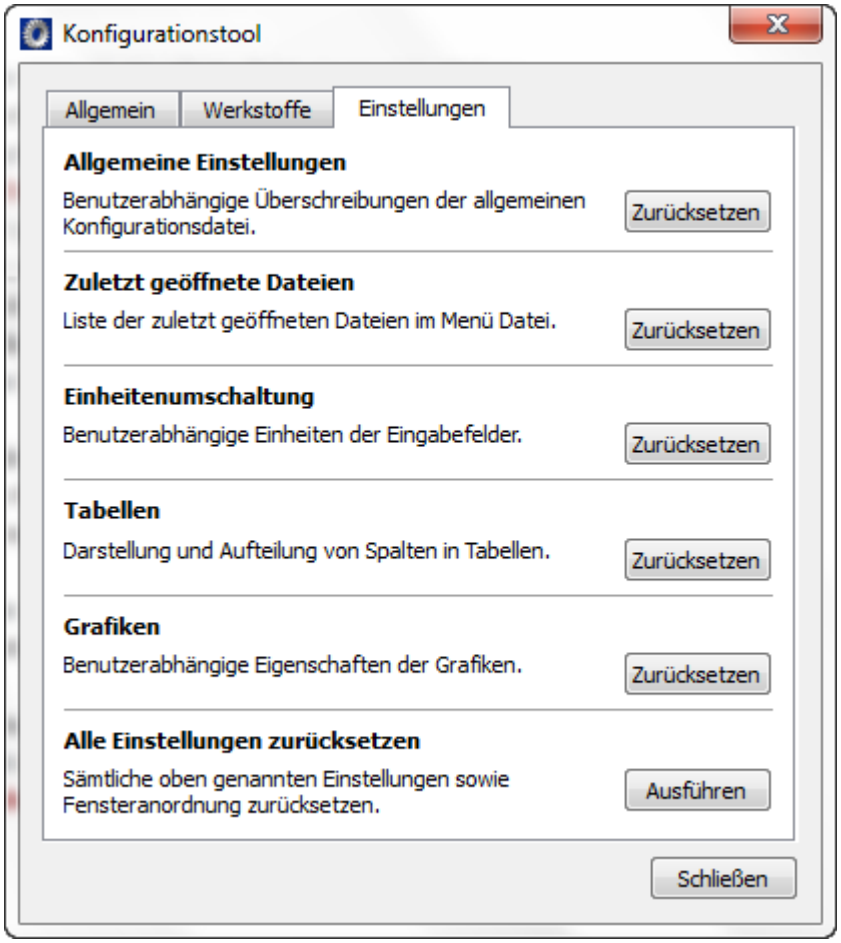


Abbildung 2.3: Tab `Einstellungen` im Fenster `Konfigurationstool`

2.8 Regeln

Regeln dienen der Sicherstellung von firmeninternen Vorschriften für Gültigkeitsbereiche von Parametern. Typischerweise betrifft dies Maximal- und Minimalwerte von Eingabewerten oder berechneten Werten und Verhältnisse von solchen Grössen, also Längen-Breitenverhältnisse, Längen-Durchmesserverhältnisse, oder auch das Verhältnis von Modul zu Achsabstand.

Definiert werden diese Regeln indem sie in einer Datei <Modul>.rls hinterlegt werden, wobei <Modul> für die interne Bezeichnung des Berechnungsmoduls steht, z.B. Z012 für Stirnradpaare.

Die Regeln werden unterteilt in solche, die vor der Berechnung erfüllt sein müssen, und solche, die hinterher überprüft werden. Wird eine Regel verletzt, können Meldungen ausgegeben werden. Bei Regeln, die vor der Berechnung überprüft werden, können auch Variablen auf konstante oder berechnete Werte gesetzt werden.

Es gibt folgende mögliche Anweisungen:

precalc: Markiert den Beginn der Regeln, die vor der Berechnung überprüft werden.

postcalc: Markiert den Beginn der Regeln, die nach der Berechnung überprüft werden.

assert(<Bedingung>): Die <Bedingung> wird sichergestellt. Dabei stellt <Bedingung> normalerweise einen Vergleich dar, wobei die rechte und die linke Seite des Vergleichs auch berechnet werden kann.

action msg <Meldung>: Ist die <Bedingung> im vorangegangenen assert nicht erfüllt, wird die <Meldung> ausgegeben. Dabei kann <Meldung> Variablen enthalten, analog zu den Protokollvorlagen.

action set <Zuweisung>: Ist die <Bedingung> im vorangegangenen assert nicht erfüllt, wird die <Zuweisung> ausgeführt. Der zugewiesene Wert kann dabei eine Konstante sein, oder aus Variablen berechnet werden, analog zu den Protokollvorlagen.

Eine Zuweisung macht nur im precalc-Teil eine Sinn, da eine Änderung von Variableninhalten nach der Berechnung nur zu inkonsistenten Ergebnissen führt, aber keine Auswirkungen mehr hat.

Hier eine Beispieldatei für eine Stirnradpaarberechnung:

```
precalc

assert (ZR[0].x.nul < 1)
```

```
  action msg "Profilverschiebung Rad 1 zu gross, Ist {ZR[0].x.nul}, Maximum
1. Wird auf 1 gesetzt."

  action set ZR[0].x.nul = 1



assert (ZR[1].x.nul < 1)

  action msg "Profilverschiebung Rad 2 zu gross, Ist {ZR[1].x.nul}, Maximum
1. Wird auf 1 gesetzt."

  action set ZR[1].x.nul = 1

postcalc

assert ((ZP[0].a/ZS.Geo.mn) < 200)
```

action msg "Achsabstand ist gross für Modul (a={ZP[0].a}, mn={ZS.Geo.mn}, a/mn={ZP[0].a/ZS.Geo.mn})."

Erklärungen:

Die Anweisung „precalc" eröffnet den Abschnitt der Regeln, die vor der Berechnung ausgeführt werden.

Die erste „assert"-Anweisung prüft ob die Nennprofilverschiebung von Rad 1 kleiner als 1.0 ist.

Ist das nicht erfüllt, wird in der „action msg" Anweisung die Meldung ausgegeben, dass die Profilverschiebung zu gross ist, der aktuelle Wert angegeben und angekündigt, dass die Profilverschiebung auf 1.0 gesetzt wird.

Die „action set"-Anweisung setzt die Profilverschiebung dann auf 1.0.

Die zweite „assert"-Anweisung prüft das gleiche für Rad 2.

Die „postcalc"-Anweisung beendet den Regelsatz vor der Berechnung und eröffnet den Abschnitt der Regeln, die nach der Berechnung überprüft werden. Als Beispiel ist eine "assert"-Anweisung definiert, die das Verhältnis von Achsabstand zu Modul überprüft. Wird die Regel verletzt, löst die „action msg"-Anweisung eine Meldung aus. Eine der beiden Werte nach der Berechnung umzusetzen macht allerdings keinen Sinn, daher gibt es hier keine „action set" Anweisung.

Zulässige Operatoren und Funktionen in den Formeln sind im Kapitel „Allgemeines – Resultate und Protokolle – Protokollvorlagen – Formatierungen – Berechnungsvariablen" zu finden.

Die Datei mit den Regeln wird im Vorlagenverzeichnis (TEMPLATEDIR, standardmässig das Unterverzeichnis „template", siehe Abschnitt „Verzeichnisstruktur" im Kapitel „KISSsoft einrichten") abgelegt. Da das Vorlagenverzeichnis auch projektspezifisch sein kann, können Regeln ebenfalls projektspezifisch definiert werden.

Kapitel 3
KISSsoft starten

3.1 Startparameter

Der Aufruf von KISSsoft über die Eingabeaufforderung kann mit den folgenden Startparametern erfolgen:

Parameter	**Beschreibung**
INI=`Verzeichnis`	Die Datei kiss.ini (siehe Seite I-14) wird vom angegebenen Ort geladen. Es kann ein Dateiname inklusive Verzeichnis oder nur ein Verzeichnisname übergeben werden.
START=`Modul`	Das angegebene Berechnungsmodul wird gestartet. Die Modulbezeichnung ist z.B. `M040` für die Schraubenberechnung oder `Z012` für die Stirnradpaarberechnung.
LOAD=`Dateiname`	Es wird das zur Datei gehörige Berechnungsmodul gestartet und die Datei geladen. Wird ein Dateiname ohne Pfad übergeben, wird die Datei im Benutzerverzeichnis (siehe Seite I-14) gesucht.
LANGUAGE=`Ziffer`	KISSsoft startet mit der angegebenen Sprache für Oberfläche und Protokolle. (0: Deutsch, 1: Englisch, 2: Französisch, 3: Italienisch, 4: Spanisch, 5: Russisch, 6: Portugiesisch, 11: Englisch mit US Customary Units)
DEBUG=`Dateiname`	Eine Logdatei mit Debuginformationen wird geschrieben, die zur Fehlersuche hilfreich sein kann. Es empfiehlt sich, den Dateinamen mit vollständigem Pfad zu definieren, um die Logdatei leicht finden zu können.
`Dateiname`	Es wird das zur Datei gehörige Berechnungsmodul gestartet und die Datei geladen. Eine Verknüpfung von KISSsoft mit den entsprechenden Dateiendungen in Windows ist daher auch möglich.

3.2 Lizenz vom Netz trennen

Wenn KISSsoft nicht ordnungsgemäss beendet wird, kann es bei einer Netzwerkversion vorkommen, dass Benutzer registriert bleiben. Das kann dazu führen, dass die Lizenzen ausgelastet sind, obwohl einige Benutzer gar nicht mehr mit KISSsoft arbeiten. Sie können eine Lizenz vom Netz trennen, indem sie unter `Extras > Lizenztool` im Tab `Netzwerk` die gewünschte Lizenz (Benutzer und Zeit des letzten Zugriffs sind auch angegeben) anwählen, dadurch wird die entsprechende Cookiedatei gelöscht und die blockierte Lizenz freigegeben.

Nicht verwendete Lizenzen werden nach einer gewissen Zeit freigegeben, sobald sich der nächste Benutzer anmeldet. Diese Zeitspanne kann über die Variable TIMEOUT (siehe Seite I-18) in der Datei kiss.ini (siehe Seite I-14) vorgegeben werden.

HINWEIS

Ein Benutzer, der von KISSsoft getrennt wurde, kann in der aktuellen Sitzung keine Berechnungen mehr durchführen. Er muss KISSsoft neu starten. Datensicherungen können jedoch noch durchgeführt werden.

Kapitel 4
Benutzeroberfläche

KISSsoft ist eine Software für Windows. Regelmäßigen Windows-Anwendern werden die Elemente der Benutzeroberfläche, wie Menüs und Kontextmenüs, Dockfenster, Dialoge, Tooltips und Statusbar von anderen Anwendungen vertraut sein. Da bei der Entwicklung auf die international gültigen Windows Style Guides geachtet wird, werden Sie als Windows-Anwender schnell mit der Bedienung von KISSsoft vertraut werden.

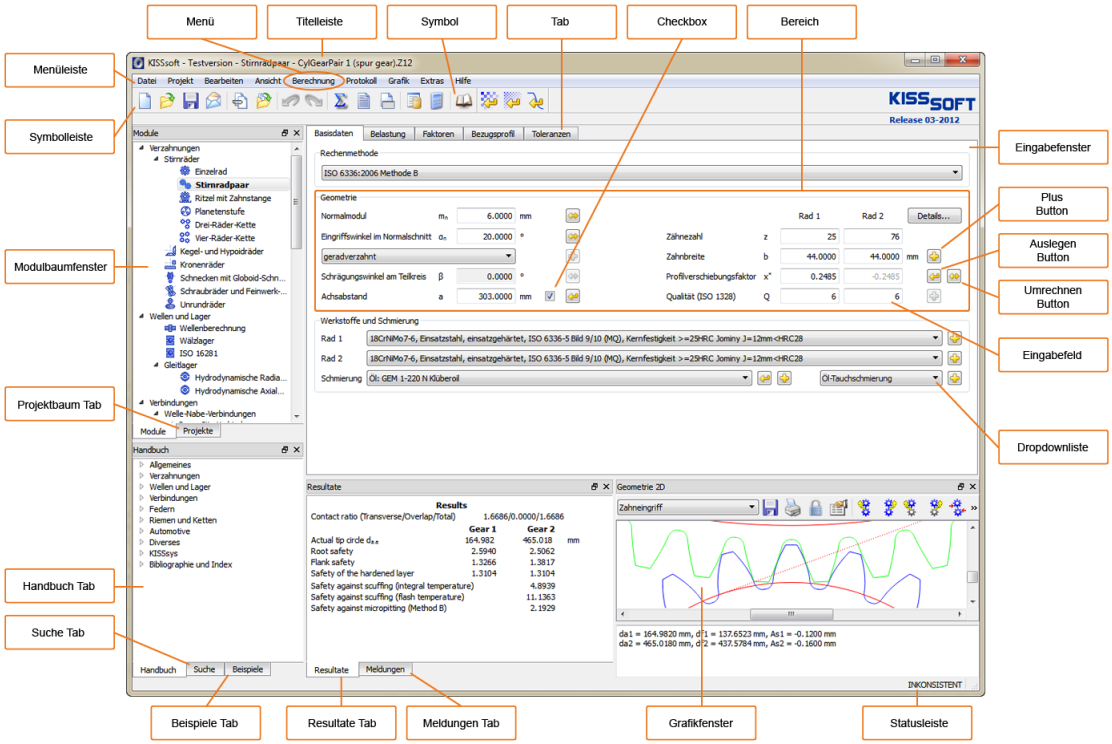


Abbildung 4.1: Benutzeroberfläche von KISSsoft

4.1 Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste

Im Hauptmenü `Datei` können Sie Berechnungsdateien öffnen, speichern, als Email-Anhang versenden, frühere Berechnungszustände wieder herstellen, Dateieigenschaften einsehen und KISSsoft beenden. Über `Datei > Speichern als Standard` können Sie benutzerdefinierte Vorbelegungen (Standarddateien (siehe Seite I-12)) festhalten.

Die Projektverwaltung (siehe Seite I-55) von KISSsoft können Sie über das Hauptmenü `Projekt` sowie über den Projektbaum (siehe Seite I-36) bedienen. Sie können Projekte öffnen, schließen und aktivieren, Dateien zu einem Projekt hinzufügen oder entfernen sowie Projekteigenschaften einsehen.

Die einzelnen Dockfenster (siehe Seite I-35) der Benutzeroberfläche können im Hauptmenü `Ansicht` ein- und ausgeblendet werden. Befinden Sie sich im Protokoll- oder im Helptext-Viewer so kommen Sie über die Aktion `Ansicht > Eingabefenster` wieder zur Eingabe des Berechnungsmoduls zurück.

Im Hauptmenü `Berechnung` können Sie die aktuelle Berechnung (siehe Seite I-49) ausführen, weitere Berechnung als Standard- oder Spezialtabs zum Berechnungsmodul hinzuschalten und Unterberechnungen als Dialoge aufrufen. Über die `Aktion Berechnung > Einstellungen` können Sie die modulspezifischen Einstellungen ändern.

Im Hauptmenü `Protokoll` finden Sie Aktionen zum erstellen und öffnen eines Protokolls. Es wird immer das Protokoll zur aktuellen Berechnung erstellt. Die Aktion `Protokoll > Zeichnungsdaten` zeigt die Zeichnungsdaten (auf Seite I-74) des gewählten Elementes im Protokoll-Viewer (siehe Seite I-46) an. Unter `Protokoll > Einstellungen` können Schriftgröße, Seitenränder und Umfang des Protokolls geändert werden. Die Aktionen zum speichern, senden und drucken sind nur aktiv wenn ein Protokoll geöffnet ist.

Die Grafikfenster (siehe Seite I-38) eines Berechnungsmoduls können im Hauptmenü `Grafik` geöffnet und geschlossen werden. Über `3D-Export` greifen Sie auf die CAD-Schnittstellen von KISSsoft zu. Unter `Grafik > Einstellungen` können Sie das CAD-System auswählen in welches das gewählte Element exportiert werden soll.

Unter `Extras` finden Sie das Lizenztool, das Konfigurationstool sowie das Datenbanktool. Über dieses Hauptmenü können Sie den Windows-Taschenrechner starten und die Sprache (siehe Seite I-10) sowie das Einheitensystem (siehe Seite I-11) umschalten. Unter `Extras > Einstellungen` können allgemeine Programmeinstellungen wie etwa Formate für Zeit- und Datumsangaben geändert werden.

Windowskonform finden Sie am Ende der Menüleiste den Eintrag `Hilfe` mit dem Sie im Handbuch von KISSsoft navigieren können. Unter `Hilfe > Info` finden Sie Angaben zur Programmversion und zum Support von KISSsoft.

Zusätzlich zum Hauptmenü verwendet KISSsoft an vielen Stellen **Kontextmenüs**. Kontextmenüs bieten Zugriff auf Aktionen zu einem bestimmten Bereich oder Element der Software. Kontextmenüs werden standardmäßig über die rechte Maustaste aufgerufen.

Über die **Symbolleiste** kann auf Aktionen aus den Menüs die besonders häufig verwendet werden, schneller zugegriffen werden. Beachten Sie auch die Tooltips welche Informationen zu den Aktionen der Symbolleiste anzeigen sowie die weiteren Erklärungen in der Statusbar (siehe Seite I-48).

HINWEIS

Die Hauptmenüs `Berechnung`, `Protokoll` und `Grafik` sind nur aktiv wenn ein Berechnungsmodul geöffnet ist. Die Aktionen dieser Menüs hängen teilweise vom aktuellen Berechnungsmodul ab.

4.2 Dockfenster

Neben Menüleiste, Symbolleiste und Statusbar sind die Dockfenster wichtige Elemente der Benutzeroberfläche von KISSsoft. Dockfenster sind Fenster die entweder wie ein Dialog frei auf dem Desktop verschoben oder in beliebiger Anordnung an die Seiten des Programms angedockt werden können. Mehrere Dockfenster können übereinander gelegt und als Tabs dargestellt werden.

Sie können ein Dockfenster durch einen Doppelklick in der Titelleiste lösen. Verschieben Sie ein Dockfenster in dem Sie mit der linken Maustaste in die Titelleiste klicken und die Maus bei gedrückter Taste bewegen. Kommen Sie in die Nähe einer Seite des Hauptfensters, so wird Ihnen eine neue Position für das Dockfenster angezeigt. Lösen Sie den Mausklick um das Dockfenster abzusetzen. Dockfenster können über das Menü `Ansicht (siehe Seite I-33)` ein- und ausgeblendet werden.

4.2.1 Der Modulbaum

Im Modulbaum werden alle Berechnungsmodule von KISSsoft sehr übersichtlich und logisch gegliedert aufgelistet. Berechnungsmodule für die Sie keine Lizenz erworben haben, sind ausgegraut. Sie öffnen ein Modul durch einen Doppelklick mit der linken Maustaste. Das aktuelle Berechnungsmodul wird in Fettdruck dargestellt.

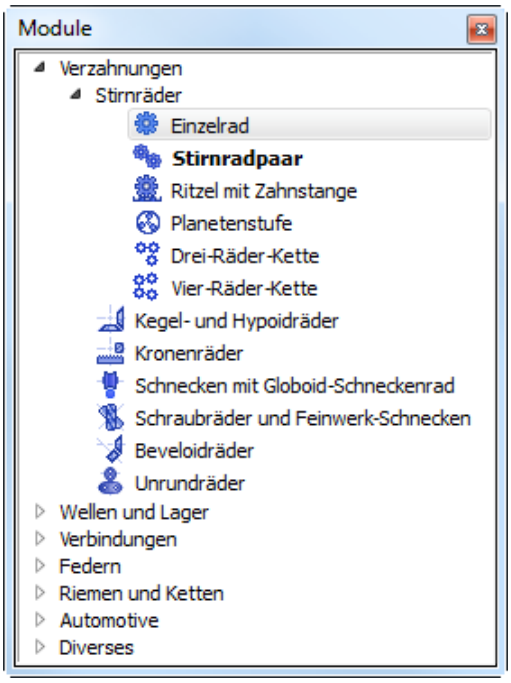


Abbildung 4.2: Berechnungsmodule von KISSsoft

4.2.2 Der Projektbaum

Der Projektbaum gibt Ihnen einen Überblick über die geöffneten Projekte, die Dateien die zu diesen Projekten gehören und zeigt das aktive Arbeitsprojekt (siehe Seite I-58) in Fettdruck. Die Bedienung der Projektverwaltung (siehe Seite I-55) erfolgt über das Menü `Projekt` sowie über ein Kontextmenü (siehe Seite I-33).

4.2.3 Das Resultatefenster

Im Resultatefenster von KISSsoft werden die Ergebnisse der letzten Berechnung angezeigt.

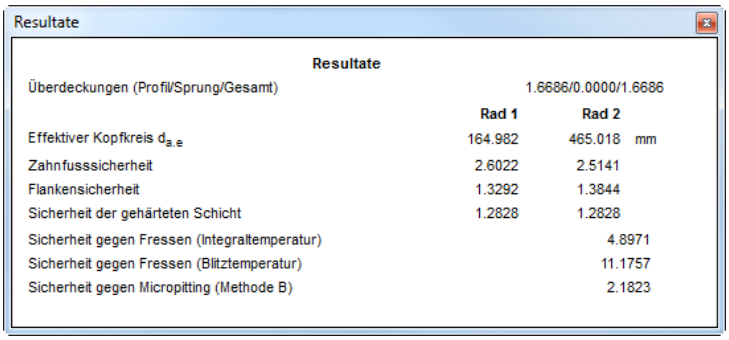


Abbildung 4.3: Das Resultatefenster von KISSsoft

4.2.4 Das Meldungsfenster

Im Meldungsfenster werden sämtliche Informationen, Warnungen und Fehler angezeigt. Standardmässig werden alle Meldungen zusätzlich zur Ausgabe auch in einer Messagebox angezeigt. Das Anzeigen von Informationen und Warnungen in einer Messagebox kann über `Extras > Einstellungen` geändert werden.

4.2.5 Das Infofenster

Im Infofenster werden Informationen angezeigt die über einen Info-Button (siehe Seite I-51) im Berechnungsmodul geöffnet werden. Über ein Kontextmenü (siehe Seite I-33) können die Informationen gezoomt und gedruckt werden.

4.2.6 Handbuch und Suche

Das Inhaltsverzeichnis und die Suchfunktion des Handbuchs sind ebenfalls als Dockfenster verfügbar. Wird ein Eintrag durch Doppelklick ausgewählt, öffnet sich der Helptext-Viewer (siehe Seite I-47) und das entsprechende Kapitel im Handbuch wird angezeigt.

4.3 Grafikfenster

In KISSsoft können Sie beliebig viele Grafikfenster gleichzeitig öffnen und diese wie die anderen Dockfenster (siehe Seite I-35) nach belieben anordnen. So haben Sie alle Grafiken und Diagramme die für Ihre Berechnungen relevant sind, gleichzeitig im Blick. Um mit den Grafiken effektiv zu arbeiten stehen die Symbolleiste (siehe Seite I-39), das Kommentarfeld, das Kontextmenü (siehe Seite I-41) und die Eigenschaften (siehe Seite I-41) zur Verfügung.

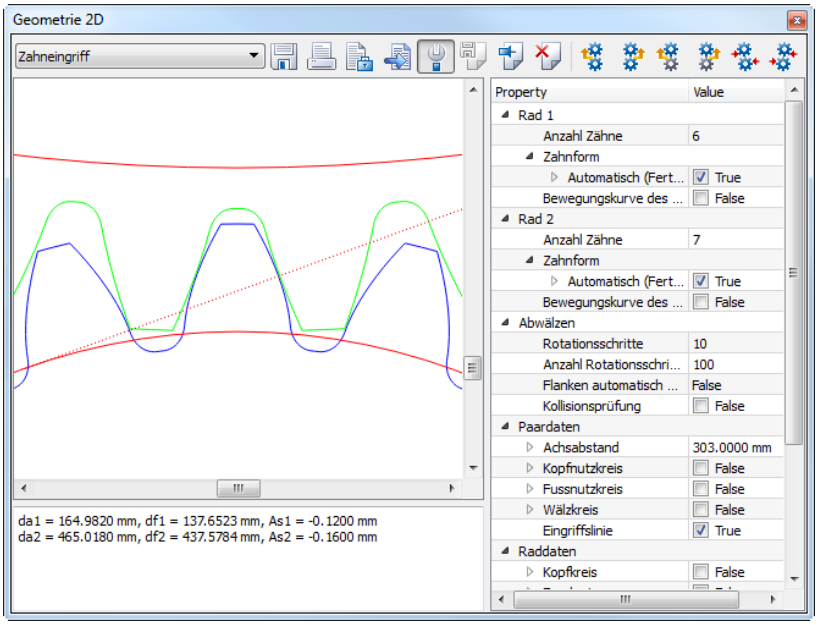


Abbildung 4.4: Komponenten des Grafikfensters

4.3.1 Symbolleiste und Kontextmenü

Über die Auswahlliste in der Symbolleiste können Sie zwischen den verschiedenen Grafiken einer Gruppe umschalten. Zudem sehen Sie verschiedene Symbole zum Speichern, Drucken und Sperren einer Grafik sowie zum ein- und ausblenden deren Eigenschaften.



Grafik speichern unter

Speichert die Grafik als DXF, als IGES oder in einem anderen Bild- oder Textformat unter dem angegebenen Namen.

Beim Speichern von Diagrammen in eine DXF-Datei entsteht in der Regel ein Konflikt zwischen den Einheiten der Diagrammachsen und der Einheit der DXF-Datei. Daher erscheint beim Speichern ein Dialog in dem der Zeichenbereich in den das Diagramm in der Datei projeziert werden soll, angegeben werden kann.



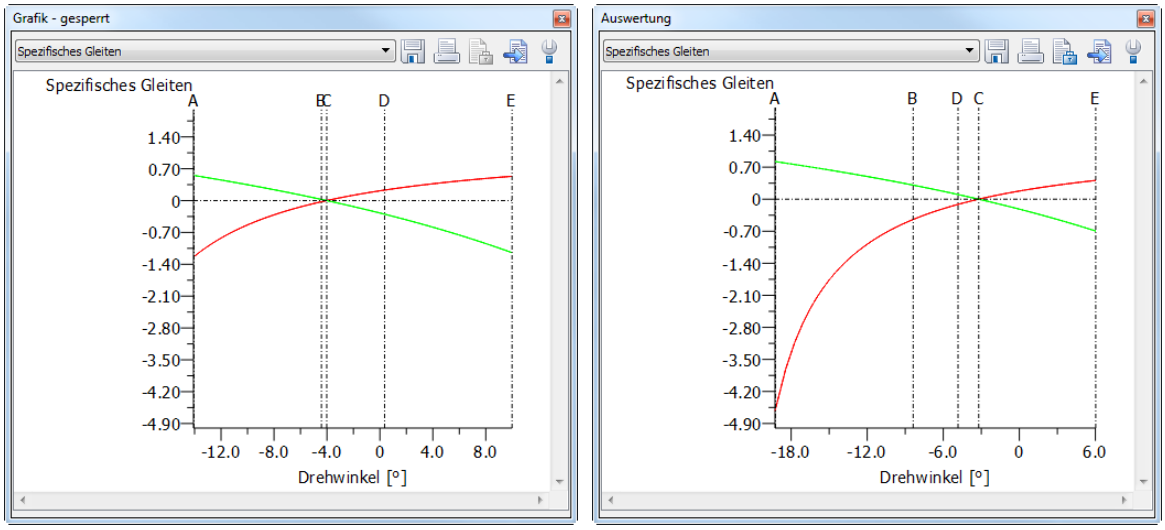
Grafik drucken

Druckt den aktuellen Ausschnitt der Grafik. Die Informationen unterhalb der Grafik werden durch Protokollvorlagen graph?.rpt definiert, siehe Protokollvorlagen (auf Seite I-78).



Sperren

Eignet sich zum Vergleichen zweier Berechnungsergebnisse. So können Sie bspw. für ein Verzahnungsszenario eine Grafik `Spezifisches Gleiten` erstellen, diese Grafik sperren und nach Änderung der Zahnradparameter ein weiteres Grafikfenster mit den neuen Berechnungsergebnissen öffnen. Das gesperrte Fenster wird nicht mehr aktualisiert.



(a) Gesperrtes Fenster (b) Fenster mit neuen Berechnungsergebnissen

Abbildung 4.5: Sperren von Grafikfenstern

Beim Sperren eines Grafikfensters öffnet sich ein Dialog, in dem Sie dem Fenster einen Titel zuweisen können um bei Vergleichen einen besseren Überblick zu haben.

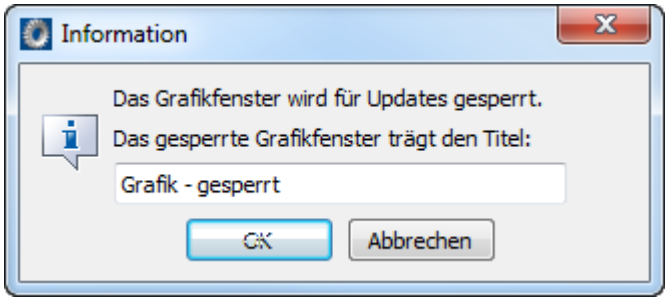


Abbildung 4.6: Dialogfenster zur Eingabe des Fenstertitels

Eigenschaften

Öffnet im gleichen Fenster eine Liste mit Eigenschaften (siehe Seite I-41) der aktuellen Grafik.

4.3.2 Kommentarfeld

Im Kommentar werden Hinweise zur Grafik angezeigt. Der Kommentar kann beliebig geändert werden und wird beim Drucken ausgegeben.

4.3.3 Kontextmenü

Mit der linken Mausstaste können Sie in einer Grafik Selektieren, Verschieben, Zoomen und Messen. Welche Aktion ausgeführt werden soll können Sie im Kontextmenü dauerhaft auswählen. Ein schnellerer Zugriff ist durch die Kombination Verschieben: Shift, Zoomen: Ctrl und Messen: Alt mit der linken Maustate möglich.

Weitere Aktionen im Kontektmenü sind: Vergrössern (Plus), Verkleinern (Minus) und Vollbild (Pos1 bzw. Home). Die Pfeiltasten verschieben den aktuellen Grafikausschnitt.

4.3.4 Eigenschaften

Über die Eigenschaften einer Grafik können Sie deren Elemente ein- und ausblenden sowie Farben und Linienstile ändern. Je nach Grafik sind unterschiedliche Anpassungen möglich: bei Diagrammen etwa können Sie die Wertebereiche und die Einheiten auf den Achsen anpassen, bei einem Zahneingriff den Achsabstand variieren.

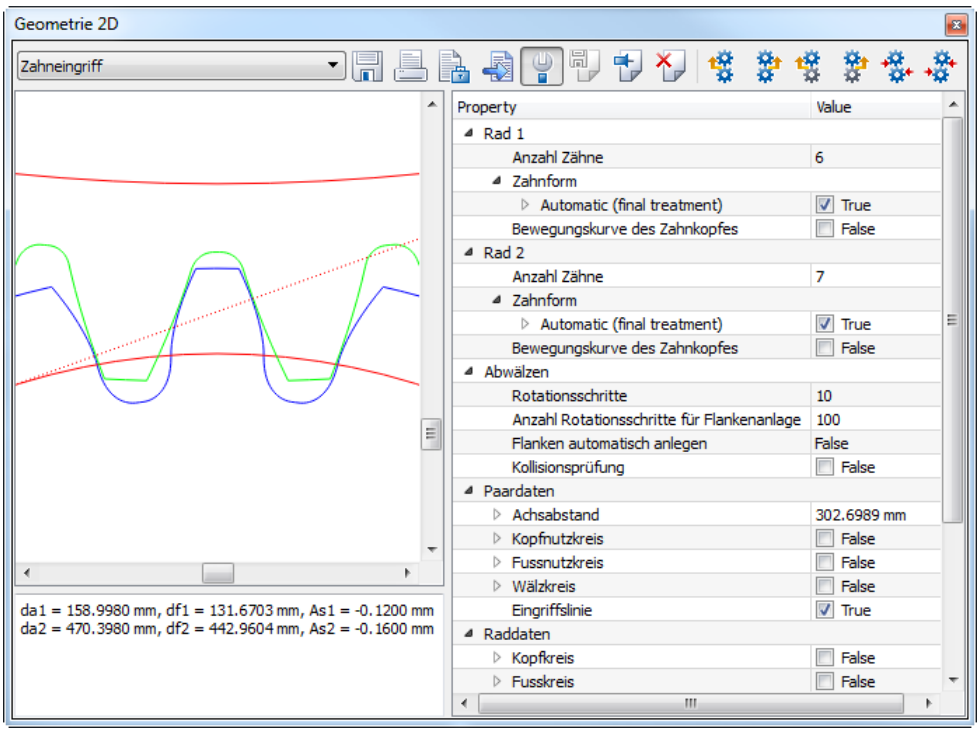


Abbildung 4.7: Grafikeigenschaften

Sind die Eigenschaften eingeblendet so sehen Sie in der Symboleiste drei weitere Symbole. Über diese können Sie Kurven in einer Grafik als Text oder in der Grafik selber speichern.



Kurve speichern als Text

Speichert die Koordinaten der in den Eigenschaften selektierte Kurve in eine Textdatei. Sie können somit sehr einfach Kurven z.B. in eine Exceldatei übertragen.



Kurve speichern

Speichert die in den Eigenschaften selektierte Kurve in die Grafik. Hiermit haben Sie ein optimales Werkzeug um grafische Ausgaben einer Berechnung zu vergleichen während Sie deren Parameter variieren.



Speicher löschen

Löscht die Kurven im Speicher.

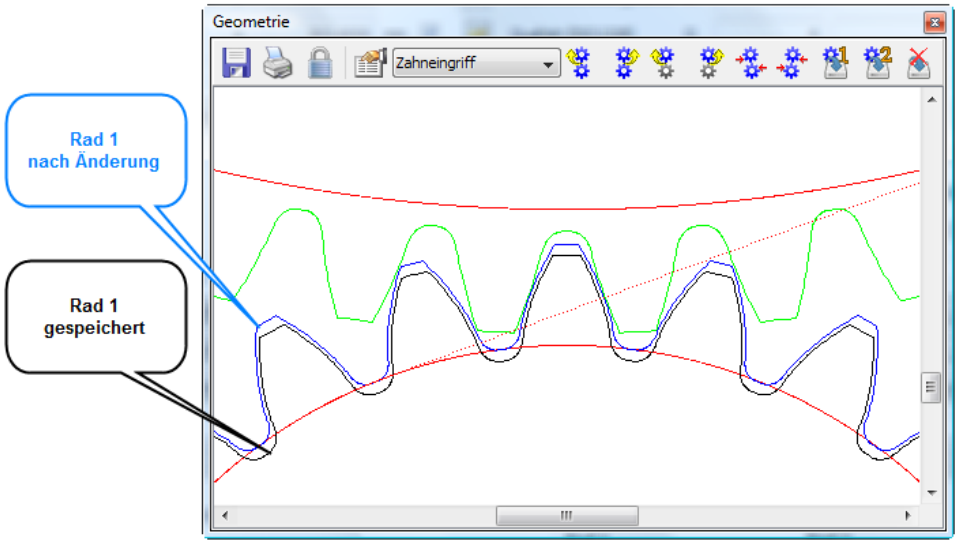


Abbildung 4.8: Grafik mit gespeicherten und variierten Kurven

4.3.5 Verzahnungen

Bei Verzahnungen sehen Sie im Grafikfenster `Geometrie` zusätzliche Symbole zum Abwälzen der Zahnradpaarung und zum Anlegen der Flanken.



Nach links drehen

Abwälzen der Zahnradpaarung nach links.

Tastenkombination: Ctrl + Pfeil links



Nach rechts drehen

Abwälzen der Zahnradpaarung nach rechts.

Tastenkombination: Ctrl + Pfeil rechts



Unabhängig nach links drehen

Ein Rad wird festgehalten während das andere nach links gedreht wird. Die Profile überdecken sich.

Tastenkombination: Alt + Pfeil links



Unabhängig nach rechts drehen

Ein Rad wird festgehalten während das andere nach rechts gedreht wird. Die Profile überdecken sich.

Tastenkombination: Alt + Pfeil rechts



Flanke links anlegen

Die Zahnräder werden so gedreht, bis sich die Flanken der beiden Räder links berühren.



Flanke rechts anlegen

Die Zahnräder werden so gedreht, bis sich die Flanken der beiden Räder rechtsberühren.

HINWEIS:

Durch gedrückt halten eines Buttons zum Drehen werden die Zahnräder fortlaufend (Movie) gedreht.

HINWEIS:

Über die Eigenschaften (siehe Seite I-41) kann die Anzahl der Rotationsschritte für das Drehen vorgegeben werden. Die Anzahl der Rotationsschritte bezieht sich hierbei auf die Teilung.

4.4 Haupteingabebereich

Der Haupteingabebereich zeigt das Eingabefenster eines Berechnungsmoduls. Zusätzlich wird er für die Anzeige des internen Protokoll-Viewers sowie des internen Hilfe-Viewers verwendet.

4.4.1 Protokoll-Viewer

Wenn Sie in KISSsoft ein Protokoll erstellen, öffnet sich der Protokoll-Viewer im Haupteingabebereich, die Einträge im Menü `Protokoll` werden aktiviert und die Symbolleiste des Protokoll-Viewers wird angezeigt. Der Protokoll-Viewer ist ein Texteditor der die üblichen Funktionen zum Speichern und Drucken einer Textdatei unterstützt. Sie können Protokolle in KISSsoft im Rich Text Format (*.rtf), im Portable Document Format (*.pdf), im Microsoft Word Format (*.doc) und als ANSII Text (*.txt) speichern.

Weitere Funktionen des Protokoll-Viewers sind Undo/Redo, Kopieren, Ausscheiden, Einfügen und Suchen mit den üblichen Shortcuts. Sie können die Ansicht zoomen und das Protokoll nachträglich bearbeiten, in dem Sie die Schriftgröße, Fettdruck, Rekursivdruck und Untersteichungen ändern. Um generell das Aussehen des Protokolls zu ändern, gehen Sie ins Menü `Protokoll > Einstellungen`.

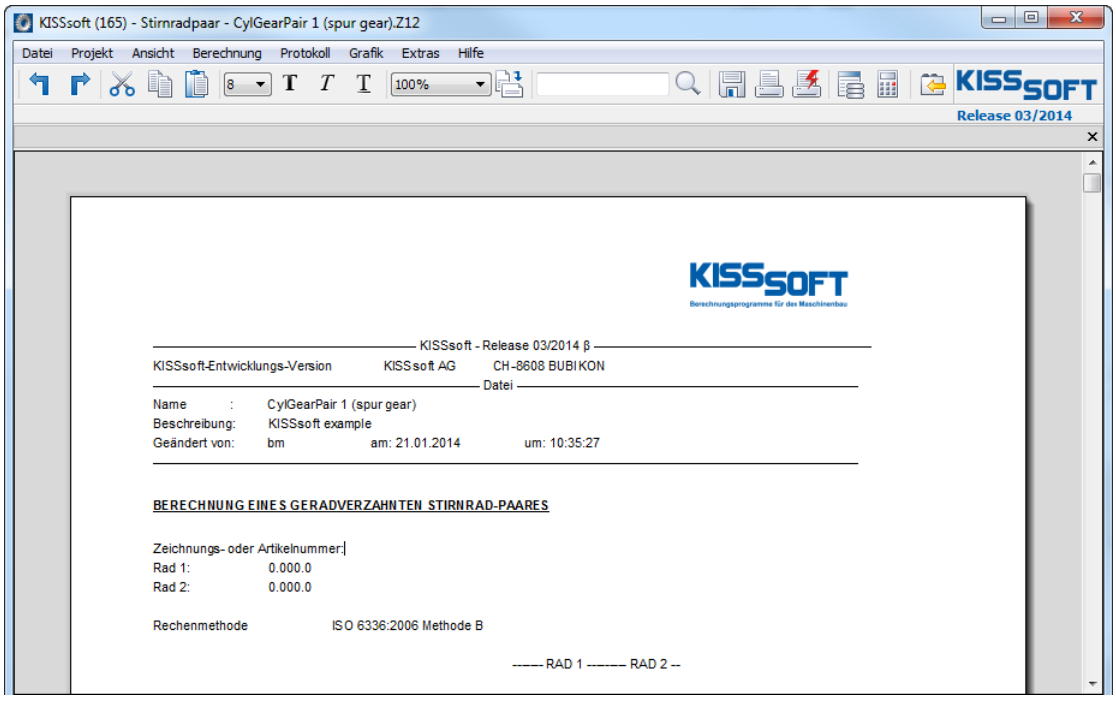


Abbildung 4.9: Der Protokoll-Viewer von KISSsoft

4.4.2 Helptext-Viewer

Das Handbuch von KISSsoft wird im HTML Format im Helptext-Viewer angezeigt. Öffnen Sie das Handbuch über eine Auswahl im Inhaltsverzeichnis des Handbuchs oder dessen Suchfunktion. Über die Taste `F1` erhalten Sie mehr Informationen zu der Stelle in KISSsoft an der sich der Cursor momentan befindet.

4.5 Tooltips und Statusbar

Wo immer sinnvoll, werden in KISSsoft Tooltips eingefügt, welche Ihnen eine zusätzliche Kurzinformation zu Programmelementen geben. Tooltips erscheinen automatisch, wenn Sie langsam mit der Maus über ein Programmelement fahren.

Im linken Bereich der Statusbar werden ausführlichere Informationen zu allen Aktionen des Menüs angezeigt sobald Sie sich mit der Maus über einem Menüpunkt befinden. Befinden Sie sich mit der Maus über einer Auswahlliste so wird der aktuelle Listeneintrag in der Statusbar angezeigt. Dies ist besonders hilfreich, wenn die Breite der Auswahlliste die Anzeige beschränkt.

Im rechten Bereich der Statusbar wird der aktuelle Status der Berechnung angezeigt. Das Flag steht auf KONSISTENT, falls die Resultate aktuell sind, INKONSISTENT zeigt an, dass die Berechnung erneut durchgeführt werden sollte.

Kapitel 5
KISSsoft Berechnungsmodule

5.1 Standard- und Spezialtabs

Die Eingaben der meisten Berechnungsmodule sind in verschiedene Tabs unterteilt. Dadurch werden die Eingaben logisch unterteilt. Bei komplexeren Berechnungen wie z.B. Stirnradpaar, werden nicht automatisch alle vorhandenen Tabs angezeigt. Beim Öffnen einer neuen Berechnung sind nur die Tabs zu sehen, welche unbedingt notwendige Eingaben enthalten (z.B. für ein Stirnradpaar die Tabs Basisdaten, Bezugsprofil und Toleranzen). Über das Menü `Berechnung` können je nach Bedarf weitere Tabs hinzugefügt werden (z.B. für ein Stirnradpaar das Tab Korrekturen insofern Korrekturen an den Zahnrädern gewünscht sind).

KISSsoft Berechnungsmodule kennen zwei Arten von Tabs: Standardtabs und Spezialtabs, dargestellt in Abb. 1.1.

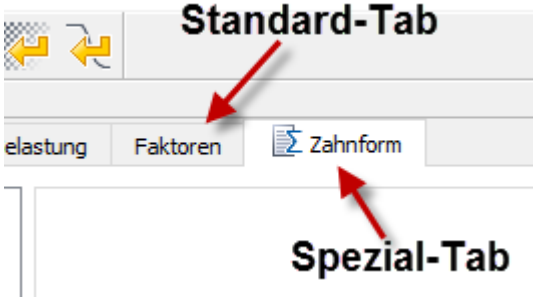


Abbildung 5.1: Standard- und Spezialtabs

Wenn beim Ausführen der Berechnung ein Standardtab (z.B. Basisdaten) aktiv ist, so wird die Standardberechnung ausgeführt und die Resultate dieser Standardberechnung werden im Resultatefenster (siehe Seite I-36) angezeigt. Beim Protokollieren wird das Standardprotokoll erstellt.

Spezialtabs sind mit dem -Symbol gekennzeichnet. Ist ein solches Spezialtab aktiv so wird beim Ausführen der Berechnung zusätzlich zur Standardberechnung eine spezielle Berechnung (z.B. für ein Stirnradpaar die Berechnung der Eingriffflinie unter Last) ausgeführt. Im Resultatefenster stehen dann die Ausgaben der zusätzlichen Berechnung und auch beim Protokollieren erhalten Sie ein Protokoll über die Ergebnisse der zusätzlichen Berechnung.

5.2 Eingabeelemente

Alle KISSsoft Berechnungsmodule verwenden zur Eingabe dieselben Eingabeelemente welche im Folgenden genauer erläutert werden.

5.2.1 Werteingabefelder

Zu einem Werteingabefeld gehört in der Regel die Bezeichnung der Variable, ein Formelzeichen, das Editfeld und eine Einheit. Ist das Editfeld ausgegraut so kann diese Variable nicht vorgegeben werden, sie wird bei der Berechnung berechnet. Hinter einem Werteingabefeld können einer oder mehrere der folgenden Buttons stehen:



Durch Setzen des Check-Buttons können Sie einen Wert festhalten



Durch Setzen eines Radio-Buttons können Sie festlegen welche Werte einer Gruppe berechnet und welche festgehalten werden



Der Auslegen-Button berechnet den Wert anhand von Rechenmethoden



Der Umrechnen-Button berechnet den Wert anhand von Umrechnungsformeln



Der Plus-Button liefert zusätzliche Daten zu einem Wert



Der Info-Button zeigt Informationen im Infofenster (siehe Seite I-36) an

5.2.2 Formeleingabe und Winkeleingabe

In einigen Fällen ist es praktisch, wenn ein Wert anhand einer kleinen Hilfsberechnung ermittelt werden kann. Durch einen Klick mit der rechten Maustaste in das Editfeld eines Werteingabefeldes (siehe Seite I-51) öffnen Sie einen Formeleditor. Hier kann eine Formel aus den vier Grundrechenarten +, -, * und / eingegeben werden. Zusätzlich können alle Funktionen verwendet werden, die vom Reportgenerator unterstützt werden (→ siehe Tabelle auf Seite I-84). Bestätigen Sie die Formel mit der Enter-Taste und die Formel wird ausgewertet. Die Formel selbst geht dabei verloren: wenn Sie in die Formeleingabe zurückkehren, sehen Sie dort anstelle der Formel den berechneten Wert.

Bei Werteingabefeldern (siehe Seite I-51) die einen Winkel anzeigen wird anstelle des Formeleditors ein Dialog zur Eingabe von Grad, Minuten und Sekunden angezeigt.

5.2.3 Einheitenumschaltung

In KISSsoft können Sie alle Einheiten in den Werteingabefeldern (siehe Seite I-51) und in den Tabellen (siehe Seite I-51) umschalten. Klicken Sie dazu mit der rechten Maustaste auf die Einheit. Es öffnet sich ein Kontextmenü, welches alle möglichen Einheiten für den Wert anbietet. Wird eine andere als die momentan verwendete Einheit ausgewählt, rechnet KISSsoft den aktuellen Wert im Werteingabefeld auf die neue Einheit um.

Um generell zwischen metrischen und imperialen Einheiten umzuschalten, gehen Sie ins Menü `Extras > Einheitensystem`.

5.2.4 Tabellen

In manchen Modulen werden Daten in einer Tabelle angezeigt oder eingegeben. Die Auswahl einer Zeile erfolgt durch Doppelklick, ebenso die Auswahl eines Feldes zur Eingabe. Bei Tabellen werden häufig zusätzliche Informationen als Tooltip (siehe Seite I-48) angezeigt. Hinter Tabellen zur Eingabe von Daten stehen in der Regel folgende Button:



Der Add-Button fügt eine Zeile in die Tabelle ein



Der Remove-Button entfernt die selektierte Zeile aus der Tabelle



Der Clear-Button löscht alle Einträge in der Tabelle

5.3 Berechnen und Protokollieren

Über die Aktion `Berechnung > Ausführen` wird die aktuelle Berechnung ausgeführt. Zusätzlich haben Sie über die Toolbar und über die Funktionstaste `F5` schnellen, komfortablen Zugriff auf diese Aktion. Beachten Sie hierbei dass ein Berechnungsmodul zusätzlich zur Standardberechnung weitere spezielle Berechnungen haben kann. Diese speziellen Berechungen werden nur ausgeführt wenn das entsprechende Spezialtab (siehe Seite I-50) aktiv ist.

Über die Aktion `Protokoll > Erstellen` erhalten Sie ein Protokoll zur aktuellen Berechnung. Beachten Sie auch hier die Unterscheidung zwischen dem Standardprotokoll und den Protokollen zu dem speziellen Berechnungen der Spezialtabs (siehe Seite I-50).

Der Status einer Berechnung ist konsistent wenn Sie ohne Fehler ausgeführt werden konnte. Sobald im Eingabefenster Daten geändert werden, wird die Berechnung inkonsistent, d.h. die Resultate im Resultatefenster sowie die Grafiken stimmen nicht mehr mit den Daten der Oberfläche überein. Der aktuelle Status der Berechnung wird in der Statusbar (siehe Seite I-48)angezeigt.

5.4 Meldungen

Eine Berechnung sendet verschiedene Arten von Meldungen an das Eingabefenster: Informationen, Warnungen und Fehler. Informationen und Warnungen sollten beachtet werden um sichere Ergebnisse zu erhalten. Ist ein Fehler aufgetreten, so wurde die Berechnung abgebrochen.

Standardmässig werden alle Meldungen in einer Messagebox und im Meldungsfenster (siehe Seite I-36) angezeigt. Das Anzeigen von Informationen und Warnungen in einer Messagebox kann über `Extras > Einstellungen` geändert werden.

Kapitel 6
Projektverwaltung

KISSsoft hat eine eigene Projektverwaltung die Sie bei der Organisation Ihrer Berechnungsdateien und Ihrer externen Dateien unterstützt. Der wesentliche Bereich der Projektverwaltung ist der Projektbaum (siehe Seite I-36) von KISSsoft. Hier sehen Sie welche Projekte Sie gerade geöffnet bzw. aktiviert haben und bekommen alle Informationen über die Dateien die zu den einzelnen Projekten gehören.

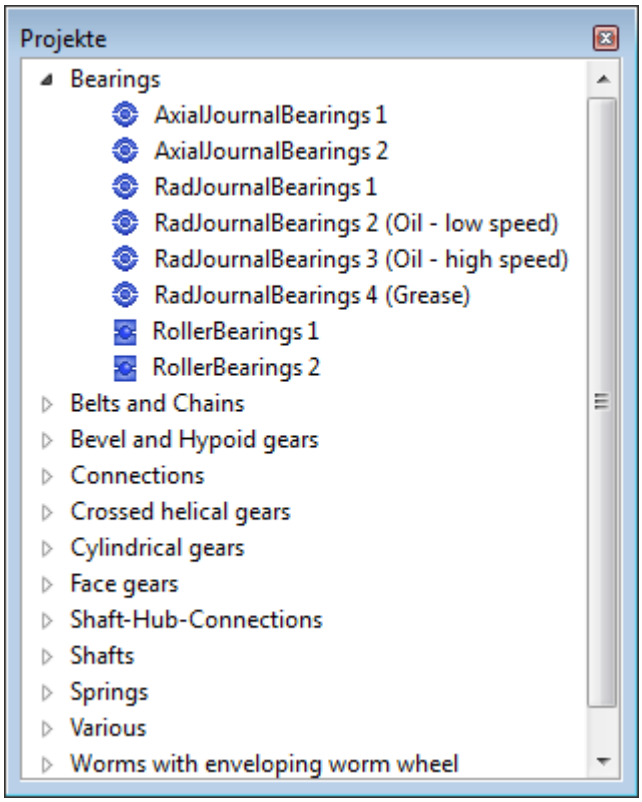


Abbildung 6.1: Der Projektbaum von KISSsoft

6.1 Projekte erstellen, öffnen und schliessen

Über die Aktion `Projekt > Neu...` können Sie ein neues Projekt erstellen. Es öffnet sich ein Dialog in dem Sie den Namen des Projektes, das Projektverzeichnis, Beschreibungen und Kommentare sowie das Verzeichnis für die Standarddateien (siehe Seite I-12) die verwendet werden sollen, eingeben können. Das neu erstellte Projekt wird in den Projektbaum eingefügt und als aktives Arbeitsprojekt (siehe Seite I-58) festgelegt.

Wenn Sie ein bestehendes Projekt öffnen (`Projekt > Öffnen...`) wird dieses ebenfalls in den Projektbaum eingefügt und als aktives Arbeitsprojekt (siehe Seite I-58) festgelegt.

Sie schließen ein Projekt in dem Sie das Projekt selektieren und die Aktion `Projekt > Schließen` ausführen. Diese Aktion finden Sie auch im Kontextmenü (siehe Seite I-33) des Projektbaums. Das Projekt bleibt dabei erhalten, Sie können es jederzeit wieder öffnen.

6.2 Dateien hinzufügen und entfernen

Dateien können entweder über die Projekteigenschaften (siehe Seite I-60) oder über das Kontextmenü (siehe Seite I-33) hinzugefügt und entfernt werden. Sie können nicht nur Berechnungsdateien von KISSsoft sondern auch beliebige externe Dateien zu einem Projekt hinzufügen.

6.3 Das aktive Arbeitsprojekt

Der Projektbaum zeigt alle geöffneten Projekte an, wobei aber nicht unbedingt ein aktives Arbeitsprojekt festgelegt sein muss. Haben Sie ein aktives Arbeitsprojekt festgelegt, so ist dieses in Fettdruck dargestellt. Sie können ein Projekt über die Aktion `Projekt > Als Arbeitsprojekt festlegen` sowie über das Kontextmenü aktivieren. Die Aktion `Projekt > Ohne Projekt arbeiten` deaktiviert das aktive Arbeitsprojekt.

Die aktuelle Berechnungsdatei muss nicht unbedingt zum aktiven Arbeitsprojekt gehören.

6.4 Speicherorte

Dateien die einem Projekt angehören, müssen nicht unbedingt im Projektverzeichnis liegen. Dateien können daher auch mehreren Projekten gleichzeitig angehören. Haben Sie aber ein aktives Arbeitsprojekt (siehe Seite I-58) festgelegt, so schlägt KISSsoft Ihnen zuerst dessen Projektverzeichnis als Speicherort vor, wann immer Sie eine Berechnungsdatei oder ein Protokoll öffnen oder speichern möchten. Arbeiten Sie ohne Projekt, so wird Ihr persönliches Benutzerverzeichnis (siehe Seite I-14) als Speicherort vorgeschlagen.

6.5 Projekteigenschaften

Die Projekteigenschaften für das selektierte Projekt werden über die Aktion `Projekt > Eigenschaften`, oder über das Kontextmenü (siehe Seite I-33)des Projektbaums angezeigt.

Kapitel 7
Dynamische Benutzeroberfläche

Die Oberfläche von KISSsoft ist durch editierbare Textdateien (Beschreibungsdaten) definiert. Die enthaltenen Elemente sind fester Bestandteil der Software. Ihre Aufteilung und Anordnung kann jedoch von jedem Anwender selbst zusammengestellt werden. Häufig verwendetet Eingaben können in den Tabs und Dialogen vorgezogen, nicht verwendete ausgeblendet oder schreibgeschützt werden. KISSsoft kann somit leicht an die individuellen Bedürfnisse eines jeden Anwenders angepasst werden.

7.1 Modifizieren mitgelieferter Tabs und Dialoge

Die Beschreibungsdateien der mitgelieferten Tabs und Dialoge liegen im Verzeichnis kui (kisssoft user interface). Diese Dateien sollten auf keinen Fall vom Anwender modifiziert werden, denn Erweiterungen an der Oberfläche, die mit einem Patch ausgeliefert werden, überschreiben sämtliche Änderungen des Anwenders. Um die Oberfläche an die eigenen Bedürfnisse anzupassen, wird die entsprechende Beschreibungsdatei ins Verzeichnis ext/kui kopiert und dort geändert. KISSsoft wertet zuerst die Dateien in diesem Verzeichnis aus. Die Beschreibungsdateien werden über ihren Dateinamen und die Dateiendung *.kui dem entsprechenden Berechnungsmodul zugeordnet. Daher darf der Dateiname nicht verändert werden.

7.2 Hinzufügen zusätzlicher Tabs und Dialoge

Die Beschreibungsdateien für zusätzliche Tabs und Dialoge werden im Verzeichnis ext/dui (dynamic user interface) abgelegt. KISSsoft wertet die vorhandenen Dateien bei jedem Modulstart aus. Der Dateiname kann frei gewählt werden, die Dateiendung muss jedoch zwingend *.dui lauten.

Durch den Tag `<module>` erkennt KISSsoft für welches Berechnungsmodul die Beschreibungsdatei definiert wurde. Diese Angabe ist bei Tabs obligatorisch. Der Titel des Tabs oder Dialogs wird mit dem Tag `<title>` definiert. Das Tag kann einen konkreten Text enthalten oder die ID (Nummer) eines Textes aus dem KISSsoft Glossar (wpoolUi_.txt).

Mit dem Tag `<before>` kann die Position des zusätzlichen Tabs definiert werden. Wenn das Tag `<before>` nicht gesetzt wird, wird das zusätzliche Tab hinter die mitgelieferten Tabs gesetzt. Ein zusätzliches Tab kann auch als Ersatz für mitgelieferte Tabs dienen. Das zu ersetzende Tab wird mit dem Tag `<exclude>` definiert.

Beispiel für ein zusätzliches Tab:

```
<KISSsoft filetype="userinterface">
<module>Z012</module>
<title>My own titel</title>
<before>Tolerances</before>
<exclude>Z012_BasicData.kui</exclude>
<element>a</element>
<element>Q</element>

</KISSsoft>
```

Ein zusätzliches Tab wird per Default immer angezeigt. Mit dem Tag `<permanent>` wird definiert, dass das Tab über das Menü "Berechnungen" zugeschaltet werden kann.

```
<permanent>false</permanent>
```

Zusätzliche Tabs verhalten sich per Default wie die mitgelieferten Standard-Tabs. Um das Verhalten eines Spezial-Tab abzubilden, werden die Tags `<calculation>`, `<report>` und `<results>` hinzugefügt. Das Tag `<calculation>` führt eine COM-Funktion aus. Sämtliche über die COM-

Schnittstelle verfügbaren Funktionen stehen zur Verfügung. Für das Protokoll und die Resultate wird der Name der entsprechenden Vorlage gesetzt (siehe Kapitel Resultate und Protokolle (auf Seite I-71) im Handbuch).

Zusätzlichen Dialogen kann über den Tag `<setup>` eine COM-Funktion mitgegeben werden, welche beim Dialogstart ausgeführt wird.

Beispiele für zusätzliche Beschreibungsdateien können bei der KISSsoft AG angefordert werden.

7.3 Formatierungen

7.3.1 Elemente

Ein Element wird mit dem Tag `<element>ElementName</element>` hinzugefügt. Die Reihenfolge der Elemente in der Beschreibungsdatei entspricht der Reihenfolge in der Oberfläche.

Folgende Elementtypen sind vorhanden:

Werteingabefelder	Zur Eingabe von ganzzahligen Werten oder Gleitkommawerten
Auswahllisten (Dropdown-listen)	Zur Auswahl von Listeneinträgen, Datenbankeinträgen, Werkstoffen, Schmierstoffen oder Lastkollektiven
Checkboxen	Zum Aktivieren/Deaktivieren von Berechnungsoptionen
Überschriften und Texte	Zur Gliederung der Oberfläche

Für ein Element können folgende Attribute gesetzt werden:

de, en, fr, it, es, pt, ru, all	Überschreibt die Bezeichnung eines Elements. Mit dieser Option kann ein firmenspezifisches oder regionales Glossar realisiert werden. Das Attribut kann einen konkreten Text enthalten oder die ID (Nummer) eines Textes aus dem KISSsoft Glossar (wpoolUi_.txt).
nolnput	Wird dieses Attribut auf true gesetzt, so ist das entsprechende Element schreibgeschützt. Mit dieser Option können Werte vorbelegt (siehe Definition eigener Standarddateien im Handbuch) und deren Änderung durch den einzelnen Anwender blockiert werden.
unit	Verwendet die gesetzte Einheit als Standard in der Oberfläche.
index	Elemente mit mehrfachen Eingaben werden auf einen festen Index reduziert.

```
<element attribute1="wert" attribu-
te2="wert">Name</element>
```

Listen mit den vorhandenen Elementen können bei der KISSsoft AG angefordert werden.

7.3.2 Spalten

Eine Spalte wird mit dem Tag `<column>` hinzugefügt. Die Reihenfolge der Spalten in der Beschreibungsdatei entspricht der Reihenfolge in der Oberfläche. Mehr als zwei Spalten sind in der Regel nicht sinnvoll.

Beispiel für ein zweispaltiges Layout:

```
<column>

<element>Element1</element>

<element>Element2</element>

</column>

<column>

<element>Element3</element>

<element>Element4</element>

</column>
```

7.3.3 Gruppen

Eine Gruppe wird mit dem Tag `<group>` hinzugefügt. Die Reihenfolge der Gruppen in der Beschreibungsdatei entspricht der Reihenfolge in der Oberfläche. Gruppen können Spalten enthalten. Gruppen können nicht geschachtelt werden.

Der Titel einer Gruppe wird mit den Tag `<title>` definiert. Das Tag kann einen konkreten Text enthalten oder die ID (Nummer) eines Textes aus dem KISSsoft Glossar (wpoolUi_.txt).

Beispiel für eine Gruppe:

```
<group>

<title>145</title>

<element>Element1</element>

<element>Element2</element>

</group>
```

7.3.4 Tabs

Dialoge können Tabs enthalten. Ein Tab wird mit dem Tag `<tab>` hinzugefügt. Die Reihenfolge der Tabs in der Beschreibungsdatei entspricht der Reihenfolge im Dialog. Jedes Tab enthält in Gruppen oder Spalten angeordnete Elemente. Unter-Tabs in einem Tab eines Berechnungsmoduls werden nicht unterstützt.

Der Titel eines Tabs wird mit den Tag `<title>` definiert. Das Tag kann einen konkreten Text enthalten oder die ID (Nummer) eines Textes aus dem KISSsoft Glossar (wpoolUi_.txt).

7.3.5 Kommentare

Kommentare in einer Beschreibungsdatei können sinnvoll sein, um den Aufbau zu erläutern. Kommentare werden mit // eingeleitet.

```
<title>32</title>        // Basisdaten
```

7.3.6 Sonderelemente

7.3.6.1 Trennlinie

Eine (horizontale) Trennlinie kann so hinzugefügt werden

<line></line>

7.3.6.2 Beschriftung

Ein konkreter, statischer Text kann wie folgt definiert werden

<text column="3" alignment="left">My sample text</text>

Diese Zeile wird den Text „My sample text" in der dritten Spalte platzieren (column="3"). Die Zentrierung kann als Links (alignment="left"), Rechts (alignment="right") oder Zentriert (alignment="center") definiert werden. Wenn der Text aus dem KISSsoft Glossar (wpoolUi_.txt) genommen werden soll, geben Sie die ID (Nummer) direkt ein, wie zum Beispiel

<text column="3" alignment="left">63</text>

Die Attribute „column" und „alignment" sind keine Pflichtfelder, und können weggelassen werden. Wenn sie nicht definiert werden, werden folgende Standard-Werte genommen.

Attribut	**Standard-Wert**
column	1
alignment	Links

Es können auch mehrere Textwerte definiert werden, aber dann muss man auch die entsprechenden Spalten definieren, wie zum Beispiel

<text column="3|5" alignment="left|right">My sample text|Another text</text>

7.3.6.3 Benutzer-Definierte Variablen

Der Benutzer kann seine eigenen Variablen mit dem <var> Element definieren. Die allgemeine Definition des <var> Elements ist

<var type="double" default="15.2" label="My var label" formula="β" unit="DEGREE" save="true">MyDoubleVar</var>

Die Eigenschaften der Attibute des <var> Elements sind wie folgt

Attribute	Bedeutung	Standardwert	Pflichtfeld
type	„double", „integer" oder „string" definiert einen entsprechenden Variablentyp	-	Ja
default	Der Standardwert dieses Elements, falls die Variable noch nicht definiert wird (z.B. beim ersten Datei- Laden)	-	Nein
label	Die Beschriftung der Variable	Kein Text	Nein
formula	Die Formel (nach HTML) der Variable	Keine Formel	Nein
unit	Die Einheit der Variable (z.B. „MICROMETER", „MILLIMETER", „METER", „NEWTON", „SECOND" usw.)	Keine Einheit	Nein
save	Falls „true", wird die Variable mit der Datei mitgespeichert.	„false"	Nein

Jede benutzerdefinierte Variable kann im Protokoll (rpt) wie folgt verwendet werden:

Type	Variable Name	Name der Variable im Protokoll
double	my_double_var	UserDefined |0|my_double_var
integer	my_integer_var	UserDefined |1|my_integer_var
string	my_string_var	UserDefined |2|my_string_var

Zum Beispiel, eine "integer" Variable, die "NumTeeth" heisst, wird in der entsprechenden kui Datei so definiert:

<var type="integer" default="29">NumTeeth</var>

und wird im Protokoll so verwendet:
1Zähnezahl eigene Definition %i {UserDefined|1|NumTeeth}

Kapitel 8
Resultate und Protokolle

8.1 Resultate einer Berechnung

Wenn eine Berechnung ausgeführt wurde, werden die Ergebnisse im Resultatefenster (siehe Seite I-36) angezeigt. Werden keine Resultate angezeigt, so ist bei der Berechnung ein Fehler aufgetreten. In diesem Fall werden Sie durch eine Messagebox auf diesen Fehler aufmerksam gemacht. Ein Indikator in der Statuszeile (siehe Seite I-48) zeigt an, ob die Resultate konsistent sind, d.h. ob die Resultate mit den Daten in der Benutzeroberfläche übereinstimmen.

8.1.1 Eigene Texte im Fenster Resultate ergänzen

Dazu ist eine neue Datei im KISSsoft-Installationsverzeichnis unter "…\ext\rpt\" zu definieren. Diese muss folgendermassen benannt werden: "Modulname + result.RPT" (z.B. für ein Stirnradpaar Z012result.RPT).

Darin sind dann die neuen Parameter oder Werte zu definieren, welche ergänzt werden sollen. Diese Werte werden am Ende des Fensters "Resultate“ zusätzlich mit angezeigt.

Die Syntax entspricht genau den Angaben bei den Protokollvorlagen.

8.2 Berechnungsprotokolle

Über die Aktion `Protokoll > Erstellen` können Sie Ihre Berechnungen protokollieren. Zusätzlich haben Sie über die Toolbar und über die Funktionstaste `F6` schnellen, komfortablen Zugriff auf diese Aktion. Die Protokollinhalte sind abhängig vom aktiven Tab (siehe Seite I-50). Umfang (siehe Seite I-79) und Aussehen (siehe Seite I-79) der Standardprotokolle können über benutzerdefinierte Protokollvorlagen (siehe Seite I-78) beeinflusst werden.

Ein Berechnungsmodul kann weitere Protokolle haben, auf die sie über das Menü `Protokoll` zugreifen können.

Protokolle werden standardmäßig im Protokoll-Viewer (siehe Seite I-46) von KISSsoft angezeigt. **Wichtig**: Wenn Sie vom Protokoll-Viewer zum Eingabefenster zurückkehren wird das Protokoll verworfen. Um es längerfristig zur Verfügung zu haben müssen Sie es unter einem neuen Namen abspeichern!

HINWEIS

In der Regel sollte ein Protokoll nur dann erstellt werden wenn die Berechnung konsistent (siehe Seite I-53) ist. Ist dies nicht der Fall, so können Sie das Protokoll dennoch erstellen, wobei der Status der Berechnung dann im Protokoll vermerkt wird.

HINWEIS

Beim Erstellen eines Standardprotokolls wird eine RTF-Datei erzeugt mit der Bezeichnung des Moduls als Dateinamen. Abgelegt wird die Datei in dem in der KISS.ini (siehe Seite I-14) als TEMPDIR (siehe Seite I-14) definierten Verzeichnis.

8.3 Zeichnungsdaten

Je nach Berechnungsmodul kann über `Protokoll > Zeichnungsdaten` ein Protokoll erstellt werden, welches als Ausdruck für Zeichnungen verwendet werden kann.

8.4 Protokolleinstellungen

Unter `Protokoll > Einstellungen` können Sie das automatische Erstellen der Protokolle anpassen. Sämtliche Einstellungen sind auch global in der Datei KISS.ini (siehe Seite I-17) definierbar.

8.4.1 Allgemein

Definieren Sie hier den Umfang des Protokolls (siehe Seite I-79) und ob Warnungen aus der Berechnung beigefügt werden sollen. Weitere Einstellungen sind Schriftgrösse und Sprache sowie das Standardformat für das Speichern der Protokolle.

Das Protokoll kann auf zwei verschiedene Arten dargestellt werden: „Überschreiben" oder „Vergleichen".

Wenn ein Protokoll generiert wird während ein früher erstelltes Protokoll geöffnet ist, werden die Daten überschrieben. Der Cursor im Editor bleibt in derselben Zeile wie vorher. Dieses Feature ist hilfreich um bestimmte Werte unter Verwendung unterschiedlicher Eingaben zu analysieren.

Um zwei oder mehrere Protokolle gleichzeitig zu vergleichen, muss bei den Protokolleinstellungen der Modus „Vergleichen" eingestellt werden. Wichtig: dieser Modus kann nur gewählt werden, wenn KISSedit als Editor in Gebrauch ist. Es ist auch möglich, alle Protokolle synchron zu scrollen.

Diese Protokolleinstellungen können auch direkt in der Datei KISS.ini definiert werden.

8.4.2 Seitenlayout

Hier können Sie das Papierformat und die Seitenränder für das automatische Erstellen der Protokolle festlegen.

8.4.3 Kopf- und Fusszeile

Protokolle in KISSsoft werden standardmässig mit Kopfzeile und Fusszeile erzeugt. Sie können die Kopf- und Fusszeile selbst definieren. Hierzu stehen einige Platzhalter zur Verfügung.

Platzhalter	**Erklärung**
%logo	Bilddatei

%date	Datum
%time	Uhrzeit
%pn	Seitenzahl
%pc	Anzahl Seiten
%t	Tabulator

Der Platzhalter %logo verwendet die gewählte Bildatei um ein benutzerdefiniertes Logo (Firmenlabel) einzubinden. Datum und Zeit werden gemäss der Angabe unter `Extras > Einstellungen` ausgegeben.

8.4.4 Start- und Endblock

Protokolle in KISSsoft werden standardmässig mit einem Start- und einem Endblock erzeugt. Sie können diesen Start- bzw. Endblock selber definieren. Die Start- und Endblöcke sind in Vorlagedateien definiert, welche im Verzeichnis `rpt` im Installationsverzeichnis zu finden sind.

Sprache	**Startblock-Datei**	**Endblock-Datei**
Deutsch	kissd.rpt	kissfd.rpt
Englisch	kisse.rpt	kissfe.rpt
Französisch	kissf.rpt	kissff.rpt
Italienisch	kissi.rpt	kissfi.rpt
Spanisch	kisss.rpt	kissfs.rpt
Russisch	kissr.rpt	kissfr.rpt
Portugiesisch	kissp.rpt	kissfp.rpt

Befehle, die in diesen Vorlagen verwendet werden können und ihre Bedeutung:

Befehl	**Erklärung**
DATE	Datum (Ausgabeformat einstellbar unter "Extras/Einstellungen")
TIME	Uhrzeit (Ausgabeformat einstellbar unter "Extras/Einstellungen")
PROJECT	Projektname
PROJECTDESCRIPTION	Beschreibung des Projektes
FILENAME / BEZEICH-	Dateiname

NUNG	
FILENAME.EXT	Dateiname mit Extension (z.B. "Example1.Z12")
FILEPATH	Pfad mit Dateiname (z.B. "C:\Temp\GearPair.Z12")
DESCRIPTION	Beschreibung der Datei
COMMENT	Kommentar der Datei
CUSTOMER	Kundenname, welcher im Projekt definiert wurde
USER	Benutzername (Windows-Benutzername)
RELEASE	Versionsnummer (z.B. "04-2010")
COMPANY	Firmenname (wie in der Lizenzdatei definiert)
NLINES	Anzahl Linien des Protokolls
IMPERIALUNITS	Für IF-Anweisungen, ob imperial Einheiten eingestellt sind
METRICUNITS	Für IF-Anweisungen, ob metrische Einheiten eingestellt sind
PROJECTUSED	Für IF-Anweisungen, ob Projekte genutzt werden

8.5 Protokollvorlagen

KISSsoft stellt für jedes Berechnungsmodul Protokollvorlagen zur Verfügung, die Form und Inhalt der Protokolle festlegen. Sie können auf Basis dieser mitgelieferten Vorlagen, benutzerdefinierte Vorlagen erstellen um die Protokolle nachhaltig Ihren Bedürfnissen anzupassen. Hierbei müssen Formatierungen (siehe Seite I-79) und Speicherorte (siehe Seite I-78) eingehalten werden.

8.5.1 Speicherorte und Bezeichnungen

Von KISSsoft mitgelieferte Protokollvorlagen sind dem in der KISS.ini (siehe Seite I-14) als RPTDIR (siehe Seite I-14) definierten Verzeichnis abgelegt. Ist das RPTDIR (siehe Seite I-14) nicht in der KISS.ini (siehe Seite I-14) definiert, sind die Vorlagen im Installationsverzeichnis unter rpt zu finden. Benutzerdefinierte Protokollvorlagen sollten unbedingt in das Unterverzeichnis RPT in dem als EXTDIR (siehe Seite I-14) definierten Verzeichnis abgelegt werden. Nur so können Sie verhindern dass Ihre Vorlagen beim Aufspielen eines Patch überschrieben werden. Beim Erstellen eines Protokolls wird, sofern vorhanden, die benutzerdefinierte Protokollvorlage aus den EXTDIR verwendet. Ansonsten wird das Protokoll mit der Vorlage im RPTDIR erstellt.

Die Bezeichnungen der Protokollvorlagen haben die Struktur *MMMMlsz.rpt*, die sich folgendermassen zusammensetzt:

MMMM	Modulbezeichnung	z. B. *M040*
l	historisch bedingt	immer = *l*
s	Sprache des Protokolls	*s = d, e, f, i, s oder a*
z	historisch bedingt	immer = *0*
.rpt	Dateityp	

BEISPIELE

Schraubenberechnung:	
M040LD0.RPT	Schraubenberechnung, deutscher Ausdruck
M040USER.RPT	Standard-Ausdruck über Schnittstelle, ergibt Datei M040USER.OUT
Stirnradberechnung:	
Z012LD0.RPT	Stirnradpaar, deutscher Ausdruck
Z012USER.RPT	Standard-Ausdruck über Schnittstelle, ergibt Datei Z012USER.OUT
Z10GEAR1.RPT	Ausdruck über Schnittstelle, enthält nur Daten

	von Rad 1, ergibt Datei Z10GEAR1.OUT
Z10GEAR2.RPT	Ausdruck über Schnittstelle, enthält nur Daten
	von Rad 2, ergibt Datei Z10GEAR2.OUT
Z011LD0.RPT	Einzelnes Rad, deutscher Ausdruck
Z013LD0.RPT	Zahnstange, deutscher Ausdruck
Z014LD0.RPT	Planetenstufe, deutscher Ausdruck
Z015LD0.RPT	3 Räder, deutscher Ausdruck
Z016LD0.RPT	4 Räder, deutscher Ausdruck
Federberechnung:	
F10SPRING.RPT	Standard-Ausdruck für Zeichnungsdaten ergibt Datei F10SPRING.OUT
Englischer Ausdruck:	
M040LE0.RPT	Schraubenberechnung, englischer Ausdruck
Amerikanischer Ausdruck:	
M040LA0.RPT	Schraubenberechnung, amerikanischer Ausdruck

8.5.2 Umfang eines Protokolls

Der Umfang, bzw. die Länge, eines Protokolls kann im Menü `Protokoll > Einstellungen` auf einer Skala von 1 bis 9 eingestellt werden. 9 steht für das vollständige, 1 für ein kurzes Protokoll. In der Protokollvorlage steht zu Beginn jeder Zeile eine Ziffer zwischen 1 und 9. Diese Ziffer bestimmt in Abhängigkeit zu obengenannter Einstellung, ob die Zeile gelesen werden soll oder nicht.

Beispiel: Wenn Sie für die Länge des Protokolls eine 5 (mittel) gewählt haben, werden alle Zeilen der Protokollvorlage, die mit 1, 2, 3, 4 oder 5 beginnen, gelesen. Zeilen mit 6, 7, 8 und 9 werden nicht gelesen.

8.5.3 Formatierungen

Sowohl die Protokollvorlage als auch das daraus erstellte Protokoll sind Textdateien, die mit dem Zeichensatz von Microsoft Windows erstellt werden. Sie sollten die Texte immer unter Windows bearbeiten, sonst werden Umlaute wie ä, ö, ü sowie einige Sonderzeichen falsch dargestellt.

Folgende Anweisungen und Schlüsselwörter sind im Protokollformat definiert:

- Texte die ausgegeben werden sollen

- Kommentare die nicht ausgegeben werden sollen
- Bezeichnungen und Formatierungen von Berechnungsvariablen
- Bedingte Verzweigungen (*IF ELSE END*)
- Wiederholungen (*FOR*-Schleifen)

8.5.3.1 Textformatierungen

Standardmässig werden Protokolle in KISSsoft im RTF-Format erstellt. RTF kennt die folgenden Textformatierungen:

Beschreibung	**Start**	**Ende**
Unterstreichen	<UL>	</UL>
Durchstreichen	<STRIKE>	</STRIKE>
Fett	<BF>	</BF>
Kursiv	<IT>	</IT>
Hochgestellt	<SUPER>	</SUPER>
Tiefgestellt	_	
Schriftgrösse	<FONTSIZE=xx>	
Schriftgrösse vergrössern	<INCFONTSIZE>	</INCFONTSIZE>
Schriftgrösse verkleinern	<DECFONTSIZE>	</DECFONTSIZE>
Seitenumbruch	<NEWPAGE>	
Zeilenumbruch	 	
Textfarbe rot	<RED>	<BLACK>
Textfarbe grün	<GREEN>	<BLACK>
Textfarbe blau	<BLUE>	<BLACK>
Leerzeichen	<SPACE>	
Abbildung einfügen	<IMAGE=name,WIDTH=xx,HEIGHT=yy>	
Bild einfügen	<INCLUDEGRAPHIC=name,WIDTH=xx,HEIGHT=yy>	
Protokollvorlage einfügen	<EXECUTE=name.rpt>	

8.5.3.2 Kommentare

Kommentarzeilen beginnen mit //. Kommentare werden bei der Erstellung eines Protokolls ignoriert.

BEISPIEL

```
// Hier habe ich am 13.12.95 die Protokollvorlage geändert, hm
Aussendurchmesser mm : %10.2f {sheave[0].da}
```

Ausgegeben wird in diesem Fall nur die zweite Zeile.

8.5.3.3 Berechnungsvariablen

Sie können keine eigenen Variablen definieren (ausser den für FOR-Schleifen (s. Abschnitt "Schleife FOR" auf Seite I-86) verwendeten Zählvariablen, die der Benutzer selbst benennen und deren Wert ausgeben kann.

Platzhalter

Mit Platzhaltern werden Dateityp und Formatierung einer Variablen angegeben:

- *%i* steht für eine Ganzzahl
- *%f* steht für eine Fliesskommazahl
- *%* v_1*.* v_2*f* steht für eine formatierte Fliesskommazahl mit v_1 Stellen gesamt (inkl. Vorzeichen und Dezimalzeichen) und v_2 Nachkommastellen
- *%s* steht für eine linksbündige Zeichenkette (Text)
- *%ns* steht für eine rechtsbündige Zeichenkette in einem *n*- Zeichen langem Feld (*n* ist eine ganze Zahl).

Die Datentypen müssen mit der Definition im Programm übereinstimmen. Der Wert wird genau an der Stelle ausgegeben, wo der Platzhalter steht. Die Syntax der Formatierung entspricht dem C/*C*++-Standard.

BEISPIELE

- *%10.2f* gibt eine Fliesskommazahl auf 10 Stellen rechtsbündig mit 2 Nachkommastellen aus.
- *%i* gibt eine Ganzzahl unformatiert genau an dieser Stelle aus.
- *%30s* steht für eine rechtsbündige Zeichenkette in einem 30 Zeichen langen Feld (wird die Zahl 30 weggelassen, werden die Zeichen linksbündig ausgegeben).

GEGENBEISPIELE

- *%8.2i* ist eine ungültige Formatierung, da eine Ganzzahl keine Nachkommastellen hat.

- *%10f2* gibt eine Fliesskommazahl auf 10 Stellen rechtsbündig aus, die 2 Nachkommastellen werden jedoch ignoriert und als Text 2 ausgegeben. Standardmässig werden Fliesskommazahlen auf 6 Nachkommastellen ausgegeben.

Variablen

Welche Variable ausgegeben werden soll, muss hinter dem Platzhalter in derselben Zeile stehen. Die Variable wird mit geschweiften Klammern als Variable markiert. Werden diese Klammern weggelassen, so wird der Variablenname als normaler Text ausgegeben.

Wichtig: Die Anzahl der Platzhalter muss mit der Anzahl der Klammernpaare {} unbedingt übereinstimmen.

BEISPIEL

%f {sheave[0].d} gibt den Wert der Variable *sheave[0].d* an der Stelle *%f* als Fliesskommazahl mit 6 Nachkommastellen aus.

Grundrechenarten - Ausgabe von veränderten Variablen

Im Protokoll können Variablen verändert ausgegeben werden. Sie können mit einem Faktor multipliziert oder dividiert werden. Es kann auch eine Zahl addiert oder subtrahiert werden. Diese Funktionalität steht auch in den Argumenten der *IF*- oder *FOR*-Anweisungen (siehe weiter unten) zur Verfügung.

Wert der Variablen multipliziert	*%3.2f*	*{Var*2.0}*
Wert der Variablen dividiert	*%3.2f*	*{Var/2.0}*
Wert der Variablen addiert	*%3.2f*	*{Var+1.0}*
Wert der Variablen subtrahiert	*%3.2f*	*{Var-2}*

Ebenso stehen die zwei Funktionen Grad und Rad zur Umrechnung in Grad beziehungsweise in Radiant zur Verfügung:

Winkel %3.2f {Grad(angle)}

Variablen können auch direkt miteinander verknüpft werden, z.B. in der Form *{sheave[0].d- sheave[1].d}*. Auch mehr als zwei Zahlen können verknüpft werden. Zahlen, in denen Vorzeichen vorkommen, müssen geklammert werden, beispielsweise *{ZR[0].NL*(1e-6)}*.

Die zur Verfügung stehenden Funktionen sind in Tabelle 8.2 aufgelistet.

Funktion	**Bedeutung**

sin(angle)	Sinus von angle im Bogenmass
cos(angle)	Kosinus von angle im Bogenmass
tan(angle)	Tangens von angle im Bogenmass
asin(val)	Arcussinus von val, gibt Bogenmass zurück
acos(val)	Arcuscosinus von val, gibt Bogenmass zurück
atan(val)	Arcustangens von val, gibt Bogenmass zurück
abs(val)	|val|
exp(val)	e^{val}
log(val)	Rückgabewert x in e^x = val
log10(val)	Rückgabewert x in 10^x = val
sqr(val)	Rückgabewert val^2
sqrt(val)	Rückgabewert $\sqrt{val}$
int(val)	Ganzzahl von val
pow(x;y)	Rückgabewert x^y
sgn(val)	Rückgabewert $\begin{cases} 1 & wenn\ val > 0 \\ 0 & wenn\ val = 0 \\ -1 & wenn\ val < 0 \end{cases}$
sgn2(val)	Rückgabewert $\begin{cases} 1 & wenn\ val \geq 0 \\ 0 & wenn\ val < 0 \end{cases}$
grad(angle)	Umrechnung vom Bogenmass in Grad
rad(angle)	Umrechnung von Grad ins Bogenmass
mm_in(val)	Rückgabewert val/25.4
celsius_f(val)	Rückgabewert $\frac{9}{5}$val + 32
min(v_1; ...; v_5)	Rückgabewert ist das Minimum von v_1,...,v_5
max(v_1; ...; v_5)	Rückgabewert ist das Maximum von v_1,...,v_5
and(v_1; v_2)	binäre und Funktion
or(v_1; v_2)	binäre oder Funktion
xor(v_1; v_2)	binäre exclusiv oder Funktion
AND(v_1; ...; v_5)	logische und Funktion
OR(v_1; ..., v_5)	logische oder Funktion
NOT(val)	Rückgabewert $\begin{cases} 0 & wenn\ val \neq 0 \\ 1 & wenn\ val = 0 \end{cases}$

LESS(v_1; v_2)	Rückgabewert 1 wenn $v_1 < v_2$ 0 wenn $v_1 \geq v_2$
EQUAL(v_1; v_2)	Rückgabewert 1 wenn $v_1 = v_2$ 0 wenn $v_1 \neq v_2$
GREATER(v_1; v_2)	Rückgabewert 1 wenn $v_1 > v_2$ 0 wenn $v_1 \leq v_2$
ROUND(x;n)	Rundet x auf n Stellen
strlen(str)	Länge der Zeichenkette
strcmp(str1;str2)	Zeichenkettenvergleich Rückgabewert: 1 wenn str1 = str2 0 sonst

Tabelle 8.2: Verfügbare Funktionen für Berechnungen im Protokoll

8.5.3.4 Bedingungsabfrage IF ELSE END

Die Bedingungsabfrage oder Verzweigung ermöglicht es, gewisse Werte und Texte nur dann auszugeben, wenn eine bestimmte Bedingung erfüllt ist. Folgende Bedingungen werden unterstützt:

Zeichenkombination	**Bedeutung**
==	gleich
>=	grösser oder gleich
<=	kleiner oder gleich
! =	ungleich
<	kleiner
>	grösser

Diese Bedingung wird wie folgt angegeben:

IF (Bedingung) {Var}
  Fall 1
ELSE
  Fall 2
END;

BEISPIEL

```
IF (%i==0) {Zst.kXmnFlag}
  Kopfhöhe modifiziert      nein
ELSE
  Kopfhöhe modifiziert      ja
END;
```

Falls die Variable *Zst.kXmnFlag* gleich 0 ist, wird der erste Text ausgegeben, sonst der zweite. Es können beliebig viele Zeilen zwischen *IF*, *ELSE* und *END* stehen. Jede mit *IF* eröffnete Verzweigung muss mit *END*; wieder geschlossen werden (Strichpunkt nach *END* nicht vergessen). Das Schlüsselwort *ELSE* ist optional, es kehrt die Bedingung um. Verzweigungen können bis zur Tiefe 9 ineinander verschachtelt werden.

BEISPIEL EINER EINFACHEN VERZWEIGUNG

IF (%i==1) {ZP[0].Fuss.ZFFmeth}
  Rechnung der Zahnformfaktoren nach Methode: B
END;

Falls die Variable *ZP[0].Fuss.ZFFmeth* gleich 1 ist, wird der Text ausgegeben, sonst nicht.

BEISPIEL VON VERSCHACHTELTEN VERZWEIGUNGEN

IF (%f<=2.7) {z092k.vp}				
	Schmierung regelmässig von Hand			(Text1)
ELSE				
	IF (%f<12) {z092k.vp}			
		Schmierung mit Tröpfler (2 bis 6 Tropfen pro Minute)		(Text 2)
	ELSE			
		IF (%f<34) {z092k.vp}		
			Schmierung mit Öltauchschmierung	(Text 3)
		ELSE		
			Schmierung mit Druckumlaufschmierung	(Text4)
		END;		
	END;			
END;				

Falls die Variable *z092k.vp* kleiner oder gleich 2.7 ist, wird Text 1 ausgegeben. Sonst wird abgefragt, ob *z092k.vp* kleiner als 12 ist. Falls ja, wird Text 2 ausgegeben. Sonst wird abgefragt, ob *z092k.vp* kleiner als 34 ist. Falls ja, wird Text 3 ausgegeben, sonst Text 4.

8.5.3.5 Schleife FOR

In KISSsoft sind auch *FOR*-Schleifen im Protokollgenerator möglich. Innerhalb einer FOR- Schleife wird eine Zählvariable hoch-(oder runter-)gezählt. Es können bis zu 10-fach verschachtelte Konstrukte verwendet werden.

Diese Schleife wird wie folgt angegeben:

FOR varname=%i TO %i BY %i DO {startwert}{endwert} {schritt}
// Zugriff auf Variable mit #varname oder $varname
...
END FOR;

- Statt *%i* oder *%f* können auch fixe Zahlen stehen (statische *FOR*-Schleife):

  FOR varname=0 TO 10 BY 1 DO
  ...
  END FOR;

- oder gemischt:

  FOR varname=5 TO %i BY -1 DO {endwert}
  ...
  END FOR;

- Jede *FOR*-Schleife muss mit der Anweisung *END FOR;* (inkl. Semikolon) abgeschlossen werden. Jede definierte Zählvariable (*varname*) innerhalb der Schleife kann über die Anweisung *#varname* angesprochen werden.
- Die Schrittweite kann auch negativ gewählt werden (zum Beispiel -1). Sie darf jedoch nie 0 sein. Die Schrittweite muss immer angegeben werden.
- Die *#varname*-Anweisung kann für die Definition einer Variablen verwendet werden. Zum Beispiel:
- Zähnezahl: *%3.2f {ZR[#varname].z}*
- Die *$varname*- Anweisung kann für die Ausgabe des Variablenwertes als Buchstabe benutzt werden. Der Wert 0 entspricht A, 1 entspricht B etc. Zum Beispiel:

  FOR quer=0 TO 3 BY 1 DO
  Querschnitt *$quer-$quer : %8.2f {Qu[#quer].sStatisch}*
  E*ND FOR;*

BEISPIEL EINER EINFACHEN SCHLEIFE

FOR i=0 TO 10 BY 1 DO
Durchgang Nummer #i $i
END FOR;

Ergibt folgende Ausgabe:

Durchgang Nummer 0 A
Durchgang Nummer 1 B
Durchgang Nummer 2 C
Durchgang Nummer 3 D
Durchgang Nummer 4 E
Durchgang Nummer 5 F
Durchgang Nummer 6 G
Durchgang Nummer 7 H

Durchgang Nummer 8 I
Durchgang Nummer 9 J
Durchgang Nummer 10 K

Die Zählvariable kann innerhalb der Schleife beliebig verwendet werden, auch für Arrays.

Kapitel 9
Datenbanktool und externe Tabellen

Als Eingaben für die Berechnungen gibt es neben den einmaligen Daten auch wiederkehrende Daten, beispielsweise die Kenndaten zu einem Werkstoff. In KISSsoft werden diese Kenndaten in Datenbanken abgelegt. Eingesehen und geändert werden sie mit dem `Datenbanktool`, dessen Nutzung in den folgenden Abschnitten behandelt wird. Tabellen bilden die Elemente der Datenbanken und sind als editierbare Ascii-Dateien in Ihrem Programmpaket enthalten. Der Abschnitt Externe Tabellen (auf Seite I-97) befasst sich mit Aufbau und Handhabung externer Tabellen (auch: Look-Up Tables).

In KISSsoft gibt es vier Datenbanken:

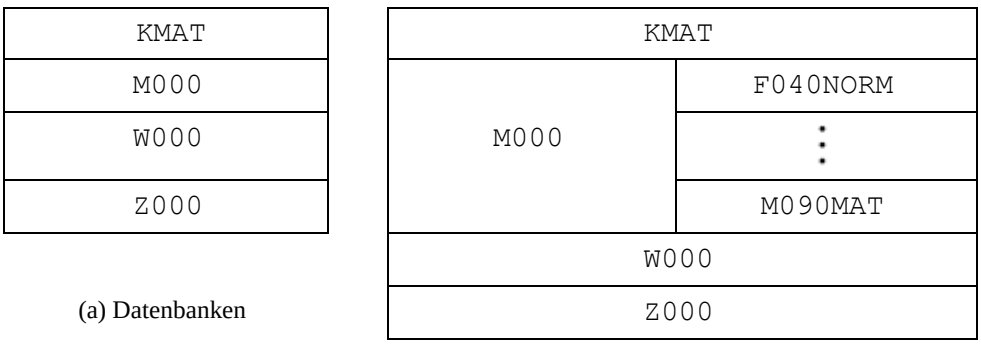
`KMAT` - Werkstoffe

`M000` - Welle-/Nabeverbindung und Schrauben

`W000` - Wellen und Lager

`Z000` - Zahnräder

In der Abbildung 9.3 ist am Beispiel der `M000`-Datenbank dargestellt, wie Daten in KISSsoft organisiert sind. Die Tabellen `F040NORM` und `M090MAT` gehören demnach zur Gruppe der Welle-/Nabeverbindungen.



(a) Datenbanken

(b) Tabellen

Abbildung 9.4: Organisation der Daten in KISSsoft

Bis jetzt sind folgende Tabellen in den Datenbanken angelegt: Achsabstandstoleranzen; Bezugsprofile; Bohrungsnorm; Gewindeart Schraube; Herstellverfahren Hypoidkegelräder; HerstellverfahrenKegelräder; Keilriemen Norm; Kerbverzahnung Norm; Kettentyp DIN 8154; Kettentyp DIN 8187; Kettentyp DIN 8188; Klebwerkstoffe; Lastkollektive; Lötwerkstoffe; Passfeder Norm; Polygon Norm; Scheibenfeder Norm; Schmierstoffe; Schrauben Typ; Unterlegscheibe Norm; Vielnut Norm; Wälzlager; Werkstoffe Kleb- und Lötverbindung; Werkstoff; Zahndickentoleranzen; Zahnriemen Norm.

9.1 Datenbankeinträge einsehen

Sie öffnen die Datenbank im Menü `Extras` unter dem Menüpunkt `Daten-banktool`, wie dargestellt in (Abb. 9.5, ①). Es erscheint ein Dialogfenster mit der Frage, ob Sie die Datenbank schreibberechtigt öffnen wollen (②). Drücken Sie `Ja`, können Sie die Datenbankeinträge bearbeiten, im anderen Fall sind sie schreibgeschützt. Entscheiden Sie sich für `Nein`, startet das eigentliche Daten-banktool-Fenster (③) im Nur-Lesen Modus. Dort können Sie aus einer Liste eine Tabelle wählen, die einer bestimmten Datenbank zugeordnet ist. In der Zeile einer Tabelle stehen die Werte, die den Datenbankeintrag parametrieren. In den Spalten stehen die Parameter der Datenbankeinträge, z.B. Werte für die Streckgrenze ver-schiedener Werkstoffe. Wie man Einträge der Datenbank editiert, lesen Sie in die-sem Abschnitt (s. Abschnitt "Datenbankeinträge verwalten" auf Seite I-94). Tabel-leneinträge können Sie durch Auswahl einer Zeile im Datenbanktool-Fenster und anschliessendes Bestätigen mit `Anzeigen` darstellen (④). Es öffnet sich das `Eintrag anschauen`-Fenster mit einer strukturierten Darstellung der Werte-menge aus einer Tabellenzeile (⑤).

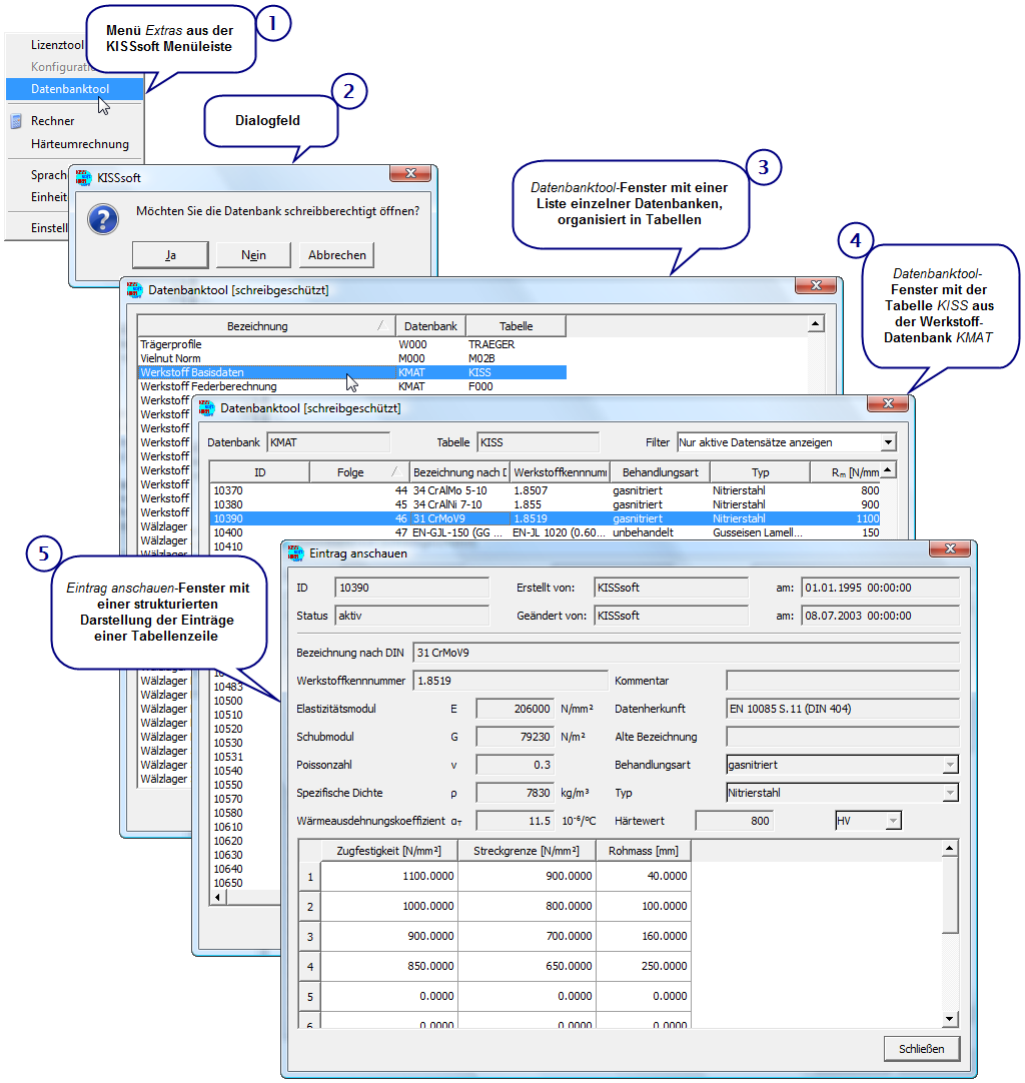


Abbildung 9.5: Zugriff auf Datenbankeinträge

HINWEIS:

Mit dem KISSsoft Datenbankentool können die Datenbanken verändert und um eigene Eingaben erweitert werden. Die in den Datenbanken abgelegten Daten sind in dem Sinne „sensibel“, dass falsch eingegebene Werte kaum feststellbare, aber umso schwerwiegendere Auswirkungen haben können. Deshalb wird beim Öffnen der Datenbank gefragt, ob ein schreibberechtigter Zugriff erfolgen soll. Wird diese Frage verneint, dann können zwar die Daten in den Tabellen angeschaut, jedoch nicht verändert werden.

Wer ganz sicher gehen möchte, das die Datenbanken unverändert bleiben, kann die zugehörigen Dateien (*.udb) schreibschützen. Der Versuch, eine Tabelle schreibberechtigt zu öffnen, führt dann zu einer Fehlermeldung und die Tabelle wird normal schreibgeschützt geöffnet. Zum Ändern eines Schreibschutzattributs einer Datei, klicken Sie im Windows® Explorer mit der rechten Maustaste auf die Datei, und klicken Sie dann auf Eigenschaften. Klicken Sie im Dialogfeld Eigenschaften auf die Registerkarte Allgemein und aktivieren Sie dann das Kontrollkästchen Schreibgeschützt. Wenn Sie Änderungen an einer schreibgeschützten Datei vornehmen möchten, müssen Sie das Kontrollkästchen Schreibgeschützt deaktivieren oder die Datei unter einem anderen Namen speichern.

9.2 Datenbankeinträge verwalten

Wenn Sie einen eigenen Eintrag in einer Tabelle der Datenbank ändern wollen, müssen Sie im schreibberechtigten Modus arbeiten. Klicken Sie in diesem Fall im Dialogfenster (→ sh. Abb 9.5 auf Seite I-91) auf `Ja`. In der sich anschliessend öffnenden Liste (③) wählen Sie die gewünschte Tabelle durch Doppelklick auf die entsprechende Zeile oder Einfachklick auf den Knopf `Bearbeiten` unten rechts im Fenster nach Auswahl der Zeile. Das Datenbanktoolfenster zeigt nun eine Liste der Tabelleneinträge (④) und eine Zeile neuer Buttons erscheint unten links im Fenster:

 Bewegt die Auswahl eine Zeile nach oben

 Bewegt die Auswahl eine Zeile nach unten

 Bewegt die Auswahl an den Listenanfang

 Bewegt die Auswahl an das Listenende

 Fügt der Liste einen neuen Eintrag zu

 Verschiebt den ausgewählten Eintrag in die Liste ausgeblendeter Datensätze

Über das Dropdown-Menü `Filter` oben rechts im Fenster können Sie wählen zwischen der Anzeige aktiver Datensätze, ausgeblendeter Datensätze oder der Darstellung von beiden. Aktive Datensätze sind innerhalb der Berechnungsmodule nutzbar, ausgeblendete nicht.

9.2.1 Erstellen eines Datenbankeintrags

Nach Klicken des -Buttons ohne Auswahl einer Zeile öffnet sich das `Eintrag anschauen`-Fenster (⑤) mit leeren bzw. genullten Eingabefeldern. Lediglich im Feld `Name` steht der Eintrag `_NEW`, der standardmässig den neuen Tabelleneintrag kennzeichnet. Nachdem Sie die erforderlichen Daten übergeben haben, bestätigen Sie Ihre Eingaben durch Klicken von `OK` und anschliessendes `Speichern` im Datenbanktoolfenster. Der neue Eintrag erhält eine Identifikationsnummer (`ID`) ≥ 20000 und wird in die Liste aktiver Datensätze übernommen. Die Schaltfläche `Bearbeiten` ermöglicht die Änderung der Einträge mit einer ID ≥ 20000.

Klicken des -Buttons nach Auswahl einer Zeile öffnet das `Eintrag anschauen`-Fenster mit vorgegebenen Werten in den Eingabefeldern entsprechend des Tabelleneintrags. An den Name wird automatisch der Anhang `_NEW` angehängt, um ihn vom ursprünglichen Datensatz zu unterscheiden. Die weitere Verfahrensweise entspricht ansonsten der oben beschriebenen.

Beispiel: Erstellen eines Datenbankeintrags
Angenommen, Sie wollen der Tabelle `KMAT.F000` einen neuen Federwerkstoff

zufügen. Gemäss der beschriebenen Vorgehensweise würde man aus der Datenbank KMAT die Tabelle F000 wählen, dort mit dem -Button einen neuen Eintrag/eine neue Zeile in der Tabelle zufügen und in den Eingabefeldern des Eintrag anschauen-Fensters die neuen Daten übergeben. Jedoch sind dort nur wenige Parameter frei wählbar und es stellt sich die Frage, wo die anderen Grössen wie Streckgrenze und Elastizitätsmodul verändert werden können. Die Antwort lautet: In den Eingabefeldern des Basiswerkstoffs, also in der Tabelle KMAT.KISS. Für die Einführung eines neuen Federwerkstoffs braucht es immer einen zugrundeliegenden Basiswerkstoff. Fehlt dieser, müssen Sie ihn zuerst in der Tabelle KMAT.KISS definieren und schliesslich in KMAT.F000 die fehlenden Einträge ergänzen.

HINWEIS

Sämtliche werkstoffbezogene Tabellen wie KMAT.F000 oder KMAT.Z080 - mit Ausnahme von KMAT.KLUB - haben eine CheckBox neben dem Basiswerkstoff Dropdown-Menü. Haben Sie den Haken in der CheckBox gesetzt, ist die Auswahl eines alternativen Basiswerkstoffs im assoziierten Dropdown-Menü möglich. Ist die CheckBox leer, ist der Zugriff auf das Menü der Basiswerkstoffe gesperrt. Diese Option dient zur Sicherung vor ungewollten Änderungen bei der Zuordnung des Basiswerkstoffs.

9.2.2 Löschen eines Datenbankeintrags

In keinem Fall werden Datensätze in KISSsoft gelöscht. Es ist lediglich möglich, Einträge mit einer ID ≥ 20000 in die Tabelle ausgeblendeter Datensätze zu verschieben. Wählen Sie den entsprechenden Eintrag durch Einfachklick in Fenster ④ aus und klicken Sie den -Button. Die gewählte Zeile wird in den Bereich ausgeblendeter Datensätze kopiert und aus der Liste aktiver Datensätze entfernt. Über die Option Nur ausgeblendete Datensätze zeigen im Dropdown-Menü Filter des Datenbanktool-Fenster oben rechts haben Sie Zugriff auf die Tabelle inaktiver Datensätze.

9.2.3 Wiederherstellen eines Datenbankeintrags

Wählen Sie die in der Tabelle ausgeblendeter Datensätze die entsprechende Zeile durch Einfachklick und klicken Sie den -Button. Der Eintrag wird in die Tabelle aktiver Datensätze kopiert und aus dem Bereich inaktiver Datensätze entfernt.

9.3 Datenimport und -export mit dem Datenbanktool

Die Datensätze jeder Tabelle des Datenbanktools können in eine Datei exportiert oder aus einer Datei importiert werden. Export und Import können für einzeln ausgewählte Datensätze oder für mehrere aus einer Liste ausgeführt werden.

Um eine Liste von Datensätzen zu importieren, müssen diese erst in einer Datei, vorzugsweise einer Excel Tabelle mit der Erweiterung „*.csv", gespeichert werden. Die Einträge in den Kolonnen der Excel Tabelle müssen mit den Kolonnen der Datenbanktabelle übereinstimmen.

Die Software kann auch Listen, die als Text mit der Erweiterung *.txt gespeichert sind, lesen. Die Einträge müssen mit einem Komma oder einem Semikolon getrennt sein. Welches Trennzeichen verwendet werden soll, hängt von den Einstellungen des Betriebssystems ab.

-  Importieren eines Datensatzes aus einer Datei mit der Erweiterung "*.kds".
-  Exportieren eines markierten Datensatzes in eine Datei mit der Erweiterung "*.kds".
-  Importieren einer Liste von Datensätzen aus einer Datei mit der Erweiterung "*.csv".

Wichtige Anmerkungen:

1. Nur "Benutzerdefinierte Datensätze" (ID >= 20000) können importiert und exportiert werden.
2. Ein bestehender "Benutzerdefinierter Datensatz" kann überschrieben werden bei der Bearbeitung von einzelnen Datensätzen.
3. Der Name der Kolonne in den "*.kds" Dateien muss exakt mit demjenigen im Datenbanktool übereinstimmen (auch Gross- und Kleinschreibung). Datensätze können exportiert werden, um die Namen der Kolonnen zu prüfen.
4. Wird eine ganze Liste importiert oder exportiert, wird dem Datensatz automatisch eine neue ID zugeteilt.

9.4 Externe Tabellen

KISSsoft verwendet externe Tabellen, auch Look-Up Tables genannt, um grössere Datenmengen zu handhaben. Die Aufgabe externer Tabelle besteht darin, einem oder mehreren Eingabewerten einen oder mehrere Ausgabewerte zuzuordnen (siehe Abb. 9.6).

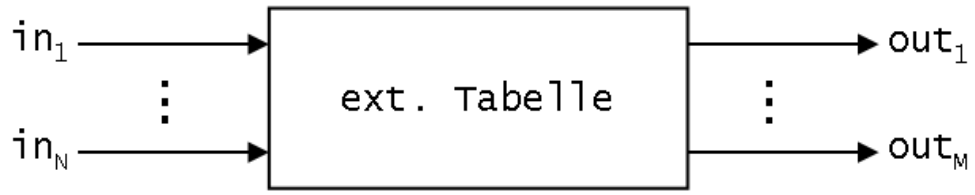


Abbildung 9.6: Funktionsprinzip externer Tabellen

Die Ausgabedaten, die den Eingabedaten zugeordnet werden, sind in der Tabelle enthalten.

Die externen Tabellen sind im Verzeichnis */<KISSsoft Installationsverzeichnis>/*`dat` abgelegt. Wird in einer Datenbank ein neuer Tabellenname eingetragen, so muss auch manuell eine Datei mit demselben Namen und der Endung `.dat` erstellt werden.

Da Tabellen extern liegen, wird deren Anzahl von KISSsoft erst während der Programmausführung festgestellt. Der direkte Nutzen dieser Tatsache für den Benutzer ist, dass er eigene Dateien mit Daten-Tabellen analog zu den von KISSsoft mitgelieferten Dateien erstellen kann. Die Tabellen sind lesbare ASCII-Dateien und somit durch den Benutzer ergänzbar. So wäre es zum Beispiel möglich, anstelle der ISO Grund-Toleranzen alternativ eine interne Norm anzuwenden.

In Abb. 9.7 sind die drei von KISSsoft verwendeten Tabellentypen in einem Schema dargestellt:

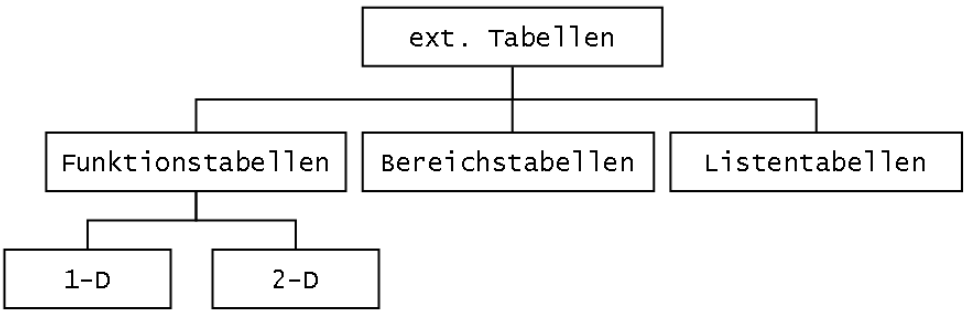


Abbildung 9.7: Typen externer Tabellen

Eine Tabelle, gleich welchen Typs, hat immer folgende Struktur:

```
:TABLE <Typ> <Variable oder Kennzeichnung>
  <Tabellenkopf >
DATA
  <Daten>
END
```

Der Befehl `:TABLE` kennzeichnet die externe Tabelle als solche. Für das Argument `<Typ>` muss einer der folgenden Bezeichner verwendet werden:

`FUNCTION`	Funktionstabellen
`RANGE`	Bereichstabellen
`LIST`	Listentabellen

HINWEIS

Leerstellen in Tabellen können mit `*`, `-` oder Leerzeichen gekennzeichnet sein. Beachten Sie dabei, dass Sie keine Leerschläge verwenden dürfen wenn nachfolgend noch Werte folgen. KISSsoft interpretiert Leerzeichen als Trennung von Werten.

Der Aufbau des Tabellenkopfs und Datenkörpers in Abhängigkeit des Typs ist in den folgenden Abschnitten mit Anwendungsbeispielen beschrieben.

9.4.1 Funktionstabellen

Funktions-Tabellen sind Tabellen, welche ein oder zwei Eingabewerte (1D- oder 2D-Tabelle) erwarten und genau einen Wert dazu zurückliefern.

BEISPIEL 1D-TABELLE

Ein Winkelfaktor (`factor`) wird aufgrund eines gegebenen Winkels (`angle`) bestimmt. Bspw. liefert ein Eingabewert `angle = 45` einen Ausgabewert `factor = 0.35`.

```
-- Tabellentyp: Funktionstabelle; Ausgabevariable: factor
:TABLE FUNCTION factor
-- INPUT X angle definiert den Eingabeparameter angle;
-- Zwischenwerte werden linear interpoliert
    INPUT X angle TREAT LINEAR
-- Datenkörper: 1. Zeile: Eingabewerte, 2.Zeile: Ausgabewerte
```

DATA					
	0	30	60	90	. . .
	0.1	0.25	.45	.078	. . .
END					

`INPUT` ist ein Schlüsselwort, d.h. ein vom Tabellen- Interpreter reserviertes Wort, gefolgt von einem Argument `X`, das dem Eingabeparameter `angle` eine Dimension zuweist. Das Schlüsselwort `TREAT` mit zugehörigem Argument `LINEAR` legt fest, dass Zwischenwerte linear interpoliert werden sollen. Der Ausgabewert `factor` wird aufgrund des Wertes der Variablen `angle` bestimmt. Die erste Zeile im Datenkörper der 1D-Tabelle (zwischen `DATA` und `END`) entspricht dem Eingabewert `angle`, die zweite Zeile dem Ausgabewert. Der Datenkörper einer 1D-Tabelle ist demnach immer eine (2 × N)-Matrix, d.h. beide Zeilen müssen die gleiche Anzahl Werte aufweisen.

BEISPIEL 2D-TABELLE

Die Nennleistung wird aufgrund der Drehzahl und Scheibendurchmesser bestimmt. Bspw. liefern Eingabewerte `diameter = 60` und `speed = 60` einen Ausgabewert `power = 8.6`.

-- Tabellentyp: Funktionstabelle; Ausgabevariable: `power`						
:TABLE FUNCTION power						
-- INPUT X diameter definiert den Eingabeparameter `diameter`;						
-- INPUT Y speed definiert den Eingabeparameter `speed`;						
-- Zwischenwerte werden in beiden Dimensionen linear interpoliert						
	INPUT X angle TREAT LINEAR					
	INPUT Y speed TREAT LINEAR					
-- Datenkörper: (→ sh. Abbildung (s. Abschnitt "Beispiel: Pressverband-Berechnung" auf Seite I-141))						
DATA						
		50	100	200	300	. . .
	50	4	7	12	25	. . .
	75	12	25	30	35	. . .
	. . .	. . .	. . .	. . .	. . .	. . .
END						

Die Variable `power` wird hier mit den Eingabe- Variablen `INPUT X` und `INPUT Y` bestimmt. Bei Zwischenwerten in Spaltenrichtung (Y) soll linear interpoliert werden, ebenfalls in Zeilenrichtung (X). Die erste Zeile der Tabelle entspricht Werten der Eingabe-Variablen `INPUT X` und die erste Spalte entspricht Werten der Eingabe-Variablen `INPUT Y`. Die in den Schnittpunkten der Eingabewerte gelegenen Werte sind die Werte, die der Ausgabe-Variablen entsprechen (siehe Abb. 9.8).

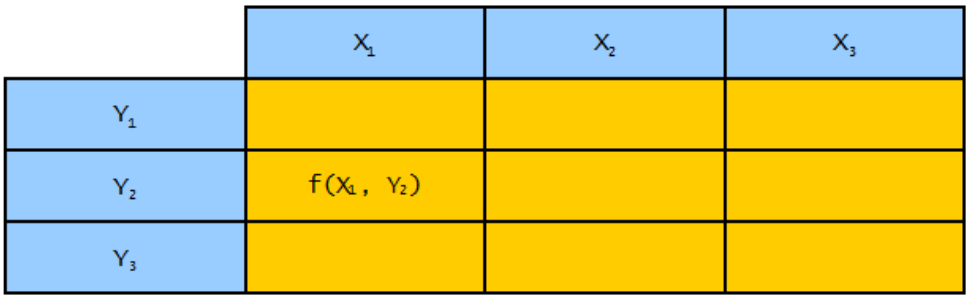


Abbildung 9.8: Datenschema von 2D-Tabellen

Beachten Sie, dass es so möglich wäre, eine inverse Tabelle zu definieren. Nehmen Sie den Fall an, dass in Ihrem `XY`-Riemen-Katalog die Tabelle für die Leistungsbestimmung die Drehzahl in der ersten Zeile und der Durchmesser in der ersten Spalte steht, dann müssen Sie nicht Ihre Tabelle auf den Kopf stellen. Ändern Sie dazu einfach die Zuordnung im Tabellenkopf (d. h. tauschen Sie `X` und `Y`).

9.4.2 Bereichstabellen

Mit Bereichstabellen wird kontrolliert, ob sich ein gegebener Wert in einem definierten Bereich bewegt.

BEISPIEL

```
-- Tabellentyp: Bereichstabelle; Name der Tabelle: 'A'
:TABLE RANGE 'A'r
-- INPUT X drehzahl definiert den Eingabeparameter drehzahl;
-- Zwischenwerte werden logarithmisch interpoliert
-- INPUT Y leistung definiert den Eingabeparameter leistung
    INPUT X drehzahl TREAT LOG
```

	INPUT Y leistung					
-- Datenkörper: 1. Zeile: INPUT X, 2.Zeile: INPUT Y Obergrenze						
-- 3. Zeile: INPUT Y Untergrenze						
DATA						
		200	300	500	1000	4000
	LOWER	1.5	2.0	3.0	10	20
	UPPER	10	15	20	15	40
END						

Die beiden Eingabevariablen sind `drehzahl` und `leistung`. Der Ausgabewert ist die Entscheidung, ob sich die Leistung in Abhängigkeit der Drehzahl in einem definierten Bereich bewegt und muss nicht deklariert werden. Zwischenwerte der Drehzahl werden logarithmisch interpoliert. Die erste Zeile des Datenkörpers entspricht Werten der Variable `drehzahl`. Die weiteren Zeilen entsprechen Werten der Variablen `leistung` mit `LOWER` als Unter- und `UPPER` als Obergrenze. Der Eingabewert von `leistung` wird mit diesen Grenzen verglichen und dem Programm gemeldet, ob `leistung` unter-, inner- oder überhalb des gegebenen Bereiches `A` befindet.

9.4.3 Listentabellen

IIn Listen-Tabellen werden bei mindestens einem Eingabewert mehrere Ausgabewerte bestimmt. Ist mehr als ein Eingabewert gegeben, so ist die Reihenfolge der Eingabewerte wichtig. Leserichtung ist von links nach rechts und der erste Eingabewert bestimmt den Bereich des nächsten Eingabewertes, dieser jenen des nächsten usw. bis zum letzten. Alle Eingabewerte ausser dem letzten müssen mit den Einträgen im Datenkörper übereinstimmen (`TREAT DIRECT` , Liste verwendeter Schlüsselwörter (siehe Seite I-103)).

BEISPIEL 1

Folgende drei Eingabewerte seien gegeben:
`g.d = 2.0; g.P = 0.8; s.l = 6`
Die Ausgabewerte wären gemäss untenstehendem Code:
`s.l = 7; s.k = 3; s.k = 4.5.`

-- Tabellentyp: Listentabelle; Ausgabevariable: `s.norm`
`:TABLE LIST s.norm`
-- INPUT g.d definiert den Eingabeparameter `g.d`;

-- INPUT g.P definiert den Eingabeparameter `g.P`;		
	INPUT g.d	
	INPUT g.P	
-- IN_OUT s.l definiert s.l als Durchgangsvariable		
-- TREAT NEXT_BIGGER definiert den Umgang mit Zwischenwerten		
	IN_OUT s.l	TREAT NEXT_BIGGER
-- OUTPUT s.k, s.dk deklariert s.k und s.dk als Ausgabevariablen		
	OUTPUT s.k,s.dk	
-- Datenkörper: Eine (N × Nin)-Matrix		

DATA					
	2.0	0.4	0		
	2.0	0.8	5	3	4.5
	2.0	0.8	7	3	4.5 - relevante Datenzeile
	2.0	0.8	10	3	4.8
END					

Im Gegensatz zu Funktionstabellen bezeichnet `s.norm` in der ersten Zeile des Codes den Namen der ext. Tabelle und nicht die Ausgabevariable. `IN_OUT s.l` deklariert eine Variable `s.l`, die sowohl als Eingabe-, als auch als Ausgabevariable benutzt wird (Durchgangsvariable). `TREAT` fungiert wieder als Schlüsselwort zur Behandlung von Zwischenwerten: `NEXT_BIGGER` gibt vor, das Eingabewerte aufgewertet werden sollen, sofern es sie nicht in der entsprechenden Spalte des Datenkörpers gibt. Im Beispiel liegt der Eingabewert `s.l = 6` zwischen den Werten 5 und 7 und wird im Sinne von `NEXT_BIGGER` aufgewertet zum nächstgrösseren. `OUTPUT s.k, s.dk` deklariert - neben `s.l` - die Ausgangsgrössen `s.k` und `s.dk`. Die Anzahl der Spalten des Datenkörpers muss mindestens der Anzahl Eingabevariablen entsprechen und höchstens der Anzahl Eingabevariablen + Ausgabevariablen, hier: $3 < N_{in} > 5$.

BEISPIEL 2

Zur Bestimmung diverser Masse einer Schraube werden zwei Eingabewerte gebraucht: der Schraubentyp, hier repräsentiert durch die Variable `typ` und die Länge der Schraube, gegeben durch `l`.

:TABLE LIST schraube.geometrie		
	INPUT typ	
	INPUT l	TREAT NEXT_SMALLER
	OUTPUT M, dw, (s), e, bez, vorrat	

DATA								
	...							
	12x2.5	20	12	14.57	23.78	5.75	Bez. 1	1
	12x2.5	25	12	15.78	24.88	5.75	Bez. 2	1
	...							
END								

Der Name der Tabelle ist `schrauben.geometrie`. Die Reihenfolge im Tabellenkopf bestimmt jene in den Spalten, also die erste Spalte entspricht der Variablen `typ`, die zweite der Variablen `l`, usw. Als Eingaben werden die Variablen `typ` und `l` verwendet, wobei der Wert für die Variable `typ` in der Liste aufgeführt sein muss. Wird für die Variable `l` ein Zwischenwert gegeben, so wird die Zeile mit dem nächst kleineren Wert als Resultat interpretiert. Leerstellen sind keine erlaubt, d. h. es müssen bei diesem Typ Tabelle immer Werte vorhanden sein. Es kann vorkommen, dass einzelne Variablen in der Output-Definition in Klammern gesetzt sind. Dies bewirkt ein Überlesen der entsprechenden Spalte, d. h. diese Variable wird nicht gesetzt.

HINWEIS

Auskommentierte Output-Definitionen können nicht von Ihnen geändert werden.

9.4.4 Liste verwendeter Schlüsselwörter

`--`	Alles was in einer Zeile nach diesem Kommentarzeichen steht, wird vom Interpreter ignoriert.

DATA	Unterhalb davon steht die Datenmatrix.
END	Beendet den Eingabebereich der externen Tabelle.
INPUT [<*dim*>] <*var*>	Eingabevariable, evtl. mit Angabe der Dimension .
IN_OUT <*var 1*>[, <*var 2*>, ...]	Listentabellen: Durchgangsvariablen
LOWER	Bereichstabellen: Unterer Grenzwert.
OUTPUT <*var 1*>[, <*var 2*>, ...]	Ausgabewert(e)
:TABLE <*Typ*>	Definiert den Typ der externen Tabelle.
TREAT DIRECT	Zwischenwerte: keine erlaubt. Eingabewerte müssen in entsprechender Spalte/Zeile mit denen des Datenkörpers übereinstimmen.
TREAT NEXT_SMALLER	Zwischenwerte: Es wird der nächstkleinere Wert zugeordnet.
TREAT NEXT_BIGGER	Zwischenwerte: Es wird der nächstgrössere Wert zugeordnet.
TREAT LINEAR	Zwischenwerte: Interpoliert linear.
TREAT LOG	Zwischenwerte: Interpoliert logarithmisch.
UPPER	Bereichstabellen: Oberer Grenzwert.

9.5 Beschreibung der Datenbank-Tabellen

Die einzelnen Datenbank-Tabellen sind sehr unterschiedlich aufgebaut. Im folgenden Kapitel werden die einzelnen Datenbank-Tabellen und ihre spezifischen Felder beschrieben.

Das Feld **Bezeichnung** erscheint bei allen Tabellen und wird nur hier beschrieben. In dieses Feld muss ein eindeutiger Name für den Datensatz eingetragen werden, anhand welcher die Datensätze im Programm ausgewählt werden.

Hinweis: Felder welche für die Eingabe von Dateinamen vorgesehen sind haben eine Autovervollständigungs-funktion. Hierzu sucht die Software in den Ordnern ..\dat und ..\ext\dat sowie dem aktuellen Projektverzeichnis.

9.5.1 Achsabstandtoleranzen

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Achsabstandstoleranzen beginnen mit K10-???.dat. Die Achsabstandstoleranzen nach ISO 286 werden direkt aus dem Programmcode und nicht aus einer Datei gelesen.

9.5.2 Bearbeitungszugabe Stirnrad

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Bearbeitungszugabe beginnen mit ZADDT-???.dat.

9.5.3 Bezugsprofile

Die Bezugsprofildaten werden direkt in der Datenbank eingetragen. Die einzelnen Werte sind jedoch voneinander abhängig.

- **Bezeichnung nach ISO: zugrunde gelegter Standard**
- **Kommentar: Textfeld für den eigenen Gebrauch**
- **Datenherkunft: Textfeld für den eigenen Gebrauch**
- **Definierbare Bezugsprofildaten: Fusshöhenfaktor h^*_{fP}, Fussradiusfaktor ρ^*_{fP}, Kopfhöhenfaktor h^*_{aP}, Kopfradiusfaktor ρ^*_{aP}, überschneidend, Protuberanzhöhenfaktor h^*_{prP}, Protuberanzwinkel α_{prP}, Kopfformhöhenfaktor h^*_{FaP}, Kantenbrechflankenwinkel α_{KP}**

9.5.4 Druckfeder Norm

Bei der Druckfeder können Daten von Geometrie-Normen hinterlegt werden.

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Druckfeder Normen beginnen mit f010-??.dat.
- **Toleranz:** Toleranzangabe der Geometrie-Norm

9.5.5 Abwälzfräserauswahl

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabelle für die Fräserdaten nach DIN 3972 heisst Z000-BP.dat.

9.5.6 Grundwerkstoff Kleb- und Lötverbindung

- **Zugfestigkeit R_m:** [N/mm^2] Für die Berechnung der Kleb- und Lötverbindungen wird die Zugfestigkeit des Werkstoffes benötigt.

9.5.7 Herstellverfahren Kegel- und Hypoidräder

Diese Werte sind nur bei der Berechnung nach Klingelnberg nötig. Sie entsprechen Tabellen für Maschinentypen nach der Klingelnberg-Werksnorm.

- Zu definierende Werte: **Maschinentyp, Flugkreisradius Messerkopf r_0** [mm]**, Gangzahl Messerkopf z_0, Maximale Maschinendistanz MD_{max}** [mm]**, Minimaler Normalmodul $m_{n,min}$** [mm]**, Maximaler Normalmodul $m_{n,max}$** [mm]

9.5.8 Keilriemen Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Keilriemen Norm beginnen mit Z090-???.dat.
- **Berechnungsmethode:**
  - 1) Schmalkeilriemen (Fenner)
  - 2) Schmalkeilriemen/ Kraftbänder
  - 3) Conti-Riemen

- Weitere Definitionen: **Maximale Riemengeschwindigkeit v_{max}** [m/s]**, Elastizität E** [N]**, Gewicht pro Länge q** [kg/m]**, Reibkoeffizient** μ_r

9.5.9 Kerbverzahnung Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Kerbverzahnungs Normen beginnen mit M02C-???.dat.
- **Berechnungsmethode:** Zu der jeweiligen Kerbverzahnung wird die passende Berechnungsmethode gewählt.

9.5.10 Kettenprofile ISO606

- Zu definierende Grössen dieser Tabelle: **Typ, Teilung p** [mm]**, Anzahl Stränge n_s, maximaler Rollendurchmesser d_1** [mm]**, maximaler Bolzendurchmesser d_2** [mm]**, Mindestweite zwischen Innenlaschen b_1** [mm]**, maximale Breite des Innenglieds b_2** [mm]**, gesamte Breite b_{tot}** [mm]**, maximale Höhe der Innenlasche h_2** [mm]**, Verhältnis t_H/t_S**

9.5.11 Klebstoffe

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- Definierbare Grössen: **Minimale** und **maximale Scherfestigkeit** $\tau_{B,min}$, $\tau_{B,max}$ **[N/mm^2]**.

9.5.12 Korrekturen

Die verschiedenen Korrekturen der Zahnräder sind als Datenbankklasse definiert. Wenn ein Datensatz in der Datenbank ausgeblendet wird, wird dieser in der Auswahlliste der Korrekturen nicht mehr sichtbar sein.

Es können zwar neue Datensätze in der Datenbank zugefügt werden, diese werden aber im Berechnungsmodul nicht sichtbar sein.

9.5.13 Lastkollektive

Definitionen aller Eingaben (Häufigkeit, Leistung, Drehzahl) sind in Faktoren. Die Leistung und Drehzahlen sind in Faktoren der Nennleistung angegeben. In den Berechnungen wird der Faktor für das Drehmoment (Leistungsfaktor/ Drehzahlfaktor) für Kräfte und Momente verwendet. Lastkollektive können entweder aus einer Da-

tei gelesen oder direkt eingegeben werden. Mit der direkten Eingabe ist die Anzahl der Lastfälle gegeben durch die Anzahl eingegebener Zeilen.

- **Eingabe:** Auswahl, ob es Faktoren für die Leistung oder das Drehmoment sind. Dies ist auch gültig, wenn das Lastkollektiv aus einer Datei gelesen wird.
- **Mit Datei verknüpfen:** Diese Option wird angezeigt, wenn das Lastkollektiv auf "Eigene Eingabe" gesetzt ist. Wenn die Option zu sehen ist, können Lastkollektivwerte von einer ausgewählten Datei importiert werden. Der Import kann auf zwei Arten ausgeführt werden: Wenn der Flag nicht gesetzt ist, können die importierten Lastkollektivwerte geändert werden. Wenn der Flag gesetzt ist, werden die Lastkollektivwerte automatisch durch die Werte in der ausgewählten Datei überschrieben und können nicht geändert werden.
- **Eigene Eingabe von Lastkollektiven:** Das Lastkollektiv kann direkt eingegeben oder über eine Datei eingelesen werden.
- **Dateiname:** Die Datei kann mit dem ...-Button über die Verzeichnisse ausgewählt werden. Die Datei mit dem Lastkollektiv muss eine Textdatei (*.dat) sein. Eine Beispieldatei mit einem Lastkollektiv ist im Verzeichnis "dat" mit Namen "Example_DutyCycle.dat" zu finden. Selber definierte Lastkollektive sollten im Verzeichnis "EXT/dat" abgelegt werden, dass sie bei einem Versionenupdate immer noch zur Verfügung stehen.

```
0.1  1    1
0.1  0.9  1
0.1  0.8  1
0.1  0.7  1
0.1  0.6  1
0.1  0.5  1
0.1  0.4  1
0.1  0.3  1
0.1  0.2  1
0.1  0.1  1
```

Beispieldatei Lastkollektiveingabe

- **Häufigkeit:** H_0 ... H_{19}, die Summe dieser Häufigkeiten muss 1 ergeben.
- **Leistungsfaktor (Drehmomentfaktor):** P_0 ... P_{19} $0<P_n<,\infty$.
- **Drehzahlfaktor:** N_0 ... N_{19}, $0<N_n<\infty$.

Lastkollektiv-Elemente mit negativer Leistung oder Drehzahl werden interpretiert als Wechsel von treibend auf getrieben; Fuss- und Flankenfestigkeit wird davon nicht betroffen, hingegen ändert sich die Sicherheit gegen Fressen und

Mikropitting.

9.5.14 Lote

- Definierbare Grössen: **Minimale** und **maximale Scherfestigkeit** $\tau_{B,min}$, $\tau_{B,max}$ [N/mm^2].

9.5.15 Oberflächenrauhigkeit Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen

Bei den Welle-Nabe-Verbindungen gibt es zusätzlich eine 'Eigene Eingabe', bei den Wellen werden die Rz-Werte anhand der Liste abgebildet.

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- Definierbare Grössen: **Gemittelte Rauhtiefe** $\mathbf{R_z}$ [µm] und **Mittenrauhwert** $\mathbf{R_a}$ [µm].

9.5.16 Passfeder Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Passfeder Normen beginnen mit M02A-???.dat.

9.5.17 Polygon Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Polygon Normen beginnen mit M02D-???.dat.

9.5.18 Scheibenfeder Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Polygon Normen beginnen mit M02E-???.dat.

9.5.19 Bolzen/ Stifte

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Bolzen/ Stifte Normen beginnen mit M03A-???.dat.

9.5.20 Schmierstoffe

- **Kommentar, Bezeichnung nach ISO, Datenherkunft:** Textfelder für den eigenen Gebrauch
- **Additivierung bei Wälzlagern:**
  - **ohne Additive:** Schmierstoffe ohne Additive, oder mit solchen, deren Wirksamkeit in Wälzlagern nicht geprüft wurde.
  - **Mit Additiven:** Schmierstoffe, deren Wirksamkeit in Wälzlagern geprüft wurden
- **Öl/Fett:** Auswahl ob es sich beim Schmierstoff um ein Öl oder ein Fett handelt.
- **Kinematische Viskosität bei 40°C und bei 100°C** ν_{40},ν_{100} **:** [mm^2/s]
- **Schmierstoffbasis:** Auswahlmöglichkeiten:
  - Mineralöl
  - Synthetisches Öl auf Polyglykol-Basis
  - Synthetisches Öl auf Polyäther-Basis
  - Synthetisches Öl auf Polyalphaolefine-Basis
  - Synthetisches Öl auf Ester-Basis

  Polyalphaolefine: Mineralölähnlich, gut mischbar mit Mineralöl, teilweise lebensmittelverträglich.

  Ester: Teilweise lebensmittelverträglich, teilweise biologisch abbaubar.
- **Fresstest-Verfahren:** Auswahlmöglichkeiten:
  - Keine Infos zum Fressen
  - FZG Test A/8.3/90; ISO 14635-1 (normal)
  - FZG Test A/16.6/90
  - FZG Test A/16.6/120
  - FZG Test A/16.6/140
  - FZG Test A10/16.6R/120; ISO 14635-2

- Eingabe der Fresstemperatur
- FZG Test A10/16.6R/90
- FZG Test S-A10/16.6R/90

- **Laststufe Fressen FZG-Test:** Angabe der Fresslaststufe nach dem FZG-Test. Die Angabe wird bei Zahnradberechnungen benötigt.
  1= schwächste Stufe; 12=beste Stufe

  Gute Getriebeschmierstoffe haben alle die Fresslaststufe 12.

- **Fresstemperatur θ_s:** bei Wahl Eingabe der Fresstemperatur beim Fresstest-Verfahren.
- **Micropitting-Verfahren:** Auswahlmöglichkeiten
  - Keine Infos zu Laststufe Micropitting
  - C-GF/8.3/90 (FZG)
- **Laststufe Micropitting Test:** Die beste erreichbare Laststufe ist 10.
- **Dichte ρ:** [kg/dm^3]
- **Konuspenetration bei 25°C (Fett) P_e:** [0.1mm] Diese Eingabe wird nur für die Berechnung von fettgeschmierten Gleitlagern benötigt.
- **Seifenanteil (Fett) c_s:** [Vol%] Diese Eingabe wird nur für die Berechnung von fettgeschmierten Gleitlagern benötigt.
- **k-Faktor, s-Faktor (Druckviskosität) k, s:** Faktoren für die Berechnung der Druckviskosität (AGMA 925):

$$\alpha = k \cdot \eta_M^S$$

$$\eta_P = \eta_{atm} \cdot e^{\alpha_p}$$

Wenn die Werte nicht bekannt sind, kann 0 eingegeben werden, dann werden die Werte der Norm entnommen (AGMA 925-A03, Table 2).

- **Unter-/ Obergrenze Einsatztemperatur θ_{min}, θ_{max} :** [°C]

9.5.21 Schrauben: Anziehfaktor

- **Berechnungsmethode:** Auswahl VDI 2230(1990) und VDI 2230(2015)
- **Minimaler Anziehfaktor α_{Amin}:** Minimaler Wert, je nach Anziehverfahren definierbar.

- **Mittlerer Anziehfaktor** α_{Amid}**:** Mittlerer Wert, je nach Anziehverfahren definierbar.
- **Maximaler Anziehfaktor** α_{Amax}**:** Maximaler Wert, je nach Anziehverfahren definierbar.

9.5.22 Schrauben: Bohrung

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Bohrungen beginnen mit M04-???.dat.
- **Verwendete Einheit**: Auswahl ob die Werte in der Datei in mm oder in inch gelesen werden sollen.

9.5.23 Schrauben: Festigkeitsklasse

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- Definierbare Grössen: **Streckgrenze** $\mathbf{R_p}$ [N/mm^2], **Zugfestigkeit** $\mathbf{R_m}$ [N/mm^2], **Scherfestigkeitsverhältnis** $\mathbf{\iota_b/R_m}$**[-]**

HINWEIS:

Bei den Festigkeitsklassen 8.8 und SAE J429 Grade 2 und 5 wird in der Datenbank immer die Streckgrenze und Zugfestigkeit für die untere Durchmessergrenze angezeigt. Ist der Durchmesser grösser als die Durchmessergrenze wird dies im Programm korrigiert.

Die Scherfestigkeitsverhältnisse wurden aus der Tabelle 5.5/2 der VDI 2230 (2015) anhand der Festigkeitsklassen entnommen, nicht definierte SAE-Klassen werden auf das Verhältnis 0.6 gesetzt.

9.5.24 Schrauben: Muttern Festigkeitsklasse

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- Definierbare Grössen: **Vickershärte für Regelgewinde für den Durchmesser D <= 16 mm** [HV], **Vickershärte für Regelgewinde für den Durchmesser D > 16 mm** [HV], **Vickershärte für Feingewinde für den Durchmesser D <= 16 mm** [HV], **Vickershärte für Feingewinde für den Durchmesser D > 16 mm** [HV]

HINWEIS:

Bei den Festigkeitsklassen wird der minimale Wert der Norm DIN EN ISO 898-2:2012 angegeben. Da der Wert bei einigen Festigkeitsklassen durchmesserabhängig ist, werden in der Datenbank beide definiert und dann im Programm unterschieden, für welchen Durchmesser der Wert genommen wird. Dasselbe gilt für die Unterscheidung Fein- oder Regelgewinde, es wird im Programm unterschieden welcher Wert verwendet wird, je nach Wahl in der Oberfläche.

9.5.25 Schrauben: Reibungszahlklassen

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- Definierbare Grössen: **Minimaler Reibkoeffizient** μ_{min} [-] und **Maximaler Reibkoeffizient** μ_{max} [-]

HINWEIS:

Bei den Reibungszahlklassen werden in der Datenbank immer der Minimale und Maximale Reibkoeffizient angezeigt. Die Werte werden zur Auslegung der Reibungskoeffizienten bei Schrauben verwendet.

Die vorgegebenen Werte sind der Tabelle A5, der VDI 2230, Blatt 1 [75] entnommen.

9.5.26 Schrauben: Gewindeart

- **Name:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Gewinde beginnen mit M04-???.dat.
- **Faktor zur Berechnung des Flankendurchmessers / Kerndurchmessers**
- **Flankenwinkel** α**:** [°]

9.5.27 Schrauben: Muttern

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Muttern beginnen mit M04-???.dat.
- **Verwendete Einheit**: Auswahl ob die Werte in der Datei in mm oder in inch gelesen werden sollen.

9.5.28 Schrauben: Typ

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Schraubentypen beginnen mit M04-???.dat.
- **Name:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Gewindetyp:** Auswahlliste zu welchem Gewindetyp diese Schraube gehört.
- **Verwendete Einheit**: Auswahl ob die Werte in der Datei in mm oder in inch gelesen werden sollen.

9.5.29 Schrauben: Unterlegscheibe

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Unterlegscheiben beginnen mit M04-???.dat.
- **Verwendete Einheit**: Auswahl ob die Werte in der Datei in mm oder in inch gelesen werden sollen.

9.5.30 Stossradauswahl

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Stossräder beginnen mit Z000-Cutter-?.dat.

9.5.31 Tellerfeder Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Tellerfedern beginnen mit F040-?.dat.

9.5.32 Toleranzen Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Toleranzen beginnen mit K10-???.dat.

Die Toleranzen nach DIN EN ISO 286 wurden direkt in KISSsoft einprogrammiert. Für die Toleranzklassen H, h, JS, js wurde die Toleranz bis zum Nennmass 10000 mm (nach Norm bis 3150 mm) erweitert. Die Werte wurden durch Extrapolation ermittelt.

9.5.33 Trägerprofile

- **Zeichnungsdatei:** Bild, welches in der Maske bei der Wellenberechnung angezeigt wird.
- Werte zu den Profilen: **Höhe h** [mm], **Breite b** [mm], **Querschnitt A** [cm^2], **Flächenträgheitsmomente bzgl. x-/ z-Achse I_x/ I_z** [cm^4], **Torsionsträgheitsmoment I_t** [cm^4], **Widerstandsmomente bzgl. x-/ z-Achse W_x/ W_z** [cm^3], **Torsionswiderstandsmoment W_t** [cm^3]

9.5.34 Vielnut Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Vielnut-Profile beginnen mit M02b-???.dat.

9.5.35 Werkstoffe

Die Werkstoffe bestehen aus einer Datenbank-Tabelle **Basisdaten Werkstoffe** und der jeweiligen Tabelle für die Module. In der Tabelle Basisdaten werden die generellen Daten der Werkstoffe zusammengetragen, die Werkstoffe können dann in den einzelnen Modul-Tabellen übernommen werden, dadurch braucht man die Basisdaten nur einmal zu definieren. In den Tabellen der Module werden dann die modulspezifischen Daten definiert.

In den modulspezifischen Tabellen muss immer ein **Basiswerkstoff** ausgewählt sein.

9.5.35.1 Basisdaten Werkstoffe

- **Bezeichnung nach DIN, BS, AISI, UNI, AFNOR, JIS, CN, alte Bezeichnung, Werkstoffnummer, Herkunft der Daten, Kommentar:** Textfelder für eigenen Gebrauch
- **Elastizitätsmodul bei 20°C E_{20}:** [N/mm^2]
- **Poissonzahl ν:** [-]
- **Dichte ρ:** [kg/dm^3]
- **Wärmeausdehnungkoeffizient α:** [$10^{-6}/K$]
- **Schubmodul bei 20°C G_{20}:** [N/mm^2]
- **Behandlungsart:** In dieser Liste kann der Behandlungsart ausgewählt werden.
- **Werkstofftyp:** In dieser Liste kann der Werkstofftyp ausgewählt werden.

- **Härtewert:** Dieser Wert ist rein informativ und hat auf die Berechnung nur einen geringfügigen Einfluss
- **Einheit der Härte:** in Liste auswählbar.
- **Kernhärtewert:** Dieser Wert wird z.B. für die Festigkeitsberechnung nach AGMA 6101-E08/ AGMA 6001-E08 verwendet, bei anderen Berechnungen ist der Wert jedoch rein informativ und hat auf die Berechnung nur einen geringfügigen Einfluss. Bei einsatzgehärteten Einsatzstählen wurde der Wert für die Zugfestigkeit Rm aus der Norm DIN EN 10084 für den Durchmesser 16-40 mm entnommen und dann mit der Härteumrechnung der Brinnellhärtewert HBW berechnet.
- **Einheit der Kernhärte:** in Liste auswählbar. Als Eingabegrössen sind Brinellhärte und Vickershärte möglich.
- **Zugfestigkeit R_m:** [N/mm^2] max. 10 verschiedene Durchmesserbereiche definierbar
- **Streckgrenze R_p:** [N/mm^2] max. 10 verschiedene Durchmesserbereiche definierbar
- **Rohdurchmesser d:** [mm] max. 10 verschiedene Durchmesserbereiche definierbar

9.5.35.2 Werkstoff Federberechnung

Die Tabelle gilt für Druck- (F010), Zug- (F020) und Schenkelfedern (F030):

- **Zulässige Schubspannung:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Federn beginnen mit F01-???.dat. In dieser Datei können die zulässige Schubspannung, die Werte für das Goodman-Diagramm und die Werte für das Relaxationsdiagramm eingesehen oder definiert werden. Werden die Kurven des Relaxationsdiagrammes nur mit 2 Punkten definiert sind die Werte für tau3 und rel3 0 zu setzen, damit KISSsoft dies erkennt.
- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Minimaler** und **Maximaler Drahtdurchmesser d_{min}, d_{max}** [mm]
- **Temperaturabhängigkeit Schubmodul α_G:** [1/K]
- **Verwendung:** Auswahlliste mit den Varianten kalt- und warmgeformt

9.5.35.3 Werkstoff Gleitlagerberechnung

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch

9.5.35.4 Werkstoff Globoid-Schneckenräder

Die Tabelle gilt für Schneckenräder (Z080):

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Werkstoffcharakteristik:** Auswahlliste (wie CuSn-Bronze/ wie CuAl-Bronze/ wie GGG40/ wie GG25/ wie PA-12)
- **Faktor Mineralöl W_{MLOel}:** Werkstoff/Schmierstofffaktor für Mineralöl
- **Faktor Polyglykol (DIN)/ (ISO) W_{MLGDIN}/ W_{MLGISO}:** Werkstoff/Schmierstofffaktor für Polyglykol
- **Faktor Polyalphaolefin W_{MLA}:** Werkstoff/Schmierstofffaktor für Polyalphaolefin
- **Werkstofffaktor Y_W:** (siehe DIN 3996, Tabelle 5)
- **Grübchenfestigkeit σ_{HlimT}:** [N/mm^2] (die Verwendung der reduzierten Werte nach ISO 14521 wird empfohlen)
- **Schubdauerfestigkeit τ_{FlimT}:** [N/mm^2]
- **Schubdauerfestigkeit reduziert $\tau_{FlimTred}$:** [N/mm^2] (Falls keine leichte Verformung zulässig ist, muss mit einer reduzierten Festigkeit gerechnet werden.)

9.5.35.5 Werkstoff Pressverband

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch

9.5.35.6 Werkstoff Schrauben

Die Tabelle gilt für das Schraubenmodul (M040):

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Zulässige Pressung p_G:** [N/mm^2] (Daten sollten entsprechend der VDI 2230 angegeben werden)
- **Scherfestigkeit τ_B:** [N/mm^2]

9.5.35.7 Werkstoff Schweissverbindung

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch

9.5.35.8 Werkstoff Tellerfederberechnung

Die Tabelle gilt für Tellerfedern (F040):

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Goodman-Diagramm:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für das Goodman-Diagramm beginnen mit F04-???.dat.
- **Temperaturabhängigkeit Elastizitätsmodul α_E:** [1/K]

9.5.35.9 Werkstoff Welle-Nabe-Verbindung

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch

9.5.35.10 Werkstoff Gehäuse

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch

9.5.35.11 Werkstoff Wellenberechnung

Die Tabelle gilt für Wellen (W010):

- Werte für Festigkeitsberechnung nach Hänchen:
  - **Biegewechselfestigkeit σ_{bW}:** [N/mm^2]
- Werte für Festigkeitsberechnung nach DIN 743:
  - **Bezugsdurchmesser d_b** [mm], **Zugfestigkeit R_m** [N/mm^2], **Streckgrenze R_p** [N/mm^2], **Biegewechselfestigkeit σ_{bW}** [N/mm^2], **Zug-/Druckwechselfestigkeit σ_{zdW}** [N/mm^2], **Torsionswechselfestigkeit τ_{tW}** [N/mm^2]
  - **Experimentielle Daten:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für das experimentielle Haighdiagramm beginnen mit W01-???.dat.
  - **CrNiMo-Einsatzstahl:** Zur Bestimmung des technologischen Grössenfaktors K1 wird bei einem Einsatzstahl noch unterschieden, ob es sich um einen CrNiMo-Einsatzstahl handelt oder nicht. Zu dieser Gruppe gehören die Werkstoffe 20NiCrMo13-4, 17NiCrMo6-4, 17NiCrMoS6-4, 18NiCr5-4, 17CrNi6-6, 18CrNiMo7-6, 14NiCrMo13-4, 22CrMoS3-5 und 15NiCr13. Nach DIN 10084 sinkt bei diese Werkstoffen die Zugfestigkeit nicht stark ab. Diese Werkstoffe gehören auch diese Gruppe nach Angaben von Prof. Linke.

- Werte für Festigkeitsberechnung nach FKM:
  - **Zugfestigkeit für Nenndurchmesser $R_{m,N}$** [N/mm^2], **Streckgrenze für Nenndurchmesser $R_{e,N}$** [N/mm^2], **Effektiver Nenndurchmesser für deff,N,p $d_{eff,N,p}$** [mm], **Effektiver Nenndurchmesser für Rm,N $d_{eff,N,m}$** [mm], **Konstante zur Berechnung Kd (Fliessen) $a_{d,p}$,Konstante zur Berechnung Kd (Bruch) $a_{d,m}$, Zug-/Druckwechselfestigkeit für Nenndurchmesser** $\sigma_{W,zd,N}$ [N/mm^2], **Biegewechselfestigkeit für Nenndurchmesser** $\sigma_{W,b,N}$ [N/mm^2], **Schubwechselfestigkeit für Nenndurchmesser** $\tau_{W,s,N}$ [N/mm^2], **Torsionswechselfestigkeit für Nenndurchmesser** $\tau_{W,t,N}$ [N/mm^2]
  - **Bruchdehnung A:** [%]
  - **FKM Gruppe:** Auswahlliste zu welcher Werkstoffgruppe der Eintrag gehört.

9.5.36 Werkstoff Zahnräder

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch

- **Datei für Härteverlauf:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für den Härteverlauf beginnen mit Z22-???.dat. Gemessene Härtewerte des Werkstoffs zur grafischen Darstellung in Modul Z22; hat auf die Berechnung keinen Einfluss. Hier ein Beispiel wie ein solcher Härteverlauf in einer externen Tabelle aufgebaut werden muss.

```
-- ----------------------------------------------------------------------
-- File   = ~modname: z22-100.dat~
-- Verlauf der Haerte des Werkstoffs/Curve of the material hardness
-- Werkstoff/Material: GGG50 180HB
--
-- (c) KISSsoft AG, CH-8608 Bubikon
--
-- 1.0     14.10.1995  em        Inital Version
--
-- INPUT  nummer      Punktnummer/ number of the point
-- OUTPUT Tiefe, HaerteHV Tiefe(mm), HV-Wert/Depth(mm), HV-Value
-- ----------------------------------------------------------------------

:TABLE LIST haerteHV
  INPUT nummer
  OUTPUT Tiefe, HaerteHV
DATA
1    0.0   890
2    0.1   523
3    0.2   470
4    0.3   295
5    0.4   290
6    0.5   207
7    0.6   207
8    0.7   207
9    1.0   207
10   1.5   207
END
```

Abbildung 9.08: Beispiel für eine Härteverlauf-Definition (Z22-100.dat)

- **Datei Woehlerlinie:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Woehlerlinie müssen *.dat. heissen.
  Hier **muss (obligatorisch) bei Kunststoffen** ein Dateiname eingetragen werden. Die Datei enthält die Werkstoffdaten (Woehlerlinien, Elastizitätsmodul, etc.), welche bei der Berechnung verwendet werden.
  Bei metallischen Werkstoffen kann hier ein Dateiname eingetragen werden. Die Datei enthält die Woehlerlinien für Biegefestigkeit und für Hertzsche Pressung welche bei der Berechnung verwendet werden, falls der Flag `Berechnung mit eigener Woehlerlinie` gesetzt ist.

```
-- Data for significant no. of cycles (edge points for interpolation of Woehler line)
-- Important: This list must contain ALL cycle values of FlankSigH and FootSigF in numerical order!
:TABLE FUNCTION EdgeCycle
      INPUT X number TREAT NEXT_BIGGER
DATA
      1      2      3      4      5      6      7
    1E3    1E5    2E6    3E6    5E7   1E10   1E99
END

-- Data for Hertzian pressure sigH
:TABLE FUNCTION FlankSigH
      INPUT X Cycles TREAT LOG
DATA
      0    1E3    1E5   3E6    5E7   1E10   1E99
   2700   2700   1920   1485   1200   1104   1104
END

-- Data for fatigue strength tooth root sigF
:TABLE FUNCTION FootSigF
      INPUT X Cycles TREAT LOG
DATA
      0    1E3    1E5    2E6    1E10   1E99
   1080   1080    423    230    195    195
END
```

Abbildung 9.09: Beispiel für eine Datei mit Woehlerlinien für metallische Werkstoff

- **Dauerfestigkeit Fuss (ISO, DIN/ AGMA 2101) σ_{Flim}/s_{at}, Dauerfestigkeit Flanke (ISO, DIN AGMA 2101) σ_{Hlim}/s_{ac}:** [N/mm^2] Dauerfestigkeitswerte nach DIN 3990 oder ISO 6336 Teil 5.
- **Dauerfestigkeit Fuss (AGMA 2001) s_{at}, Dauerfestigkeit Flanke s_{ac} (AGMA 2001):** [lbf/in^2] Dauerfestigkeitswerte nach AGMA 2001.
- **Gemittelte Rautiefe Fuss/ Flanke R_{zF}/ R_{zH}:** [µm]
- **Thermischer Kontaktkoeffizient B_M:** [N/mm/s$^{0.5}$/K] Dieser Koeffizient wird für die Berechnung des Blitzfaktors benötigt. Hinweise finden Sie in der DIN 3990, Teil 4, Gleichungen 3.11, 4.17, 4.18, 4.19. Für übliche Werkstoffe beträgt er 13.795.

9.5.37 Wälzlager

Die Wälzlager Tabellen sind in 2 verschiedene Tabs unterteilt:

- Tab Basisdaten
- Tab Innere Geometrie

9.5.37.1 Wälzlager Basisdaten

- **Lagerbezeichnung:** Die Kurzzeichen für die Lagerreihen sind nach der DIN 623 Teil 1. Bei SKF-Lagern steht vor den Lagerbezeichnungen ein *, falls es sich um ein Explorer-Lager handelt (Hochleistungslager).
- **Kommentar:** Genauere Beschreibung des Lagers (z.B. SKF-Explorer, X-Life,...)
- Hauptabmessungen des Lagers: **Innendurchmesser d** [mm], **Aussendurchmesser D** [mm], **Lagerbreite b** [mm], **Ecken-Rundungsradius r_{smin}** [mm]
- **Dynamische Tragzahl C:** [kN], **Dynamische radiale Tragzahl C_r**: [kN] (wenn radiale und axiale vorgegeben, z.B. Kreuzrollenlager)
- **Statische Tragzahl C_0:** [kN], **Statische radiale Tragzahl C_{0r}**: [kN] (wenn radiale und axiale vorgegeben, z.B. Kreuzrollenlager)
- **Dynamische axiale Tragzahl C_a**: [kN] (wenn vorhanden, z.B. Kreuzrollenlager)
- **Statische axiale Tragzahl C_{0a}**: [kN] (wenn vorhanden, z.B. Kreuzrollenlager)
- **Hybridlager:** [Ja/Nein] Ja: wenn Hybridlager (Keramikwälzkörper); Nein: wenn kein Hybridlager
- Faktoren **X1, Y1, X2, Y2, e, e0, X01, Y01, X02, Y02**

	Bestimmung der einzelnen Faktoren:
X1,Y1,e:	Koeffizienten in Formel *P = X1*Fr + Y1*Fa* für *Fa/Fr <= e*
X2,Y2:	Koeffizienten in Formel *P = X2*Fr + Y2*Fa* für *Fa/Fr > e*
X01,Y01,e0:	Koeffizienten in Formel *P0 = X01*Fr + Y01*Fa* für *Fa/Fr <= e0*
X02,Y02:	Koeffizienten in Formel *P0 = X02*Fr + Y02*Fa* für *Fa/Fr > e0*

X1,Y1,X2,Y2,e:	Bei gewissen Lagern werden diese Werte nicht aus der Datenbank gelesen, sondern in Abhängigkeit der Axiallast aus Dateien ausgelesen.

Kugellager: in Abhängigkeit von *f0*Fa/C0*

- bei Lagerluft C0: Daten aus Datei W05-100A.dat (einreihige Lager) und W05-100B.dat (zweireihige Lager)
- bei Lagerluft C3: Daten aus Datei W05-101A.dat (einreihige Lager) und W05-101B.dat (zweireihige Lager)
- bei Lagerluft C4: Daten aus Datei W05-102A.dat (einreihige Lager) und W05-102B.dat (zweireihige Lager)
- bei spielfreiem Zustand: Daten aus Datei W05-104.dat

Schrägkugellager: in Abhängigkeit von *f0*Fa/C0* und Druckwinkel

- bei Druckwinkel 5°: Daten aus Datei W05-100A.dat (einreihige Lager) und W05-100B.dat (zweireihige Lager)
- bei Druckwinkel 10°: Daten aus Datei W05-101A.dat (einreihige Lager) und W05-101B.dat (zweireihige Lager)
- bei Druckwinkel 15°: Daten aus Datei W05-102A.dat (einreihige Lager) und W05-102B.dat (zweireihige Lager)
- bei Druckwinkel 20°< α< 45°: Daten as Datei W05-103A.dat (einreihige Lager) und W05-103B.dat (zweireihige Lager)

HINWEIS:

Die Lagerluftklasse C2 wird als C0 behandelt. Die Faktoren wurden der Literatur "Die Wälzlagerpraxis" [39] entnommen.

- **Drehzahlgrenze bei Fettschmierung n_{Gmax}:** [1/min] SKF-Lager haben nur eine Drehzahlgrenze angegeben, es wird nicht unterschieden zwischen Fett- oder Ölschmierung.
- **Drehzahlgrenze bei Ölschmierung n_{Omax}:** [1/min] SKF-Lager haben nur eine Drehzahlgrenze angegeben, es wird nicht unterschieden zwischen Fett- oder Ölschmierung.
- **Gewicht m:** [kg]
- **Druckwinkel α_0:** [°] Eingabe des Druckwinkel bei Spindel-, Kegellagern, etc.
  bei Vierpunktlagern: Bei Eingabe von 0° wird 35° gesetzt,
  bei Axial-Pendelrollenlager: Bei Eingabe von 0° wird 50° gesetzt.

- **Zulässige Axialkraft F*$_{azul}$:** [-] Eingabe der zulässigen Axialkraft in % von Fr. Bei Eingabe von 0 wird die zulässige Axialkraft nicht überprüft.
- **Maximaler Einstellwinkel** α**:** [min] Bei Eingabe von 0 wird die Winkeleinstellbarkeit (d.h. der Vergleich der zulässigen Schiefstellung der Welle mit der effektiven Schiefstellung im Lager) nicht überprüft.
- **Thermische Bezugsdrehzahl n$_{\theta r}$**: [1/min]
- zur Zeit nicht ausgewertet in KISSsoft: **Verfügbarkeit** (0=am Lager; 1=nicht am Lager), **Preis** [in Landeswährung]
- **Zusatz A-E:** Diese Felder nehmen bei gewissen Bauformen zusätzliche Daten auf. (siehe Tabelle: Verwendung der Zusätze A-E)
- **radiale** und **axiale Federkonstante c$_r$,c$_a$**: [N/µm]
- **Federkonstante gegen Neigung c$_{rot}$:** [Nm/°] Eingabe der Federsteifigkeit gegen Neigung.
- **Faktor f$_0$:** wird zur Bestimmung von X und Y (z.B. bei Rillenkugellagern) benötigt, da diese Werte vom Faktor *f0*Fa/C0* abhängen.
- **Mindestbelastung P/C:** Die Mindestbelastung P/C (P: dynamisch äquivalente Belastung: C: dynamische Tragzahl) ist üblicherweise:
  - 0.01 für Kugellager mit Käfig
  - 0.02 für Rollenlager mit Käfig, 0.04 für vollrollige Lager mit Käfig

  Bei Eintrag 0 in der Datenbank werden diese Werte automatisch bei der Berechnung verwendet.

  Diese Einträge gelten nur für die radiale Belastung. Die axiale Mindestkraft wird direkt in der Software berechnet.

- **Ermüdungsgrenzbelastung C$_u$:** Faktor zur Berechnung der erweiterten Lebensdauer

Bauform	Zusatz A	Zusatz B	Zusatz C	Zusatz D	Zusatz E
Schrägkugellager (einreihig)		Versatz a (mm) (*2)			
Schrägkugellager (zweireihig)		Versatz a (mm) (*2)			
Axial-Zylinderrollenlager		Faktor A (*1)		max. Axiallast (kN)	
Kegelrollenlager (einreihig)		Breite B (mm)	Versatz a (mm) (*2)	Mass C (mm)	

Kegelrollenlager (zweireihig, O)		Mass T (mm) (*1)		Mass C (mm) (*1)	
Kegelrollenlager (zweireihig, X)		Mass 2B (mm)		Mass 2T (mm)	
Tonnen- und Torodialrollenlager	Berechnungs-faktor k1 (SKF CARB, innere Geometrie)	Berechnungs-faktor k2 (SKF CARB, innere Geometrie)			
Axial-Pendelrollen-lager	Mass d1 (mm)	Mass T2 (mm)	Mass D1 (mm)	Mass T1 (mm)	Faktor A (*1)

Tabelle 9.4: Verwendung der Zusätze A-E

Bezeichnungen in den Zusatzdaten sind gemäss INA/ FAG-Katalog 2014.

(*1) Werte werden nur für SKF-Lager verwendet, sie sind nach dem SKF-Katalog 2013.

(*2) Werte für das Mass a für FAG-Lager wurden vom Hersteller bis zum Lagermittelpunkt erhalten, zu diesem Wert wurde dann in KISSsoft für die Datenbank die halbe Lagerbreite dazuaddiert (kann kleine Abweichungen zum Lagerkatalog geben). Für die Berechnung wird der Wert zum Lagermittelpunkt verwendet, was dem entspricht was wir vom Hersteller bekommen haben.

9.5.37.2 Wälzlager Innere Geometrie

Beschreibung des Tabs **Innere Geometrie**:

Die Daten für die inneren Geometrien sind noch nicht für alle Lager verfügbar.

Die **Material ID** ist bei allen Tabellen vorhanden, in welcher ein Werkstoff für die Kugeln ausgewählt werden soll, wird bis anhin noch nicht berücksichtigt.

Liste der Lager, bei welchen die innere Geometrie berücksichtigt wird.

Die nachfolgend dokumentierten Angaben sind für die Berechnung der innneren Geometrie notwendig.

Für Wälzlager kann eine benutzerdefinierte Rollenprofildefinitionsdatei ".dat" eingegeben werden. In der dritten Kolonne stehen die benutzerdefinierten Rollenprofile welche in Relation zu den Rollendurchmessern in nicht-dimensionaler Form stehen. (Die Bandbreite gilt für Werte zwischen 0 und 0.5) In der zweiten Kolonne stehen die Rollen mit den oben definierten Profilen welche in Relation zu den Rollenlängen in nicht-dimensionaler Form stehen. Der Ausgangspunkt ist die Rollenmitte, womit die zulässige Bandbreite der Werte von -0.5 bis +0.5 beträgt. Die erste Kolonne ist der Index der Daten und wird nicht in der Berechnung verwendet.

- Rillenkugellager (einreihig), Vierpunktlager: **Anzahl Kugeln Z** [-], **Kugeldurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Borddurchmesser innen, druckseitig D_{BI}** [mm], **Borddurchmesser aussen, druckseitig D_{BA}** [mm], **Krümmungsradius innen ri** [mm], **Krümmungsradius aussen ro** [mm]

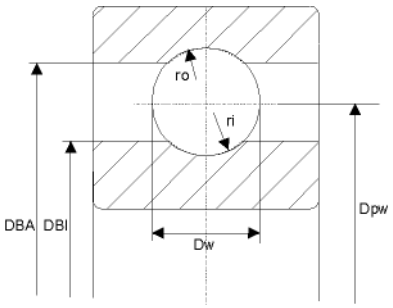


Abbildung 9.10: Masse der Rillenkugellager

- Schrägkugellager (einreihig): **Anzahl Kugeln Z** [-], **Kugeldurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Borddurchmesser innen, druckseitig D_{BI}** [mm], **Borddurchmesser aussen, druckseitig D_{BA}** [mm], **Krümmungsradius innen ri** [mm], **Krümmungsradius aussen ro** [mm], **Minimale innere Vorspannung v_{min}** [µm], **Maximale innere Vorspannung v_{max}** [µm], **Minimale Vorspannkraft F_{vmin}** [N], **Maximale Vorspannkraft F_{vmax}** [N]

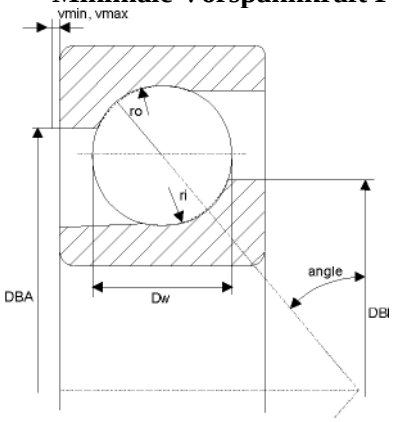


Abbildung 9.11 Masse der Schrägkugellager

- Zylinderrollenlager (einreihig): **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Borddurchmesser innen druckseitig D_{BI}** [mm], **Borddurchmesser aussen druckseitig D_{BA}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm], **Axiale Verschiebbarkeit Loslager v_l** [mm], **Axiale Verschieb-**

barkeit Festlager v_f [mm]

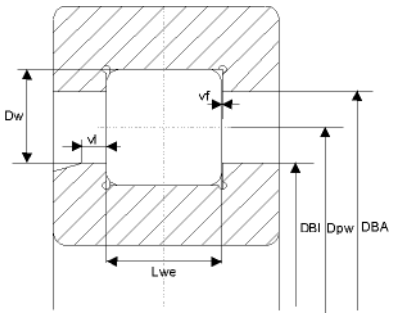


Abbildung 9.12: Masse der Zylinderrollenlager

- Zylinderrollenlager (zweireihig): **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Borddurchmesser innen druckseitig D_{BI}** [mm], **Borddurchmesser aussen druckseitig D_{BA}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm], **Reihenabstand a** [mm]

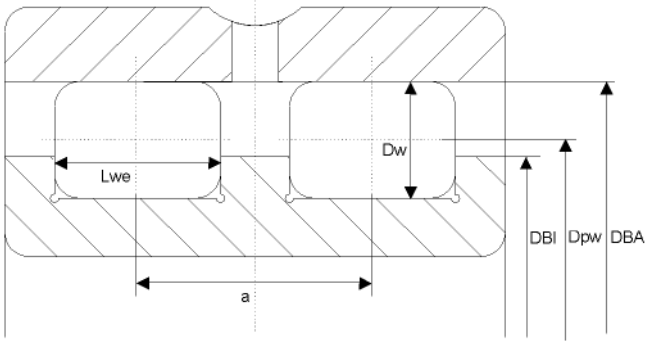


Abbildung 9.13: Masse der zweireihigen Zylinderrollenlager

- Kegelrollenlager (einreihig): **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm]

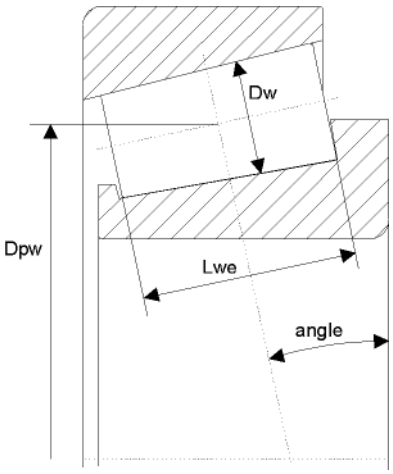


Abbildung 9.14: Masse der Kegelrollenlager

- Pendelrollenlager : **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Borddurchmesser innen, druckseitig D_{BI}** [mm], **Borddurchmesser aussen, druckseitig D_{BA}** [mm], **Krümmungsradius innen ri** [mm], **Krümmungsradius aussen ro** [mm]

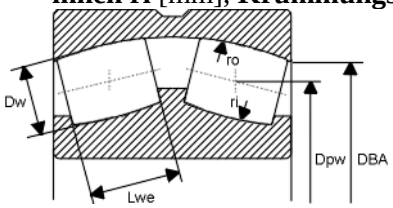


Abbildung 9.15: Masse der Pendelrollenlager

- Nadellager, Nadelkränze: **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm], **Axiale Verschiebbarkeit Loslager v_l** [mm]

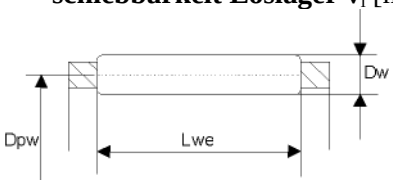


Abbildung 9.16: Masse der Nadellager/ Nadelkränze

- Axial-Rillenkugellager: **Anzahl Kugeln Z** [-], **Kugeldurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Krümmungsradius innen ri** [mm], **Krümmungsradius aussen ro** [mm]

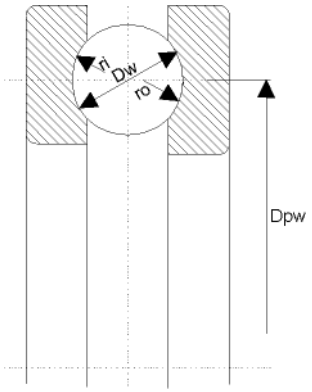


Abbildung 9.17: Masse der Axial-Rillenkugellager

Axial-Zylinderrollenlager: **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm]

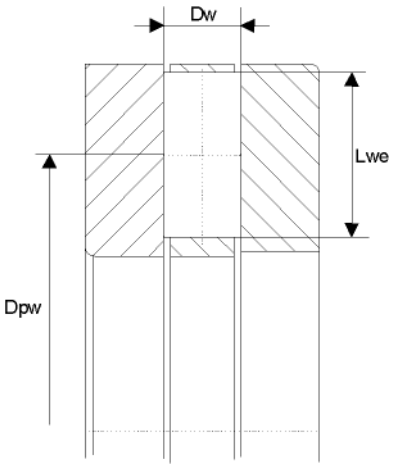


Abbildung 9.18: Masse der Axial-Zylinderrollenlager

- Axial-Pendelrollenlager: **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm], **Distanz L_{WC}** [mm], **Krümmungsradius innen r_i** [mm], **Krümmungsradius Rolle R_p** [mm], **Krümmungsradius aussen r_o** [mm]

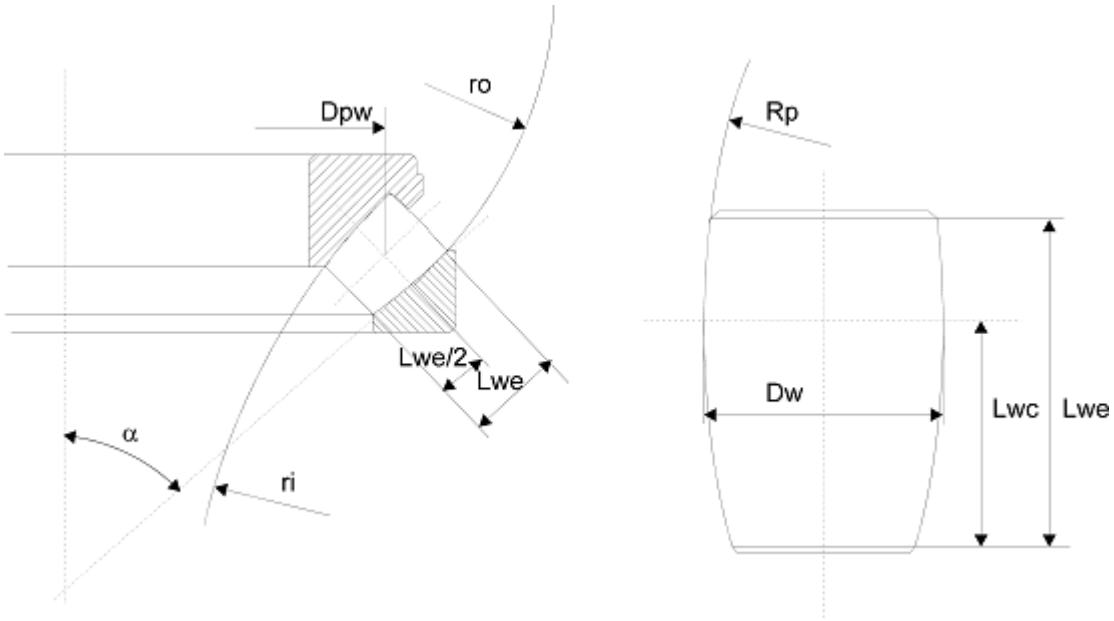


Abbildung 9.19: Masse der Axial-Pendelrollenlager

9.5.38 Wälzlager Toleranzspiel

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Wälzlager Toleranzspiele beginnen mit W05-??-??.dat.

9.5.39 Wälzlager Toleranzklassen

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Wälzlager Toleranzklassen beginnen mit W05-???.dat.

9.5.40 Zahndickentoleranzen

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Zahndickentoleranzen beginnen mit Z01-???.dat bzw. Z9-???.dat.
- **Interpretieren als:**
  - Zahndickenabmasse: Die Daten werden als Zahndickenabmasse interpretiert.
  - Zahnweitenabmasse: Die Daten werden als Zahnweitenabmasse (oder Normalspiel) interpretiert.

9.5.41 Zahnriemen Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Externe Tabellen (auf Seite I-97)). Die Tabellen für die Zahnriemen Norm beginnen mit Z091-???.dat.
- **Berechnungsmethode:**
  - 1)"normale" Zahnriemen (RPP)
  - 2) GT-Typen (PolyChain)
  - 3) AT-Typen (Brecoflex)
  - 4) PG-Typen (PowerGrip)

  Unterschiede:

  - Sonderberechnung für Zahnriemen mit eingelegtem Stahlseil (Methode 3)
  - Berechnung des Betriebsfaktors: Der Spezialfaktor für Übersetzung ins Schnelle wird addiert (Methode 1,2,4), beziehungsweise multipliziert (Methode 3)
  - Zusätzliche Leistungstabelle für Mehrleistung bei grösseren Umsetzungen (Methode 2)
- **Berechnungsmethode für Riemenvorspannung:**
  - 1) in % der Umfangskraft; Eindrucktiefe = 1/50 der Spannlänge
  - 2) in % der maximal zulässigen Umfangskraft; Eindrucktiefe = 1/50 der Spannlänge
  - 3) in % von (Betriebsfaktor*Leistung(W)/Umfangsgeschwindigkeit(m/s)) (entsprechend DAYCO RPP Panther) ; Eindrucktiefe = 1/64 der Spannlänge

  - 4) in % der Umfangskraft ; Eindrucktiefe = 1/64 der Spannlänge

- **Nominalbreite für Leistungstabelle b:** [mm] Riemenbreite, welche den Leistungsdaten entspricht, die in der Datei (siehe Dateiname) abgelegt sind.
- **Faktor für Riemenvorspannung f:** 0 ... 1,0 (%-Faktor für Berechnung der Riemenvorspannung)
- **Maximale Riemengeschwindigkeit v_{max}:** [m/s]
- **Summand für Betrieb F_s:** Kein Einfluss
- **Teilung p:** [mm] Teilung des Zahnriemens
- **Elastizität E:** [N] Elastizität = Kraft, die die Länge eines Riemens (mit Nominalbreite) verdoppelt. Die Angabe eines Richtwertes genügt; falls kein Wert bekannt ist, 0 eingeben (in diesem Fall wird die Elastizität bei der Berechnung des Durchbiegetests vernachlässigt).
- **Dehnung ε:** [%] Dehnung der Gesamtlänge des Riemens
- **Gewicht pro Länge q:** [kg/m/mm] pro Meter Länge und Millimeter Breite

Inhalt der Datei:	
Liste von vorgeschalgenen Norm-Zähnezahlen von Zahnscheiben	*:TABLE LIST z.RadZahne*
Liste von vorgeschlagenen Riemen-Norm-Zähnezahlen	*:TABLE LIST z.NormZahne*
Minimale Zähnezahl in Abhängigkeit der Drehzahl (kleine Scheibe)	*:TABLE FUNCTION z091k.factorINCR*
Korrekturfaktor für Antrieb ins Schnelle in Abhängigkeit der Übersetzung (wird zum Betriebsfaktor addiert)	*:TABLE FUNCTION z091k.factorINCR*
Übertragbare Leistung in Abhängigkeit der Zähnezahl (kleine Scheibe) und der Drehzahl (kleine Scheibe)	*:TABLE FUNCTION z091k.powerNr*
Korrekturfaktor für die Anzahl eingreifender Zähne (kleine Scheibe)	*:TABLE FUNCTION z091k.factorCorrEZ*
Korrekturfaktor für Riemenlänge	*:TABLE FUNCTION z091k.factorLength*
Korrekturfaktor für Riemenbreite	*:TABLE FUNCTION belt.bth*
Korrekturfaktor für Riemenbreite (gleiche Werte wie in der obenstehenden Tabelle)	*:TABLE FUNCTION belt.beff*
Scheibenbreite in Abhängigkeit der Riemenbreite	*:TABLE FUNCTION z091k.ScheibenBreite*
Riementyp-Auslegung: Minimal übertragbare Leistung (Untergrenze) in Abhängigkeit der Drehzahl	*:TABLE FUNCTION z091k.kWlower*

(kleine Scheibe)	
Riementyp-Auslegung: Maximal übertragbare Leistung (Obergrenze) in Abhängigkeit der Drehzahl (kleine Scheibe)	*:TABLE FUNCTION z091k.kWupper*

Kapitel 10
Beschreibung der öffentlichen Schnittstelle

10.1 Schnittstellen zwischen Berechnungsprogrammen und CAD - Überblick

Der naheliegendste Berührungspunkt von Berechnungsprogrammen innerhalb eines CIM- Konzeptes ist derjenige mit dem Zeichnungsprogramm (CAD). KISSsoft hat eine frei formatierbare öffentliche Datenschnittstelle, die eine sehr mächtige Kommunikation mit Fremdprogrammen erlaubt.

Sämtliche Ein- und Ausgabedaten können im ASCII-Format in frei definierbarem Umfang und Format exportiert werden. Dazu verfügt jedes Berechnungsmodul über eine spezielle, editierbare Reportdatei. Als Vorlage für diesen Datentransfer werden die Dateien MMMMUSER.RPT[1] genommen. Diese sind standardmässig leer. Falls Daten über die Schnittstelle ausgeben werden sollen, müssen die Vorlagen zunächst erweitert werden. Externe Programme können ausserdem Eingabedaten (ebenfalls im ASCII-Format) an Berechnungsmodule übergeben. Solche Daten werden automatisch beim Starten gelesen und die Daten in der Maske angezeigt.

10.1.1 Effiziente Schnittstellen

Eine automatisierte Datenübertragung zwischen Berechnung und CAD sollte nur dann etabliert werden, wenn der Nutzen wesentlich grösser ist als der Aufwand. Beispielsweise ist eine Schnittstelle zwischen einem Schraubenberechnungsprogramm und CAD nur von zweitrangiger Bedeutung, da die zu übertragende Information (z. B. dass aufgrund der Rechnung eine Schraube M10 gewählt werden muss) zu gering ist und schneller „von Hand“ übertragen wird. Steht jedoch eine Normteilbibliothek mit Schrauben zur Verfügung, so kann die bidirektionale Verknüpfung der drei Teile Berechnungsprogramm, Normteilbibliothek und CAD sehr effizient sein.

Als effiziente Schnittstellen können aufgezählt werden (wobei diese Liste durchaus noch erweitert werden kann):

- Allgemein

  Die Berechnungsprogramme sollen von der CAD-Umgebung aus gestartet werden können (z. B. durch Betätigen einer Funktionstaste). Dadurch kann während des Zeichnens kurz eine Berechnung durchgeführt, die Resultate übernommen und weitergezeichnet werden.

- Wellen- und Lagerberechnung

[1] *MMMM in einem Dateinamen steht als Platzhalter für das Modul, auf das sich die Datei bezieht. Beispiel: M040USER.RPT*

- Ausgabe einer Kontur aus dem CAD (z. B. eine Welle ab Detail- oder Zusammenstellungszeichnung) und Einlesen in das Berechnungsprogramm. (Problem: Das Definieren der zu übermittelnden Kontur ist in vielen CAD-Programmen leider sehr mühsam.)
- Ausgabe einer im Berechnungsprogramm optimierten Welle (inkl. Wälzlager etc.) und Einlesen als Zeichnungsinformation ins CAD.
- Übergabe von Biegelinien und ähnlichen Daten an das CAD.
- Wälzlager und Gleitlager werden berechnet und anschliessend die Kontur an das CAD übergeben. (Häufig verfügt das CAD bereits über Wälzlagerinformation, so dass dann nur die Lagerbezeichnung interessiert.)

☼ Zahnradberechnung

- Berechnung von Fabrikationsdaten im Programm und Übergabe der benötigten Werte als Text an das CAD. Dies ist eine sehr wichtige Funktion, da das Abschreiben der Daten sehr fehleranfällig ist mit entsprechend gravierenden Folgen.

  Berechnung der exakten Zahnform in Seitenansicht und Übergabe an das CAD. (Ergibt zwar sehr schöne Darstellungen, bringt aber normalerweise keine notwendige Information, ausser wenn die Daten weiterverarbeitet werden, z. B. durch Übergabe an eine Drahterodiermaschine.)

- Übergabe des schematischen Axialschnittes oder der Seitenansicht der Zahnräder an das CAD (ist aber im CAD auch schnell „von Hand“ gemacht).

☼ Maschinenelemente

Übergabe der Kontur von berechneten Maschinenelementen an das CAD wie Schrauben, Keilriemenscheiben etc. (oft verfügt die CAD-Station bereits über entsprechende, vorprogrammierte Information, so dass nur die Teile- Definition interessiert).

☼ Welle-Nabe-Verbindung

Auslegung oder Nachweis von Verbindungen sollten direkt in ein CAD implementiert werden, so dass bekannte Daten aus dem CAD in die Berechnung übertragen und Resultate der Berechnung wieder an das CAD zurückgegeben werden können.

10.1.2 Offenes Schnittstellen-Konzept in KISSsoft

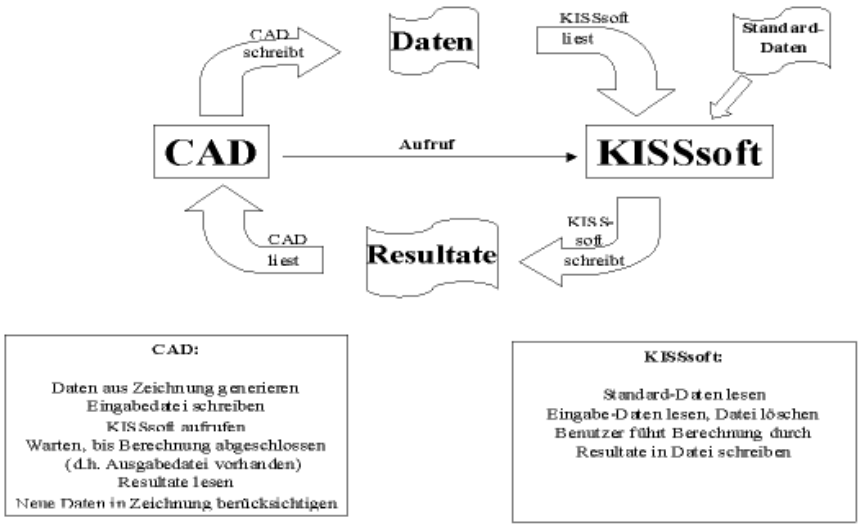
Das Schnittstellen-Konzept von KISSsoft weist eine einfache und dennoch sehr flexible Struktur auf.

Berechnungsprogramme sollten möglichst problemlos in die verschiedensten CAD-Systeme integriert werden können und in verschiedenen Umgebungen (Betriebssystemen wie MS- Windows, UNIX) eingesetzt werden können.

Der Schnittstellen-Mechanismus zwischen CAD und KISSsoft basiert auf einem Textdatensatz (ASCII-Datei), in dem für alle Übergabedaten eine Kennung zusammen mit dem numerischen Wert übergeben wird (siehe Abbildung im Beispiel (s. Abschnitt "Beispiel: Pressverband-Berechnung" auf Seite I-141)). Dieser Datensatz kann unterschiedlich lang sein, übergeben werden nur diejenigen Werte, die im CAD bekannt sind. Dies hängt vom CAD-System und von der gerade aktuellen Zeichnung ab.

Der vom Fremdprogramm übermittelte Datensatz wird von KISSsoft auf Vollständigkeit und Konsistenz geprüft, und wenn es sich als nötig erweist, werden zusätzliche Daten im KISSsoft-Eingabeteil abgefragt. Anschliessend wird die Berechnung durchgeführt und die für das CAD wichtigen Ausgabedaten werden in einen zweiten Textdatensatz geschrieben und an das CAD zurückgegeben. Durch den Einsatz des Reportgenerators kann für die Ausgabedatei ein beliebiges Format gewählt werden, d. h. KISSsoft passt sich dem Fremdprogramm an. Das CAD kann nun die von der Situation her benötigten Daten einlesen und selektiv verarbeiten.

Mit diesem Konzept ergeben sich einfache Schnittstellen-Formulare, es ist somit möglich - auch für den Nicht-Spezialisten -, schnell Applikationen zu schreiben.



10.2 Definition von Eingabe und Ausgabe

10.2.1 Vorbemerkungen

- Bei dieser Beschreibung wird immer das KISSsoft-Programm als Referenz genommen, d. h. eine Eingabedatei für KISSsoft ist entsprechend eine Ausgabedatei für das Fremdprogramm und umgekehrt.
- Für den automatischen Datenaustausch mit anderen Programmen werden Dateien mit dem Namen *MMMMUSER.RPT* benötigt. Sie können diese Dateien Ihren eigenen Bedürfnissen anpassen. Falls Sie aber KISSsoft- Schnittstellen gekauft haben, ist Vorsicht geboten, da diese Dateien auch für diese Schnittstellen benötigt werden.

Dateiname	**Speicherort**	**Beschreibung**
MMMMUSER.IN	<CADDIR> *)	Eingabedatei für KISSsoft (wird vom Fremdprogramm geschrieben) Benutzer- Eingabedatei temporär (= wird beim Lesen von KISSsoft gelöscht)
MMMMUSER.OUT	<CADDIR>	Ausgabedatei von KISSsoft (wird von KISSsoft geschrieben und vom Fremd-) programm gelesen. Temporär (= sollte vom Fremdprogramm gelöscht werden)
MMMMUSER.RPT	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates (analog Protokoll) permanent/fakultativ (= wird normalerweise einmal erstellt und bleibt erhalten)
Z10Gear1.RPT *Z10Gear2.RPT* *Z10Gear3.RPT* *Z10Gear4.RPT*	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates für den Verzahnungsstempel bei Stirnrädern (siehe unten). Entspricht MMMMUSER.rpt für diesen Spezialfall.
Z10Gear1.OUT ⋮	<KISSDIR>	Ausgabedatei des Verzahnungsstempels für Stirnräder.
Z70Gear1.RPT *Z70Gear2.RPT*	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates für Kegelräder.
Z17Gear1.RPT *Z17Gear2.RPT*	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates für Schraubräder.
Z80Gear1.RPT *Z80Gear2.RPT*	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates für Schneckenräder.
Z9aGear1.RPT *Z9aGear2.RPT*	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates für Zahnwellenverbindungen.
Z??Gear1.OUT *Z??Gear2.OUT*	<CADDIR>	Verzahnungsstempel analog zu Definitionsdateien.

*) Kann durch Angabe des vollständigen Dateinamens inklusive Verzeichnis auch von einem beliebigen Ort gelesen werden.

10.2.2 Anforderungen an Fremdprogramm

Zum erfolgreichen Betrieb von KISSsoft innerhalb eines Fremdprogrammes bestehen folgende minimale Anforderungen. Das Fremdprogramm muss

1. einen Abfragemechanismus (z. B. Makrosprache) besitzen, um Informationen, d. h. Eingabedaten bereitzustellen,
2. ASCII-Dateien schreiben und lesen können,
3. ein Programm starten können.

10.2.3 Verwendete Dateien

10.2.3.1 Eingabedatei

Es wird eine Eingabedatei mit dem Namen *MMMMUSER.IN* verwendet, welche denselben Aufbau und dieselbe Funktion - ausser dem temporären Status - wie die abgespeicherten Berechnungen hat. Die Werte werden den Variablennamen von KISSsoft mit = zugeordnet. Für jede Variable wird eine eigene Zeile verwendet.

BEISPIEL

VERSION=2.5;
m02Aw.dWa=30;
m02Aw.lW=20;
m02An.lN=25;

Gelesen wird die Eingabedatei nach der Vorbelegung der Standardwerte (siehe Seite I-12), d. h. die Werte der temporären Eingabedatei überschreiben vom Standard gesetzte Werte.

Bemerkung: Temporäre Eingabedateien werden für häufig wechselnde Variablen wie Geometrie- und/oder Leistungsdaten verwendet, Daten, welche typischerweise von Berechnung zu Berechnung wechseln. Es wäre auch möglich, diese Daten in die Standarddateien zu schreiben, da es sich dabei um normale Eingabe-Variablen handelt. Das würde aber bedeuten, dass das Programm, welches diese Dateien generieren soll, die bereits geschriebenen Daten interpretieren muss, d. h. permanente Vorgaben übernehmen müsste, um den Standard vollständig definieren und zum Schluss wieder zurücksetzen zu können.

10.2.3.2 Ausgabedatei

Zur Rückgabe der für das KISSsoft aufrufende Programm relevanten Daten wird unmittelbar nach einer Berechnung die spezifizierte Ausgabedatei *MMMMUSER.OUT* generiert. Der Umfang und das Format der Ausgabedatei wird in einer Reportvorlage mit dem Namen *MMMMUSER.RPT* definiert.

Das heisst, KISSsoft kann sich an die Syntax eines Fremdprogrammes anpassen. Der Befehlsumfang sowie die Syntax des Reportgenerators ist in Abschnitt Protokolle (s. Abschnitt "Protokollvorlagen" auf Seite I-78) beschrieben. Als Hilfe werden Beispiel-Reportdateien mitgeliefert.

10.2.4 Lebensdauer der Dateien

Die Eingabe-Datei *MMMMUSER.IN* wird vom Fremdprogramm generiert und von KISSsoft nach dem Lesen gelöscht. Die Ausgabe-Datei *MMMMUSER.OUT* wird beim Aufstarten von KISSsoft gelöscht und nach einer Berechnung neu geschrieben.

10.2.5 Explizites Einlesen und Generieren von Daten

Neben der vorgängig beschriebenen automatischen Definition lassen sich über das Menü `Datei > Schnittstelle > Daten Einlesen` Daten auch explizit einlesen sowie über `Datei > Schnittstelle > Daten Ausgeben` generieren. Der Zeitpunkt kann also beliebig selbst bestimmt werden und so für vielfältige Aufgaben, z. B. die Generierung eines Bestellformulars usw., benutzt werden.

10.3 Beispiel: Pressverband-Berechnung

Nachfolgend soll am Beispiel der Pressverband-Berechnung die Arbeitsweise des Schnittstellen-Konzeptes von KISSsoft näher betrachtet werden.

Für den Pressverband zwischen dem Zahnkranz und der Stirnradnabe soll jene Toleranzpaarung gefunden werden, welche folgenden Randbedingungen genügt:

Dauerdrehmoment MD = 88000 Nm

Bei der Toleranzpaarung soll es sich um ein System der Einheitsbohrung *(H)* handeln.

Sicherheit	gegen Rutschen > 1.4
	gegen Bruchgrenze der Nabe > 1.5
	gegen Bruchgrenze des Zahnkranz > 1.5
	gegen Streckgrenze der Nabe > 1.1
	gegen Streckgrenze des Zahnkranz > 1.1

Vorgehen:

Die notwendige Information zur Geometrie wird mit einer geeigneten CAD-Routine direkt aus der Zeichnung extrahiert und in das von KISSsoft definierte Schnittstellen-Format gebracht:

```
m01allg.df=640;
m01n.da=800;
m01w.di=242;
m01allg.l=200;
```

Inhalt der Datei *M010USER.IN*

Danach wird das KISSsoft-Modul gestartet, welches die Geometriedaten übernimmt und in der Hauptmaske anzeigt.

In der Hauptmaske werden die noch fehlenden Parameter, das Drehmoment und die Werkstoffe, definiert und anschliessend die Berechnung gestartet. KISSsoft erlaubt auch, die Auslegung der Toleranzpaarung vorzunehmen. Dabei werden die geeigneten Toleranz-Kombinationen in einer Liste zur Auswahl angeboten und mit der definitiven Wahl wird die abschliessende Berechnung durchgeführt.

Nach Beenden der Berechnung durch den Anwender wird die Resultat-Datei automatisch in ein Format gebracht, das durch das CAD-Makro gelesen werden kann. Definiert wird das Format dieser Resultat-Datei durch die Vorlagen-Datei *M010USER.RPT*:

```
[SHAFT]
ntol_max = %f{m01w.tol.max}
ntol_min = %f{m01w.tol.max}
ntol_bez = %s{m01w.tol.bez}

[HUB]
ntol_max = %f{m01n.tol.max}
ntol_min = %f{m01n.tol.max}
ntol_bez = %s{m01n.tol.bez}
```

Inhalt der Datei *M010USER.RPT*

Das Ergebnis hat dann folgendes Aussehen:

```
[SHAFT]
wtol_max = 390.000000
wtol_min = 340.000000
wtol_bez = s6

[HUB]
ntol_max = 50.000000
ntol_min = 0.000000
ntol_bez = H6
```

Inhalt der Datei *M010USER.OUT*

Diese Daten werden nun durch das Makro direkt an die entsprechende Bemessung im CAD angehängt.

Zusammenfassung:

Es wird also eine Aufgabenaufteilung vorgenommen: Auf beiden Seiten der Schnittstelle wird genau die Arbeit verrichtet, die auch der Stärke der jeweiligen Seite entspricht. Das CAD verwaltet die Geometrie und gibt diese Information weiter an das Berechnungsprogramm, welches die Daten zu verarbeiten weiss und das Resultat seinerseits dem CAD zurückgibt.

Durch die definierte Schnittstelle wird eine effiziente Kombination von CAD und Berechnungsprogramm erreicht.

10.4 Geometriedaten

KISSsoft verfügt über verschiedene Schnittstellen zum Übermitteln von Geometriedaten (Konturen, Zeichnungen):

- DXF-Format (für die Kommunikation mit den meisten CADs empfehlenswert)
- IGES-Format (Zahnformen können hier als Splines exportiert werden)
- BMP-Format (Windows-Bitmap)
- JPG/JPEG-Format (Pixel-Bild)
- PNG-Format (Portierbare Netzwerk-Grafik)

10.5 COM Schnittstelle

KISSsoft bietet die Möglichkeit der Fernsteuerung über eine COM Schnittstelle. Sie kann auf einfache Weise aus Visual Basic oder auch aus Excel angesprochen werden.

10.5.1 Registrierung des Servers

Der KISSsoft COM Server muss zunächst auf dem lokalen Computer registriert werden.

Dazu gibt es 2 Varianten, wie dies vollzogen werden kann:

- Dazu öffnet man die Windows-Eingabeaufforderung mit dem rechten Maustaste-Menu 'Als Administrator'. Dann geht man an die Stelle wo der Unterordner '.../bin32' ist und führt die Datei 'KISSsoftCOM_Register.bat' aus.
- Dies kann auch direkt über die folgenden zwei Befehlszeilen in einer Windows Eingabeaufforderung im bin32-Verzeichnis der KISSsoft Installation erfolgen:

```
KISSsoftCOM.exe /regserver
regsvr32 KISSsoftCOMPS.dll
```

Für die Registrierung sind Administratorrechte erforderlich.

10.5.2 Funktionalität des Servers

Der Server stellt eine Reihe von Funktionen zur Verfügung um ein Berechnungsmodul zu starten, Werte zu setzen oder zu lesen und eine Berechnung durchzuführen.

- `GetModule([in] BSTR modul, [in] VARIANT_BOOL interactive)` startet ein Berechnungsmodul über die Modulbezeichnung (z.B. Z012 oder W010). Mit interactive wird definiert, ob das Berechnungsmodul mit grafischer Benutzeroberfläche erzeugt werden soll.
- `Calculate()` führt die Hauptberechnung für das aktive Modul aus.
- `CalculateRetVal([out, retval] VARIANT_BOOL* isOk)` führt die Hauptberechnung für das aktive Modul aus und gibt einen Wert zurück, ob die Berechnung ok ist oder nicht.
- `SetVar([in] BSTR name, [in] BSTR value)` ermöglicht Variablen auf einen gewünschten Wert zu setzen. Die Übergabe erfolgt dabei als

Text. Die Variablennamen können in den Protokollvorlagen gefunden werden und es wird nicht garantiert, dass alle Variablen in der Zukunft unverändert bleiben.

- `GetVar([in] BSTR name, [out, retval] BSTR* value)` liest eine Variable als Text aus KISSsoft zurück.
- `ShowInterface([in] VARIANT_BOOL wait)` zeigt die grafische Benutzeroberfläche an. Über den Parameter wait kann angegeben werden, ob die Funktion warten soll, bis der Dialog geschlossen wurde.
- `IsActiveInterface([out, retval] VARIANT_BOOL* isActive)` gibt an, ob ein KISSsoft Dialog aktiv ist.
- `IsActive([out, retval] VARIANT_BOOL* isActive)` gibt an, ob ein Modul geladen ist.
- `ReleaseModule()` gibt das geladene Modul wieder frei. Es sollte immer wieder freigegeben werden, damit der Server entladen werden kann.
- `LoadFile([in] BSTR filename)` lädt die angegebene Datei.
- `SaveFile([in] BSTR filename)` speichert die Berechnung in die angegebene Datei.
- `CheckLicense([in] BSTR name, [out, retval] VARIANT_BOOL* isOk)` gibt an, ob die Lizenz gültig ist.
- `GetININame([out, retval] BSTR* name)` liefert den Namen der geladenen INI Datei.
- `GetVersionFromFile([in] BSTR filename, [out, retval] BSTR* version)` liefert den Versionsnummer (z.B. 2.6) des KISSsoft-Modules, welche in der Berechnungsdatei steht. (Versionsnummer ist modulabhängig)
- `GetModulFromFile([in] BSTR filename, [out, retval] BSTR* name)` liefert die KISSsoft-Modul-Bezeichnung (z.B. M040), welche in der Berechnungsdatei steht.
- `GetKsoftVersionFromFile([in] BSTR filename, [out, retval] BSTR* kSoftVersion)` liefert die KISSsoft-Versionsnummer (z.B. 03-2011), welche in der Berechnungsdatei steht.
- `GetKsoftVersion([out, retval] BSTR* kSoftVersion)` liefert die KISSsoft-Version (z.B. 03-2011), welche registriert ist und über die COM-Schnittstelle gestartet wird.
- `GetDBName([in] BSTR db_name, [in] BSTR table, [in] SHORT flag, [in] LONG ID, [in] LONG order, [out,retval] BSTR *name)` Mit dem Parameter 'flag' kann man ent-

scheiden ob als Eingabe die ID (flag = 0) oder die Folge (flag = 1) verwendet wird. Die Ausgabe ist dann entweder die Folge und der Name des Eintrages oder die ID (Bei Werkstoffdatenbank BEZ_DIN). Bei einem Fehlerfall erscheint keine Meldung, bei der Funktion wird ein 'False' zurückgegeben.

- `GetDBValue([in] BSTR db_name, [in] BSTR table, [in] LONG ID, [in] BSTR fieldname, [out,retval] BSTR *name)` liefert den Wert, welcher in diesem Datenbankfeld steht. Bei einem Fehlerfall erscheint keine Meldung, bei der Funktion wird ein 'False' zurückgegeben.
- `GetKsoftVersionSettings([out, retval] BSTR* kSoftVersionSettings)` liefert die KISSsoft-Version (z.B. 03-2014) des temporären Einstellungen-Ordners, in welchem die persönlichen Einstellungen gespeichert sind.
- `SetSilentMode([in] VARIANT_BOOL silent)` definiert ob die Meldungen unterdrückt werden sollen oder nicht, damit berechnet werden kann ohne Meldungen zu quittieren.
- `Report([in] LONG show)` schreibt das Protokoll und es kann definert werden ob es angezeigt werden soll oder nicht. Das Protokoll wird im Temp-Verzeichnis in den Unterordner 'KISS_?' geschrieben.
- `ReportWithParameters([in] BSTR infile, [in] BSTR outfile, [in] LONG show, [in] LONG art)` schreibt das Protokoll unter Anwendung der definierten Protokollvorlage (infile) und an die definierte Stelle mit definiertem Namen (outfile) mit Angabe der Dateiart. Die Dateinamen können mit oder ohne Pfad angegeben werden. Bei Eingabe der Protokollvorlage ('infile') sollte bei der Datei die Endung miteingegeben werden (z.B.'Z012ld0.rpt'), wenn kein Pfad dazu angegeben wurde wird im Standardverzeichnis (siehe auch Protokolle) nach der Datei gesucht. Bei der Ausgabedatei ist auch die Endung anzugeben, wenn kein Pfad angegeben wird, wird die Datei ins Temp-Verzeichnis unter 'KISS_?' gespeichert. Die Endung sollte mit der definierten Art zusammenstimmen. Mit dem Parameter 'show' kann definiert werden, ob das Protokoll angezeigt werden soll oder nicht. Mit dem Parameter "art" wird dann das Ausgabeformat definiert. (art=0 → rtf-Format mit *1 ; art=1 → rtf-Format ohne *1; art=2 → html-Format mit *1 ; art=10 → txt-Format ohne *1 ; art=20 → txt-Format in unicode ohne *1)
  - *1 = Berücksichtigung des Datenumfangslevels
  - Beispiele von möglichen Kombinationen: Mit Standard-Protokollvorlagen → RTF-Format: ReportWithParameters("C:\Program Files (x86)\KISSsoft 03-2014\rpt\Z070ld0.rpt","C:\Temp\Z070ld0.rtf" ,1,0), HTM-Format: Call ksoft.ReportWithParameters("Z070ld0.rpt", "C:\Temp\Z070ld0.htm", 1, 2) ; mit Zeichnungsstempel-Protokollvorlage → TXT-Format:

ReportWithParameters("Z10GEAR1d.rpt","C:\Temp\Z010GEAR1d.txt"
,1,10)

- `Message([out] VARIANT *strings, [out] VARIANT *types, [out] LONG *numElem)` liefert die aufgelaufenen Meldungen der letzten Berechnung im ersten Parameter zurück, und zwar als Array mit Strings. Der zweite Parameter enthält die jeweiligen Meldungs-Typen (Fehler, Warnung, Info). In numElem steht die Anzahl der vorhandene Meldungen.
- `CallFunc([in] BSTR name)` Mit diesen Funktionen lassen sich Spezialberechnungen ausführen. Eine genaue Liste der zur Verfügung stehenden Berechnungen ist auf Anfrage erhältlich.
- `CallFuncNParam([in] VARIANT paramArray)` Mit diesen Funktionen lassen sich Spezialberechnungen ausführen. Eine genaue Liste der zur Verfügung stehenden Berechnungen ist auf Anfrage erhältlich.

10.5.3 Beispiel für den Aufruf aus Excel

Am einfachsten wird die Nutzung der Funktionalität durch ein Beispiel beschrieben. Um KISSsoft von Excel aus nutzen zu können, muss im Visual Basic Editor zunächst die KISSsoftCOM Typbibliothek unter `Extras>Verweise` aktiviert werden.

Ein erstes Beispiel zeigt die Nutzung der Einzelradberechnung zur Bestimmung von Kopf- und Fusskreisen eines Zahnrades:

```
Public Sub ExampleKISSsoftCOM()

Dim ksoft As CKISSsoft

Dim da As String

Dim df As String


' get KISSsoft Instance

set ksoft = New CKISSsoft


' get KISSsoft module for single gear

Call ksoft.GetModule("Z011", False)


' set values
```

```
Call ksoft.SetVar("ZR[0].z", "20")

Call ksoft.SetVar("ZS.Geo.mn", "5.0")

Call ksoft.SetVar("ZR[0].x.nul", "0.5")


' Calculate

Call ksoft.Calculate


' get values

da = ksoft.GetVar("ZR[0].da.nul")

df = ksoft.GetVar("ZR[0].df.nul")


' release module

Call ksoft.ReleaseModule


' release server

Set ksoft = Nothing


End Sub
```

Ein zweites Beispiel nutzt die Möglichkeit die KISSsoft Eingabemaske anzeigen zu können:

```
Public Sub ExampleKISSsoftCOM()

Dim ksoft As CKISSsoft

Dim da As String

Dim df As String


' get KISSsoft Instance

Set ksoft = New CKISSsoft
```

```
' get KISSsoft module for single gear

Call ksoft.GetModule("Z011", True)


' show interface

Call ksoft.ShowInterface(True)


' get values

da = ksoft.GetVar("ZR[0].da.nul")

df = ksoft.GetVar("ZR[0].df.nul")


Call ksoft.ReleaseModule


Set ksoft = Nothing


End Sub
```

Das gleiche Beispiel mit 'später Bindung' (Bestimmung der genauen Eigenschaft oder Methode erfolgt erst zur Laufzeit, erlaubt die Kompilierung des Visual Basic-Clients ohne die genaue Funktion des Aufrufs zu kennen):

```
Public Sub ExampleKISSsoftCOM()

Dim ksoft As Object

Dim da As String

Dim df As String


' get KISSsoft Object

Set ksoft = CreateObject("KISSsoftCOM.KISSsoft")


' get KISSsoft module for single gear

Call ksoft.GetModule("Z011", True)
```

```
' show interface

Call ksoft.ShowInterface(True)


' get values

da = ksoft.GetVar("ZR[0].da.nul")

df = ksoft.GetVar("ZR[0].df.nul")


Call ksoft.ReleaseModule


Set ksoft = Nothing


End Sub
```

Das vierten Beispiel zeigt die Ausführung der Kontaktanalyse mittels der Steuerdatei caControll.dat (Beispieldatei zu finden im dat Ordner) und die anschliessende Verarbeitung von Meldungen:

```
Public Sub ExampleKISSsoftCOM()

On Error GoTo ExitOnErr

Dim ksoft As CKISSsoft


' get KISSsoft Instance

Set ksoft = New CKISSsoft


' get KISSsoft module for gear pair

Call ksoft.GetModule("Z012", True)


' load File - change this to fit to a real file on your machine

Call ksoft.LoadFile("C:\yourPathHere\ExCOM3.z12")
```

```
' calculate
Call ksoft.Calculate

Dim ioData(0 To 2) as String
' Which calculation to start
ioData (0) = "CalculatePathOfContactForPairKS"
' controling file
ioData (1) = "C:\ yourPathHere\caControl.dat"
' Path for results
ioData (2) = "C:\ yourPathHere\prot"

' calculate contact analysis
Call ksoft.CallFuncNParam(ioData)

' Check for messages
Dim mess As Variant
Dim types As Variant
Dim numElem As Long
Dim typesElem As Long
Dim typesElemStr As String

Call ksoft.Message(mess, types, numElem)

If (numElem > 0) Then
    Dim msg As String
    For i = 0 To numElem - 1
        msg = CStr(mess(i))
        typesElemStr = CStr(types(i))
        typesElem = CLng(types(i))
```

```
        If (typesElem = 0) Then
            Call MsgBox(msg, vbInformation)
        ElseIf (typesElem = 1) Then
            Call MsgBox(msg, vbExclamation)
        Else
            Call MsgBox(msg, vbCritical)
        End If
    Next
End If

' close ksoft
Call ksoft.ReleaseModule

' no problems, so exit
Exit Sub
ExitOnErr:
    MsgBox ("error occured when calling KISSsoft.")

End Sub
```

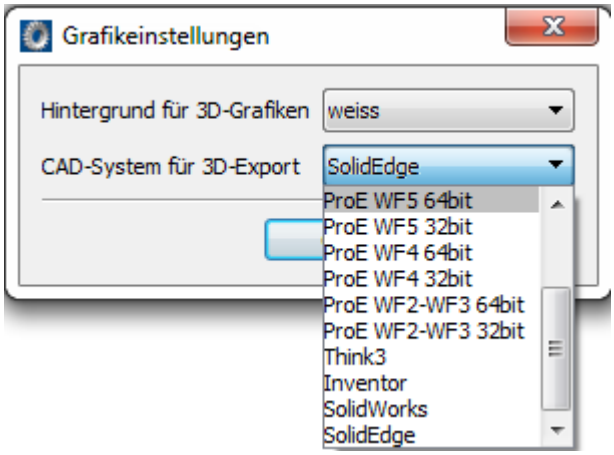
Kapitel 11
3D-Schnittstellen

11.1 Überblick der verfügbaren CAD- Schnittstellen und ihre Funktionalität

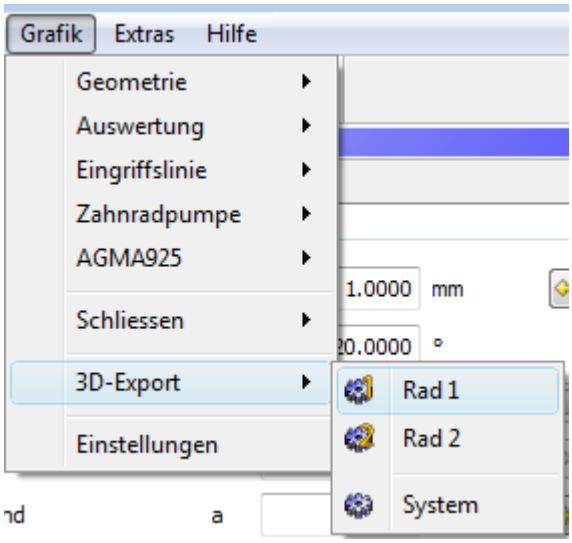
Feature/CAD	SolidWorks	Autodesk Authorized Developer Autodesk Inventor	SIEMENS Solution Partner PLM SolidEdge: Voyager Partner	SIEMENS Solution Partner PLM UGS NX: Status-Gold	PTC PartnerAdvantage SILVER ProEngineer, Creo Parametric	CATIA Catia	HiCAD	Parasolid / Neutral-formatschnittstelle (step)
Version	2014 - 2017	2014 - 2017	ST6, ST7, ST8, ST9	NX8 – NX11	Wildfire 5, Creo 1, Creo 2, Creo 3	V5 (R16-R22)	2010 - 2015	
Stirnräder Gerad/ Schrägverzahnt	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Stirnräder Innen/ Aussenverzahnt	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Schnecken/ Schraubräder	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Zahnstange Gerad/ Schrägverzahnt	✓	✓	✓	✓	✗	✗	✓	✓
Geradverzahnte Kegelräder	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Schrägverzahnte Kegelräder	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✓
Bogenverzahnte Kegelräder	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✓
Kronenräder	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✓
Kerbverzahnung (Welle-Nabe)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Verzahnung auf vorhandene Welle	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✗
Wellen	✓	✓	✓	✓	✗	✗	✗	✓
CAD Add-In Menü	✓	✓	✓	Nur über Menü	✗	Auswahl-menü	✗	✗
Herstelldaten	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✗
64 bit Version	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✓	✗

11.2 Erzeugung von 3D-Zahnrädern

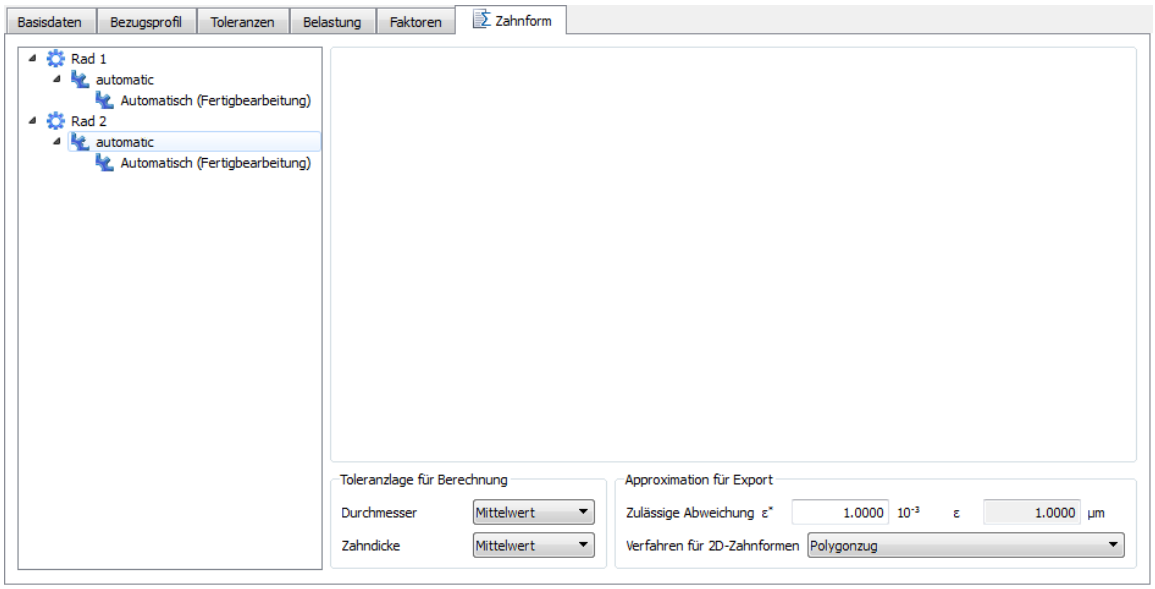
Zuerst ist eine Zahnradberechnung durchzuführen, so dass die Resultate konsistent sind. Unter `Grafik > Einstellungen` kann man in der Liste das gewünschte CAD auswählen, in welches man exportieren möchte.



Weiter kann im Menü `Grafik > 3D-Export` zwischen den einzelnen Rädern und der Konfiguration (nur als einzelne Räder möglich) auswählt werden, welches man erzeugen möchte.



Bei Unigraphics NX ist die Generierung nur möglich, wenn man KISSsoft mit dem Addin- Menü vom NX gestartet hat, dann die Zahnradberechnung durchführt und auf den gewünschten Generierungsknopf drückt. Bei Creo Parametric (ProEngineer) und CATIA muss das CAD geöffnet sein, damit die Erzeugung von KISSsoft aus gestartet werden kann. Bei den CAD- Systemen SolidWorks, SolidEdge und Inventor wird durch das Drücken von einem Generierungsbutton das CAD gestartet, falls es noch nicht geöffnet ist.

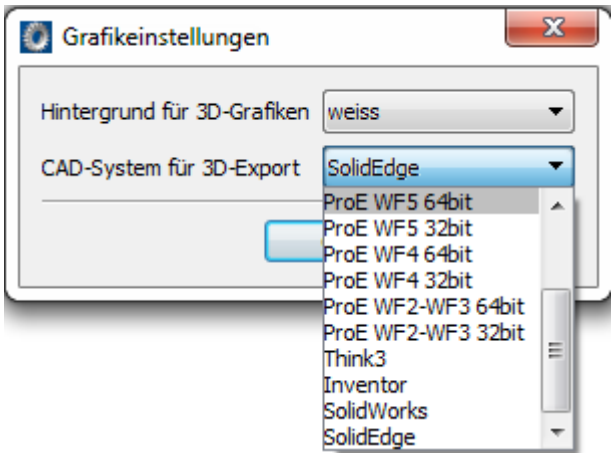


Als Standardeinstellung wird die Erzeugung mit einer zulässigen Abweichung (Toleranzband) der Zahnform von 1 μm ausgeführt. Ist diese Toleranz zu gross, kann das Tab `Zahnform` geöffnet und dies geändert werden. Wird dies verändert, muss erneut auf `Berechnen` gedrückt werden (Tab Zahnform aktiv), damit die Eingaben übernommen werden und die Zahnform neu berechnet wird.
Die Umstellung der Erzeugungsart (Polylinien, Kreisbogenapproximation, Splines) beeinflusst im Tab Zahnform nur die 2D-Darstellung. Bei NX, SolidWorks und SolidEdge wird das Bauteil mit Splines, bei Inventor, Creo Parametric (ProEngineer) und CATIA mit Kreisbögen aufgebaut. Bei SolidWorks und SolidEdge werden auch andere Erzeugungsarten unterstützt, welche durch den zusätzlichen Parameter `APPROXIMATION=1` in der Datei `kiss.ini` (siehe Seite I-19) unter dem jeweiligen CAD verändert werden können.
Bei den Zahnrädern wird normalerweise der Stirnschnitt der Zahnlücke aus einem Zylinder ausgeschnitten und dann als Muster vervielfältigt. Für Schnecken mit Schrägungswinkel > 50° und einer Zähnezahl < 4 wird die Zahnlücke im Axialschnitt ausgeschnitten und dann vervielfältigt.

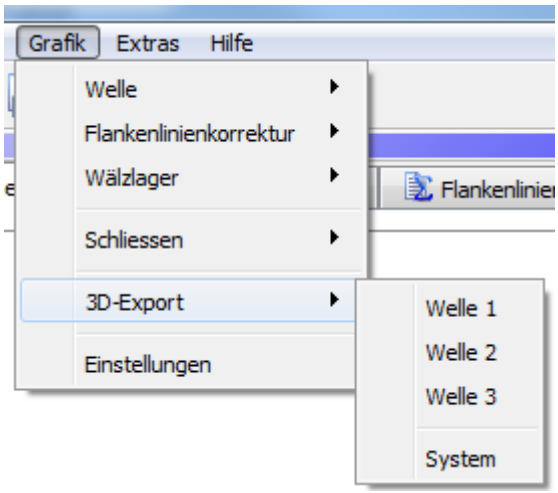
11.3 Erzeugung von 3D-Wellen

Die Erzeugung von Wellen in 3D ist bis anhin nur in den CAD-Systemen Solid Works, Solid Edge, Autodesk Inventor und NX möglich.

Zuerst ist eine Wellenberechnung durchzuführen, so dass die Resultate konsistent sind. Unter `Grafik > Einstellungen` kann man in der Liste das gewünschte CAD auswählen, in welches man exportieren möchte.



Weiter kann im Menü `Grafik > 3D-Export` zwischen den einzelnen Wellen und der Konfiguration (wenn mehr als eine Welle) auswählt werden, welches man erzeugen möchte. Bei der Konfiguration werden alle Wellen einzeln nacheinander in eigene Bauteile aufgebaut.

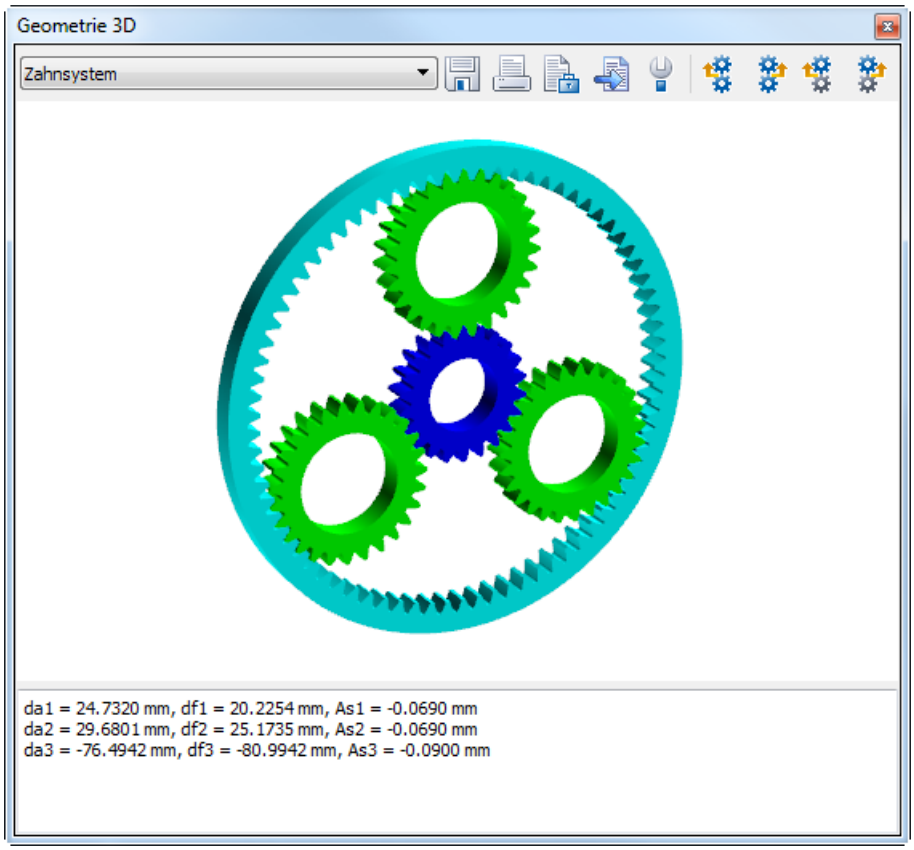


Es kann also per Knopfdruck eine 3D-Welle im CAD-System aufgebaut werden, nach den Daten einer KISSsoft-Wellenberechnung.

11.4 Viewer mit Neutralformat-Schnittstelle

KISSsoft stellt einen 3D-Viewer für die Darstellung eines Zahnrades oder eines Zahnradsystems zur Verfügung. Der Viewer wird aktiviert über das Menü Grafik > 3D Geometrie.

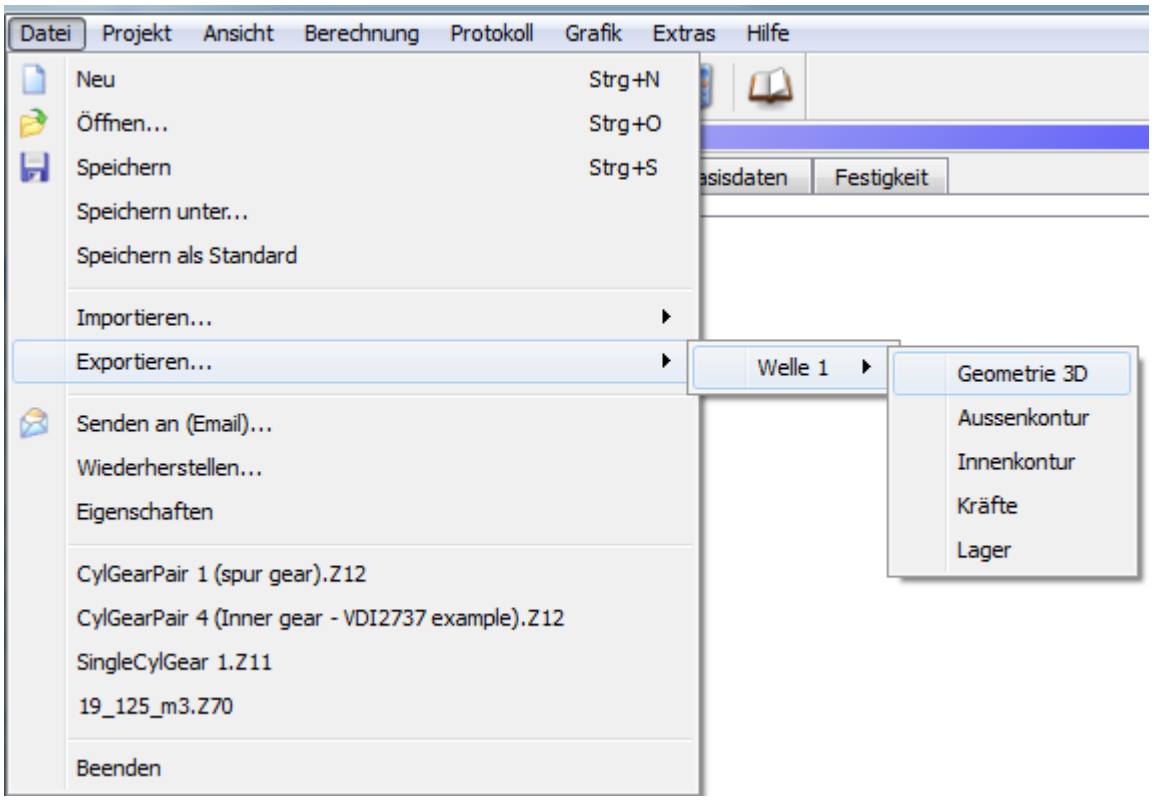
Im 3D-Viewer kann ein Modell in STEP und Parasolid-Formaten exportiert werden (als Text und binär). Unterstütze Zahnräder (siehe Seite I-154) und für die Bedienung des Viewers (siehe Seite II-398). Die Einstellungen können geändert werden über Berechnung > Einstellungen > 3D Erzeugung.



11.4.1 Export von 3D Wellen in Parasolid

Das Model der Welle kann mit Parasolid erzeugt werden. Verfügbare Datenformate für den Export sind STEP, Parasolid text (X_T) und Binary (X_B).

Über `Datei > Exportieren > Welle > 3D Geometrie` wird das Modell generiert. Falls das Berechnungsmodell mehrere Wellen enthält, kann man diese als System exportieren unter `Datei > Exportieren > Geometrie 3D System`.



11.4.2 Kronenrad - 3D Geometrie

Das 3D Modell eines Kronenrades wird durch Simulation des Schnittvorgangs erstellt und hat keine Einschränkungen bei Schrägungswinkel, Achswinkel oder Achsversatz. Die Referenzkoordinaten des Modells sind nach Roth [79] definiert, und die entsprechenden Positionen des Ritzels und des Rades nach den Gleichungen (1) und (2).

$$L_S = \overline{O_S Q_S} = \frac{r_{t2} + \left(r_{tS} + x_S \cdot m_n\right) \cdot \cos\theta}{\sin\theta} \tag{1}$$

$$L_2 = \overline{O_0 Q_2} = \frac{r_{tS} + x_S \cdot m_n + r_{t2}\cos\theta}{\sin\theta} \tag{2}$$

In der obigen Gleichung ist r_{tS} der Referenzradius und x_S der Profilverschiebungsfaktor des Ritzels. Dabei wird r_{tS} aufgrund der Zähnezahl des Stossrades berechnet.

Der Achswinkel und der radiale Achsversatz (θ und a) werden in `Geometrie > Details...` definiert.

Das Modell des Kronenrades wird anhand der Simulation des Schnittprozesses erstellt und die Zahnflanke als Freiformfläche approximiert.

Der Erstellungsprozess basiert auf dem Parasolid Kern womit die Qualität des Modells von den Einstellungen des Parasolid Modellierens abhängt (siehe Berechnung > Einstellungen > Parasolid).

HINWEIS:

Für die Festigkeitsberechnung werden ein Achswinkel von 90° und ein radialer Achsversatz von 0 angenommen. Nur für die Erstellung des 3D Modells werden Achswinkel und Achsversatz berücksichtigt, wodurch die Resultate der Festigkeitsberechnung möglicherweise nicht gültig sind.

11.4.3 Kegelrad - 3D Modellerzeugung

Das 3D-Geometriemodell für gerad-, schräg- und spiralverzahnte Kegelräder ist nach ISO 23509 definiert und die Zahnform wird an mehreren Schnitten über die Zahnbreite berechnet. Die Zahnform wird den planaren Evolventen des virtuellen Stirnrads in Querrichtung überlagert. Dann wird die Zahnflankenfläche durch Abtasten der Zahnformen der Schnitte generiert (Abbildung 10.1). Die Zahnformen der einzelnen Schnitte werden mit dem Winkel φ_β in die jeweilige Position transformiert. Der Winkel jedes Schnitts φ_β wird für das Abwälzen bzw. Fräsen der Zahnfläche mit den Hilfswinkeln φ und η berechnet. Daher ist die endgültige Zahnform über die Zahnbreite eine erweiterte Epizykloide (Abwälzen) bzw. rund (Fräsen), wie in Abbildung 10.2 dargestellt.

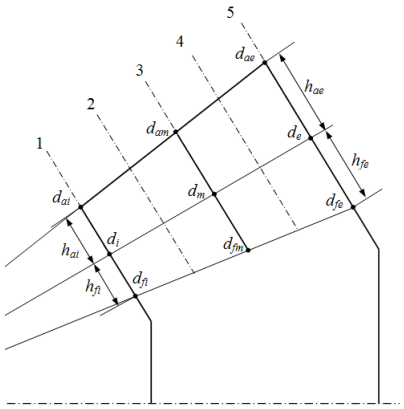


Abbildung 11.1 Definition der Schnitte für die Zahnformberechnung

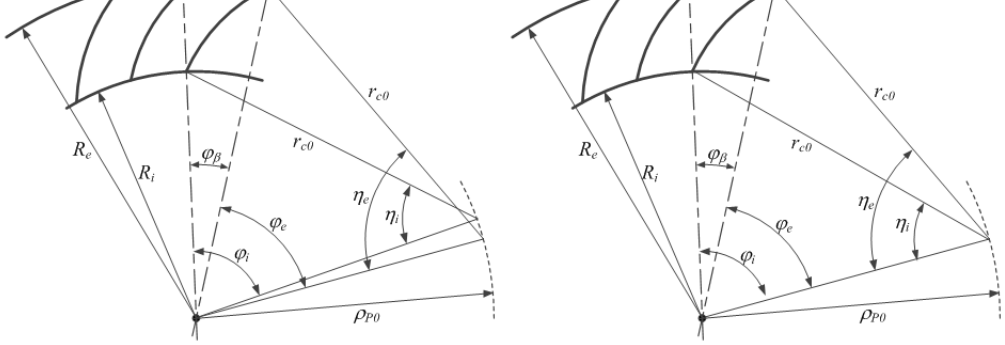


Abbildung 11.2 Transformationswinkel beim Abwälzen (links) bzw. Fräsen (rechts)

Hersteller von Werkzeugmaschinen für die Kegelradherstellung (wie Klingelnberg und Gleason) haben eigene Verfahren für die Generierung der Zahnform, die auf der Arbeitsweise des Fräswerkzeugs beruhen. Die Zahnform wird als Oktoide bezeichnet und kann von unserer Zahnform geringfügig abweichen. Wir haben jedoch festgestellt, dass der Unterschied in der Zahnform deutlich unter der Toleranzschwelle liegt und somit im praktischen Einsatz keine Probleme verursacht.

11.4.4 Schneckenrad - 3D Modellerzeugung

Das 3D Modell eines Globoid-Schneckenrads wird durch Simulation des tatsächlichen Herstellprozesses erzeugt. Es werden die Zahnformen an mehreren Schnitten über die Zahnbreite berechnet und die Zahnflanke als Freiformfläche approximiert. Das Modell wird unter Verwendung des idealen Werkzeugs generiert, das die Schnecke erzeugt. Theoretisch erzeugt das Werkzeug die Schnecke in Bezug auf Kreisbogen, Eingriffswinkel und Zahnform. Wenn das Werkzeug jedoch genau nach dieser Spezifikation hergestellt wurde, wäre es nach dem Nachschärfen nicht mehr verwendbar, da es dann kleiner als die Schnecke wäre. Die Werkzeuge für die Herstellung von Schneckenrädern sind daher etwas grösser als die herzustellenden Schnecken, so dass mehrmaliges Nachschärfen möglich ist [91]. Um das Modell mit dem grösseren Werkzeug zu generieren, kann der Vergrösserungsfaktor im Fenster mit den modulspezifischen Einstellungen eingestellt werden.

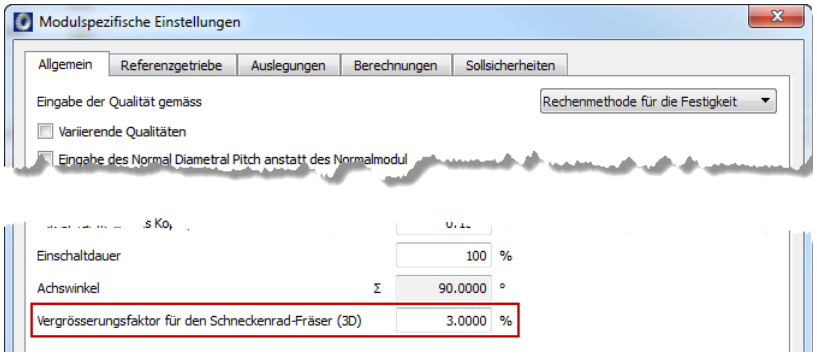


Abbildung 11.3 Vergrösserungsfaktor des Schneckenradfräsers

Das Werkzeug hat hier eine grössere Zahndicke und erzeugt entsprechend kleinere Zahndicken am Rad. Der Fräsabstand zwischen Werkzeug und Rad wird dann ent-

sprechend verändert, damit das gewünschte Ergebnis für Fuss- und Kopfkreisdurchmesser des Rades erzielt wird.

11.4.5 Allgemeines zur 3D Modellierung in Parasolid

Falls das Modell nicht richtig erzeugt wurde, kann eine Verbesserung herbeigeführt werden durch Verändern der Parasolid-Einstellungen (siehe `Berechnung > Einstellungen > 3D Erzeugung`) oder bei Zahnrädern durch die Verkleinerung der zulässigen Abweichung (Tab `Zahnform > Approximation für Export > Zulässige Abweichung`).

11.5 3D-Schnittstelle zu Solid Works

Hersteller: KISSsoft AG

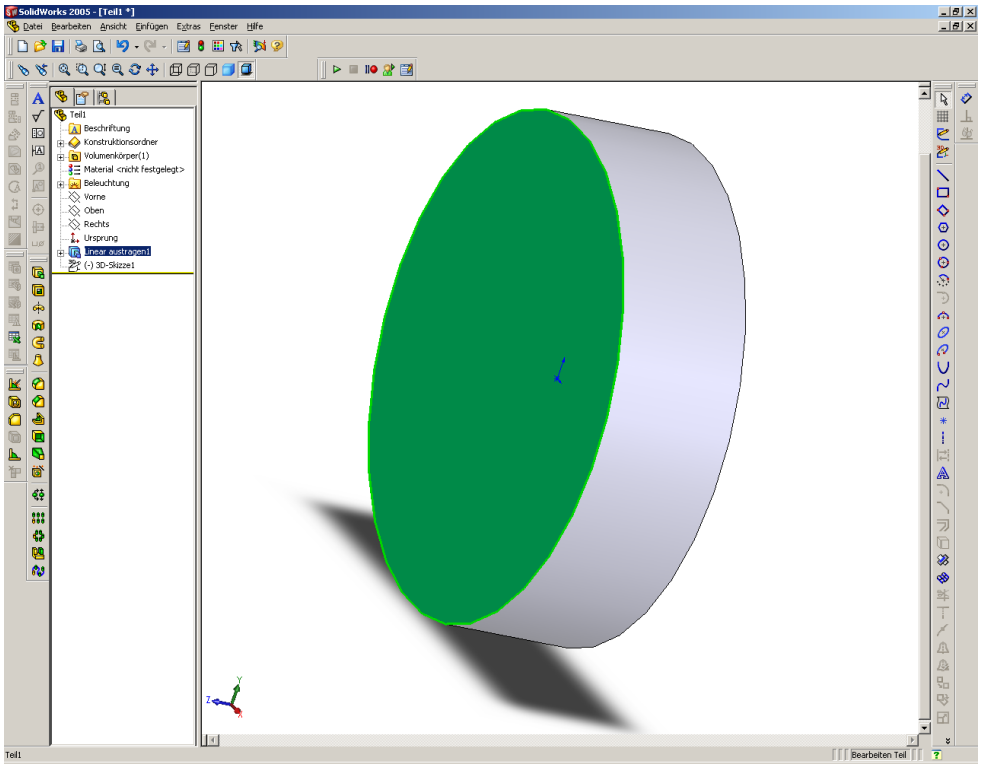
Die Schnittstelle zwischen Solid Works und KISSsoft realisiert die direkte Integration in das 3D-CAD-System. Sie ermöglicht den direkten Start aller KISSsoft-Berechnungsmodule direkt aus Solid Works heraus. In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können direkt in Solid Works als 3D Teil (siehe Seite I-155) mit echter Zahnform erzeugt werden. Mit KISSsoft berechnete Wellen können direkt als 3D-Teil aus Zylinder- und Konenelemente (siehe Seite I-157) in Solid Works erzeugt werden.Von KISSsoft kann mit einem Knopfdruck Solid Works gestartet werden, wo dann ein neues Part geöffnet und das entsprechende Bauteil erzeugt wird. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder, gerad- und schrägverzahnte Zahnstangen, geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, und Wellen möglich.
Weiter gibt es die Möglichkeit nachträglich Verzahnungen auf bestehenden Wellen (siehe Seite I-163) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich Zahnradherstelldaten (siehe Seite I-168) automatisch als Textfeld eingefügt werden. Die Zahnradherstelldaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnlücke) angehängt.

11.5.1 Verzahnung bei vorhandenem Grundkörper

11.5.1.1 Vorgehen der Verzahnungserstellung

1. Selektieren Sie im CAD die gewünschte Fläche

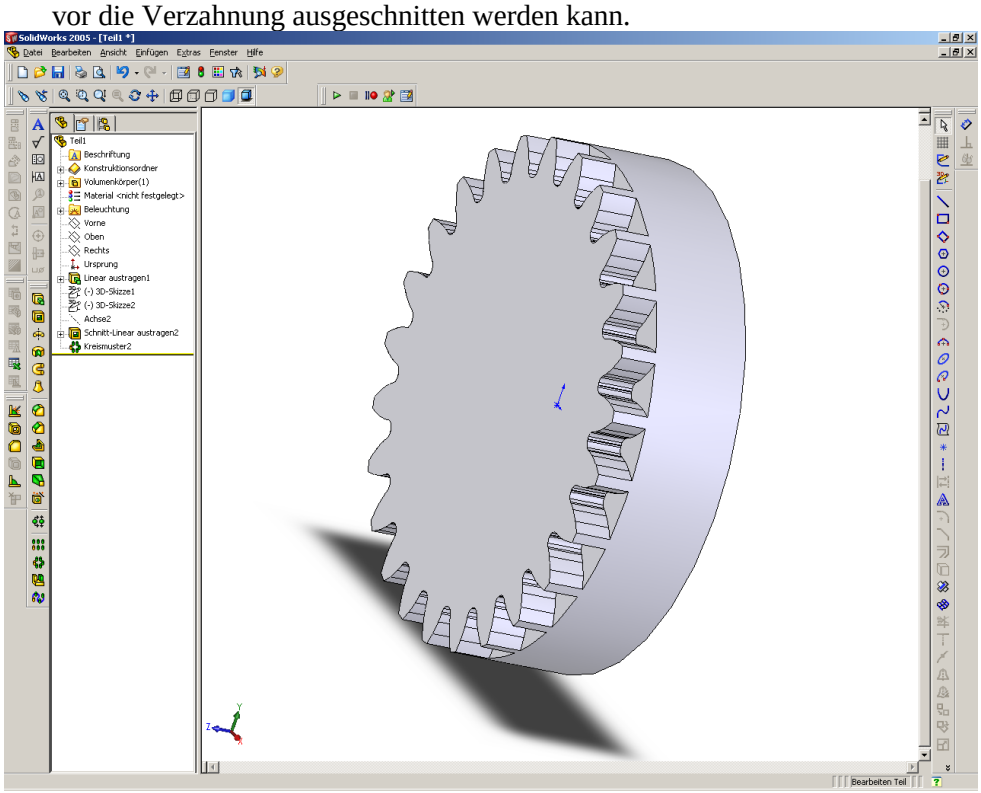
2. Wählen Sie in KISSsoft aus, welche Verzahnung (z.B. `Rad 1`) am Zylinder erzeugt werden soll.



Vorraussetzungen:

- Der Durchmesser des Zylinders muss bereits vor der Erzeugung den richtigen Aussendurchmesser der Verzahnung haben.

Bei einer Innenverzahnung muss bereits ein Hohlzylinder modelliert sein, bevor die Verzahnung ausgeschnitten werden kann.



Diese Verzahnungserzeugung wird bei gerad- und schrägverzahnten Innen- und Aussenstirnrädern durchgeführt.

11.5.2 Einbinden des KISSsoft-Addin (Menüpunkte im CAD)

Das Addin sollte bei der Installation registriert werden. Falls dies nicht geklappt hat, und das KISSsoft-Menü im SolidWorks nicht vorhanden ist, muss dies manuell registriert werden.

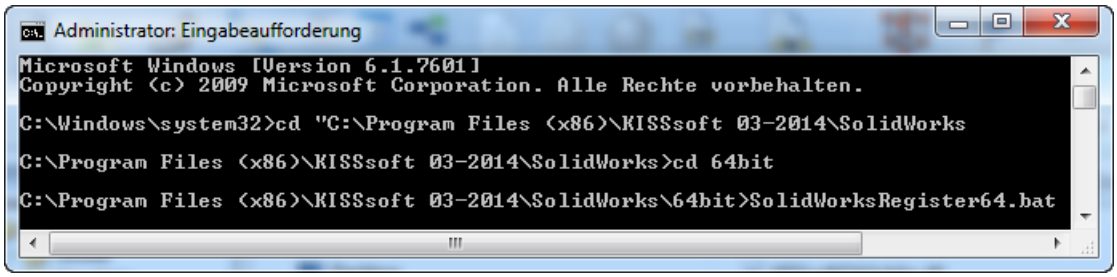
Folgend das Vorgehen für die manuelle Registration.

Windows VISTA/ 7/ 8:

Da man Administrator sein muss um die Registrierung durchzuführen ist das hier nur mit der Eingabeaufforderung möglich.

1. Starten Sie die Eingabeaufforderung als Administrator.
2. Gehen Sie an die Stelle (Ordner `SolidWorks`), wo die Registrierungsdatei ausgeführt werden soll. Bestätigen Sie mit `Enter`.

3. Führen Sie die Registrierungsdatei aus. Bestätigen Sie mit `Enter`.

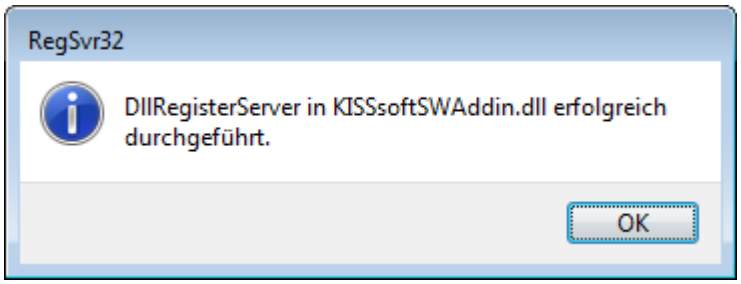


Falls KISSsoft auf einem Server-Laufwerk installiert ist, kann man in der Eingabeaufforderung folgendes eingeben, damit man auf das Laufwerk als Administrator zugreifen kann.

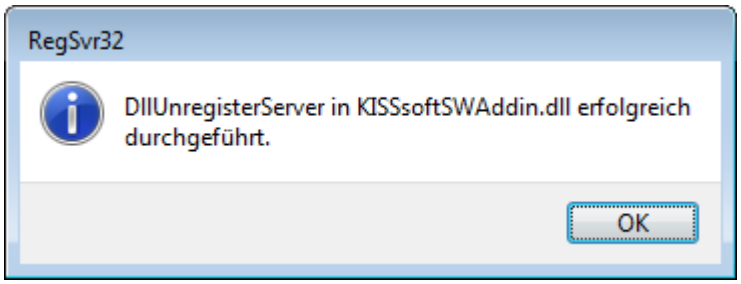
```
Pushd \\SERVER\Verzeichnis
```

Mit diesem Befehl wird ein temporärer Laufwerksbuchstabe dem Verzeichnis zugewiesen. Damit kann man dann an die Stelle gehen, wo sich die *.bat-Datei befindet und die Schnittstelle registrieren.

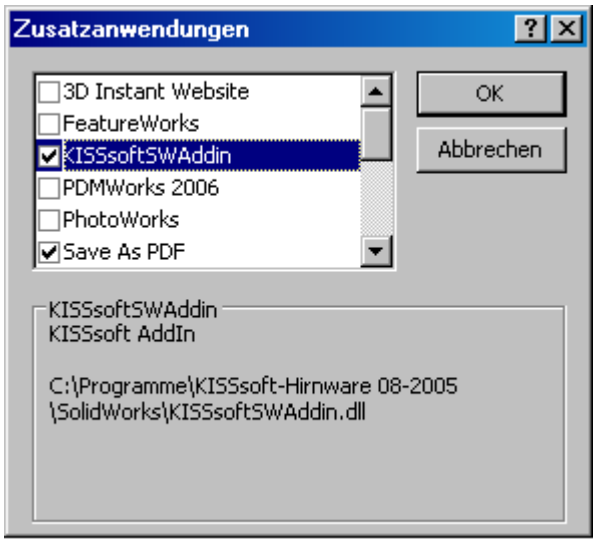
War die Registrierung des KISSsoft-Addins erfolgreich erscheint folgende Meldung.



Falls man die Registration löschen möchte, kann im KISSsoft-Installationsverzeichnis die Datei `SolidWorksUnRegister.bat` mit Doppelklick ausgeführt werden. Bei erfolgreichem Durchführen des Prozesses erscheint diese Meldung.



Falls das Addin nicht direkt im SolidWorks erscheint, muss das Menü `Extras > Zusatzanwendungen` gewählt werden, somit öffnet sich folgendes Fenster.



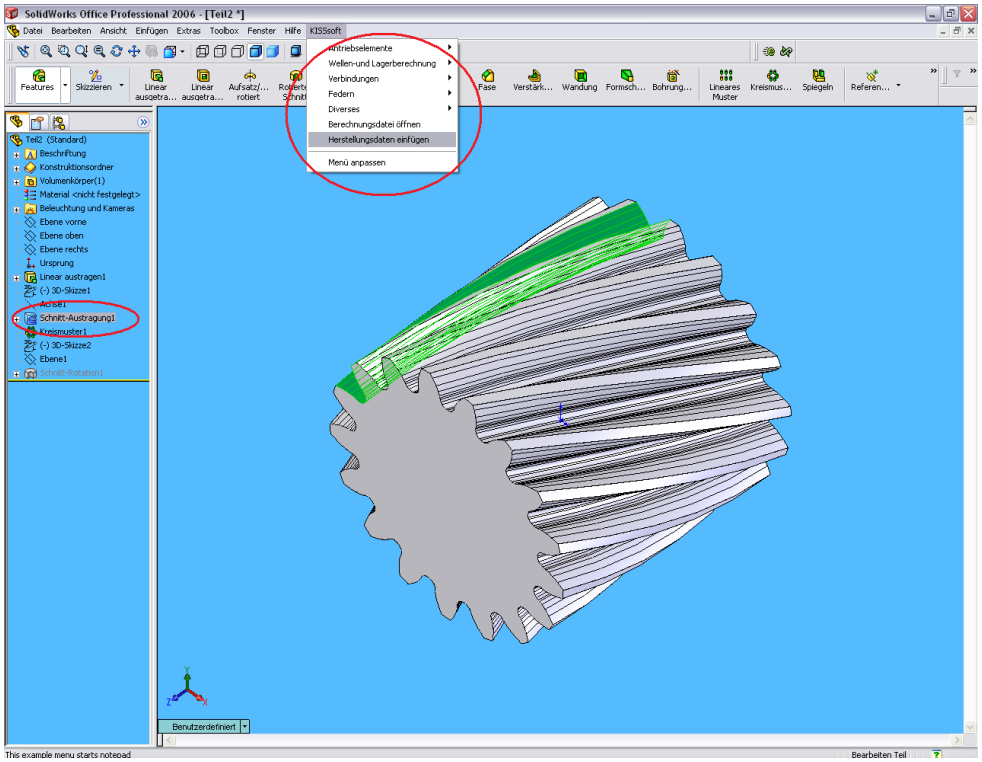
Hier ist das `KISSsoftSWAddin` anzukreuzen und mit `OK` zu bestätigen.

Somit sind die KISSsoft-Menüpunkte in SolidWorks eingebunden. Das Menü bleibt auch bei einem Neustart vorhanden und muss nur einmal verknüpft werden.

Die Menüpunkte des KISSsoft-AddIns werden in sieben Sprachen ausgeführt (Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch, Spanisch, Russisch und Portugiesisch). Es wird dieselbe Sprache wie in der KISSsoft- Installation verwendet. In der Datei `kiss.ini` im KISSsoft-Installationsverzeichnis unter `DISPLAYLANGUAGE` wird die Sprache gesetzt (0 = deutsch; 1 = englisch; 2 = französisch; 3= italienisch; 4= spanisch; 5= russisch; 6= portugiesisch). Diese Spracheinstellung ist auch für das KISSsoft massgebend.

11.5.3 Addin-Funktionen (Aufrufe)

11.5.3.1 KISSsoft über AddIn aufrufen



Unter dem Menupunkt `KISSsoft` können alle KISSsoft- Berechnungsmodule direkt aufgerufen werden. Die Erzeugung eines neuen/ weiteren Zahnrades erfolgt dann weiter gemäss den vorherigen Beschreibungen der Zahnraderstellung (siehe Seite I-155).

11.5.3.2 Herstellungsdaten einfügen

Der Menüpunkt `Herstellungsdaten einfügen` funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehen um einen Zahnradstempel auf einer Zeichnung einzufügen:

1. Part öffnen und der `Cutout` eines Zahnes selektieren.
2. Menupunkt `Herstellungsdaten einfügen` anwählen.

Dabei wird ein neues Draft-Dokument erstellt, in welchem dann der Zahnradstempel des selektierten Cutouts der Verzahnung eingefügt wird.

11.5.3.3 Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen

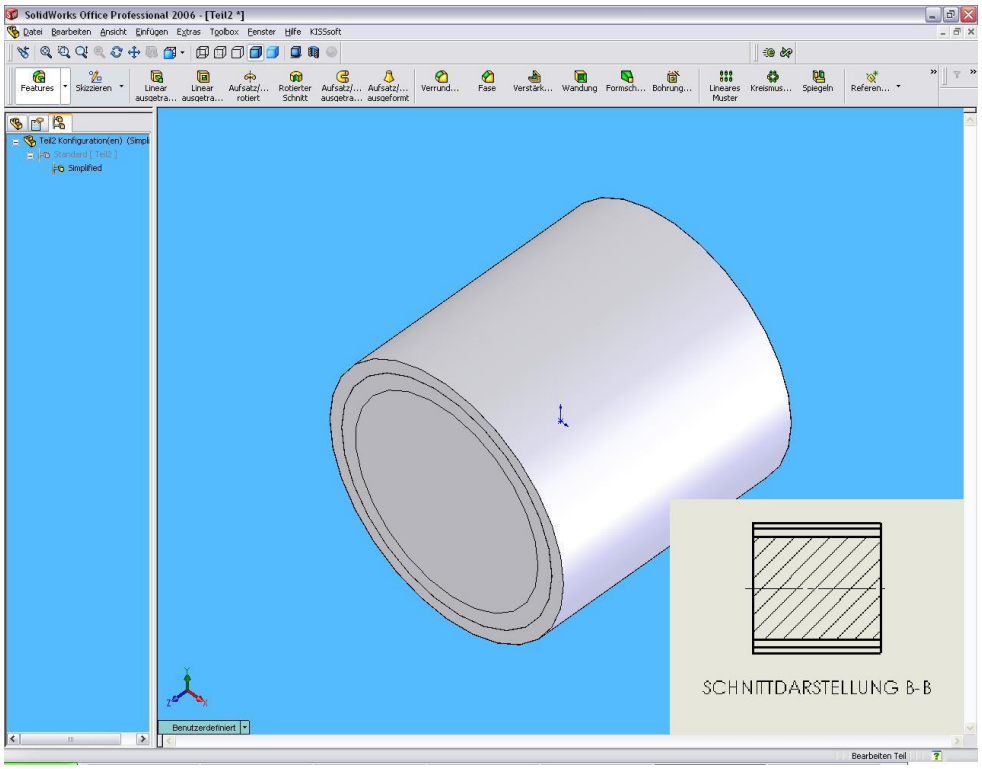
Der Menüpunkt `Berechnungsdatei öffnen` funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehen um eine Berechnungsdatei zu öffnen:

1. Part öffnen und der `Cutout` eines Zahnes selektieren.
2. Menupunkt `Berechnungsdatei öffnen` anwählen.

Dabei wird KISSsoft im jeweiligen Berechnungsmodul gestartet und die Berechnungsdatei geöffnet.

11.5.3.4 Vereinfachte Ansicht der Zahnräder

Es gibt die Möglichkeit das Zahnrad in zwei verschiedenen Darstellungen zu Zeichnen. Durch die vereinfachte Ansicht kann in der Zeichnungsableitung eine Schnittdarstellung des Zahnrades erstellt werden, bei der nur die Randkonturen und der Teilkreis des Zahnrades dargestellt werden. Im Moment ist die vereinfachte Ansicht nur für Aussenverzahnungen verfügbar. In der Standardeinstellung wird die vereinfachte Ansicht nicht durchgeführt.



Um eine vereinfachte Darstellung zu erhalten ist in der Datei `kiss.ini` im KISSSoft Installationsverzeichnis der untenstehende Eintrag zu ändern:

SIMPLIFIEDPRESENTATIONNAME=`Name`

Der Name, welcher in der `kiss.ini` gegeben wird, ist zu gleich auch der Name der Darstellung.

11.6 3D-Schnittstelle zu Solid Edge

Hersteller: KISSsoft AG

Die Schnittstelle zwischen Solid Edge und KISSsoft realisiert die direkte Integration in das 3D-CAD-System. Sie ermöglicht den direkten Start aller KISSsoft-Berechnungsmodule direkt aus Solid Edge heraus. In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können direkt in Solid Edge als 3D Teil (siehe Seite I-155) mit echter Zahnform erzeugt werden. Mit KISSsoft berechnete Wellen können direkt als 3D-Teil aus Zylinder- und Konenelemente (siehe Seite I-157) in Solid Edge erzeugt werden. Von KISSsoft kann mit einem Knopfdruck Solid Edge gestartet werden, wo dann ein neues Part geöffnet und das entsprechende Bauteil erzeugt wird. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder , gerad- und schrägverzahnte Zahnstangen, geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, und Wellen möglich.
Weiter gibt es die Möglichkeit nachträglich Verzahnungen auf bestehenden Wellen (siehe Seite I-172) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich Zahnradherstelldaten (s. Abschnitt "Herstellungsdaten einfügen" auf Seite I-177) automatisch als Textfeld auf der Zeichnung einzufügt werden. Die Zahnradherstelldaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnlücke) angehängt.

HINWEIS:

Bei der Erzeugung der Zahnräder wird die Standard Vorlagendatei (z.B. metric.prt) verwendet. Wenn eine benutzerspezifische Vorlagendatei verwendet werden möchte, muss entweder eine Variable namens `USERPARTTEMPLATE` in der Datei kiss.ini unter Kapitel `[SolidEdge]` definiert oder die Standard-Vorlagendatei überschrieben und in den Pfad der benutzerspezifischen Vorlagendateien kopiert werden. Ist ein benutzerspezifischer Pfad für die Vorlagen in SolidEdge wird dieser Pfad verwendet, ansonsten wird der Standardpfad für Vorlagendateien verwendet (z.B. `...\Solid Edge ST9\Template` verwendet).

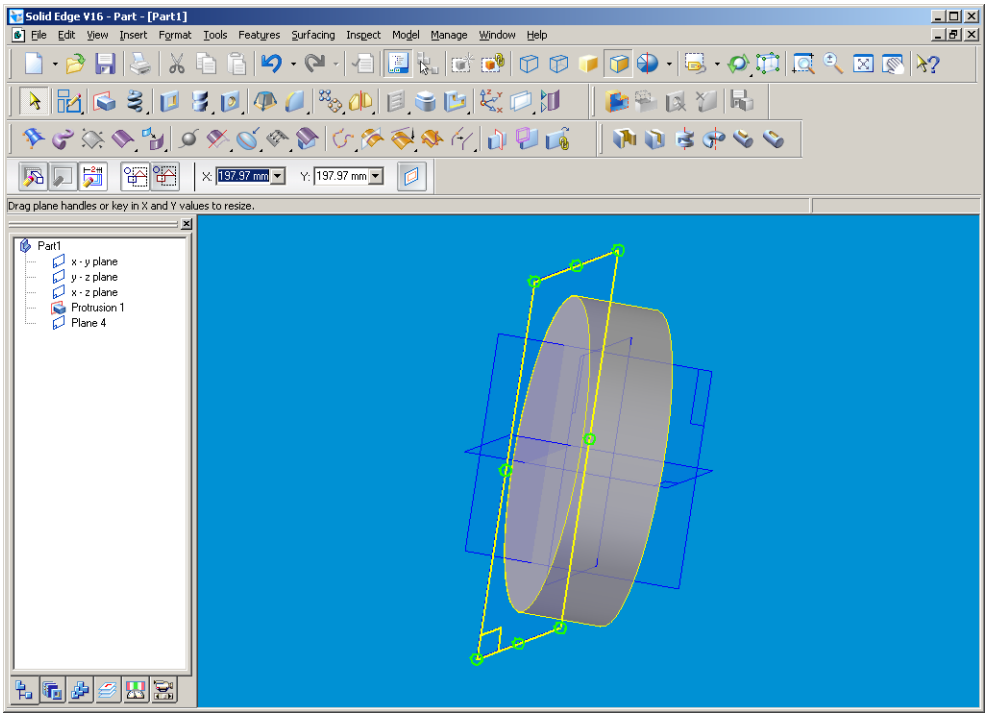
11.6.1 Umstellung des Parameters zur Erzeugung

Bei SolidEdge kann beim Kopieren der Zahnlücke (Pattern) umgestellt werden, zwischen zwei Einstellungen. Die möglichen Modi sind: Smart- und FastPattern. Bei SmartPattern wir eine genauere Erzeugung der Zahnform vollzogen, dauert allerdings sehr lange und die Datei mit dem Zahnrad wird sehr gross. Bei FastPattern ist eine ungenauere Methode, welche aber für einen schnellen Aufbau und ein kleinere Erzeugungsdatei sorgt. Für die Zahnraderzeugung wird bislang immer SmartPattern angewandt, da sonst die Zahnräder nicht richtig aufgebaut oder dargestellt werden können. In der Datei `kiss.ini (siehe Seite I-19)` im KISSsoft-Installationsverzeichnis kann `SMARTPATTERN=0` gesetzt werden, dann wird das Kopieren der Zahnlücke im FastPattern-Modus ausgeführt.

11.6.2 Verzahnung bei vorhandenem Grundkörper

11.6.2.1 Vorgehen der Verzahnungserstellung

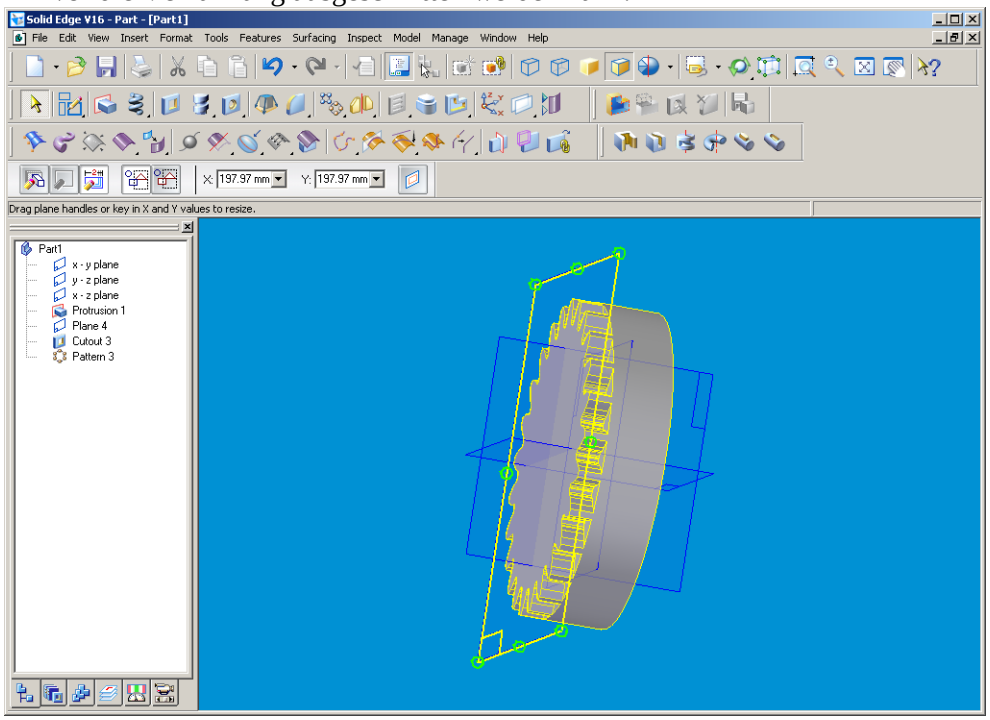
1. Zeichnen Sie im SolidEdge eine Ebene an die gewünschte Fläche, an welche die Verzahnung ausgeschnitten werden soll.
2. Selektieren Sie die Ebene
3. Wählen Sie in KISSsoft aus, welche Verzahnung (z.B. `Rad 1`) am Zylinder erzeugt werden soll.



Vorraussetzungen:

- Der Durchmesser des Zylinders muss bereits vor der Erzeugung den Aussendurchmesser der Verzahnung haben.

- Bei einer Innenverzahnung muss bereits ein Hohlzylinder modelliert sein, bevor die Verzahnung ausgeschnitten werden kann.



Diese Verzahnungserzeugung wird bei bei gerad- und schrägverzahnten Innen- und Aussenstirnrädern durchgeführt.

11.6.3 Einbinden des KISSsoft-Addin (Menüpunkte im CAD)

Das Addin sollte bei der Installation registriert werden. Falls dies nicht geklappt hat, und das KISSsoft-Menü im SolidEdge nicht vorhanden ist, muss dies manuell registriert werden.

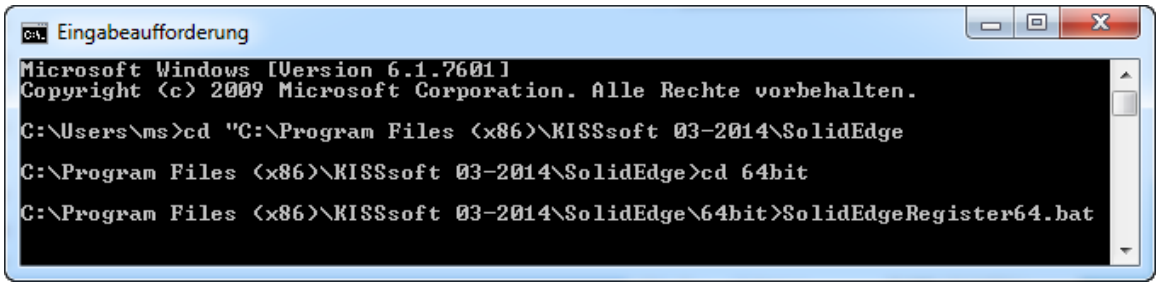
Folgend das Vorgehen für die manuelle Registration.

Windows VISTA/ 7/ 8:

Da man Administrator sein muss um die Registrierung durchzuführen ist das hier nur mit der Eingabeaufforderung möglich.

1. Starten Sie die Eingabeaufforderung als Administrator.
2. Gehen Sie an die Stelle (Ordner `SolidEdge`), wo die Registrierungsdatei ausgeführt werden soll. Bestätigen Sie mit `Enter`.

3. Führen Sie die Registrierungsdatei aus. Bestätigen Sie mit `Enter`.

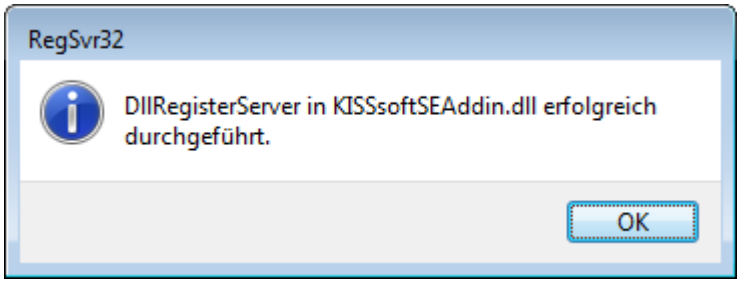


Falls KISSsoft auf einem Server-Laufwerk installiert ist, kann man in der Eingabeaufforderung folgendes eingeben, damit man auf das Laufwerk als Administrator zugreifen kann.

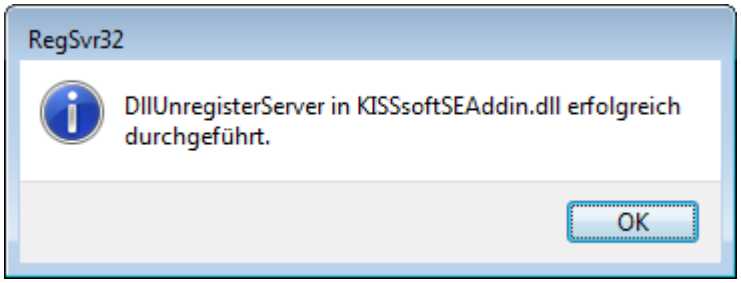
```
Pushd \\SERVER\Verzeichnis
```

Mit diesem Befehl wird ein temporärer Laufwerksbuchstabe dem Verzeichnis zugewiesen. Damit kann man dann an die Stelle gehen, wo sich die *.bat-Datei befindet und die Schnittstelle registrieren.

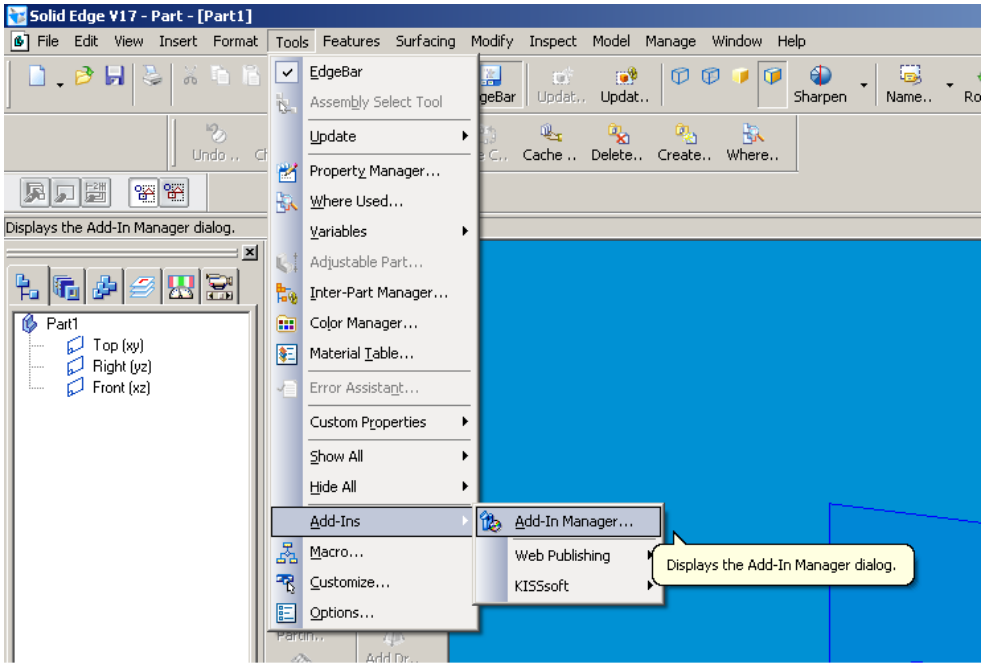
Kommt diese Meldung wurde das AddIn erfolgreich registriert.

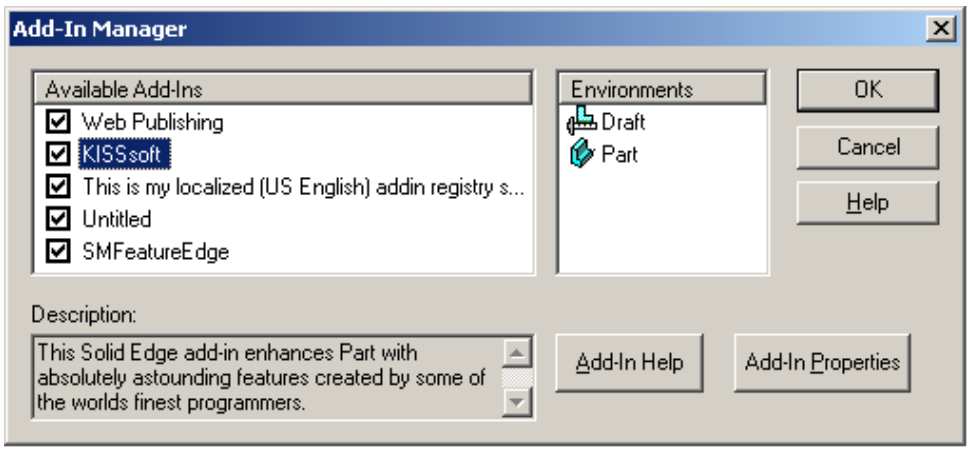


Falls die Registrierung des AddIn gelöscht werden soll, kann im Installationsverzeichnis die Datei `SolidEdgeUnRegister.bat` mit Doppelklick angewählt werden. Es erscheint folgende Meldung, wenn dieser Prozess erfolgreich durchgeführt wurde.

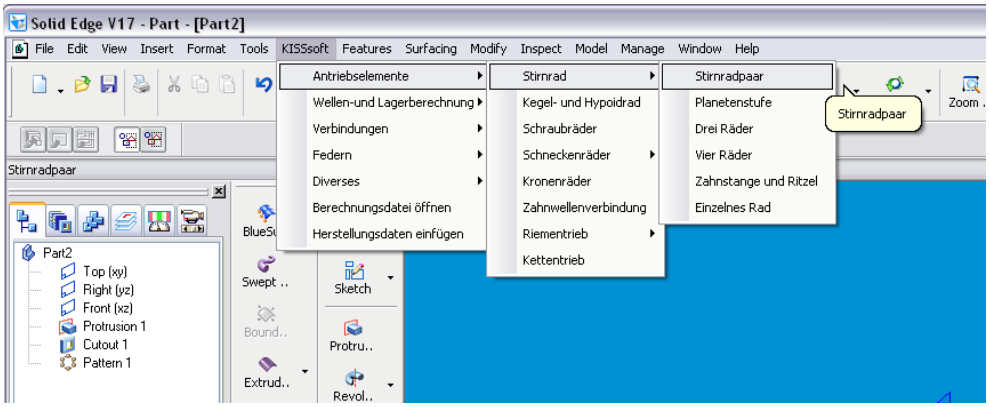


Unter `Tools/Add-Ins` kann der `Add-In-Manager` ausgewählt werden, indem man das AddIn aktivieren/deaktivieren kann.





Im Hauptmenü ist das KISSsoft-AddIn sichtbar. Somit sind die KISSsoft-Menüpunkte in SolidEdge eingebunden und bleiben auch bei einem Neustart erhalten.



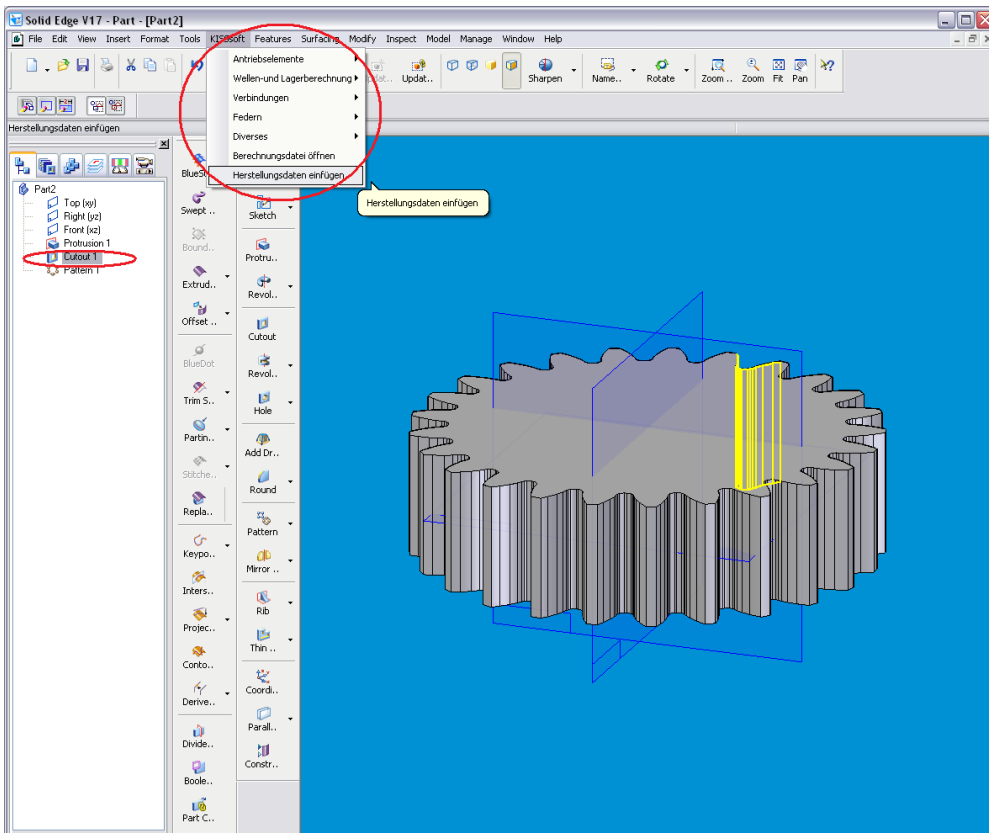
Die Menüpunkte des KISSsoft-AddIns werden in sieben Sprachen ausgeführt (Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch, Spanisch, Russisch und Portugiesisch). Es wird dieselbe Sprache wie in der KISSsoft- Installation verwendet. In der Datei `kiss.ini` im KISSsoft-Installationsverzeichnis unter `DISPLAYLANGUAGE` wird die Sprache gesetzt (0 = deutsch; 1 = englisch; 2 = französisch; 3= italienisch; 4= spanisch; 5= russisch; 6= portugiesisch). Diese Spracheinstellung ist auch für das KISSsoft massgebend.

HINWEIS:

Werden bei der ausgewählten Sprache unicode Zeichensätze (z.B. Russisch) verwendet, sind diese nur möglich, wenn beim Betriebssystem die Lokalisation auf diese Sprache eingestellt ist (ein Land mit dieser Sprache).

11.6.4 Addin-Funktionen (Aufrufe)

11.6.4.1 KISSsoft über AddIn aufrufen



Unter dem Menupunkt `KISSsoft` können alle KISSsoft- Berechnungsmodule direkt aufgerufen werden. Die Erzeugung eines neuen/ weiteren Zahnrades erfolgt dann weiter gemäss den vorherigen Beschreibungen der Zahnraderstellung (siehe Seite I-155).

11.6.4.2 Herstellungsdaten einfügen

Der Menüpunkt `Herstellungsdaten einfügen` funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehen um einen Zahnradstempel auf einer Zeichnung einzufügen:

1. Part öffnen und der `Cutout` eines Zahnes selektieren.
2. Menupunkt `Herstellungsdaten einfügen` anwählen.

Dabei wird ein neues Draft-Dokument erstellt, in welchem dann der Zahnradstempel des selektierten Cutouts der Verzahnung eingefügt wird.

11.6.5 Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen

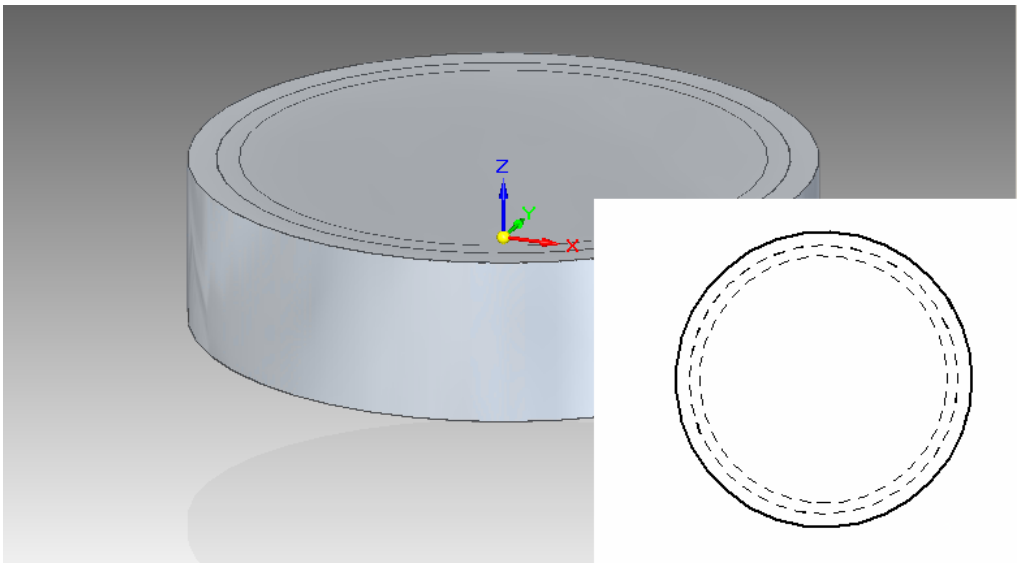
Der Menüpunkt `Berechnungsdatei öffnen` funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehen um eine Berechnungsdatei zu öffnen:

1. Part öffnen und der `Cutout` eines Zahnes selektieren.
2. Menupunkt `Berechnungsdatei öffnen` anwählen.

Dabei wird KISSsoft im jeweiligen Berechnungsmodul gestartet und die Berechnungsdatei geöffnet.

11.6.6 Vereinfachte Ansicht der Zahnräder

Es gibt die Möglichkeit das Zahnrad in zwei verschiedenen Darstellungen zu Zeichnen. Durch die vereinfachte Ansicht kann in der Zeichnungsableitung eine Schnittdarstellung des Zahnrades erstellt werden, bei der nur die Randkonturen und der Teilkreis des Zahnrades dargestellt werden. Im Moment ist die vereinfachte Ansicht nur für Aussenverzahnungen verfügbar. In der Standardeinstellung wird die vereinfachte Ansicht nicht durchgeführt.



Um eine vereinfachte Darstellung zu erhalten ist in der Datei `kiss.ini` im KISSSoft Installationsverzeichnis der untenstehende Eintrag zu ändern:

SIMPLIFIEDPRESENTATION=1

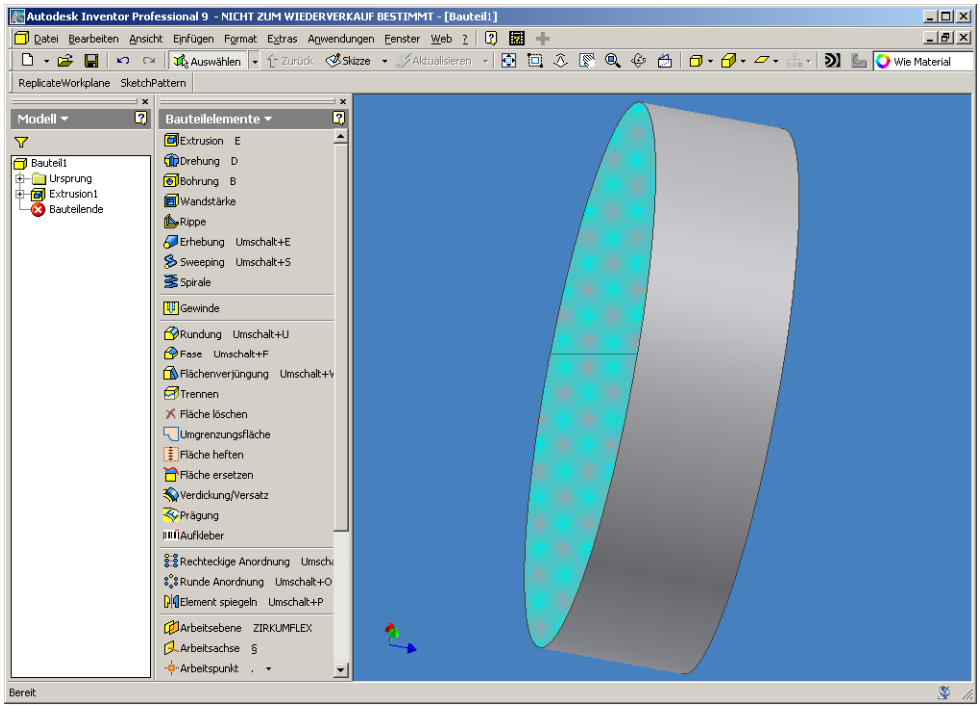
11.7 3D-Schnittstelle zu Autodesk Inventor

Hersteller: KISSsoft AG

Die Schnittstelle zwischen Inventor und KISSsoft realisiert die direkte Integration in das 3D- CAD-System. Sie ermöglicht den direkten Start aller KISSsoft-Berechnungsmodule direkt aus Inventor heraus. In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können direkt in Inventor als 3D Teil (siehe Seite I-155) mit echter Zahnform erzeugt werden. Mit KISSsoft berechnete Wellen können direkt als 3D-Teil aus Zylinder- und Konenelemente (siehe Seite I-157) in Inventor erzeugt werden. Von KISSsoft kann mit einem Knopfdruck Inventor gestartet werden, wo dann ein neues Part geöffnet und das entsprechende Bauteil erzeugt wird. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder, gerad- und schrägverzahnte Zahnstangen, geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, und Wellen möglich.
Weiter gibt es die Möglichkeit nachträglich Verzahnungen auf bestehenden Wellen (siehe Seite I-180) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich Zahnradherstelldaten (s. Abschnitt "Herstellungsdaten einfügen" auf Seite I-184) automatisch als Tabelle auf der Zeichnung einzufügt werden. Die Zahnradherstelldaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnlücke) angehängt.

11.7.1 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten

11.7.1.1 Vorgehen der Verzahnungserstellung

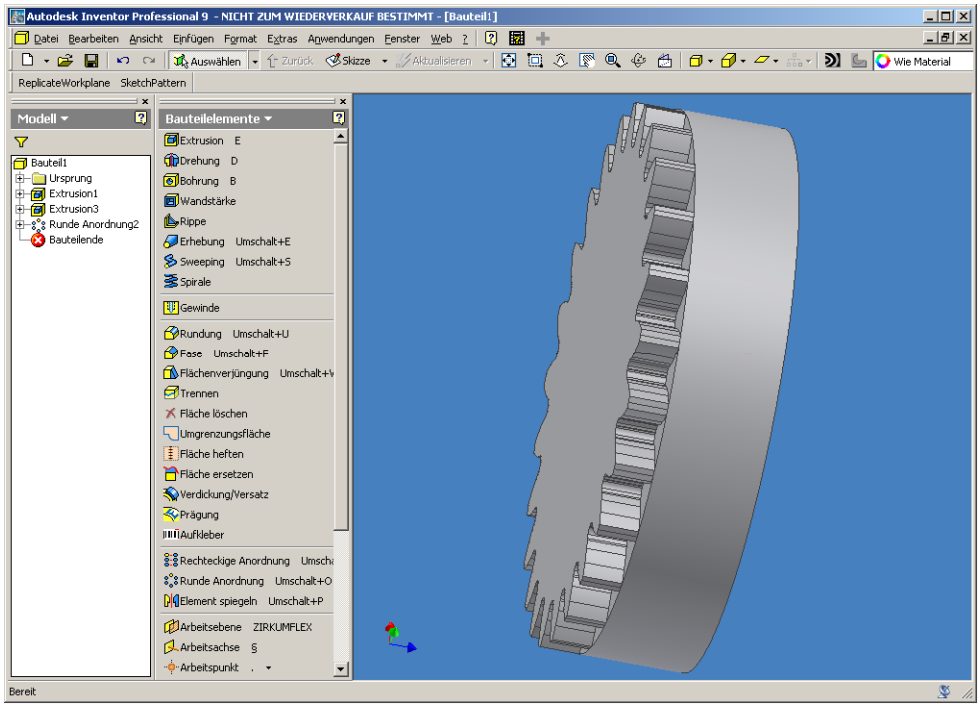


1. Selektieren Sie die gewünschte Fläche
2. Wählen Sie in KISSsoft aus, welche Verzahnung (z.B. `Rad 1`) am Zylinder erzeugt werden soll.

Vorraussetzungen:

- Der Durchmesser des Zylinders muss bereits vor der Erzeugung den Aussendurchmesser der Verzahnung haben.

Bei einer Innenverzahnung muss bereits ein Hohlzylinder modelliert sein, bevor die Verzahnung ausgeschnitten werden kann.



Diese Verzahnungserzeugung wird bei gerad- und schrägverzahnten Innen- und Aussenstirnrädern durchgeführt.

11.7.2 Addin (Menüpunkte im CAD)

11.7.2.1 Einbinden des KISSsoft-Addin

Das Addin sollte bei der Installation registriert werden. Falls dies nicht geklappt hat, und das KISSsoft-Menü im Inventor nicht vorhanden ist, muss dies manuell registriert werden.

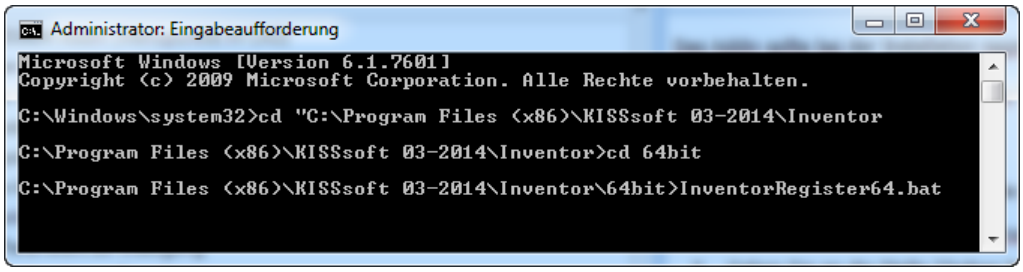
Folgend das Vorgehen für die manuelle Registration.

Windows VISTA/ 7/ 8:

Da man Administrator sein muss um die Registrierung durchzuführen ist das hier nur mit der Eingabeaufforderung möglich.

1. Starten Sie die Eingabeaufforderung als Administrator.
2. Gehen Sie an die Stelle (Ordner `Inventor`), wo die Registrierungsdatei ausgeführt werden soll. Bestätigen Sie mit `Enter`.

3. Führen Sie die Registrierungsdatei aus. Bestätigen Sie mit `Enter`.



Falls KISSsoft auf einem Server-Laufwerk installiert ist, kann man in der Eingabeaufforderung folgendes eingeben, damit man auf das Laufwerk als Administrator zugreifen kann.

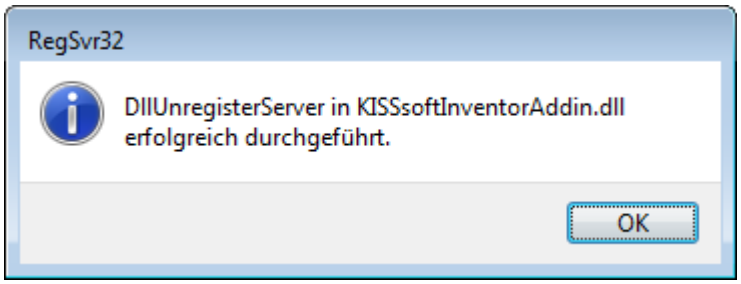
```
Pushd \\SERVER\Verzeichnis
```

Mit diesem Befehl wird ein temporärer Laufwerksbuchstabe dem Verzeichnis zugewiesen. Damit kann man dann an die Stelle gehen, wo sich die *.bat-Datei befindet und die Schnittstelle registrieren.

Kommt diese Meldung wurde das AddIn erfolgreich registriert.



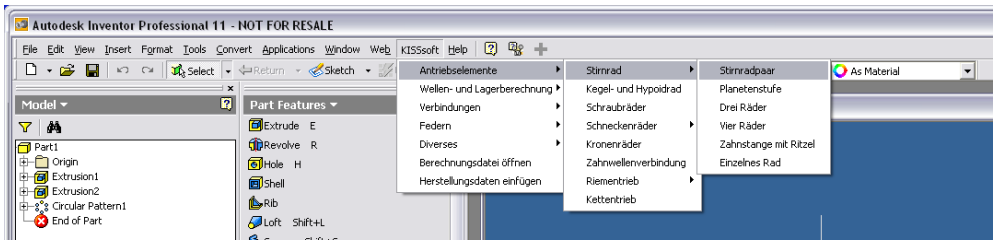
Falls das Inventor-AddIn nicht mehr registriert sein soll, ist im KISSsoft- Installationsverzeichnis die Datei `InventorUnRegister.bat` mit einem Doppelklick zu starten. Kommt diese Meldung wurde die Registration des AddIn erfolgreich vollzogen.



Die Menüpunkte des KISSsoft-AddIns werden in sieben Sprachen ausgeführt (Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch, Spanisch, Russisch und Portugiesisch). Es wird dieselbe Sprache wie in der KISSsoft- Installation verwendet. In der Datei `kiss.ini` im KISSsoft-Installationsverzeichnis unter `DISPLAYLANGUAGE` wird die Sprache gesetzt (0 = deutsch; 1 = englisch; 2 =

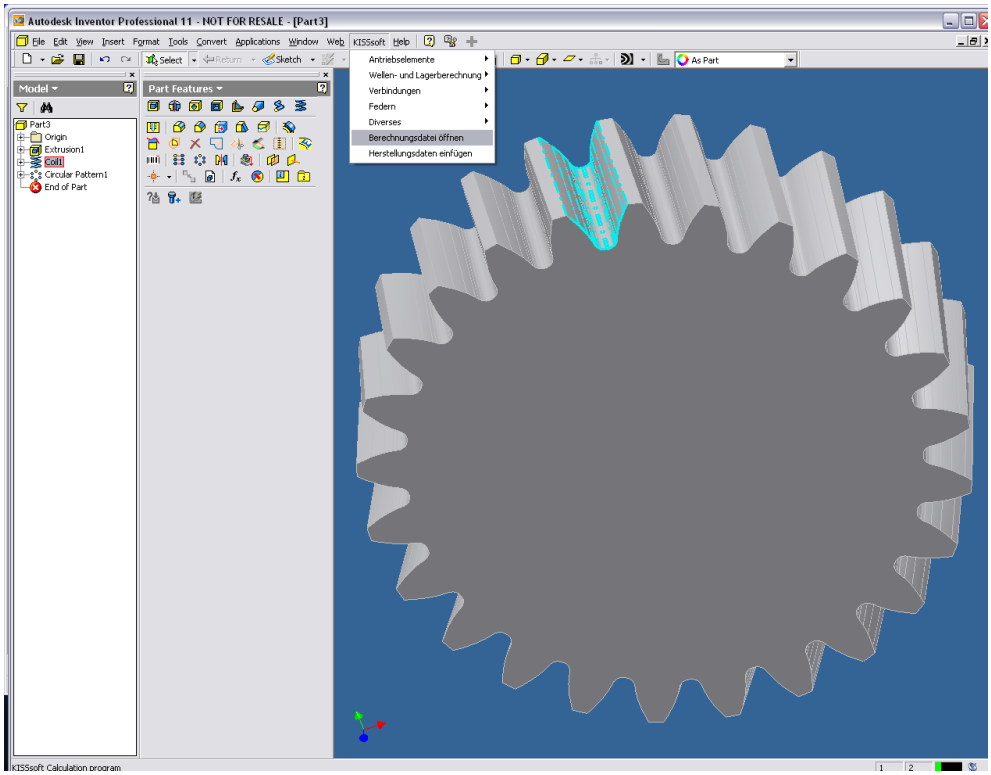
französisch; 3= italienisch; 4= spanisch; 5= russisch; 6= portugiesisch). Diese Spracheinstellung ist auch für das KISSsoft massgebend.

Somit sind die KISSsoft-Menüpunkte in Inventor eingebunden. Das Menü bleibt auch bei einem Neustart vorhanden und muss nicht verknüpft werden.



11.7.3 Addin-Funktionen (Aufrufe)

11.7.3.1 KISSsoft über AddIn aufrufen



Unter dem Menupunkt `KISSsoft` können alle KISSsoft- Berechnungsmodule direkt aufgerufen werden. Die Erzeugung eines neuen/ weiteren Zahnrades erfolgt

dann weiter gemäss den vorherigen Beschreibungen der Zahnraderstellung (siehe Seite I-155).

11.7.3.2 Herstellungsdaten einfügen

Der Menüpunkt `Herstellungsdaten einfügen` funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehen um einen Zahnradstempel auf einer Zeichnung einzufügen:

1. Part öffnen und der `Cutout` eines Zahnes selektieren.
2. Menupunkt `Herstellungsdaten einfügen` anwählen.

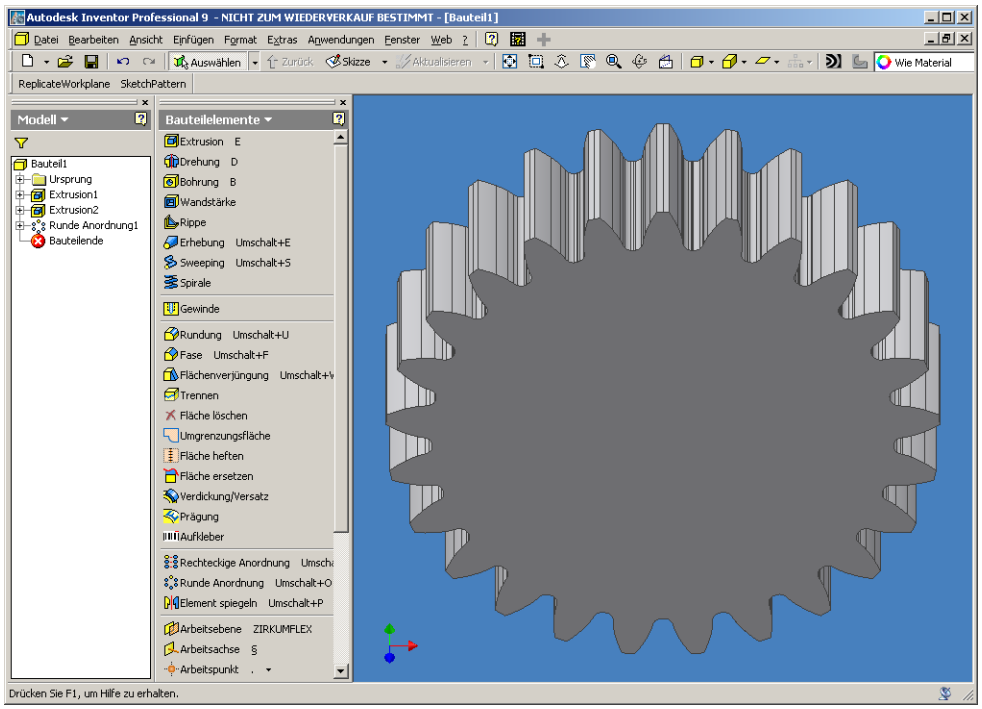
Dabei wird ein neues Draft-Dokument erstellt, in welchem dann der Zahnradstempel des selektierten Cutouts der Verzahnung, eingefügt wird.

11.7.4 Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen

Der Menüpunkt `Berechnungsdatei öffnen` funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehen um eine Berechnungsdatei zu öffnen:

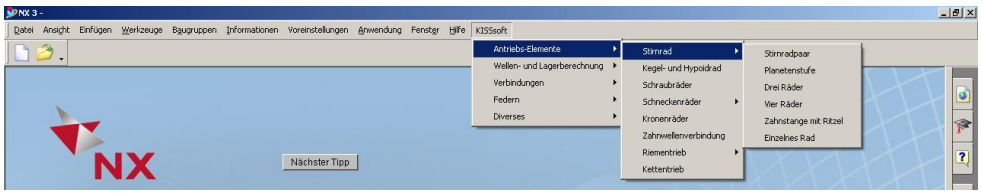
1. Part öffnen und der `Cutout` eines Zahnes selektieren.
2. Menupunkt `Berechnungsdatei öffnen` anwählen.

Dabei wird KISSsoft im jeweiligen Berechnungsmodul gestartet und die Berechnungsdatei geöffnet.



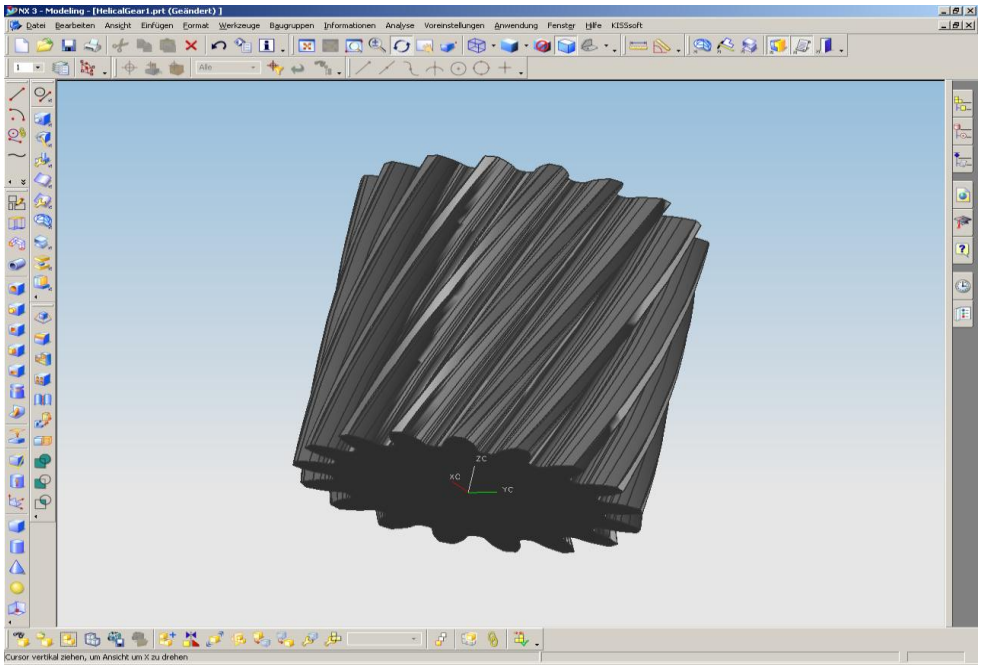
11.8 3D-Schnittstelle zu Unigraphics NX

Hersteller: KISSsoft AG



Die Schnittstelle zwischen NX und KISSsoft realisiert die direkte Integration in das 3D-CAD-System. Sie ermöglicht den direkten Start aller KISSsoft-Berechnungsmodule direkt aus NX heraus. In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können dann direkt in NX als 3D Teil (siehe Seite I-155) mit echter Zahnform erzeugt werden. Mit KISSsoft berechnete Wellen können direkt als 3D-Teil aus Zylinder- und Konenelemente (siehe Seite I-157) in NX erzeugt werden. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- und innenverzahnte Stirnräder ,gerad- und schrägverzahnte Zahnstangen, Schnecken, geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, und Wellen möglich.

Wird ein neues Bauteil erzeugt, wird zuerst der Dialog `Neu` geöffnet, in welchem der Name des Files eingegeben werden kann, in welches das Bauteil erzeugt werden soll. Bei Verwendung von Teamcenter wird automatisch der dazugehörige Dialog geöffnet, damit man das Bauteil auch in der Umgebung von Teamcenter erzeugen bzw. abspeichern kann. Weiter gibt es die Möglichkeit nachträglich Verzahnungen auf bestehenden Wellen (s. Abschnitt "Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten" auf Seite I-192) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich automatisch als Tabelle auf der Zeichnung einzufügt werden. Die Zahnradherstelldaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnlücke) angehängt.



11.8.1 Addin (Menüpunkte im CAD)

11.8.1.1 Einbinden des KISSsoft-Addin

Zuerst muss der mitgelieferte Ordner z.B.`NX9`, mit seinem Unterordner `startup` an eine Stelle kopiert werden, die jederzeit für den User zugänglich ist.

In dem File ’kSoftNX_d.men’ befindet sich die Definition der Menüpunkte des KISSsoft- AddIns. Das File unterscheidet sich, je nach Sprache, das `_d` im Dateinamen steht zum Beispiel für die Sprache `Deutsch`. _e: für `Englisch`; _f: für `Französisch`; _i: für `Italienisch`; _s: für `Spanisch`; _r: für `Russisch`; _p: für `Portugiesisch`; Das File der gewünschten Sprache kann in den Ordner `startup` kopiert werden, somit erscheint dann das KISSsoft-Menü in der ausgewählten Sprache.

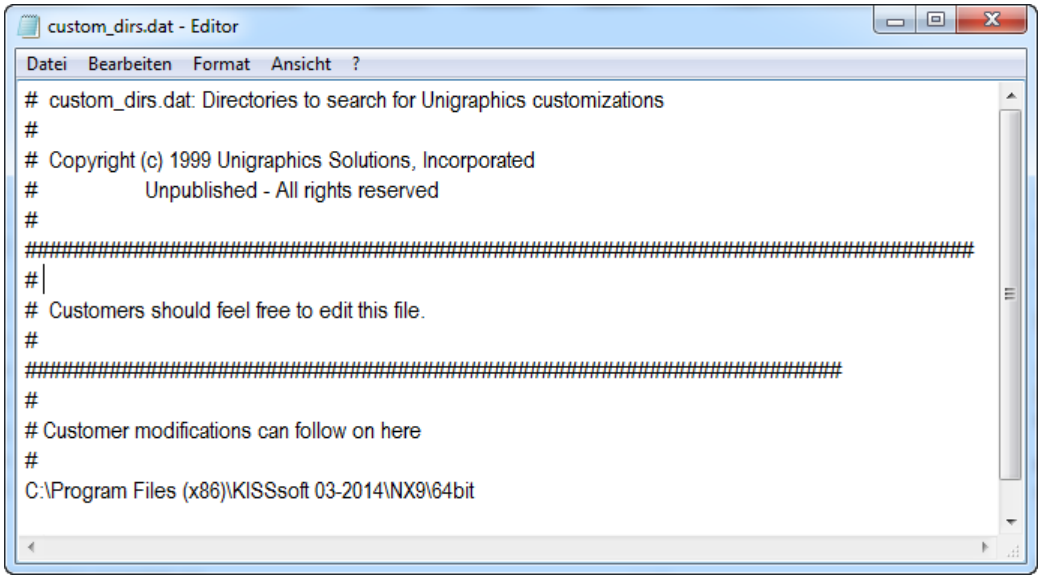
HINWEIS:

Werden bei der ausgewählten Sprache unicode Zeichensätze (z.B. Russisch) verwendet, sind diese nur möglich, wenn beim Betriebssystem die Lokalisation auf diese Sprache eingestellt ist (ein Land mit dieser Sprache).

Ab NX9 ist KISSsoft auch als Ribbon Menü verfügbar. Standard ist das englische Menu mit '_e' in dem Unterordner 'startup' eingebunden. Will man die Sprache des Menüs ändern, sind alle Dateien in startup-Order mit '_e' im Namen zu löschen. Im Unterordner '...\NX9\64bit' gibt es für jede verfügbare Sprache einen Unterordner (z.B 'kSoftNXRibbon_d' für deutsch). Man kann den ganzen Inhalt des Ordners der gewünschten Sprache in den Unterordner 'startup' kopieren und dann sollte das Menü in dieser Sprache erscheinen.

Zusätzlich ist die z.B.`kSoftNX9.dll` in diesem Ordner, in welcher die Zuweisungen und Befehle der Menüpunkte enthalten sind.

In der Datei im UGS-Verzeichnis 'UGII\menus\custom_dirs.dat' muss der Pfad des vorher kopierten Ordners z.B.`NX9/64bit` eingetragen werden, damit das UGS-System weiss, wo die zu verwendenden Dateien zu finden sind.



Der KISSsoftCOM-Server sollte bei der Installation registriert werden. Falls dies nicht geklappt hat, die KISSsoft-Schnittstelle nicht funktioniert, muss das KISSsoftCOM manuell registriert werden.

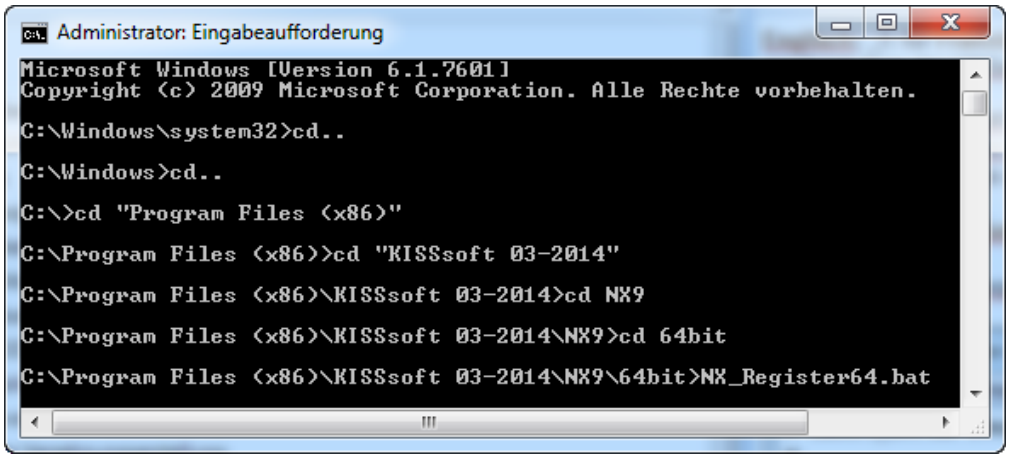
Folgend das Vorgehen für die manuelle Registration.

Windows VISTA/ 7/ 8:

Da man Administrator sein muss, um die Registrierung durchzuführen, ist das hier nur mit der Eingabeaufforderung möglich.

1. Starten Sie die Eingabeaufforderung als Administrator.
2. Gehen Sie an die Stelle (Ordner z.B. `NX9/64bit`), wo die Registrierungsdatei ausgeführt werden soll. Bestätigen Sie mit `Enter`.

3. Führen Sie die Registrierungsdatei aus. Bestätigen Sie mit `Enter`.

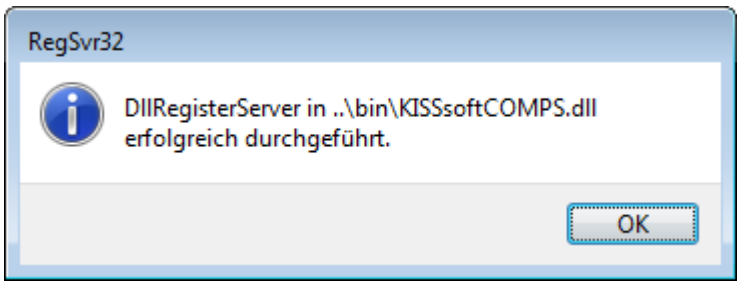


Falls KISSsoft auf einem Server-Laufwerk installiert ist, kann man in der Eingabeaufforderung folgendes eingeben, damit man auf das Laufwerk als Administrator zugreifen kann.

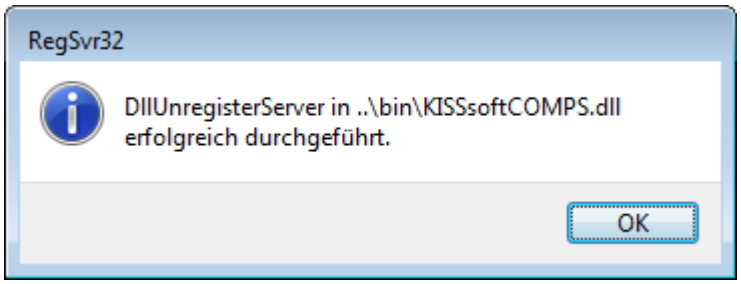
```
Pushd \\SERVER\Verzeichnis
```

Mit diesem Befehl wird ein temporärer Laufwerksbuchstabe dem Verzeichnis zugewiesen. Damit kann man dann an die Stelle gehen, wo sich die *.bat-Datei befindet und die Schnittstelle registrieren.

War die Registrierung des KISSsoft-Addins erfolgreich, erscheint folgende Meldung.



Falls man die Registration löschen möchte, kann im KISSsoft-Installationsverzeichnis die Datei `NXUnRegister.bat` mit Doppelklick ausgeführt werden. Bei erfolgreichem Durchführen des Prozesses erscheint diese Meldung.



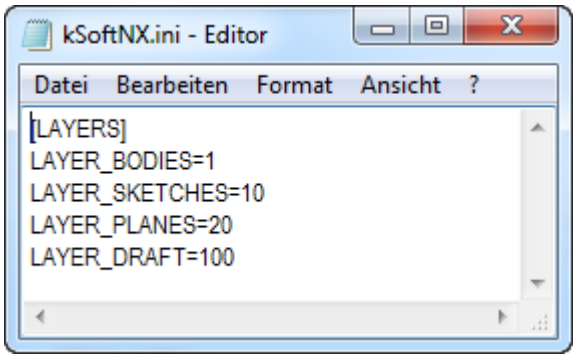
Damit die KISSsoft-Icons neben den Menüpunkten angezeigt werden, muss zusätzlich eine Systemvariable gesetzt werden mit dem Pfad, wo die KISSsoft Icons gefunden werden können.

Systemvariable setzen und als Wert den Pfad zum Beispiel:

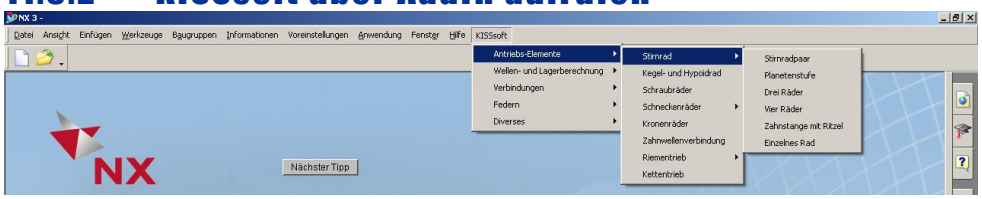
KSOFT_ICONS

C:\Program Files(x86)\KISSsoft 03-2014\bin32\icons

In Ordner `startup` gibt es zusätzlich eine Datei `kSoftNX.ini`, in welcher die Layer der Bauteile, Sketchs und Planes und Draftings verändert werden können.

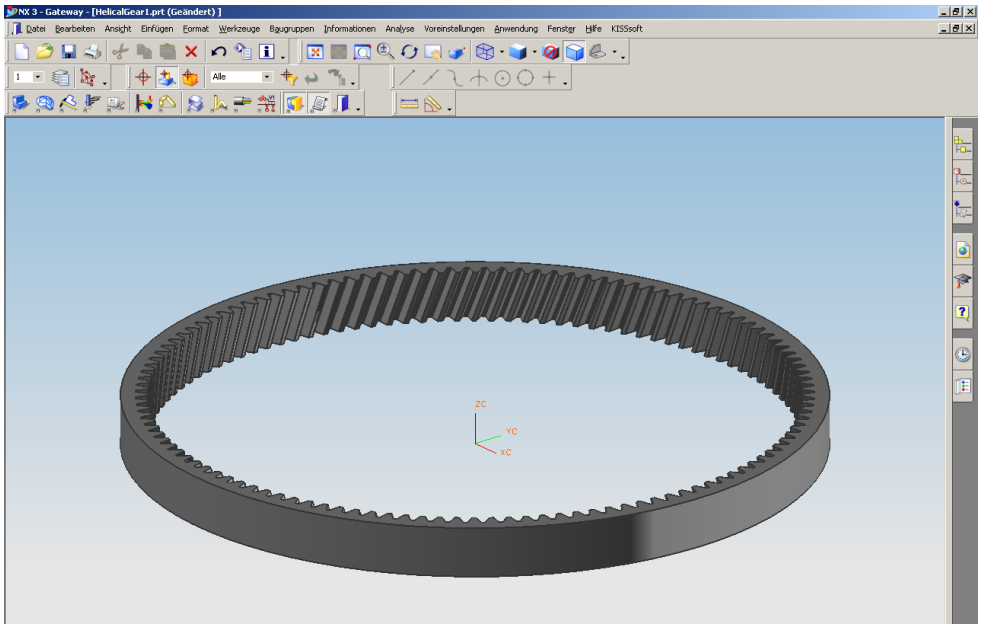


11.8.2 KISSsoft über AddIn aufrufen



Unter dem Menupunkt `KISSsoft` können alle KISSsoft- Berechnungsmodule direkt aufgerufen werden. Durch diesen Aufruf können bequem während dem

Konstruieren in z.B.NX8 Berechnungen in KISSsoft durchgeführt werden. Während des Zeitraumes, in dem KISSsoft geöffnet ist, sind die Menüpunkte des z.B.NX8 deaktiviert. Um das CAD wieder zu aktivieren, muss KISSsoft geschlossen werden.



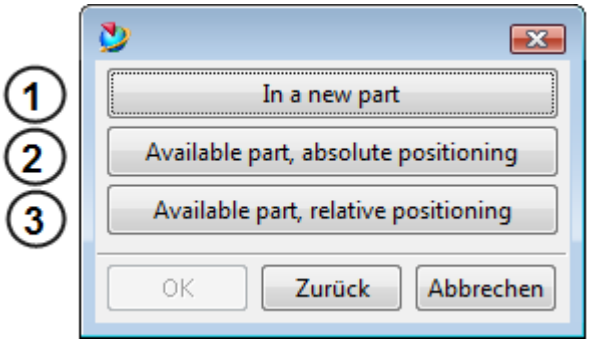
11.8.2.1 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten

Vorraussetzungen:

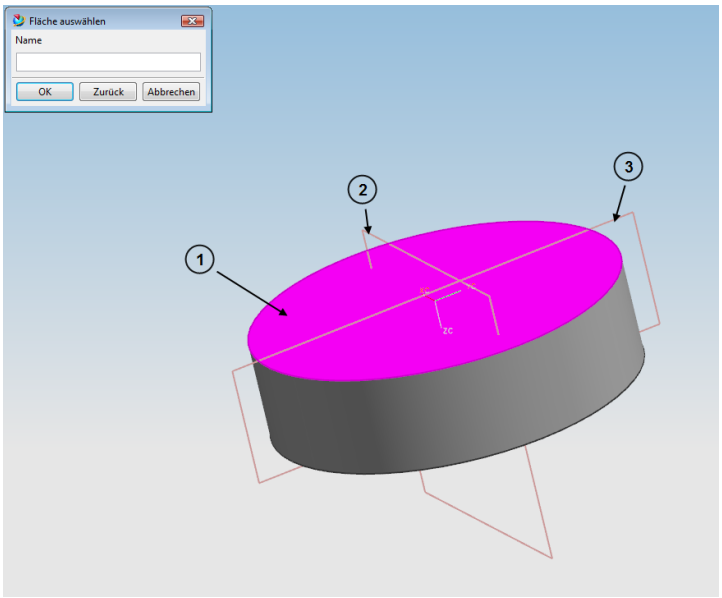
- Der Durchmesser des Zylinders muss bereits vor der Erzeugung den Aussendurchmesser der Verzahnung haben.
- Bei einer Innenverzahnung muss bereits ein Hohlzylinder modelliert sein, bevor die Verzahnung ausgeschnitten werden kann.

Wählen Sie im KISSsoft-Menü im NX8 z.B. die Stirnradpaar-Berechnung. Das Vorgehen zur Erstellung des Zahnrades (siehe Seite I-155) funktioniert wie bei der Neuerstellung.

Ist bereits ein Part im NX geöffnet, wenn man zurückkehrt, erscheint folgende Liste:



1. Es wird ein neues Part eröffnet und das komplette Zahnrad erzeugt.
2. Wird `Available part, absolute positioning` gewählt,muss nur eine Seitenfläche selektiert werden, wo die Verzahnung ausgeschnitten werden soll. Für die Erzeugung werden fixe Ebenen erzeugt, auf welche die Verzahnung positioniert wird.
3. Wird `Available part, relative positioning` gewählt, kann nacheinander eine Seitenfläche und zwei Ebenen (welche die Seitenfläche schneiden) gewählt werden. Somit kann die Verzahnung zu relativen Planes (DATUM PLANE) positioniert werden und ist nicht vom absoluten Nullpunkt abhängig. Diese Positionierung wird vor allem bei der methodischen Arbeitsweise nach dem Master-Modell-Konzeptes (Teamcenter) benötigt.



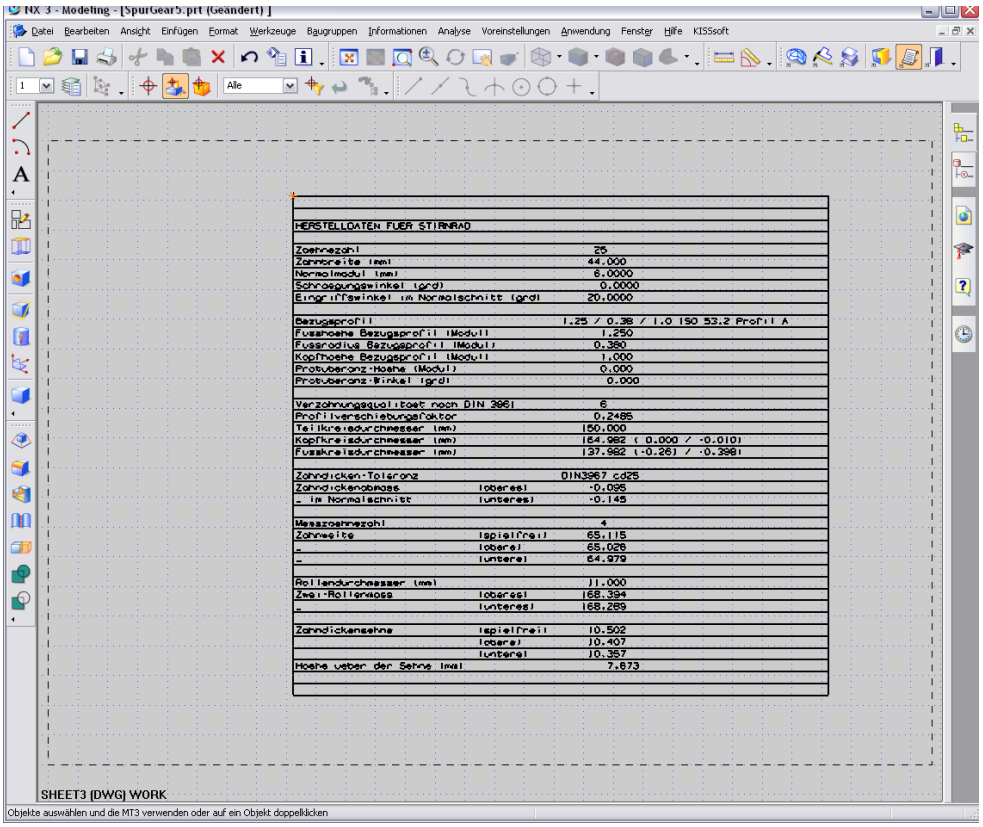
Die Verzahnungserzeugung an bestehenden Zylindern wird bei gerad- und schrägverzahnten Innen- und Aussenstirnrädern durchgeführt.

11.8.2.2 Herstellungsdaten auf der Zeichnung einfügen

Beim Menüpunkt `Herstellungsdaten einfügen`, kann ein Zahnradstempel des aktuellen Zahnrades auf einer Zeichnung eingefügt werden.

- Teamcenter: Arbeitet man nach dem `Master-Modell-Konzept` werden automatisch in der Non-Master-Zeichnung beim Aufruf von `Herstellungsdaten einfügen` die Features vom Master-Teil angezeigt.

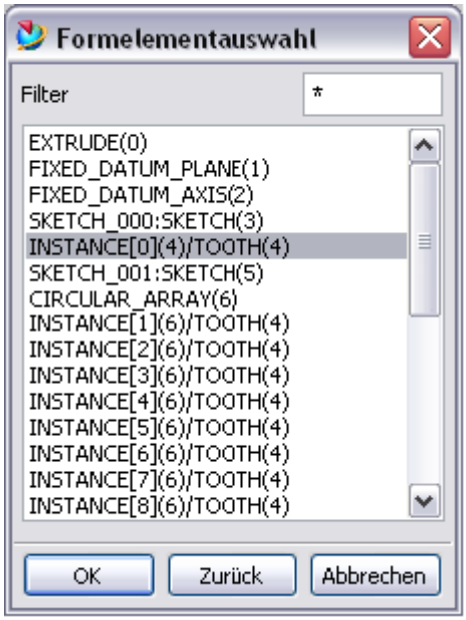
Nach Wahl dieses Menüpunktes erscheint folgende Maske:



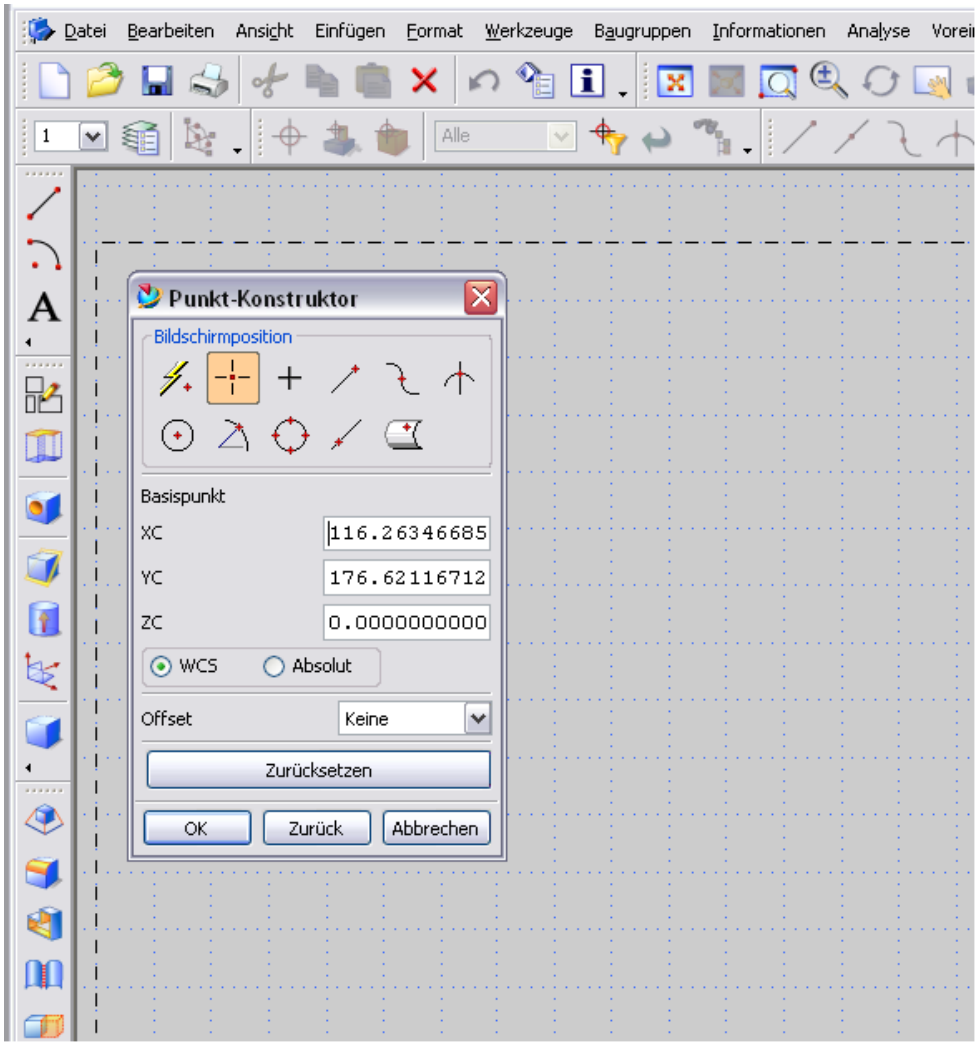
In dieser Maske soll folgendes angewählt werden:

- Geradverzahnte Stirnräder: INSTANCE[0](4)TOOTH(4)

- Schrägverzahnte Stirnräder/Schnecken/Geradverzahnte Kegelräder: TOOTH

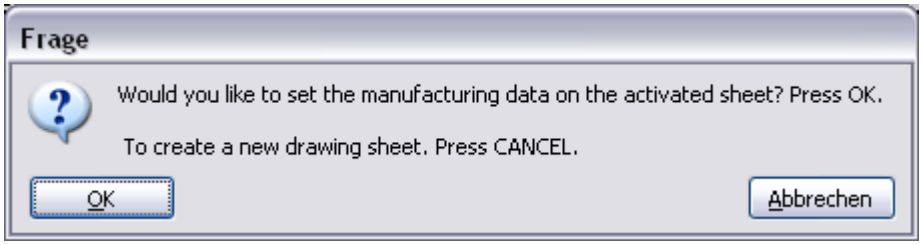


Wird dann OK gedrückt, öffnet sich eine neue Zeichnung und es erscheint folgendes Fenster:

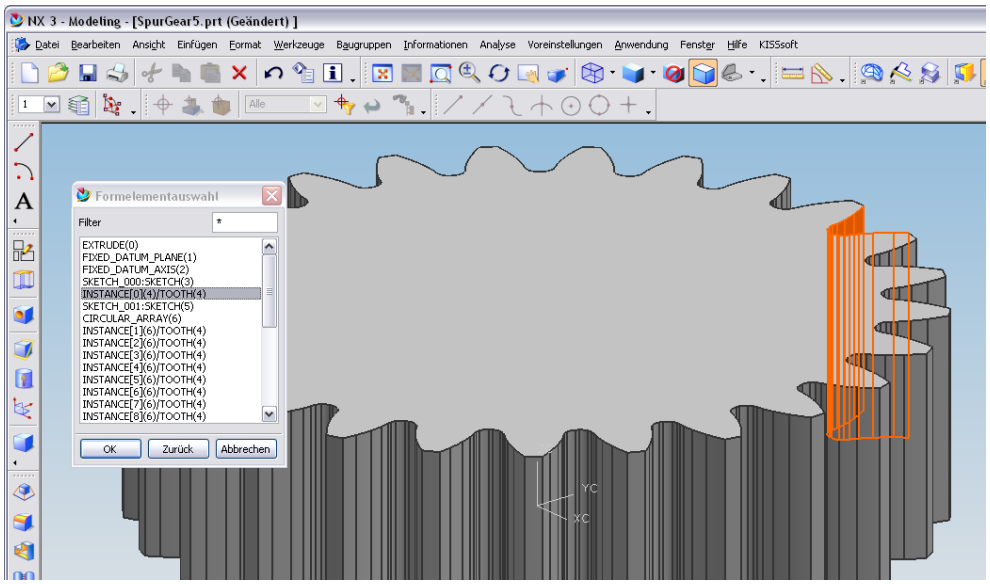


Durch einen Mausklick lassen sich die Herstellungsdaten auf der Zeichnung positionieren. Durch denn Mausklick wird die obere linke Ecke der Tabelle positioniert.

Will man die Daten auf ein bereits vorhandenes Zeichnungsblatt einfügen, muss die Auswahl der Zahnlücke in der Drawing-Ansicht vollzogen werden, wenn das gewünschte Zeichnungsblatt geöffnet ist. Es erscheint dann die Maske, wo die Zahnlücke auswählt werden kann, dann die Frage, ob auf das aktuelle Zeichnungsblatt eingefügt werden soll.

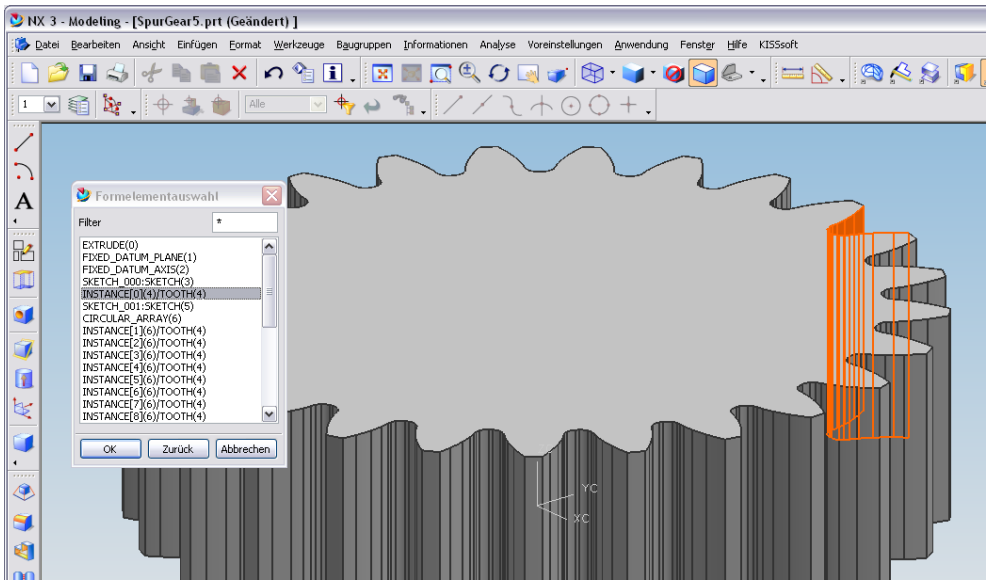


Mit `OK` können man mit der Maus die aktuellen Herstellungsdaten auf der Zeichnung positioniert werden. Mit `CANCEL` wird ein neues Zeichnungsblatt geöffnet wo dann die Herstellungsdaten eingefügt werden können.



11.8.2.3 Berechnungsdatei öffnen

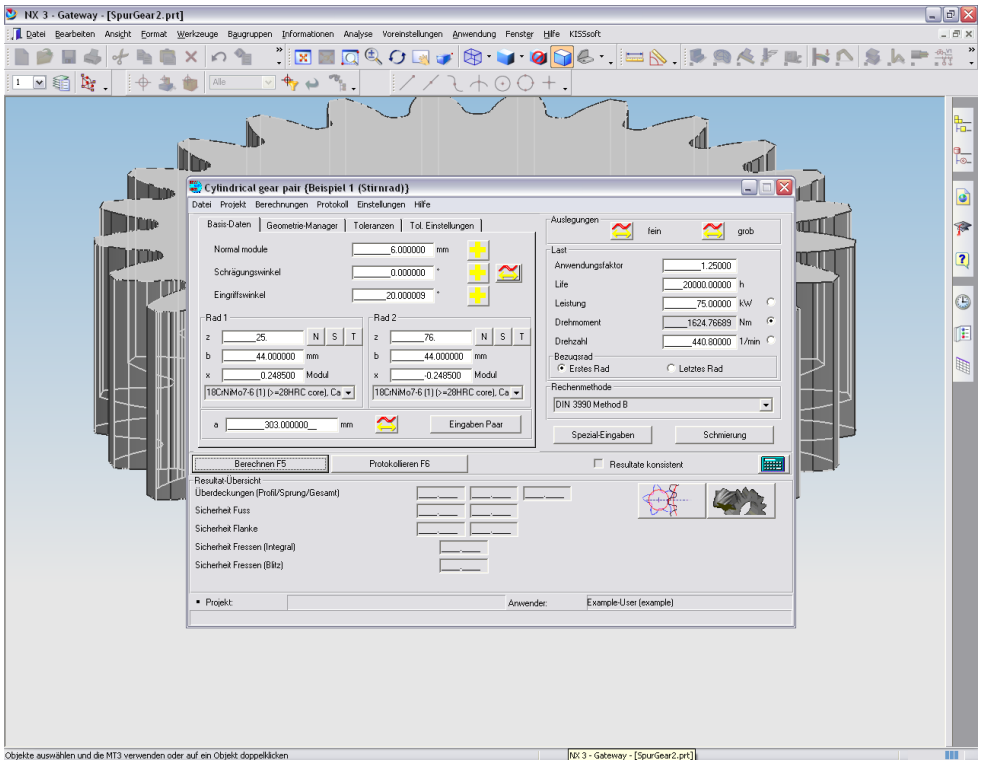
Beim Menüpunkt `Berechnungsdatei öffnen`, wird KISSsoft gestartet und die Berechnungsdatei der Verzahnung geladen, dessen Informationen direkt am Feature (Zahnlücke) der Verzahnung gespeichert sind. Nach Wahl dieses Menüpunktes erscheint folgende Maske:



In dieser Maske soll folgendes angewählt werden:

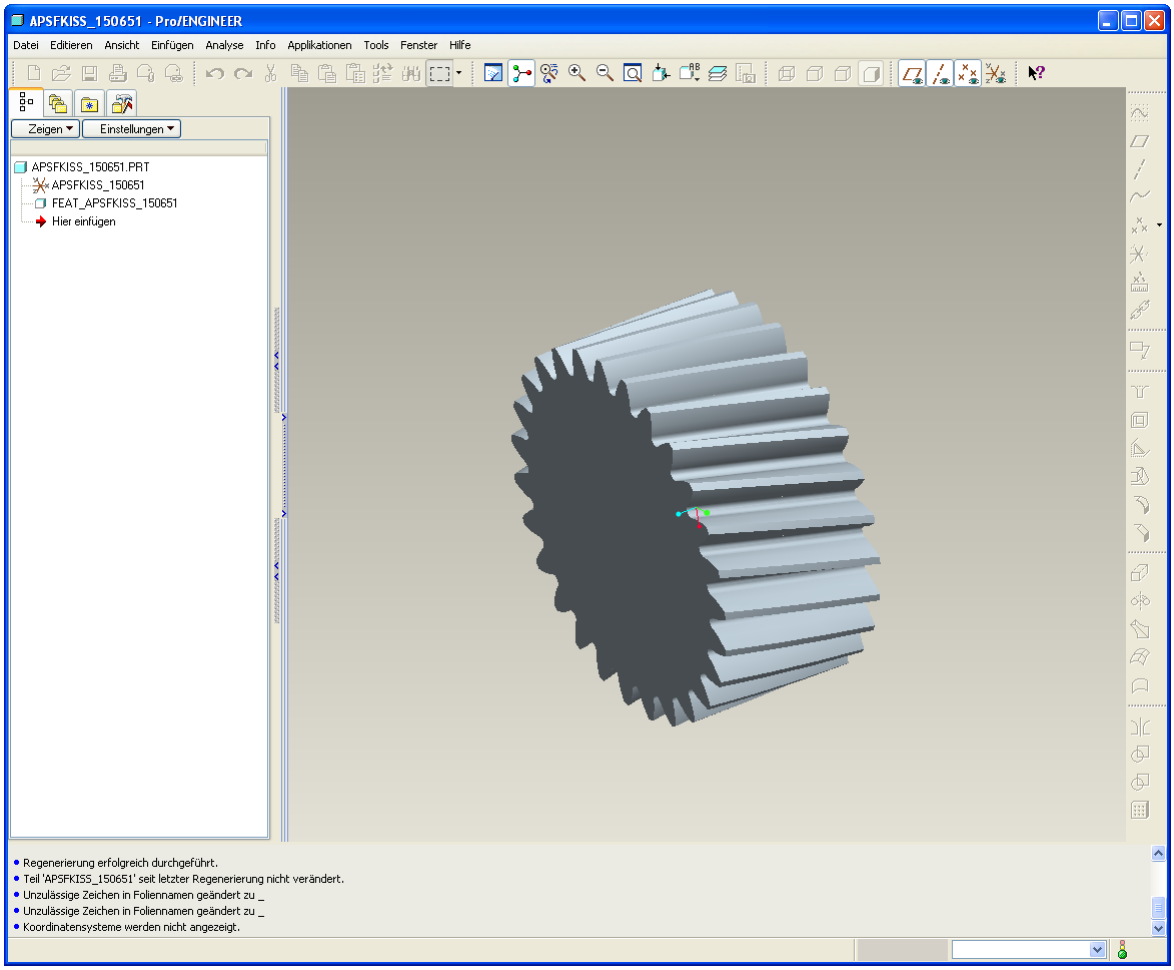
- Geradverzahnte Stirnräder: INSTANCE[0](4)TOOTH(4)
- Schrägverzahnte Stirnräder/Schnecken/Geradverzahnte Kegelräder: TOOTH

Wird dann OK gedrückt, öffnet sich KISSsoft im entsprechenden Modul mit geladener Berechnungsdatei der Verzahnung.

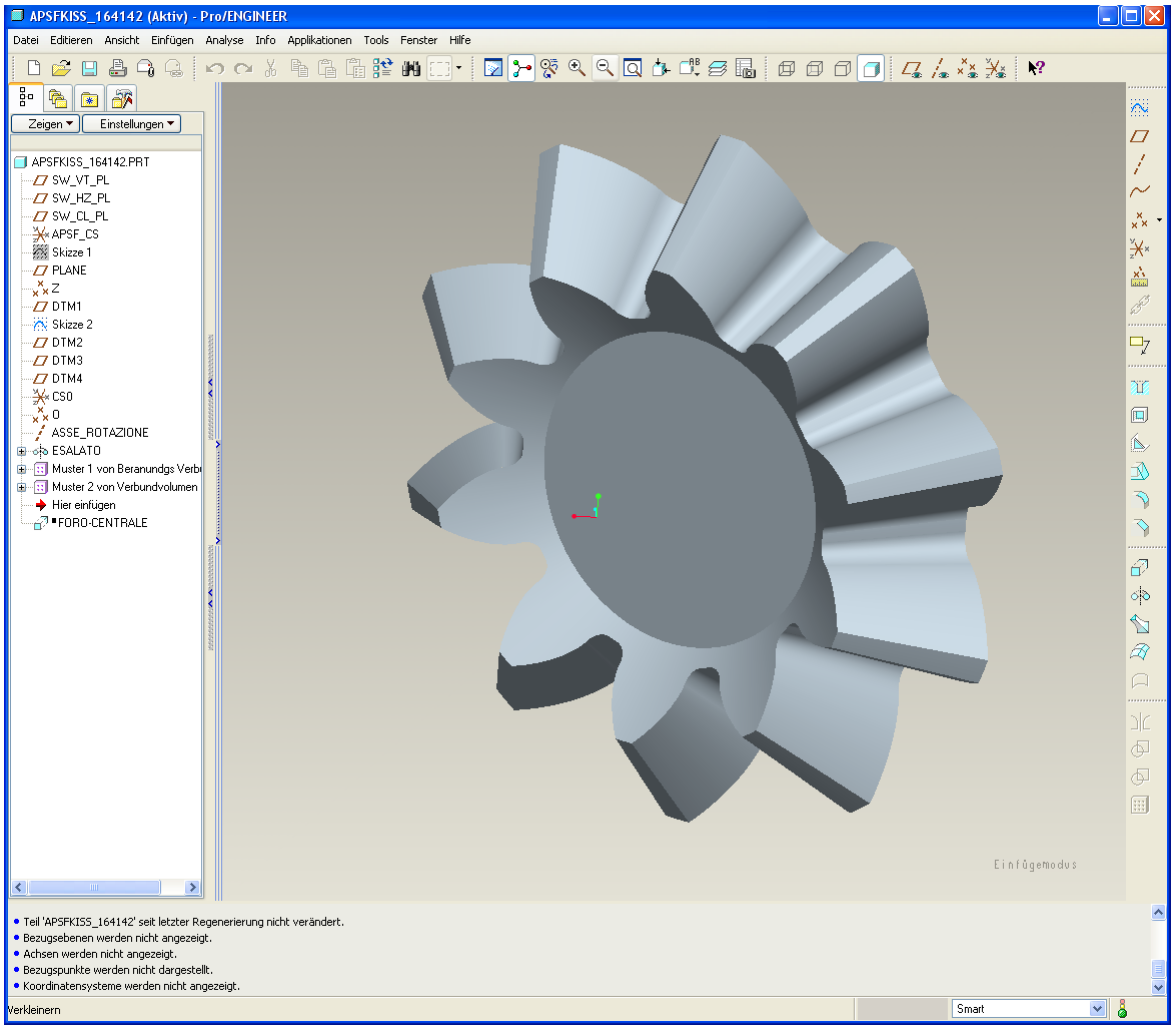


11.9 3D-Schnittstelle zu Creo Parametric (ProEngineer)

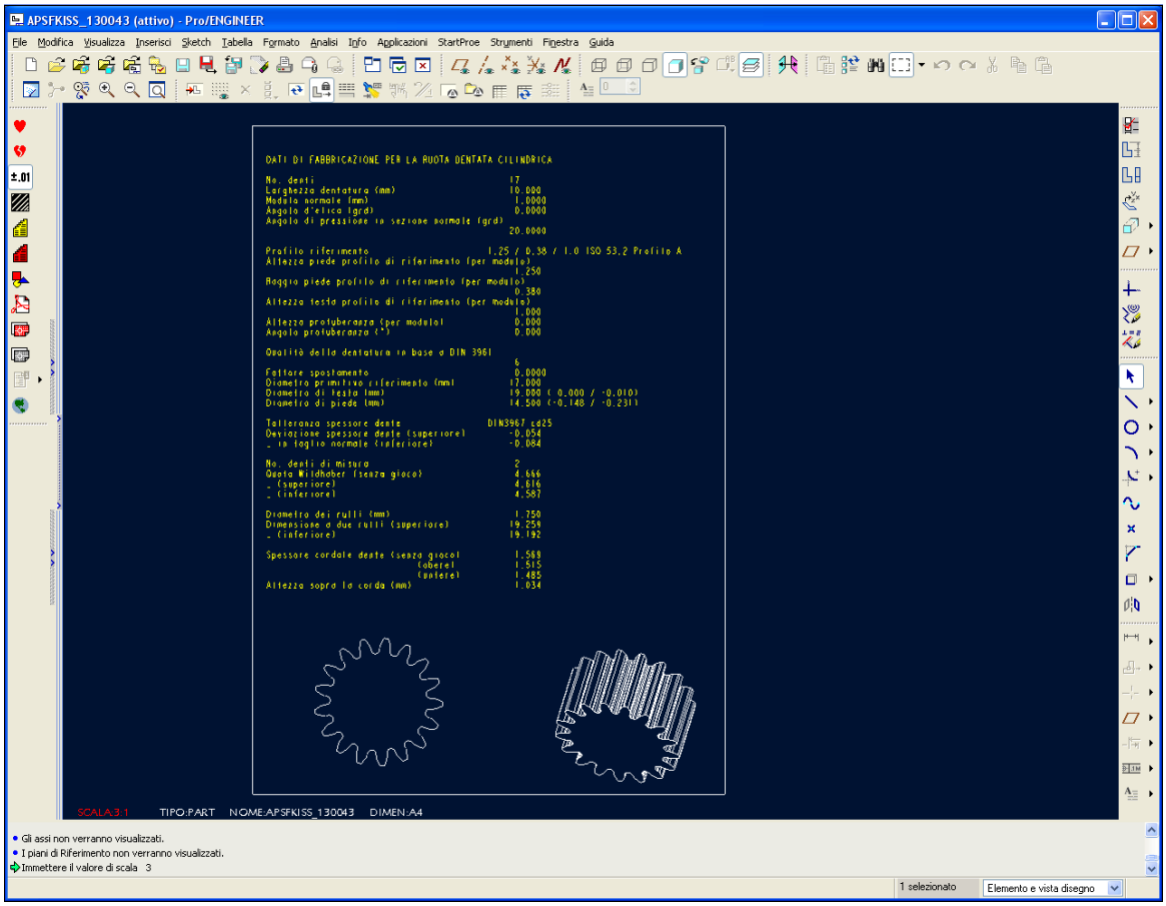
Hersteller: Applisoft Europe (IT)



In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können dann direkt in Creo Parametric (ProEngineer) als 3D Teil (siehe Seite I-155) mit echter Zahnform erzeugt werden. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder und geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, möglich.



Zusätzlich zum Bauteil wird eine Zeichnung geöffnet, in der die Zahnradherstelldaten als Tabelle eingefügt werden. Um ein Bauteil in 3D-Schnittstelle zu Creo Parametric (ProEngineer) zu erzeugen muss das CAD- System geöffnet sein.



Bei der Schnittstelle zu ProEngineer können in den Dateien zu dem jeweiligen Rad (z.B. Z10GEAR1CAD.rpt) unter dem Verzeichnis `CAD` zusätzliche Variabeln eingetragen werden, welche nachher im ProEngineer als Parameter definiert und gespeichert werden.
Die Parameter, welche für die Erzeugung gebraucht werden, sind bereits im Pro-Engineer angelegt und dürfen nicht mehr verwendet werden. Vordefinierte Parameter:

- pz, z, b, da, d, df, di, elica, USUnit

Soll das Bauteil als Modell in imperialen Einheiten (nicht metrisch) aufgebaut werden, kann in der Datei `kiss.ini (siehe Seite I-21)` der Parameter `USCUSTOMARYUNITS` auf 1 gesetzt werden.

Weiter ist es möglich eine bestehende Verzahnung zu verändern, ohne das Bauteil zu beeinflussen (Modifizieren eines ausgewählten 3D-Modelles (s. Abschnitt "Modifizieren des ausgewählten 3D-Modelles" auf Seite I-207)).

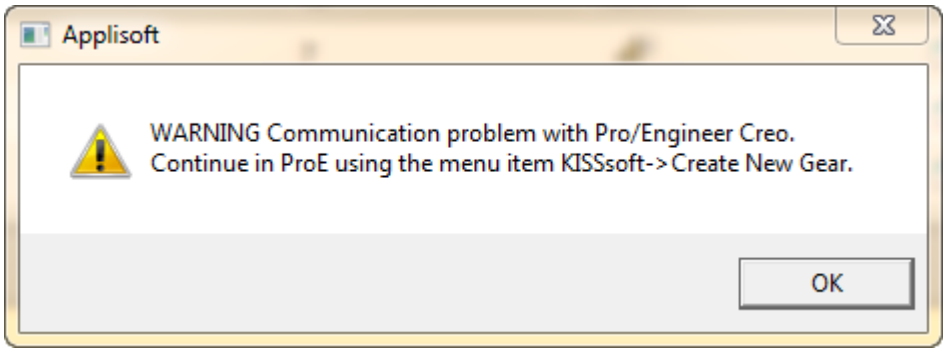
Zusätzlich kann eine Verzahnung auf eine bereits existierende Welle geschnitten werden (Verzahnung auf existierende Welle schneiden (s. Abschnitt "Verzahnung auf bestehende Welle schneiden" auf Seite I-208)).

Startet man die Erzeugung, wird ein neuer Dialog geöffnet:



Hier kann ausgewählt werden, was man will, bei `Generate gear in new file` wird das Zahnrad in eine neue Bauteil-Datei erzeugt.

Kann die Kommunikation zu ProEngineer nicht hergestellt werden, da die Datei PRO_COMM_MSG.exe durch eine z.B. Firewall oder Antiviruspogramm geblockt wird, kommt folgende Meldung, welche aussagt, was zu tun ist, sodass man trotzdem ein Zahnrad erzeugen kann:



HINWEIS:

Entweder kann man die Prozesse **pro_comm_msg.exe** und **apsfkissvb.exe** in seinem Antivirus-Programm zulassen oder man erzeugt sein Zahnrad direkt im KISSsoft-Menü des ProEngineers.

Wenn das Auswahlmenü oder die Meldung nicht erscheinen sollen kann man dies einstellen (Grundeinstellungen der Schnittstelle ändern (auf Seite I-212)).

11.9.1 Einbinden des KISSsoft-Addin

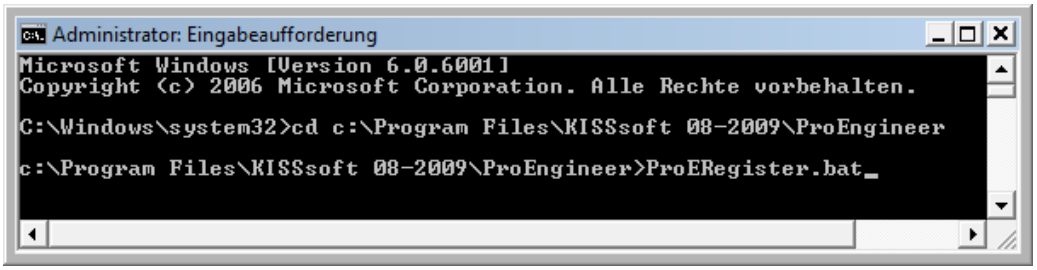
Der KISSsoftCOM-Server sollte bei der Installation registriert werden. Falls dies nicht geklappt hat, die KISSsoft-Schnittstelle nicht funktioniert, muss das KISSsoftCOM manuell registriert werden.

Folgend das Vorgehen für die manuelle Registration.

Windows VISTA/ 7/ 8:

Da man Administrator sein muss um die Registrierung durchzuführen ist das hier nur mit der Eingabeaufforderung möglich.

1. Starten Sie die Eingabeaufforderung als Administrator.
2. Gehen Sie an die Stelle (Ordner `ProEngineer`), wo die Registrierungsdatei ausgeführt werden soll. Bestätigen Sie mit `Enter`.
3. Führen Sie die Registrierungsdatei aus. Bestätigen Sie mit `Enter`.

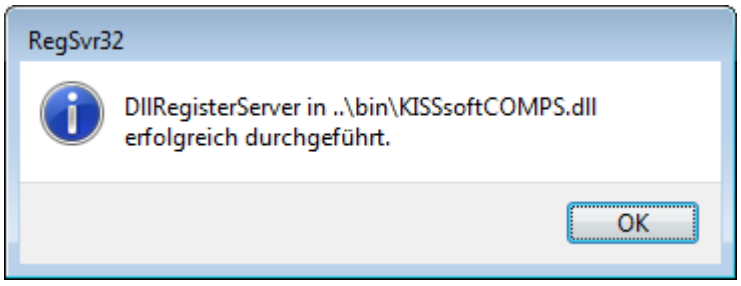


Falls KISSsoft auf einem Server-Laufwerk installiert ist, kann man in der Eingabeaufforderung folgendes eingeben, damit man auf das Laufwerk als Administrator zugreifen kann.

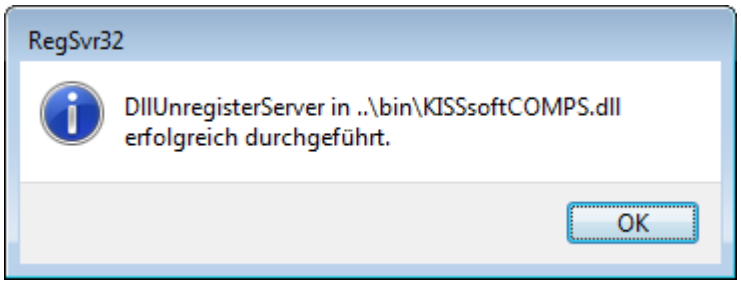
```
Pushd \\SERVER\Verzeichnis
```

Mit diesem Befehl wird ein temporärer Laufwerksbuchstabe dem Verzeichnis zugewiesen. Damit kann man dann an die Stelle gehen, wo sich die *.bat-Datei befindet und die Schnittstelle registrieren.

War die Registrierung des KISSsoftCom-Servers erfolgreich erscheint folgende Meldung.

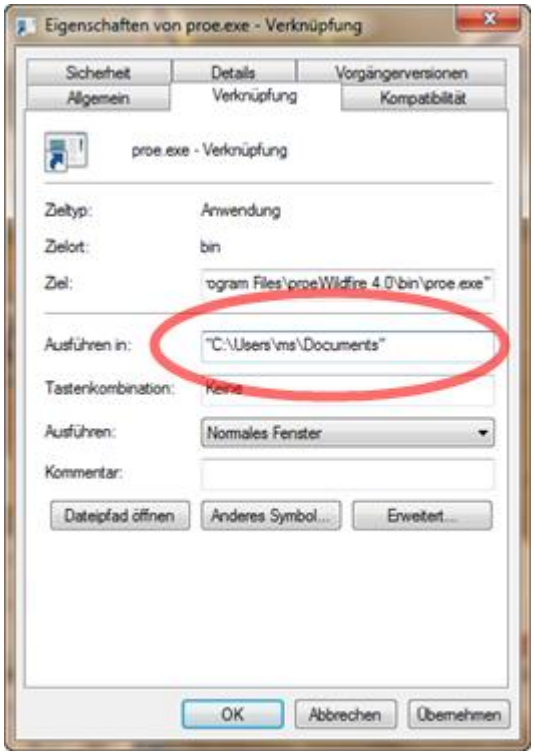


Falls man die Registration löschen möchte, kann im KISSsoft-Installationsverzeichnis die Datei `ProEUnRegister.bat` mit Doppelklick ausgeführt werden. Bei erfolgreichem Durchführen des Prozesses erscheint diese Meldung.



Damit das KISSsoft-Menü bei jedem Start des ProEngineers/ Creo vorhanden ist, gibt es 3 verschieden Varianten:

1. Es kann die Datei **Protk_EditGear_Creo1_64bit.dat** (je nach ProE/ Creo-Version) ins Creo Unterverzeichnis **.../Common Files/.../text/** (bei ProEngineer ins Unterverzeichnis **.../text/**) kopiert werden.
   Die Datei ist dann noch in **Protk.dat** umzubenennen.
   Mit dieser Variante kann der Anwender sein ProEngineer-Startverzeichnis ändern, das KISSsoft-Menü wird immer mitgestartet.
   Ist schon eine andere **Protk.dat** vorhanden, können die Zeilen von der Datei **Protk_EditGear_Creo1_64bit.dat** in die Datei **Protk.dat** dazugefügt werden.
2. Kopiere die Datei **Protk_EditGear_Creo1_64bit.dat** in das ProEngineer-Startarbeitsverzeichnis. Benenne die Datei um in **Protk.dat**.



Bei dieser Variante hat der Anwender die Datei **Protk.dat** in das Start-Verzeichnis zu kopieren (Pfad unter Eigenschaften angezeigt).

3. Es muss folgende Zeile in ihre **config.pro** (im ProEngineer) geschrieben werden (hier ist ihr eigener Pfad zu definieren):
   protkdat C:\Program Files (x86)\KISSsoft 03-2014\ProEngineer\Protk_EditGear_Creo1_64bit.dat
   Es ist der jeweilige Pfad auf die Datei zu wählen, welche den Namen ihrer ProEngineer Version enthält.
   In diesem Fall müssen keine Dateien umkopiert oder umbenannt werden.

Beschreibung des Inhaltes der Protk.dat-Datei:

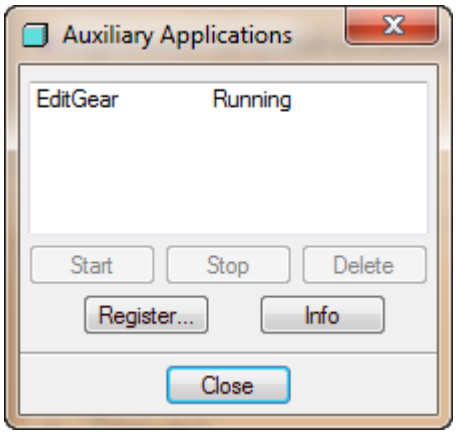
```
NAME EditGear

EXEC_PATH C:\Program Files (x86)\KISSsoft 03-
2014\ProEngineer\EditGear\bin_nt\EditGear_64bit_Creo1.dll

TEXT_PATH C:\Program Files (x86)\KISSsoft 03-
2014\ProEngineer\EditGear\text.GB

STARTUP DLL

ALLOW_STOP TRUE

UNICODE_ENCODING FALSE
```

```
END
```

`EXEC_PATH` und `TEXT_PATH` muss der absolute Pfad der Installation sein.

`STARTUP DLL` und `UNICODE_ENCODING FALSE` sind fest vorgegeben (bitte nicht ändern)

`ALLOW_STOP TRUE` dies ermöglicht das Stoppen des Programmes vom ProEngineer (`Tools->Auxiliary Application->Stop`).



Wenn Sie nicht wollen, das der Anwender die Schnittstelle stoppt, kann diese Zeile in der Datei **Protk.dat** gelöscht werden.

`NAME EditGear` und `END` muss vorhanden sein, der Name **EditGear** kann geändert werden, wenn gewünscht.

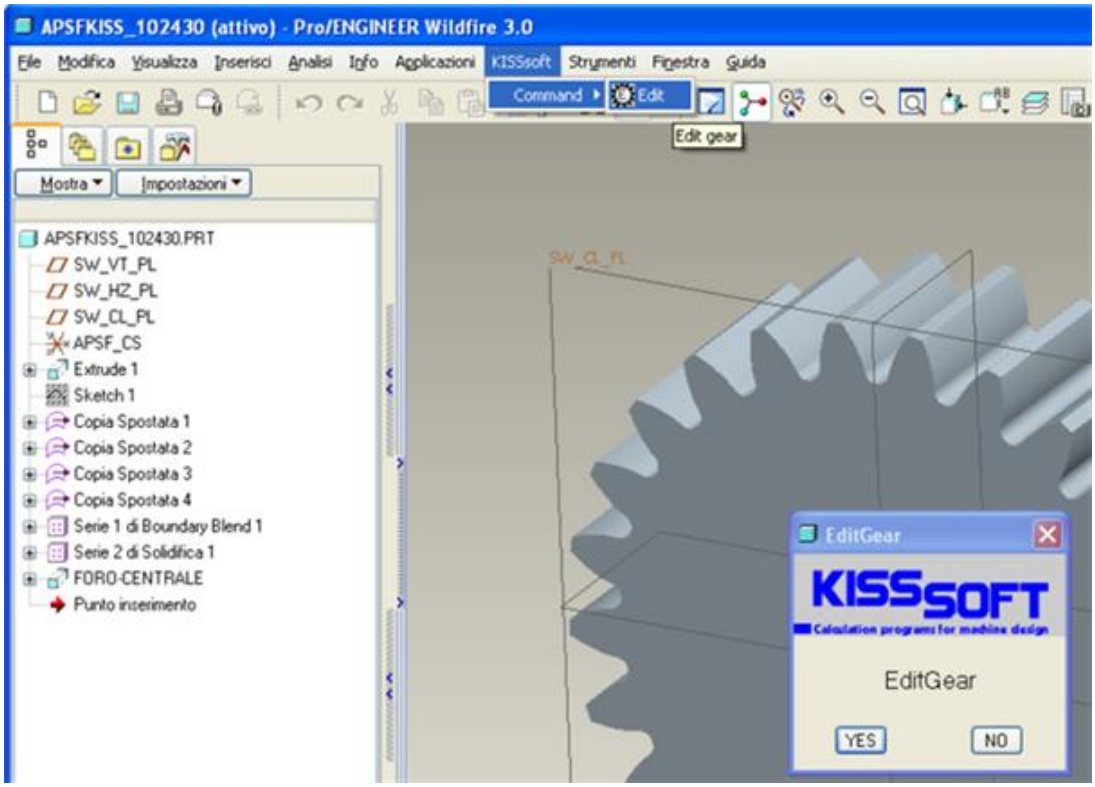
11.9.2 Modifizieren des ausgewählten 3D-Modelles

Exportiert man vom KISSsoft eine Zahnform, wird jedesmal im ProEngineer das Modell in einem neuen Bauteil erzeugt.

Will man ein existierendes Modell modifizieren:

1. Laden Sie das zu modifizierende Modell im ProEngineer (oder verwenden Sie das aktuelle Bauteil)
2. Selektieren Sie im KISSsoft Menü `Edit` und dann `YES` (somit wird die vorhandene Verzahnung gelesen)

3. Wählen Sie dann `Open calculation file`, mit dem Menü wird dann KISSsoft mit den entsprechenden Daten der Verzahnung geladen.



Nun kann die modifizierte Verzahnung vom KISSsoft neu generiert werden, somit wird die vorhandene Verzahnung angepasst.

11.9.3 Verzahnung auf bestehende Welle schneiden

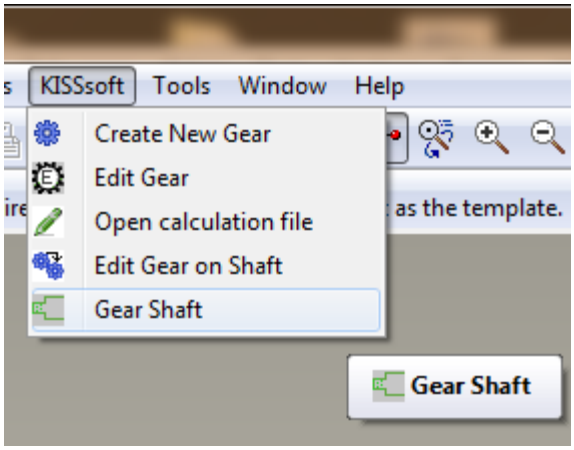
Wird vom KISSsoft der 3D-Export aktiviert, erscheint folgendes Menu:



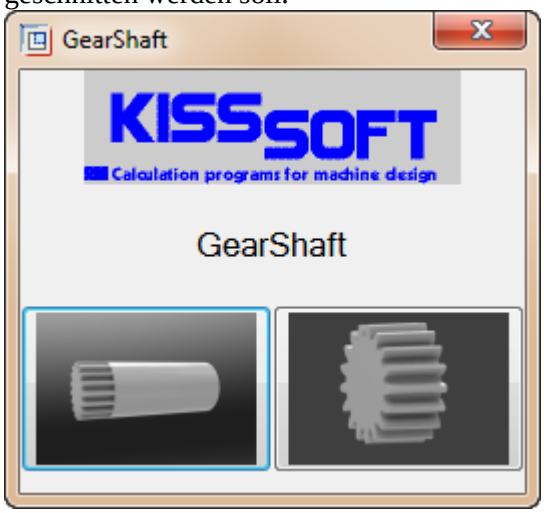
Will man ein existierendes Modell modifizieren:

1. Wählen Sie hier die Option `Generate gear on shaft`

2. Öffnen Sie im ProEngineer die Welle, auf welche die Verzahnung geschnitten werden soll.
3. Setzen Sie ein neues Koordinatensystem von welchem aus die Verzahnung geschnitten werden soll. Wenn dies vom Ursprung aus sein soll, kann dieses Koordinatensystem verwendet werden.
4. Wählen Sie den Menüpunkt `GearShaft` im KISSsoft-Menü in ProEngineer



5. Es erscheint ein weiteres Menü, in welchem ausgewählt werden kann, ob die Verzahnung über die ganze Breite oder nur über einen Teil der Welle geschnitten werden soll.



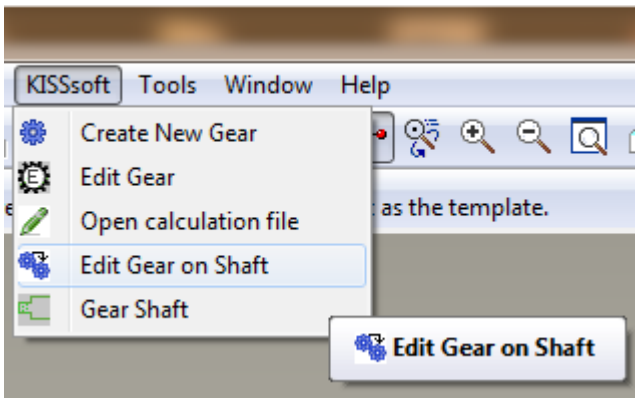
6. Ist dies angewählt, kann das Koordinatensystem gewählt werden, auf welches die Verzahnung eingefügt werden soll. (beim selektierten Koordinatensystem sollte die z-Achse gleich der Wellenachse sein)
7. Die Verzahnung wird auf die Welle geschnitten.

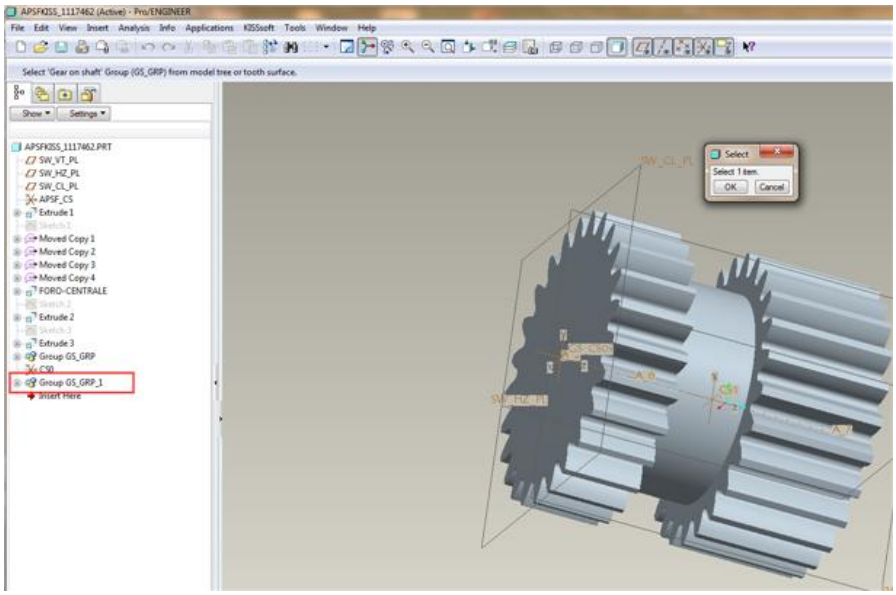
11.9.4 Modifizieren einer Verzahnung auf einer bestehenden Welle

Soll in einem existierenden Modell eine Verzahnung auf einer bestehenden Welle (Verzahnung mit KISSsoft-Schnittstelle generiert) modifiziert werden, kann wie folgt vorgegangen werden:

1. Laden Sie das zu modifizierende Modell im Creo Parametric (ProEngineer) (oder verwenden Sie das aktuelle Bauteil)

2. Wählen Sie den Menüpunkt `Edit Gear on Shaft`, dann kann die gewünschte Verzahnung ausgewählt werden, welche modifiziert werden soll. Es wird dann direkt KISSsoft geöffnet mit den Daten, welche am Verzahnungselement beim Erzeugen gespeichert wurden.



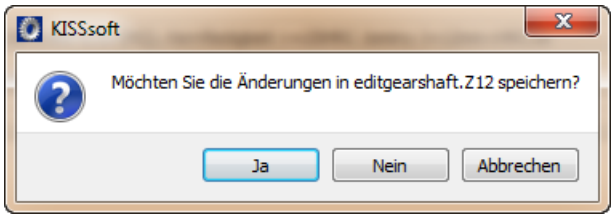


3. Im KISSsoft kann dann die Verzahnung modifiziert werden, neu berechnet und wieder der 3D-Export der entsprechenden Verzahnung gestartet werden.
Dann ist das KISSsoft Fenster oben rechts mit dem Kreuz zu beenden.



Es erscheint dann diese Meldung, ob man die temporäre Berechnungsdatei speichern will oder nicht.
Ja: das Modell wird modifiziert

Nein: Beim Modell wird nichts verändert.



4. Das Modell wird nun modifiziert, wenn die Meldung bestätigt wurde.

11.9.5 Grundeinstellungen der Schnittstelle ändern

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, wie man seine Schnittstelle einrichten kann. Es kann durch Setzen von Umgebungsvariablen eingestellt werden:

KISS_PROE_INTERFACE_NO_MENU = YES

Das ist für Anwender, bei welchen keine Verbindung zu Creo Parametric (ProEngineer) möglich ist (über die PRO_COMM_MSG.exe).

Wenn diese Umgebungsvariable auf YES gesetzt wird, versucht die Schnittstelle die Verbindung nicht mehr über diesen Prozess zu leiten, es gibt auch keine Warnung mehr, dass die Verbindung nicht möglich ist.

KISS_PROE_INTERFACE_NO_MENU = NO

Ist diese Umgebungsvariable auf NO gesetzt, werscheint eine Warnung, wenn keine direkte Verbindung zum ProEngineer möglich ist.

In der Meldung wird Beschrieben, wie vorgegangen werden muss um trotzdem das Zahnrad zu erzeugen.

KISS_PROE_INTERFACE_CLASSIC = YES

Es wird kein extra Dialog angezeigt, wo man zwischen einer 'Zahnraderzeugung in einer neuen Datei' und 'einer Verzahnung auf einer existierenden Welle' wählen kann.

KISS_PROE_INTERFACE__CLASSIC = NO

Der Dialog wird angezeigt, wo man zwischen einer 'Zahnraderzeugung in einer neuen Datei' und 'einer Verzahnung auf einer existierenden Welle' wählen kann.



Wenn keine Umgebungsvariablen gesetzt werden, sind beide Werte standardmässig auf **NO** gesetzt.

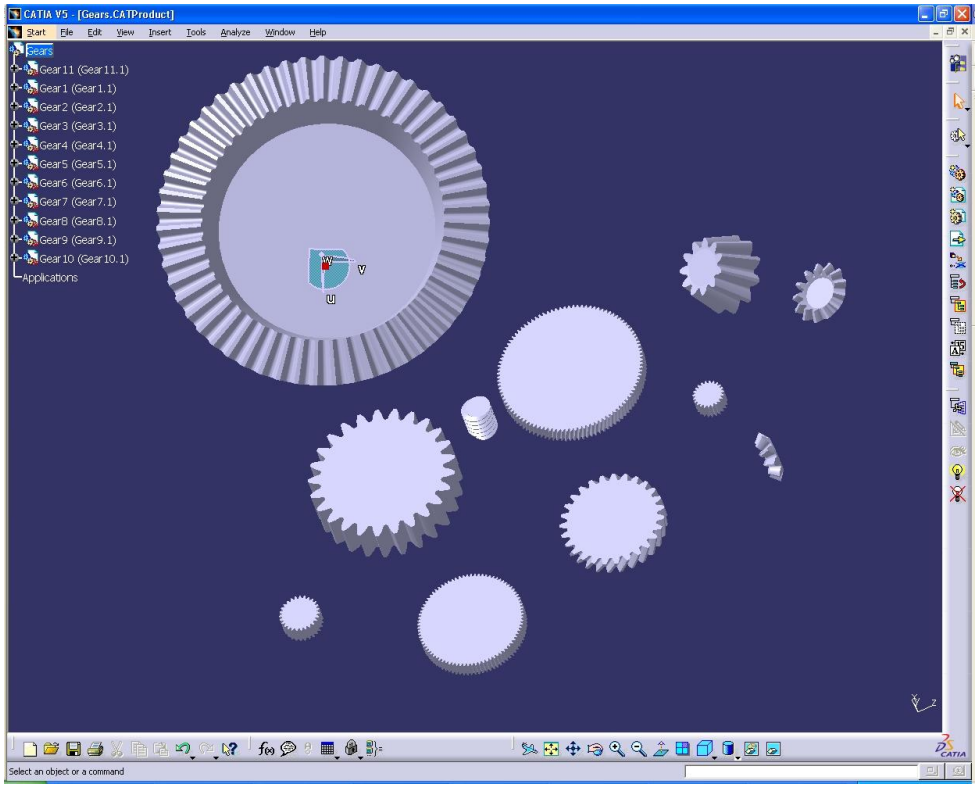
11.9.6 Dateien in PTC Windchill-Arbeitsverzeichnis speichern

Damit die erzeugten Dateien der Schnittstelle in das Arbeitsverzeichnis des PLM Systems PTC Windchill gespeichert werden, muss der Parameter **WORK_IN_CURRENT_FOLDER** in der Datei **SETUP.txt** von **NO** auf **YES** geändert werden. Die Datei **SETUP.txt** befindet sich in der KISSsoft-Installation im Unterverzeichnis '...\ProEngineer\EditGear\SETUP.txt'.

11.10 3D-Schnittstelle zu CATIA

Hersteller: SWMS (DE)

In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können direkt in CATIA als 3D Teil (siehe Seite I-155) mit echter Zahnform erzeugt werden. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder und geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, möglich.
Weiter gibt es die Möglichkeit nachträglich Verzahnungen auf bestehenden Wellen einzufügen.
Eine genauere Beschreibung der Schnittstelle ist im Ordner `CATIA` des KISSsoft-Installationsverzeichnisses als *.pdf-Datei zu finden.



11.10.1 Registrierung der Schnittstelle

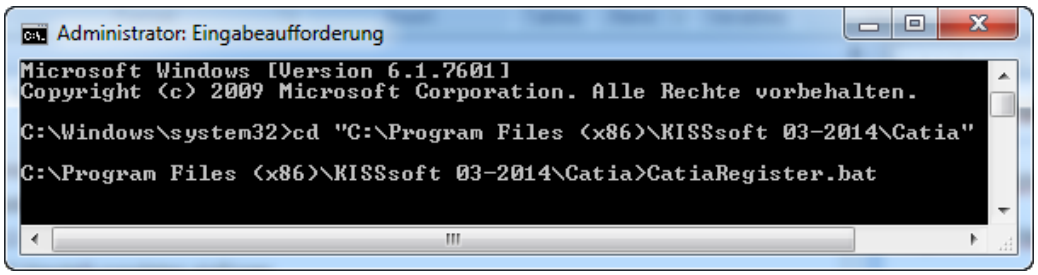
Die CATIA-Schnittstelle sollte bei der Installation registriert werden. Falls dies nicht geklappt hat, muss die Schnittstelle manuell registriert werden.

Folgend das Vorgehen für die manuelle Registration.

Windows VISTA/ 7/ 8:

Da man Administrator sein muss um die Registrierung durchzuführen ist das hier nur mit der Eingabeaufforderung möglich.

1. Starten Sie die Eingabeaufforderung als Administrator.
2. Gehen Sie an die Stelle (Ordner `Catia`), wo die Registrierungsdatei ausgeführt werden soll. Bestätigen Sie mit `Enter`.
3. Führen Sie die Registrierungsdatei aus. Bestätigen Sie mit `Enter`.

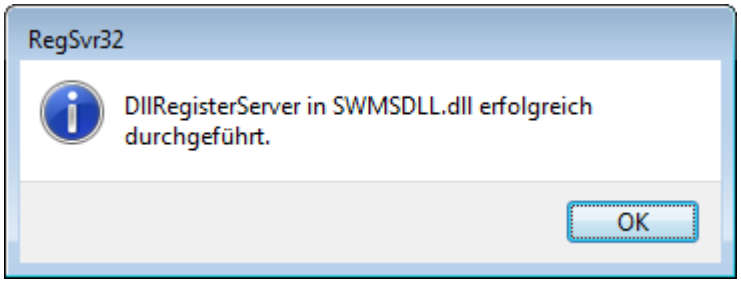


Falls KISSsoft auf einem Server-Laufwerk installiert ist, kann man in der Eingabeaufforderung folgendes eingeben, damit man auf das Laufwerk als Administrator zugreifen kann.

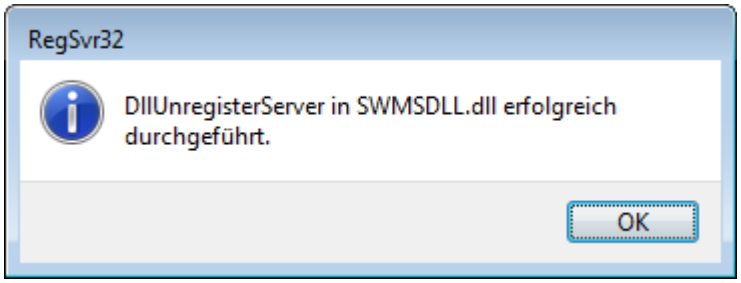
```
Pushd \\SERVER\Verzeichnis
```

Mit diesem Befehl wird ein temporärer Laufwerksbuchstabe dem Verzeichnis zugewiesen. Damit kann man dann an die Stelle gehen, wo sich die *.bat-Datei befindet und die Schnittstelle registrieren.

War die Registrierung erfolgreich erscheint folgende Meldung.



Falls man die Registration löschen möchte, kann im KISSsoft-Installationsverzeichnis die Datei `CatiaUnRegister.bat` mit Doppelklick ausgeführt werden. Bei erfolgreichem Durchführen des Prozesses erscheint diese Meldung.



Kapitel 12
Antworten auf häufige Fragen

12.1 Ausgabe von Winkeln im Protokoll ändern

Ist es möglich (bei beliebigen Berechnungen) im KISSsoft-Protokoll Winkel nicht nur als Dezimalzahl sondern auch als Gradzahl auszugeben?

Momentan vorhandene Form: ##.#### °

Gewünschte Form: ## ° ## ’ ## ’’

Man muss dazu die Protokollvorlage (*.rpt) entsprechend verändern. Die Hinweise im Handbuch zu Protokollvorlagen (siehe Seite I-78) sind zu beachten. Die Berechnung erfolgt dann im Protokoll.

Am Beispiel für den Schrägungswinkel ist das exemplarisch durchgeführt:

Vorher vorhandene Form dezimal:

Schrägungswinkel (grd) %11.4f{Grad(ZS.Geo.beta)}=>

Nachher gewünschte Form:

Schrägungswinkel (grd) %i° %i' %i" {Grad(ZS.Geo.beta)} {(Grad(ZS.Geo.beta)-int(Grad(ZS.Geo.beta)))*60} {((Grad(ZS.Geo.beta)-int(Grad(ZS.Geo.beta)))*60-int((Grad(ZS.Geo.beta)-int(Grad(ZS.Geo.beta)))*60))*60}

12.2 Werkstoffe für die Zahnradberechnung in der Datenbank eingeben

Beim Abgleich der eingesetzten Werkstoffe für Verzahnungen in einer Firma ist aufgefallen, dass nicht alle Werkstoffe in der bereitgestellten Datenbank von KISSsoft vorhanden sind.

Es geht hierbei vor allem um die benötigten Kennwerte, die für eine Zahnradberechnung nötig sind, wie σ_{Flim}/S_{at}, σ_{Hlim}/S_{ac}, R_{zF}, R_{zH}, $B_{M.}$

Bei der Neudefinition von Werkstoffen und deren Eigenschaften ist ein Vergleich mit ähnlichen Werkstoffen aus unserer Werkstoffdatenbank durchzuführen.

Es müssen zuerst für einen Werkstoff die Basisdaten in der Datenbank definieren werden. Im nächsten Schritt werden für diesen Basiswerkstoff die zahnradspezifischen Daten definiert.

Die Werte von $\sigma_{Flim/Sat}$, $\sigma_{Hlim/Sac}$ kann man in Abhängigkeit von den Härtewerten, wie in der ISO 6336-5 beschrieben, entsprechend berechnen.

Dazu kann man die zutreffenden Werkstoffdiagramme, die Umrechnungsfunktion bei der Eigenen Eingabe für Werkstoffe (siehe Seite II-16) oder Formeln aus der ISO zu Hilfe nehmen. Die Werte S_{at}, S_{ac} werden auf Basis der σ_{Flim}, σ_{Hlim} umgerechnet.

Für den thermischen Kontaktkoeffizienten BM, wenn unbekannt keinen Eintrag machen, dann wird mit Standardwerten gerechnet.

Für die Rautiefen sind mittlere Werte mit R_{zF} 10µm und R_{zH} 3µm angegeben, detailliertere Informationen sind in ISO 6336-2.

Informationen welchen Einfluss die Rautiefe hat finden Sie in unserem Artikel unter Punkt 2 http://www.kisssoft.ch / deutsch / downloads / doku_artikelISO6336Neuheiten.pdf.

12.3 Wie kann die Software getestet werden?

Es steht zum einen eine Demoversion (siehe Seite I-3) zur Verfügung. Die Demoversion ist unbefristet lauffähig, aber in ihrer Funktionalität eingeschränkt, so dass Auswahllisten, z.B. Werkstoffe nicht geändert und gespeichert werden können. Die Demoversion eignet sich für einen ersten Eindruck der Software. Zum intensiven Test fordern Sie bitte eine Testversion (siehe Seite I-5) an. Die Testversion läuft 30 Tage, ist kostenfrei und entspricht der Vollversion (ohne Fremdprogramme).

12.4 Was für Lizenzen sind erhältlich?

Von KISSsoft und KISSsys sind sowohl Einzelplatz- als auch Floatinglizenzen erhältlich. Mit letzteren kann die Software auf mehreren Arbeitsplätzen verwendet werden.

Bei Fremdprodukten wie z.B. einigen CAD-Schnittstellen, ist teilweise keine Floatingversion verfügbar.

12.5 Eigene Texte im Fenster Resultate ergänzen

azu ist eine neue Datei im KISSsoft-Installationsverzeichnis unter "…\ext\rpt\" zu definieren. Diese muss folgendermassen benannt werden: "Modulname + result.RPT" (z.B. für ein Stirnradpaar Z012result.RPT).

Darin sind dann die neuen Parameter oder Werte zu definieren, welche ergänzt werden sollen. Diese Werte werden am Ende des Fensters "Resultate“ zusätzlich mit angezeigt.

12.6 Früheren Berechnungszustand wiederherstellen

Über Datei > Wiederherstellen... (entspricht Undo-Funktion) können Sie einen früheren Zustand der aktuellen Berechnungsdatei zurückholen. Dazu wird bei jedem Berechnen der aktuelle Zustand als Wiederherstellungspunkt gespeichert. Die Liste der Wiederherstellungspunkte wird beim Öffnen einer anderen Datei gelöscht.

Teil II
Allgemeines

Kapitel 13
Einführung

KISSsoft verfügt über Berechnungsmodule für verschiedene Verzahnungsarten, von zylindrischen Stirnrädern in verschiedenen Konfigurationen über Kegelräder und Kronenräder zu Schneckenrädern. Die Eingabefenster der verschiedenen Zahnradberechnungen sind dabei sehr ähnlich und Berechnungsoptionen sind für mehrere Module verfügbar. In folgender Tabelle finden Sie eine Aufstellung der in den einzelnen Berechnungsmodulen enthaltenen Eingabefenster.

Eingabefenster	**Abs.**											
Basisdaten	14.2	wird von allen Berechnungsmodulen unterstützt										
Belastung	14.3											
Faktoren	14.4											
Bezugsprofil	14.5											
Toleranzen	14.6											
Korrekturen	14.7											
Zahnform	14.8											
Flankenbruch	14.9		✔	✔				✔				
Kontaktanalyse	14.10		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
Betriebsflankenspiel	14.12		✔	✔	✔	✔	✔			✔	✔	
Lehrzahnrad	14.13	✔	✔	✔	✔	✔					✔	
AGMA 925	14.14		✔	✔	✔	✔						

Tabelle 13.1

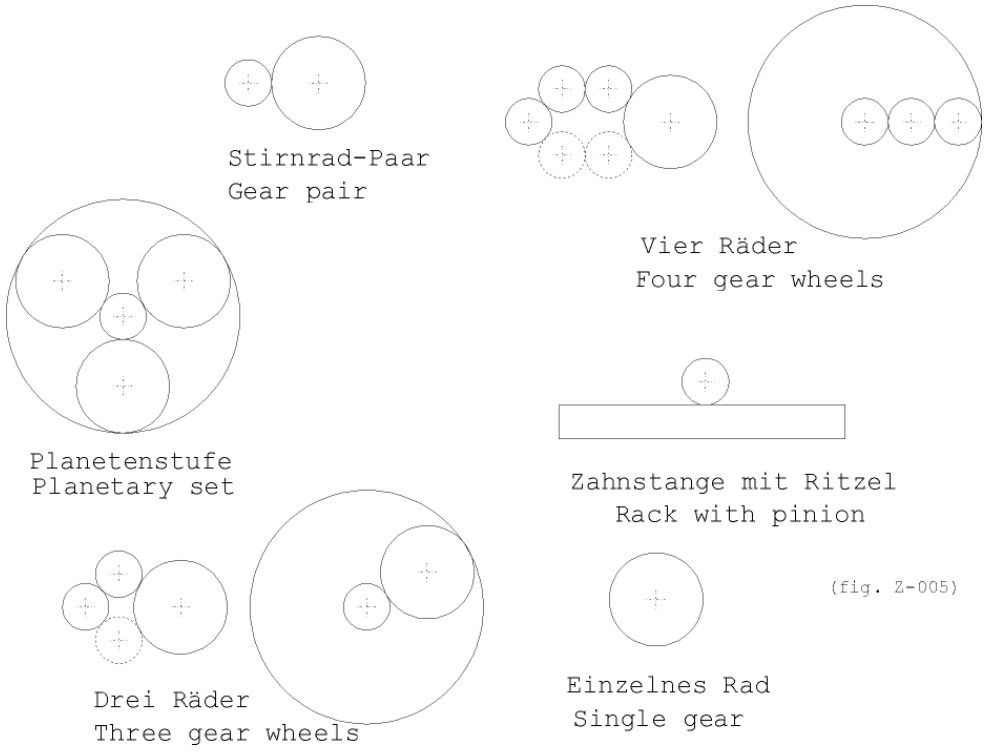
- Einzelrad, - Stirnradpaar, - Ritzel mit Zahnstange, - Planetenstufe, - Drei Räder, - Vier Räder, - Kegel- und Hypoidräder, - Kronenräder, - Schnecken mit Globoid-Schneckenrad, - Schraubräder und Feinwerk-Schnecken, - Zahnwellen (Geometrie und Festigkeit)

Kapitel 14
Stirnräder

Die KISSsoft Stirnradberechnung bietet die Möglichkeit zur Berechnung verschiedener Konfigurationen.

- Die Einzelradberechnung dient zur Berechnung von Geometrie und Prüfmassen eines einzelnen Rades
- Das Stirnradpaar ist die wichtigste Konfiguration für Geometrie und Festigkeit und ermöglicht auch die Berechnung der weiteren Fälle, wenn auch in mehreren Einzelberechnungen
- Die Planetenstufe prüft die Montierbarkeit der Konfiguration und kontrolliert beide Paare während der Auslegung. Die Feinauslegung erlaubt die effiziente Optimierung des Achsabstandes, der hier meistens frei gewählt werden kann. Als Einschränkung gilt, dass am Planet kein Drehmoment abgeführt werden kann, weshalb eine Festigkeitsanalyse eines Wolfromgetriebes oder eines Ravigneauxsatzes hiermit nicht möglich ist.
- Die Konfigurationen für drei und vier Räder erlauben die Berechnung einer Zahnradkette, wobei ein Drehmoment nur am ersten und letzten Rad eingeleitet wird.
- Die Berechnung einer Zahnstange mit Ritzel berücksichtigt eine Zahnstange für die Geometrie und eine Stirnrad grosser Zähnezahl für die Festigkeitsberechnung

Da die Eingabemasken für die verschiedenen Konfigurationen sehr ähnlich sind, werden sie in den folgenden Abschnitten gemeinsam beschrieben.


Stirnrad-Paar
Gear pair
Vier Räder
Four gear wheels
Planetenstufe
Planetary set
Zahnstange mit Ritzel
Rack with pinion
Drei Räder
Three gear wheels
Einzelnes Rad
Single gear

(fig. Z-005)

14.1 Basisdaten

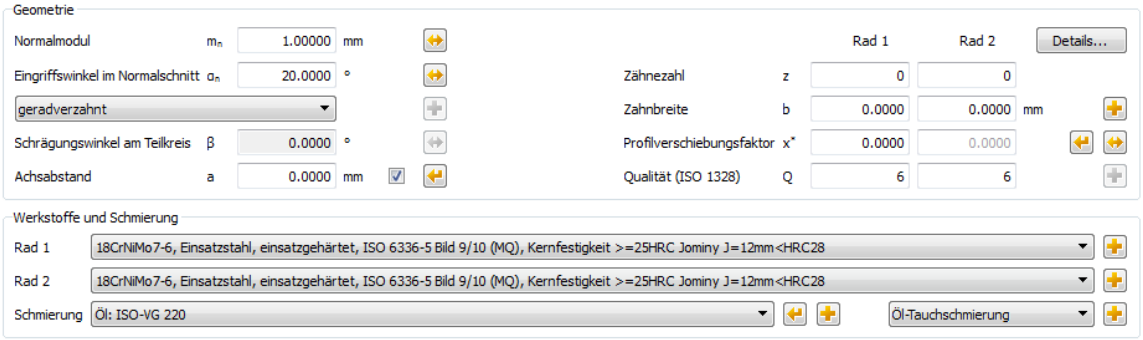


Abbildung 14.1: Eingabefenster `Basisdaten` beim Stirnradpaar

Das Eingabefenster `Basisdaten` gehört zu den Standard-Tabs (siehe Seite I-50) und ist untergliedert in die 2 Bereiche `Geometrie`, `Werkstoffe und Schmierung`.

14.1.1 Schrägungsrichtung der Verzahnung

Die Schrägungsrichtung des Zahnrads (→ s. Abbildung auf Seite II-6) bestimmt die Richtung der Axialkräfte. Eine Schrägverzahnung ist generell leiser als eine Geradverzahnung, sie erzeugt aber ein zusätzliches Biegemoment und eine Axialkraft. Eine Pfeilverzahnung besteht aus zwei Hälften einer Schrägverzahnung mit unterschiedlicher Schrägungsrichtung. Sie erzeugt keine Axialkräfte, muss aber axial einstellbar sein und ist aufwändiger herzustellen. Im Falle einer Pfeilverzahnung können Sie über den -Button die Breite der Zwischennut b_n definieren.

14.1.2 Normalmodul

Eingegeben wird der Normalmodul. Der Normalmodul bestimmt die Grösse der Zähne, eine Normreihe ist z.B. in DIN 780 oder ISO 54 definiert. Sind statt des Normalmoduls Teilung, Stirnmodul oder Diametral Pitch bekannt, können Sie über den -Button ein Dialogfenster öffnen, das die Umrechnung ermöglicht. Bevorzugen Sie die Übergabe des Diametral Pitch statt des Normalmoduls, können Sie `Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls` unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein` aktivieren.

14.1.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel $\alpha_n = 20^o$. Kleinere Eingriffswinkel können bei grösseren Zähnezahlen verwendet werden, um höhere Überdeckungen und eine Unempfindlichkeit gegenüber Achsabstandsänderungen zu erreichen. Grössere Eingriffswinkel erhöhen die Festigkeit und erlauben eine kleinere Zähnezahl ohne Unterschnitt, wobei die Überdeckung abnimmt und die Radialkräfte zunehmen

14.1.4 Schrägungswinkel am Teilkreis

Der Schrägungswinkel wird in [°] eingegeben. Er kann über den -Button im Fenster `Schrägungswinkel umrechnen` aus anderen Grössen, wie z.B. der Sprungüberdeckung oder der Axialkraft berechnet werden.

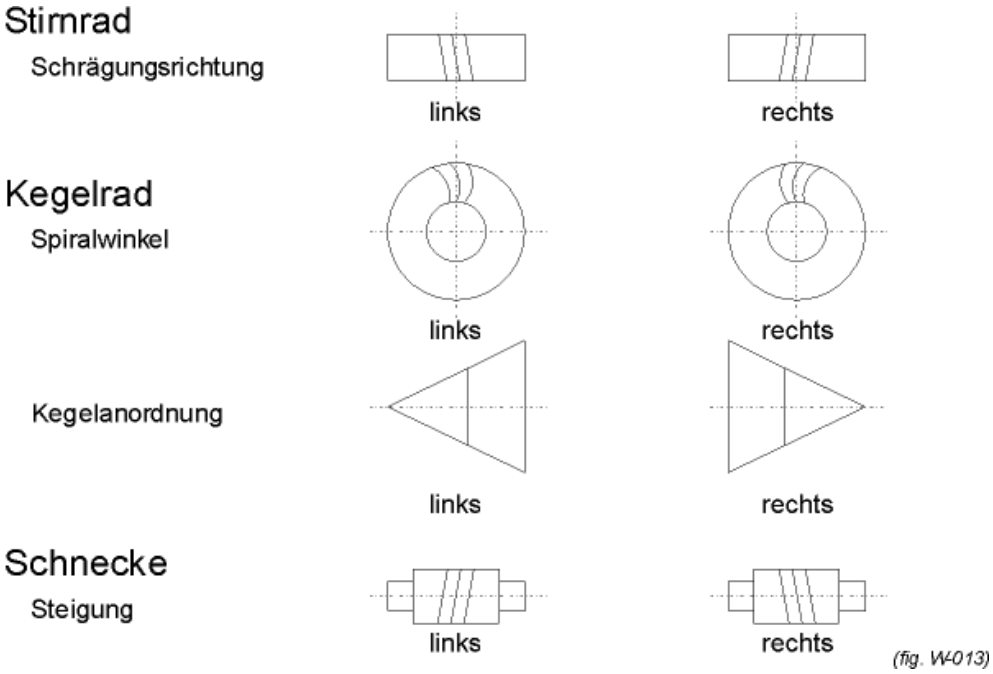


Abbildung 14.2: Schrägungswinkel am Teilkreis.

14.1.5 Achsabstand

Der Achsabstand bei Aussen- und Innenverzahnungen ist gemäss ISO 21771 positiv bei zwei Aussenzahnrädern und positiv bei einem Aussenrad, das mit einem

Innenrad gepaart ist. Bei Innenverzahnung sind die Zähnezahl des Innenrades und der Achsabstand immer negativ.

Ist die Checkbox rechts neben der Einheit des Achsabstandswerts ausgewählt, wird der Wert für die Berechnung konstant gehalten. Andernfalls wird der Achsabstand aus der Profilverschiebungssumme berechnet.

Folgende Auslegungsmöglichkeiten bestehen durch Klicken des -Buttons:

- Summe der Profilverschiebungsfaktoren festhalten. Der Achsabstand wird auf Grund einer vorgegebenen Profilverschiebungssumme berechnen. Ein Vorschlag für die Profilverschiebungssumme kann durch den -Button nach DIN 3992 bestimmt werden. Die Profilverschiebungssumme beeinflusst die Profilverschiebungsfaktoren der beiden Räder und auch die Lage der Wälzkreise und den Betriebseingriffswinkel.
- Profilverschiebungsfaktor Rad 1 (bzw. Rad 2) festhalten, spezifisches Gleiten ausgleichen. Achsabstand bezüglich ausgeglichenem Gleiten optimieren: Bei festgelegter Profilverschiebung eines (wählbaren) Rades wird mit dieser Option der Achsabstand so berechnet, dass das spezifische Gleiten des Radpaares ausgeglichen ist (für Stirnräder). Die Berechnung erfolgt mit automatischer Kopfhöhenänderung nach DIN 3960, falls im Eingabefenster `Bezugsprofil` in der gleichnamigen Dropdownliste nicht `Eigene Eingabe` ausgewählt ist. Sie können den Wert für die Kopfhöhenänderung im Eingabefenster `Basisdaten` auch selbst festlegen, indem Sie dort den Button `Details...` klicken und dann im Fenster `Details der Geometrie definieren` die Checkbox neben dem Eingabefeld `Kopfhöhenänderung` aktivieren.

14.1.6 Zähnezahl

Die Zähnezahl ist standardmässig eine ganze Zahl. Für Zahnsegmente ist es möglich, Zähnezahlen mit Nachkommastellen (s. Abschnitt "Eingabe der Zähnezahlen mit Nachkommastellen" auf Seite II-204) zu verwenden. Bei einem Innenzahnrad muss gemäss ISO 21771 die Zähnezahl negativ angegeben werden. Bei einem Zahnradpaar Ritzel-Hohlrad ist auch der Achsabstand negativ (z. B. $z_1 = 20$, $z_2 = -35$, $a = -7.5$, $m_n = 1$).

Die minimale Zähnezahl wird durch geometrische Fehler wie Unterschnitt oder Zahndicke am Kopf beschränkt. Für Geradverzahnungen ohne Profilverschiebungen gibt es z.B. Unterschnitt bei weniger als 17 Zähnen.

14.1.7 Zahnbreite

Die Zahnbreite sollte im Normalfall nicht grösser als 10 - 20 mal den Normalmodul sein, oder auch nicht grösser als der Teilkreis des Ritzels. Wird die Zahnbreite zu gross, verschlechtert sich das Tragbild. Der Breitenversatz b_v wird über den -Button rechts neben dem Eingabefeld der Zahnbreite übergeben (s.a. Abb. 14.3). Durch den Breitenversatz verkleinert sich die effektive Breite für die Festigkeitsberechnung. Die gemeinsame Breite wird für die Pressung verwendet, während ein gewisser Überstand bei der Fussfestigkeit berücksichtigt wird. Oft wird die Breite des Ritzels etwas grösser als die Radbreite gewählt.

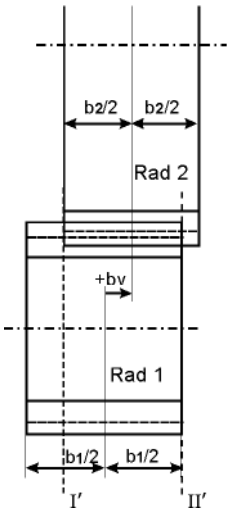


Abbildung 14.3: Breitenversatz b_v

Bei Pfeilverzahnungen [2]muss die totale Breite der Verzahnung eingegeben werden (d. h. die Breite von beiden Hälften mit der Zwischennut). Die Breite der Zwischennut b_n wird über den -Button rechts neben der Dropdownliste der Schrägungsrichtung der Verzahnung eingegeben.

14.1.8 Profilverschiebungsfaktor

Vorbemerkung: Wenn die Profilverschiebungssumme noch nicht festgelegt ist, erhalten Sie hierfür einen Vorschlag im Fenster `Achsabstand auslegen` durch Betätigung des Auslegen-Buttons ( ) rechts neben dem Eingabefeld für den Achsabstand (siehe Seite II-6). Der Vorschlag beruht auf den Angaben der DIN

[2] *Pfeilverzahnungen sind schrägverzahnte Zahnräder, welche aus zwei Zahnhälften bestehen; die eine Hälfte ist links- die andere rechts-schräg.*

3992 für gut ausgeglichene Verzahnungen (Bereich P4/P5). Weitere Informationen finden Sie in DIN 3992 oder in Niemann [64], Bild 22.1/6.

Das Werkzeug kann für die Herstellung verschoben werden. Der Abstand zwischen dem Herstellwälzkreis und der Bezugsline des Werkzeugs nennt sich Profilverschiebung. Bei einer positiven Profilverschiebung wird das Werkzeug weiter aus dem Material herausgezogen, wodurch sich die Zahndicke am Fuss erhöht und am Kopf verringert. Bei einer negativen Profilverschiebung fährt das Werkzeug dagegen weiter in das Material hinein, wodurch sich die Zahndicke verkleinert und auch Unterschnitt eher auftreten kann. Neben der Zahndicke werden auch die Gleitgeschwindigkeiten durch den Profilverschiebungsfaktor beeinflusst.

Die Verteilung der Profilverschiebungssumme beeinflusst Zahndicken, Gleitverhältnisse und Festigkeitswerte und sie kann nach verschiedenen Kriterien durchgeführt werden. Hierzu dienen die verschiedenen Auslegungsmöglichkeiten im Fenster `Profilverschiebungsfaktoren auslegen` nach Klicken des -Buttons:

- Für optimales spezifisches Gleiten
  Der Vorschlag zeigt für das Stirnradpaar diejenige Profilverschiebung an, bei der das spezifische Gleiten (zwischen Ritzel und Rad) ausgeglichen ist. Bei mehr als zwei Rädern wird der Profilverschiebungsfaktor ausgegeben, der zum betragsmässig kleinsten Wert für das spezifische Gleiten am Fuss gehört.
- Für minimale Gleitgeschwindigkeit
  Die minimale Gleitgeschwindigkeit am Kopf der beiden Räder wird oft beim Übertragen ins Schnelle verwendet. Bei einem Stirnradpaar bedeutet es ausserdem, dass die Gleitgeschwindigkeiten beider Räder gleich sind und dass die Eintritts- und Austrittsstrecke der Eingriffslinie gleich lang sind.
- Für maximale Zahnfusssicherheit
  Der Profilverschiebungsfaktor wird iterativ für den Bereich x^*_{min}, x^*_{max} bestimmt.
- Für maximale Flankensicherheit
  Der Profilverschiebungsfaktor wird iterativ für den Bereich x^*_{min}, x^*_{max} bestimmt.
- Für maximale Fresssicherheit
  Der Profilverschiebungsfaktor wird iterativ für den Bereich x^*_{min}, x^*_{max} bestimmt.
- Für Rad 1 ohne Unterschnitt und Spitze am Kopf (min)
  Der Minimalwert des Profilverschiebungsfaktors für Rad 1 ergibt sich aus der Unterschnittgrenze für Rad 1 und der Spitzengrenze für Rad 2.

- Für Rad 1 ohne Unterschnitt und Spitze am Kopf (max).
  Der Maximalwert des Profilverschiebungsfaktors für Rad 1 ergibt sich aus der Spitzengrenze für Rad 1 und der Unterschnittgrenze für Rad 2.
- Für Unterschnittgrenze je Rad.
  Der Vorschlag bezieht sich nur auf das ausgewählte Rad. Es wird nicht geprüft, ob die resultierende Profilverschiebung für das Gegenrad zulässig ist. Siehe auch obige Erklärungen.
- Für Spitzengrenze je Rad.
  Der Vorschlag bezieht sich nur auf das ausgewählte Rad. Es wird nicht geprüft, ob die resultierende Profilverschiebung für das Gegenrad zulässig ist. Die Zahnkopf- Mindestdicke kann unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein > Faktor für minimale Zahndicke am Kopf` eingegeben werden. Siehe auch obige Erklärungen.

HINWEIS:

Der Auslegungsknopf ist deaktiviert, falls die Option ‚Kopfkreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten' oder ‚Fusskreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten' aktiviert ist.

Über den -Button kann der Profilverschiebungsfaktor von KISSsoft aus gemessenen Daten oder aus Angaben in Zeichnungen bestimmt werden.

Folgende Optionen stehen zur Auswahl:

- **Zahnweite**
  Dazu muss die Zahnweite und die Messzähnezahl eingegeben werden. Diese Option kann nicht für (Innen-)Schrägverzahnungen genutzt werden, da die Zahnweite in dem Fall nicht messbar ist.
- **Kugelmass über zwei Kugeln**
  Dazu muss dieses Mass und der Durchmesser des Messkörpers eingegeben werden. Das Kugelmass unterscheidet sich vom Rollenmass bei Schrägverzahnung und ungerader Zähnezahl, siehe Rollenmass.
- **Rollenmass über zwei Rollen**
  Dazu muss dieses Mass und der Durchmesser des Messkörpers eingegeben werden. Bei Schrägverzahnung und ungerader Zähnezahl ist eine Mindestbreite erforderlich, so dass die Messung durchgeführt werden kann. Bei einer Innenschrägverzahnung, kann das Rollenmass nicht gemessen werden.
- **Dreirollenmass**
  Dazu muss dieses Mass und der Durchmesser der Rolle eingegeben werden. Bei ungerader Zähnezahl und Schrägverzahnung entspricht dies dem Mass über zwei Rollen. Diese Option kann nicht für Innen- und Schrägverzahnung und ebenfalls nicht bei gerader Zähnezahl genutzt werden.

- **Kopfkreis**
  Diese Berechnung ist eher ungenau, weil der Kopfkreis nicht immer nur von der Profilverschiebung abhängt.
- **Zahndicke am Teilkreis**
  Dazu muss die Zahndicke eingegeben werden, wobei zusätzlich festgelegt werden kann, ob es sich um die Bogenlänge oder Sehne, Stirn- oder Normalschnitt handelt.

HINWEIS

Erscheint einer der beiden Werte für die Profilverschiebung grau, wird er von KISSsoft berechnet. Das ist genau dann der Fall, wenn die Checkbox zum Festhalten des Achsabstandswerts ausgewählt ist. Überschreiben Sie einen ausgegrauten Wert, wird dieser aktiv und der des anderen Rads von KISSsoft berechnet.

14.1.9 Qualität

In diesem Eingabefeld können Sie die Verzahnungsqualität auf Basis der in Klammer angegebenen Norm eintragen. Sie können die zugrundeliegende Norm unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein > Eingabe der Qualität` ändern. Die Verzahnungsqualität nach ISO 1328 entspricht ungefähr der gleichen Qualität nach DIN 3961 oder BS 436/2.

Erreichbare Qualitäten sind in der Tabelle Qualitätszahlen (s. Tabelle "Qualität" auf Seite IV-73) dargestellt.

Herstellverfahren	**Qualität nach DIN/ISO**		
Schleifen	2	. . .	7
Schaben	5	. . .	7
Hobeln	(5)6	. . .	9
Fräsen	(5)6	. . .	9
Stossen	(5)6	. . .	9
Stanzen, Sintern	8	. . .	12

Tabelle 14.1: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

Umrechnung der Qualitäten nach AGMA:
Gemäss AGMA 2015-1-A01, Annex B.2 ist die Summe der Qualitätszahlen der Version 2015 (vergleichbar mit ISO) und Version 2000 gleich 17.

Qualität nach ISO 1328 und AGMA 2015	**Q. nach AGMA 2000**
1	16
2	15
3	14
4	13
5	12
6	11
7	10
8	9
9	8
10	7
11	6

Tabelle 14.2: Qualitätszahlen in verschiedenen Normen

Sollen abweichende Toleranzen definiert werden, kann unter `Berechnung->Einstellungen->Allgemein` der Flag `Variierende Qualitäten` gesetzt werden, somit

wird der Plus-Button neben der Qualität in der Hauptmaske aktiv. Drückt man diesen Plus-Button wird ein neues Fenster geöffnet, in welchem die Toleranzen eingegeben werden können.

Die Toleranzen können in Norm-spezifischen Tabs eingegeben werden. Die Änderungen in dem Fenster werden dann für alle Zahnräder in dem Berechnungsmodul übernommen.

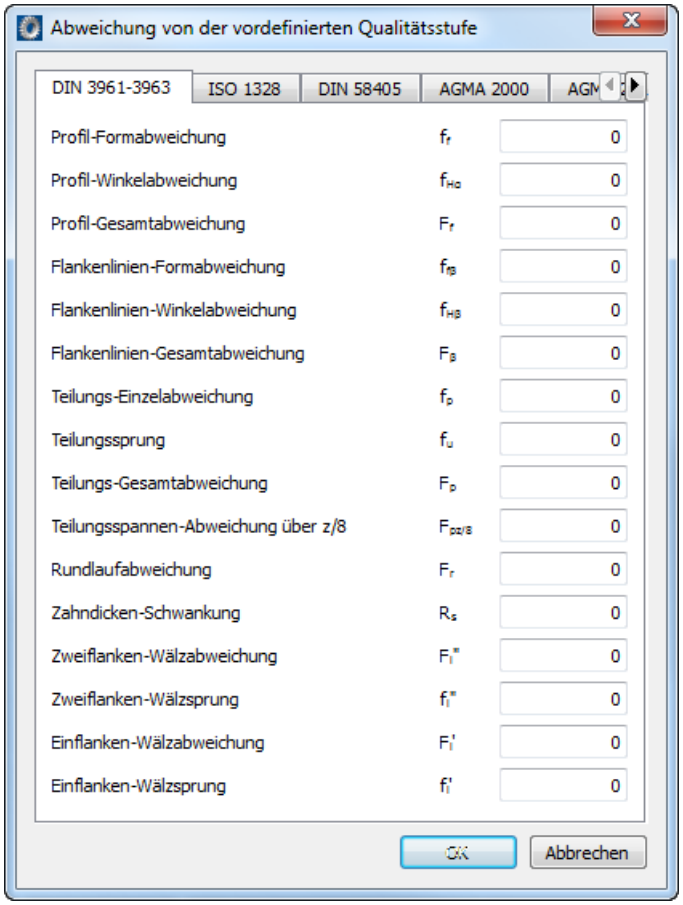


Tabelle 14.3: Eingabefenster abweichende Toleranzen

Eingegeben wird in dieser Tabelle die Abweichung von der Grundqualität (welche im Tab 'Basisdaten' eingegeben wird). Beispiel: Grundqualität von Rad 1 ist 6. Eingabe von +2 bei Rundlaufabweichung bewirkt, dass die Rundlaufabweichung mit Qualität 8 berechnet wird.

Es werden jeweils nur die Tabs (Normen) angezeigt, welche für das Berechnungsmodul möglich sind.

Die Benutzereingaben in diesem Fenster bleiben erhalten, solange man dasselbe Berechnungsmodul verwendet. Man kann also eine andere Datei laden, den Flag setzen, dann sind

noch die gleichen Eingaben im Fenster hinter dem Plus-Button. Nur wenn man das Berechnungsmodul wechselt, müssen die Daten neu eingegeben werden.

14.1.10 Details der Geometrie

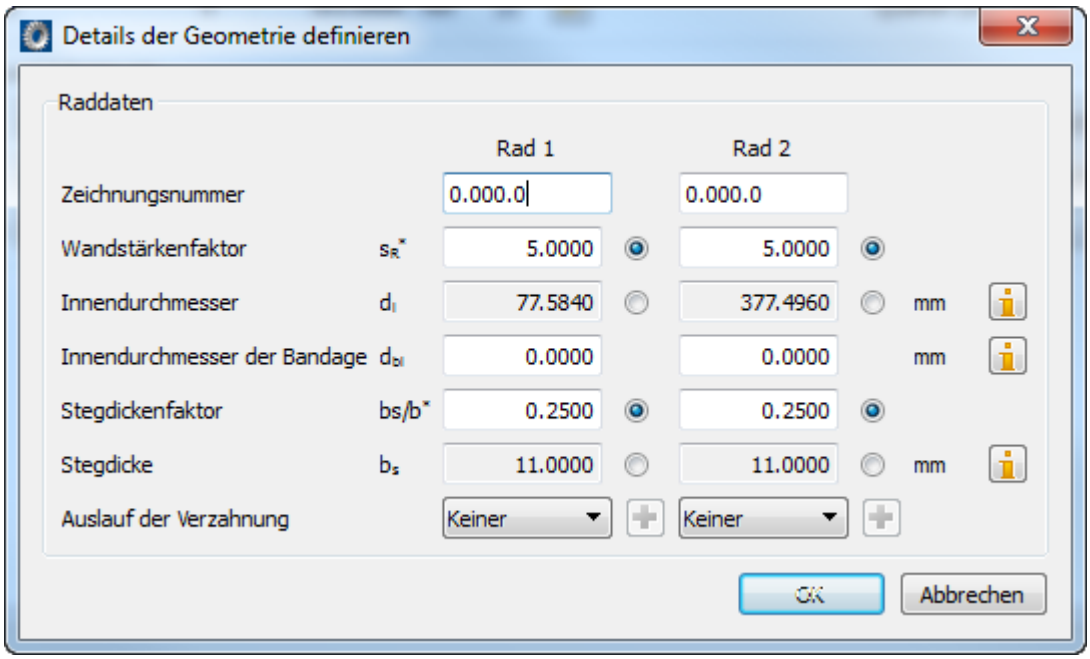


Abbildung 14.4: Eingabefenster `Details der Geometrie definieren` beim Stirnradpaar

Durch Klicken des `Details...`-Button oben rechts im Bereich Geometrie öffnet sich das `Details der Geometrie definieren`-Fenster. Sie können darin die Grössen ändern für

- Zeichnungsnummer
- Wandstärkenfaktor S_R^*
- Innendurchmesser d_i
- Innendurchmesser der Bandage d_{bi}
- Stegdickenfaktor b_s/b^*
- Stegdicke b_s

Die Zeichnungsnummer dient lediglich der Dokumentation. Sie können einen beliebigen Text eingeben.

Der Innendurchmesser wird für die Berechnung des Massenträgheitsmomentes benötigt. Für Vollräder wird 0 eingegeben, für Aussenräder mit Steg der entspre-

chende Durchmesser d_i nach Abbildung 14.4. Für Innenräder wird der Aussendurchmesser des Zahnkranzes eingegeben. Der Innendurchmesser kann wahlweise über die Eingabe zu d_i oder den Wandstärkenfaktor S_R* bestimmt werden.

Die Zahnkranzdicke s_r, definiert durch den Innendurchmesser der Bandage d_{bi}, hat gemäss ISO oder AGMA einen Einfluss auf die Festigkeit. Falls keine Bandage vorhanden ist, muss d_{bi} mit 0 eingegeben werden. In diesem Fall wird die Zahnkranzdicke s_r aus dem Durchmesser d_i bestimmt. Falls ein Durchmesser der Bandage d_{bi} eingegeben wird, wird die effektive Zahnkranzdicke S_r aus $(d_f - d_{bi})/2$ bestimmt. Die Zahnkranzdicke S_r wird im Report ausgegeben. Der Einfluss auf die Sicherheitsfaktoren der Rechnung kann bei dünnen Zahnkränzen bedeutend sein. Für dünne Zahnkränze steht zusätzlich die Berechnung nach VDI 2737 (siehe Seite II-216) zur Verfügung.

Stegdickenfaktor: Falls der Innendurchmesser <> 0 ist, wird die Eingabe für die Stegdicke (b_s oder b_s/b) berücksichtigt. Eine Vorgabe von $b_s/b = 1.0$ bedeutet, dass kein Steg vorhanden ist. Der Radkörperfaktor CR ist in diesem Fall 1.0. Das Verhältnis b/b_s kann zwischen 0.2 und 1.2 variieren, CR ist dann < 1 (falls $b/b_s < 1$) oder > 1 (falls $b/b_s > 1$). Der Faktor CR wird für die Berechnung der Zahneingriffssteifigkeit ($c\gamma\alpha$) verwendet.

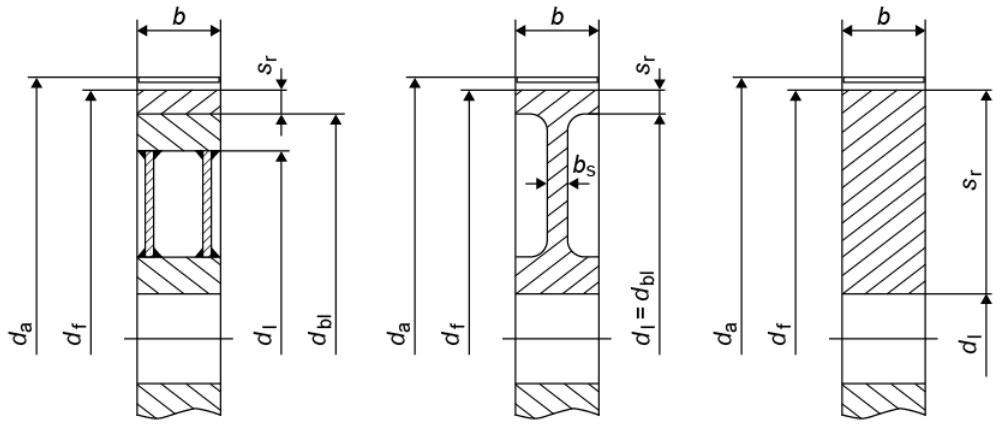


Abbildung 14.5: Bemassung der Durchmesser.

14.1.11 Werkstoffe und Schmierung

14.1.11.1 Werkstoffe

Die in den Dropdownlisten angezeigten Werkstoffe stammen aus der Werkstoffdatenbank. Wenn Sie den gewünschten Werkstoff hier nicht finden, können Sie `Eigene Eingabe` aus der Liste wählen, oder den Werkstoff zuerst in der Datenbank (s. Abschnitt "Externe Tabellen" auf Seite I-97)eintragen. Klicken des -Buttons rechts neben der Dropdownliste der Werkstoffauswahl öffnet das `Werkstoff Rad 1(2)`- Fenster, in dem Sie aus einer Liste der in der Datenbank verfügbaren Werkstoffe wählen können. Auswahl von `Eigene Eingabe` ermöglicht es Ihnen, die Werkstoffparameter einzeln zu übergeben, was dem `Neuen Eintrag erstellen`-Fenster des Datenbanktools entspricht.

Festigkeitsberechnung mit gewöhnlichen Zahnrad-Werkstoffen:

In der Stirnrad-Festigkeitsberechnung nach ISO 6336, DIN 3990 oder AGMA 2001 sind nur gewisse (häufig verwendete) Werkstoffe und Wärmebehandlungsmethoden beschrieben. Diese sind:

- Vergütungsstahl
- Einsatzstahl
- Nitrierstahl
- Baustahl
- Gusseisen mit Kugelgraphit
- Gusseisen mit Lamellengraphit

Festigkeitsberechnung mit ungewöhnlichen Zahnrad-Werkstoffen (nicht in Normen berücksichtigt):

- Rostfreier Stahl
- Automatenstahl
- Aluminium- und Bronze-Legierungen

Diese Werkstoffe werden in KISSsoft wie Vergütungsstähle behandelt. Davon werden verschiedene weniger wichtige Werte, die zur Berechnung der zulässigen Zahnfuss- und Flankenfestigkeit dienen, beeinflusst: die Faktoren Y_{NT}, Y_{drelT}, Y_{RrelT}, Y_X, Z_{NT}. Die Dauerfestigkeitswerte σFlim und σHlim müssen gemessen werden oder bekannt sein. Für genauere Berechnungen muss die Wöhlerlinie bestimmt und verwendet werden.

- Sinter
  Sinter hat - gemäss Auskunft der Firma MIBA (A) - ähnliche Eigenschaften wie GG. Deshalb werden für Sinter alle Faktoren nach DIN oder ISO, welche von der Werkstoffart abhängen, nach den für GG gültigen Formeln bestimmt.

Kunststoffe

Die Festigkeit von Kunststoff-Zahnrädern lässt sich nach Niemann VDI 2545 oder VDI 2736 berechnen. Die Werkstoffkennwerte (E-Modul, etc.) und die zulässigen Zahnfuss- und Flankenspannungen hängen stark von der Temperatur und der Art der Schmierung ab. Die Berechnung der Kenndaten von Kunststoff-Zahnrädern erfordert daher sehr viel Zeit, Aufwand und Erfahrung, vor allem wenn nur wenige Werkstoffdaten vorliegen. In der VDI-Richtlinie 2736 wird die Festigkeit von Zahnfuss und Flanke für mehrere Grundwerkstoffe angegeben:

- Fussfestigkeit: POM, PA 12, PA66, PET, PE, Laminate
- Flankenfestigkeit: PA 12, PA6, PA66, PBT, Laminate
- Bruchzeitfestigkeit für Schnecken: POM, PA46, PA66, PEEK

Jedoch stellen auch die Werkstoffhersteller Raddaten zur Verfügung, die für die Berechnung von Kunststoff-Zahnrädern benötigt werden. KISSsoft kann auf Wunsch die entsprechenden Werkstoffdateien bereitstellen.

Der KISSsoft-Anwender kann auch eigene Werkstoffe in der Kunststoff-Datenbank hinzufügen. Die entsprechende DAT-Datei enthält spezifische Daten zu jedem Werkstoff. Der Anwender kann die DAT-Dateien bearbeiten, um Kunststoff-Zahnräder mit Werten für eigene Werkstoffe zu berechnen.

Da die Bestimmung der zulässigen Fuss- und Flankengrenzwerte sehr zeitraubend ist und diese Werte oft nicht vorliegen, ermöglicht KISSsoft auch die Berechnung mit einer eingeschränkten Datenmenge (zum Beispiel statische Berechnungen). Als zusätzliche Information enthält der Name des Kunststoffs eine Übersicht der verfügbaren Daten für die Berechnung von Kunststoff-Zahnrädern.

Die Daten für die Berechnung von Kunststoff-Zahnrädern liegen im folgenden Format vor: **[S B Fog Wd]**.

Verwendete Abkürzungen:

S - Für die statische Fussfestigkeitsberechnung steht die maximale und/oder Fliessfestigkeit des Werkstoffs zur Verfügung

B - Es stehen Wöhlerlinien für die Dauerfestigkeitsberechnung des Zahnfusses zur Verfügung

F - Es stehen Wöhlerlinien für alle Schmierungsarten für die Dauerfestigkeitsberechnung der Zahnflanke zur Verfügung

Fo - Es stehen Wöhlerlinien für Ölschmierung für die Dauerfestigkeitsberechnung der Zahnflanke zur Verfügung

Fg - Es stehen Wöhlerlinien für Fettschmierung für die Dauerfestigkeitsberechnung der Zahnflanke zur Verfügung

Fd - Es stehen Wöhlerlinien für Trockenlauf für die Dauerfestigkeitsberechnung der Zahnflanke zur Verfügung

Fog - Es stehen Wöhlerlinien für Öl- und Fettschmierung für die Zahnflankenberechnung zur Verfügung

W - Es stehen Verschleiss-Faktoren für alle Schmierungsarten für die Verschleissberechnung zur Verfügung

Wo - Es stehen Verschleiss-Faktoren für Ölschmierung für die Verschleissberechnung zur Verfügung

Wg - Es stehen Verschleiss-Faktoren für Fettschmierung für die Verschleissberechnung zur Verfügung

Wd - Es stehen Verschleiss-Faktoren für Trockenlauf für die Verschleissberechnung zur Verfügung

C- S-N Kurven (Wöhlerlinien) stehen für die Dauerfestigkeitsberechnung des Zahnfusses bei Schraubrädern zur Verfügung

HINWEIS:

Bei Wahl einer Rechenmethode nach Niemann oder VDI wird automatisch eine Zahnfuss-, eine Zahnflanken- und eine Verschleissberechnung durchgeführt, falls Daten für die Berechnung vorhanden sind. Sind zu einer oder mehreren dieser Methoden keine Daten vorhanden, so werden nur diejenigen Berechnungen durchgeführt, für die Daten vorhanden sind.

Umrechnung der Härte in Dauerfestigkeitswerte σHlim, σFlim

Bei der Eingabe eines eigenen Werkstoffes gibt es eine Umrechnung der Härte in die Dauerfestigkeitswerte σHlim, σFlim. Der Aufruf des Dialoges für die Umrechnung erfolgt durch die jeweiligen Umrechnungsbuttons neben den Eingabefeldern der Dauerfestigkeitswerte σHlim, σFlim. Die Umrechnung erfolgt gemäss der Formel von der ISO 6336-5:2003 im Abschnitt 5.

(Bei Vergütungsstählen "unlegiert/vergütet" und "legiert/vergütet" werden die Daten für geschmiedete Stähle verwendet.)

σHlim, σFlim=A*x+B

x: Härtewert in der Einheit der Tabelle (je nach Werkstoffart HV oder HBW)

A,B: Faktoren für die jeweilige Werkstoffart und Behandlung. (aus Tabelle 1, ISO 6336-5)



Abbildung 14.6: Dialogfenster `Dauerfestigkeitswerte umrechnen`

Es werden direkt in der Werkstoffmaske unter 'Eigener Eingabe' Werte für σHlim und σFlim angezeigt für Umrechnung nach ISO 6336-5, sofern dies mit der eingegebenen Härte und Werkstofftyp möglich ist.

Ein weiterer Umrechnungsdialog kann durch einen Umrechnungsbutton neben dem Eingabefeld für die Härte die Umrechnung der Härte gestartet werden, bei der von un-/ und niedriglegierte Werkstoffe die Härte aus der Zugfestigkeit oder anderen Härtewerten berechnet werden kann.

Zahnrad kugelgestrahlt

Die Angabe `,Kugelgestrahlt'` hat nur einen Einfluss auf den Wechselbiegungsfaktor Y_M, wenn dieser nach ISO6336-1, Anhang B, berechnet wird. Die Angabe wird vor allem für Dokumentationszwecke benötigt, damit auf Zeichnungen die Angabe gemacht werden kann. Es ist bekannt, dass die Zahnfussfestigkeit durch Kugelstrahlen verbessert wird. In den Normen zur Zahnradfestigkeit gibt es bisher aber keine verwendbaren Angaben. Ist durch Messungen bekannt, um wieviel sich σFlim durch Kugelstrahlen erhöht, kann dies durch den Technologiefaktor Y_T berücksichtigt werden – oder indem σFlim vergrössert wird.

14.1.11.2 Berechnung des Verschleisskoeffizienten kw für Stahl

Nach Niemann [65], Tabelle 21.6/5, und der Dissertation Plewe (Plewe, H-J.: 'Untersuchung über den Abriebverschleiss von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern'. Dissertation TU München, 1980) wird ein ungefährer RICHTWERT für den Verschleisskoeffizienten kw berechnet. Kw hängt von der Grösse der Schmierspaltdicke im Wälzkreis hc ab. Die von Plewe bestimmte Funktion kw = f(hmin) gilt für normales Mineralöl ohne High-Pressure-Zusätze.

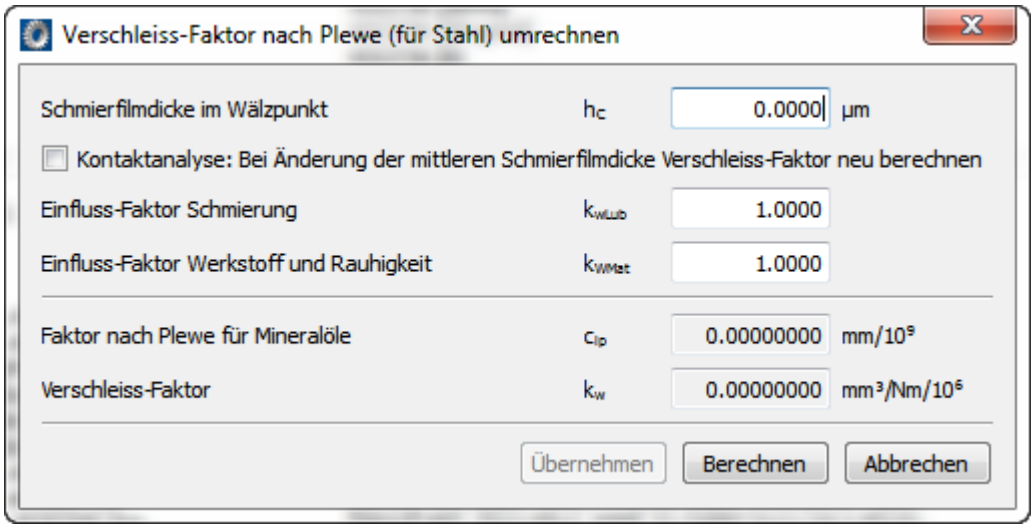


Abbildung 14.7: Eingabefenster für Verschleisskoeffizient

Dieser Richtwert ist mit Vorsicht zu verwenden, da die vorhandenen Informationen sehr lückenhaft sind. Insbesondere der Einfluss der Oberflächenrauhigkeit und der Einfluss von Schmierstoff-Additiven ist nur wenig bekannt. Für verlässliche Verschleissberechnungen sollte der Verschleisskoeffizient durch Messungen überprüft werden.

Einfluss-Faktor Schmierstoff: Gemäss [65] reduziert eine geeignete Additivierung des Schmierstoffs den Verschleiss signifikant. Der Einfluss-Faktor Schmierstoff kann dementsprechend im Bereich 0.01 - 1 liegen.

Einfluss-Faktor Werkstoff: Plewe hat Messungen an verschiedenen Werkstoffpaarungen durchgeführt.: Rad aus Vergütungsstahl gepaart mit hartem oder weichem Gegenrad, gepaarte Räder aus Einsatzstahl und gepaarte Räder aus Nitrierstahl. Für diese Kombinationen wird kw nach Plewe bestimmt. Für andere Kombinationen kann der Einfluss-Faktor - sofern bekannt - verwendet werden. Weitere Angaben siehe [65].

14.1.11.3 Schmierung

Der Schmierstoff kann aus einer Liste gewählt werden. Bei der Wahl `Eigene Eingabe` kann der Schmierstoff über den -Button definiert werden.

Falls nach der Schmierstoffbezeichnung die Angabe (mit kw-Info) steht, ist für diesen Schmierstoff ein Einfluss-Faktor Schmierung k_{wlub} zur genauen Bestimmung des Verschleiss-Faktors k_w vorhanden.

Die Schmierungsart stellt die Auswahl zwischen Ölschmierung (Tauch- oder Einspritzschmierung), Fettschmierung oder Trockenlauf zur Verfügung. Trockenlauf kann dabei nur bei einer Rechenmethode für Kunststoffe gewählt werden.

Der -Button rechts neben der Dropdownliste zur Art der Schmierung öffnet das Fenster `Temperaturen definieren` (s. Abb. 14.13)

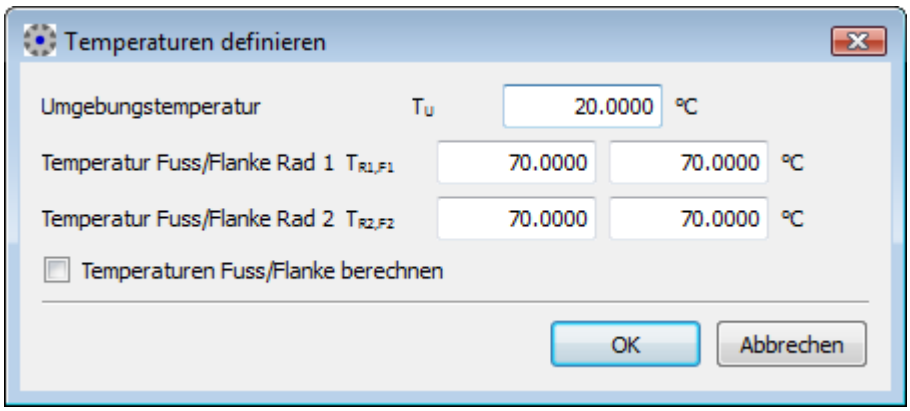


Abbildung 14.8: Dialogfenster `Temperaturen definieren` für `Trockenlauf`

Hier kann entweder die Schmierstofftemperatur definiert werden oder, bei Kunststoffen und Trockenlauf, die Temperaturen für Fuss und Flanke. Diese Temperaturen werden bei Kunststoffen berechnet, Sie können die Berechnung aber auch ausschalten und die Temperaturen selbst definieren.

12. Berechnung des Schmierölbedarfs

Bei Einspritzschmierung wird der Schmierölbedarf nach Schlecht [97]berechnet. Dabei wird ein Unterschied zwischen Öleintritts- und Ölaustritts-Temperatur von 10°C angenommen. Die Wärmekapazität cp (Ws/(kg*K)] und das spezifische Gewicht bei Betriebstemperatur wird nach Niemann [64] bestimmt.

14.2 Belastung

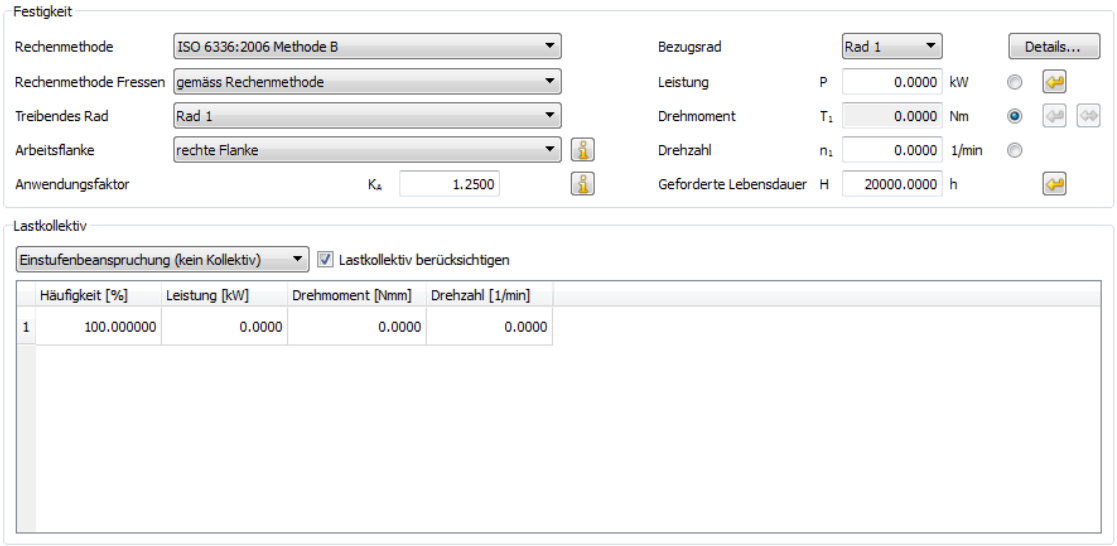


Abbildung 14.9: Eingabefenster `Belastung` beim Stirnradpaar

Das Eingabefenster `Belastung` gehört zu den Standard-Tabs (siehe Seite I-50) und ist untergliedert in die 2 Bereiche `Festigkeit` und `Lastkollektiv`.

14.2.1 Rechenmethoden

Über die Dropdownliste stehen Ihnen folgende Festigkeitsberechnungen zur Auswahl:

1. **Nur Geometrie.** Wird im Menü 'Berechnung' das Modul 'Belastung' deaktiviert, erfolgt eine reine Berechnung der Geometrie.
2. **Statische Berechnung**. Die ISO 6336 hat keinen eigentlichen Rechengang für den statischen Fall, wie z.B. die DIN 743 für Wellenberechnungen. Im statischen Fall wird üblicherweise die Nennspannung mit dem zulässigen Werkstoffwert (Streckgrenze und/oder Bruchfestigkeit) verglichen. Dies führt die statische Berechnung von Stirnrädern in KISSsoft aus, indem die Nennspannung im Zahnfuss (wird über den Zahnformfaktor Y_F berechnet) mit Streckgrenze und Bruchfestigkeit verglichen wird. Siehe Statische Berechnung (auf Seite II-26).
3. **ISO 6336:2006 Methode B** (Calculation of load capacity of spur and helical gears). Die Berechnung erfolgt grundsätzlich nach Methode B.

4. **DIN 3990 Methode B** (Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern). Die Berechnung erfolgt grundsätzlich nach Methode B, die Berechnung des Zahnformfaktors kann nach Methode B oder C erfolgen (für Innenverzahnungen wird Methode C, sonst Methode B empfohlen).
5. **DIN 3990 Methode B** (YF Methode C).
   (Siehe unter DIN 3990 Methode B)
6. **DIN 3990 Teil 41 (Fahrzeuggetriebe) Methode B** (Tragfähigkeitsberechnung für Fahrzeuggetriebe). Die Berechnung erfolgt grundsätzlich nach Methode B. Zur Abbildung von Lastkollektiven sind zwei Anwendungsfaktoren (siehe Seite II-32) zu übergeben.
7. **AGMA 2001-B88**. (Siehe unter AGMA 2001-C95)
8. **AGMA 2001-C95**. Diese Ausgabe der US- Berechnungsvorschrift AGMA 2001-C95 ersetzt die Version AGMA 2001-B88. Da noch viele Firmen noch nach alten AGMA-Vorschriften rechnen, wurde die bisherige Version beibehalten. Es gibt nur wenige Unterschiede zwischen der alten Ausgabe B88 und der neuen C95. Neu ist die Wiedereinführung der Berechnung des Service- Factors.

   Die Norm ist in vollem Umfang implementiert, für Dynamikfaktor und Breitenlastfaktor werden die Vorschläge nach AGMA berechnet. Geometriefaktoren (für Zahnfuss und Flanke) werden vollumfänglich nach ANSI/AGMA 908-B89 berechnet.

   Ausgegeben werden nebst allen relevanten Zwischenresultaten:
   Pitting Resistance Power Rating, Contact Load Factor, Bending Strength Power Rating, Unit Load for Bending Strength, Service Factor.

   Die Berechnung kann für alle Zahnradkonfigurationen für Stirnräder verwendet werden (u.a. auch Planetenstufen). Zu beachten ist, dass die AGMA-Vorschrift die direkte Berechnung der Zahnfuss-Festigkeit von Innenradpaaren nicht erlaubt. In diesem Fall muss die Berechnung mit Hilfe der grafischen Methode (siehe Seite II-49) durchgeführt werden.
9. **AGMA 2001-D04**.
   Neueste Ausgabe der AGMA 2001. Gegenüber der Vorgängerversion C95 nur geringfügige Änderungen.
10. **AGMA 2101-D04**. (Metric Edition)
    Entspricht AGMA 2001-D04, jedoch durchgehend in SI- Einheiten.
11. **Spezielle AGMA-Normen: 6004-F88, AGMA 6014-A06**
    Spezielle US-Normen für die Festigkeit von offenen Zahnkränzen. Diese Rechenmethoden beruhen grundsätzlich auf der Basis-Norm AGMA 2001

oder 2101, einzelne Faktoren sind jedoch spezifisch für spezielle Applikation definiert.
Die AGMA 6014 ersetzt an sich die alte AGMA 6004; da letztere noch vereinzelt gefragt ist, sind beide Methoden verfügbar.

12. **AGMA 6011-I03: Für Turbo-Getriebe (High Speed Helical Gear Units) und API 613**
Die Norm AGMA 6011 ist eine Spezialausgabe für High Speed Getriebe, welche einfacher aufgebaut ist als die "Grundnorm" AGMA 2001 (bzw. die metrische AGMA 2101). Einfacher heisst in diesem Fall, dass gewisse Eingaben fest vorgegeben sind. Beispielsweise lässt die AGMA 2001 für die Bestimmung des Breitenlastfaktors die Optionen "Offenes Getriebe", "Standardgetriebe" und "Präzisionsgetriebe" zu, wogegen die AGMA 6011 das "Präzisionsgetriebe" fest voraussetzt. Ausserdem gibt die AGMA 6011 Hinweise zur Wahl des Anwendungsfaktors KA für spezifische Turbo-Getriebe-Anwendungen und andere Hinweise konstruktiver Art für diese Art von Getrieben (Schmierungsanordnung etc.). Es ist folglich jederzeit problemlos möglich, mit AGMA 2001 oder 2101 die Berechnung entsprechend AGMA 6011 durchzuführen. Um korrekte Eingaben für die AGMA 2001, wie sie in KISSsoft implementiert sind, entsprechend AGMA 6011 zu machen, muss man sich deren Einschränkungen ansehen und bei der Eingabe der Parameter berücksichtigen. Um dem Benutzer diese Arbeit abzunehmen, ist die Methode AGMA 6011 anwählbar. Dabei wird geprüft, ob alle Einschränkungen gesetzt sind, ist dies nicht der Fall, erscheint eine Abfrage, ob die Anpassung vorgenommen werden sollen.

    Berechnung nach API613 (Special Purpose Gear Units for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services, 2003). Gemäss API613 hat die Berechnung nach AGMA 6011 zu erfolgen, jedoch mit einigen Besonderheiten. Zur Durchführung einer korrekten Berechnung muss unsere Anleitung verwendet werden, welche die einzelnen notwendigen Eingaben und Kontrollen beschreibt: kisssoft-anl-078-E-CylindricalGears API613.docx. Die gemäss API613 verlangten Werte wie Flankenbelastung K sowie der zulässige Wert Ka, die Biegebelastung S sowie der zulässiger Wert Sa, nach Anhang J der API613, werden dokumentiert.

13. **GOST-21354-87**
Berechnung nach der russischen Vorschrift (neueste Ausgabe von 1987). Die folgende Hinweise sind zu beachten, siehe GOST-21354-87 (auf Seite II-26).

14. **Kunststoff nach Niemann**
Siehe hierzu [65] und Tabelle 13.3 zur Unterscheidung.

15. **Kunststoff nach VDI 2545 (YF Methode B)** (Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen). Die Methode ist zurückgezogen und wurde durch die

neue Methode nach VDI 2736 ersetzt. Die Vorschrift dient der Berechnung von Zahnrädern aus Kunststoff oder Paarungen Kunststoff/Stahl. Siehe Kunststoff nach VDI2545 (YF Methode B) (s. Abschnitt "Kunststoffe nach Niemann, VDI 2545 oder VDI 2736" auf Seite II-28).

16. **Kunststoff nach VDI 2545 (YF Methode C)**.
Der Zahnformfaktor Y_F wird bei dieser Rechenmethode nach Methode C berechnet.

17. **Kunststoff nach VDI 2545-modifiziert (YF Methode B).**
Diese Methode wurde von KISSsoft zur Anwendung empfohlen bevor die VDI 2736 veröffentlicht wurde. In der VDI 2736 sind alle gemäss Tabelle 13.3 und 13.4 empfohlenen Modifikationen enthalten. Diese Methode wird bei Kunststoffen zur Anwendung bei Normalverzahnungen empfohlen. Profilüberdeckung $\varepsilon_\alpha < 1.9$. Für die Unterschiede zwischen VDI und VDI-modifiziert siehe Tabelle 14.4.

18. **Kunststoff nach VDI 2545-modifiziert (YF Methode C).**
Diese Methode wird bei Kunststoffen zur Anwendung bei Hochverzahnungen empfohlen. Profilüberdeckung $\varepsilon_\alpha > 1.9$. Für die Unterschiede zwischen VDI und VDI-modifiziert siehe Tabelle 14.4. Für die Unterschiede zwischen VDI und VDI-modifiziert siehe Tabelle 14.4. Der Zahnformfaktor Y_F wird bei dieser Rechenmethode nach Methode C berechnet.

19. **Kunststoff nach VDI 2736.**
Die im Jahr 2014/15 erstmals publizierte Rechenmethode VDI 2736 wird zur Anwendung empfohlen. Sämtliche im Blatt 2 der VDI 2736 beschriebenen Methoden (Überschlagsberechnung, Zahnfuss, Zahnflanke, Verformung, Verschleiss) sind enthalten.

20. **Wie FVA-Programm (DIN 3990)**. Ergibt die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm des Forschungsvereins Antriebstechnik. Beruht auf DIN 3990, Methode B mit kleineren Abweichungen.

21. **BV/Rina FREMM 3.1 Naval Ships und Rina 2010 (ISO 6336)**
Rechenvorschriften für Schiffsgetriebe.

22. **DNV41.2, Rechenvorschrift für Schiffe**
Die Rechenvorschrift der Det Noske Veritas [93] für Schiffsgetriebe entspricht im Prinzip der ISO6336 (Fuss, Flanke) und der ISO 13989 (Fressen), hat aber einige sehr markante Unterschiede, insbesondere bei den Woehlerlinien. Beachten Sie die speziell dafür erhältliche Anleitung kisssoft-anl-076-DE-Application_of_DNV42_1.pdf.

23. **Lloyd's Register, classification for ships**
Rechenvorschrift für Schiffsgetriebe

24. **ISO13691, High Speed - special purpose gear units**
Rechenvorschrift für Turbogetriebe

14.2.1.1 Statische Berechnung

Alle Faktoren (Anwendungsfaktor, Breitenlastfaktor, Stirnfaktor, Dynamikfaktor) sind 1.0. Die Zahnfussbelastung wird mit dem Zahnformfaktor nach ISO 6336 Methode B und dem Schrägenfaktor berechnet (ohne Spannungskorrekturfaktor).

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b_{eff} \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \qquad (12.1)$$

$$\sigma_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot \sigma_{F0} \qquad (12.2)$$

Zusätzlich wird auch noch die mit dem Spannungskorrekturfaktor Y_S multiplizierte örtliche Spannung im Zahnfuss berechnet. Diese Spannung entspricht ungefähr einer Normalspannung, wie sie mit einem FEM-Modell berechnet wird. Diese Spannung wird im Protokoll ausgewiesen:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b_{eff} \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \qquad (12.3)$$

14.2.1.2 GOST-21354-87

Qualität nach GOST 21354-87

Die GOST kennt nur eine Qualität, bei der Berechnung wird deshalb die schlechtere Qualität der beiden Zahnräder verwendet.

Q = max (Q1, Q2)

Dauerfestigkeitswerte für Fuss und Flanke
Die Dauerfestigkeitswerte σFlim und σHlim werden in KISSsoft in der Datenbank abgelegt oder können Wahl ‚Eigene Eingabe' eingegeben werden.

Dauerfestigkeit für Zahnfuss sFlim
Die Dauerfestigkeit sFlim wird gemäss GOST wie folgt berechnet:
σFlim = σFlim0 * Yz * Yg * Yd * YA * YT
σFlim0 – Nominelle Dauerfestigkeit bei Grenzlastspielzahl (GOST 21354-87 Tabellen 14-17).
Yz - Rohlingsfaktor (GOST 21354-87 Tabelle 13, Formel 10.3).
Yd – Berücksichtigt die Härtung des Fussübergangbereiches (GOST 21354-87 Tabellen 14-17).
Yg – Berücksichtigt das Schleifen des Fussübergangbereiches (GOST 21354-87 Tabellen 14-17).
YT – Technologiefaktor (GOST 21354-87 Tabelle 13, Formel 10.2). Der Technologiefaktor wird standardmässig auf 1.0 gesetzt, kann aber in KISSsoft unter Faktoren – Z-Y-Faktoren geändert werden.
YA – Wechselbiegungsfaktor (GOST 21354-87 Tabelle 13, Formel 10.6). Der Wechselbiegungsfaktor wird standardmässig auf 1.0 gesetzt, kann aber in KISSsoft unter Faktoren – Wechselbiegungsfaktor auf eigene Eingabe gesetzt werden.
Die Faktoren Yd, Yg, Yz können in KISSsoft nicht eingegeben werden und müssen bei der Eingabe der Dauerfestigkeit direkt einbezogen werden.
Zusätzlich zu den oben genannten Faktoren, muss die Dauerfestigkeit nach GOST vor der Eingabe in KISSsoft mit einem Faktor 2.0 dividiert werden. In der Berechnung wird dann analog zu ISO oder DIN sFlim mit dem Spannungskorrekturfaktor YST = 2 multipliziert..

Somit gilt für die Eingabe von sFlim in KISSsoft für GOST-Berechnungen:
σFlim (Eingabe KISSsoft)= sFlim0 (nach GOST) * Yd * Yg * Yz / 2.0

Erforderliche Mindestsicherheiten
GOST hat die spezielle Eigenschaft, dass die vorgeschriebene Mindestsicherheit für Zahnfussbruch und Flanke von der Werkstoffart und der Härtung der Oberfläche abhängt. Unter ‚Einstellungen' > ‚Sollsicherheiten' können deshalb für GOST die Mindestsicherheiten für jedes Rad einzeln eingegeben werden.

Angabe zur Fussrundung
In diversen GOST Formeln wird unterschieden, ob die Fussrundung geschliffen ist

oder nicht. Dazu muss unter ‚Belastung' > ‚Details' > ‚Rad' eine entsprechende Eingabe gemacht werden.

Breitenlastfaktor Flanke KHb
Die Berechnung des Breitenlastfaktors (Flanke) erfolgt nach GOST Tabelle 6, Formel 7. Die Überlegungen gemäss GOST 21354-87 Anhang 6 werden nicht berücksichtigt.

Breitenlastfaktor Fuss KFb
Die Berechnung des Breitenlastfaktors (Fuss) erfolgt nach GOST 21354-87 Tabelle 13, Formel 4.

Dynamikfaktor KV
Der Dynamikfaktor wird nach GOST 21354-87 Tabelle 6, Formel 6 berechnet. Falls die Bedingungen (34) und (35) zu Formel 6 nicht erfüllt sind, rechnet KISSsoft den Dynamikfaktor nach GOST 21354-87 Anhang 5.

Lastkollektive
Berechnungen mit Lastkollektiven werden nach der Regel von Palmgren-Miner entsprechend der ISO 6336-6 durchgeführt.

Sicherheit der gehärteten Schicht
Die Sicherheit der gehärteten Schicht wird nach DNV 41-2 durchgeführt.

14.2.1.3 Kunststoffe nach Niemann, VDI 2545 oder VDI 2736

Das Berechnungsverfahren für Kunststoffe berücksichtigt vor allem die extreme Temperatur-Abhängigkeit dieser Werkstoffe. Als Schmierung kann Öl- oder Fettschmierung oder Trockenlauf vorgesehen werden. Auf Grund der lokalen Temperatur an der Zahnflanke und am Zahnfuss sowie der Lastwechselzahl wird die zulässige Belastung des Werkstoffs aus Datentabellen im DAT Format bestimmt. Bei Fettschmierung oder Trockenlauf kann die lokale Temperatur berechnet werden; bei Ölschmierung entspricht die lokale Temperatur der Temperatur des Öls. Die Berechnung erfolgt für Paarung Kunststoff/Kunststoff sowie für Stahl/Kunststoff. Auch eine Kontrolle der zulässigen Deformation wird durchgeführt. Zu folgenden Werkstoffen sind in KISSsoft Daten vorhanden:

Polyamid (PA12, PA6, PA66, PA46)

Polyacetal (POM)

Polyetheretherketon (PEEK)

Polybutylenterephthalat (PBT)

Polybutylenterephthalat (PET)

Laminate

Auf Anfrage stehen auch andere Werkstoffe zur Verfügung

Alle spezifischen Eigenschaften des Werkstoffs sind in Texttabellen (DAT-Dateien) abgelegt, die die Integration eigener Werkstoffe (siehe Seite I-89) ermöglichen. Die Festigkeit von Kunststoffen kann nach Niemann [66], nach VDI 2545 (1981)[3] [76] oder nach VDI 2736 [102] berechnet werden. Zusätzlich ist eine modifizierte Berechnungsmethode nach VDI 2545 wählbar. Diese berechnet die Zahnfussspannung mit dem Spannungskorrekturfaktor Y_s. Die wesentlichen Unterschiede zwischen den Rechenmethoden sind:

Fuss	**Niemann**	**VDI 2545**	**VDI 2545-mod.**	**VDI 2736**
Y_F	C	B oder C	B oder C	C
Y_S	DIN 3990	1.0	DIN 3990	DIN 3990
Y_ε	1.0 [8)]	$1/\varepsilon_\alpha$ [7) 9)]	$1/\varepsilon_\alpha$ [7) 9)]	DIN 3990
Y_β	1.0	DIN 3990 [10)]	DIN 3990 [10)]	DIN 3990
σ_{FE}	$2 * \sigma_{Flim}$	σ_{Flim}	$2 * \sigma_{Flim}$	$2 * \sigma_{Flim}$

Tabelle 14.4: Unterschiede zwischen den Berechnungsmethoden für die Zahnfussfestigkeit bei Kunststoffen

Flanke	**Niemann**	**VDI 2545**	**VDI 2545-mod.**	**VDI 2736**
Z_ε	1.0	DIN 3990	DIN 3990	DIN 3990
Z_V	DIN 3990 [5) 10)]	1.0	1.0	1.0
Z_R	DIN 3990 [6) 10)]	1.0	1.0	1.0

Tabelle 14.5: Unterschiede zwischen den Berechnungsmethoden für die Zahnflankentragfähigkeit bei Kunststoffen

[3] *Die Rechenmethode VDI 2545 wurde inzwischen zurückgezogen und wurde durch die VDI 2736 ersetzt.*

Zahnverformung: Sehr unterschiedliche Rechenmethoden!
[5)] Nur bei Schichtpressholz, sonst 1.0
[6)] Nur bei Paarung Stahl/Kunststoff, sonst 1.0
[7)] Bei Zahnfussfaktor Y_F nach Methode B: 1.0
[8)] Die Methode setzt den Überdeckungsfaktor für die Zahnfussspannung auf den Wert 1.0. Gemäss Niemann wird dies so praktiziert, weil die Werkstoffdaten meist unsicher sind. Die Formeln der VDI 2545 stimmen meist mit der ISO 6336:1996 überein.
[9)] Bei Schraubrädern = $0.25 + 0.75/\varepsilon\gamma$
[10)] Bei Schraubrädern = 1.0

14.2.2 Lebensdauer

In das Eingabefeld wird die geforderte Lebensdauer direkt übergeben.
Der -Button ermöglicht die Auslegung derselben. Basierend auf den Mindestsicherheiten für Zahnfuss- und Flankenfestigkeit wird für alle Zahnräder und die eingegebene Belastung die Lebensdauer (in Stunden) berechnet. Die Lebensdauer wird nach ISO 6336-6:2006 mit der Palmgren-Miner-Regel berechnet. Ausgegeben wird die Lebensdauer des Systems, also die Mindestlebensdauer aller Zahnräder der Konfiguration. Die Auslegung der Lebensdauer über den -Button ist mit oder ohne Definition eines Lastkollektivs (s. Abschnitt "Lastkollektiv definieren" auf Seite II-50) möglich.

14.2.3 Zuverlässigkeit

Die Berechnung der Zuverlässigkeit erfolgt nach dem Buch von Bertsche [105] (s. Abschnitt "Literaturverzeichnis" auf Seite X-2), in welchem die möglichen Verfahren ausführlich beschrieben werden. Am üblichsten und gut angepasst an die aus klassischen Maschinenbauberechnungen erhältlichen Resultate ist die sogenannte „Weibull-Verteilung". Bertsche empfiehlt hier die Verwendung der 3-Parameter-Weibull-Verteilung. Die Zuverlässigkeit R eines Maschinenelements in Abhängigkeit der Lastwechselzahl t wird nach den folgenden Gleichungen berechnet.

$$R(t) = e^{-\frac{t-t_0}{(T-t_0)}^{\beta}} * 100\%$$

Die Parameter T und t_0 lassen sich aus der rechnerisch erreichbaren Lebensdauer H_{att} des Bauteils wei folgt bestimmen (mit F_O entsprechende Rechenmethode, Tabelle 1, β und f_{tB} aus Tabelle 2 nach Bertsche).

Rechenmethode	**Schadenswahrscheinlichkeit Fo**			
	1%	10%	Andere	Kommentar
Welle, DIN743			2.5%	Angenommen, ist nicht dokumentiert
Welle, FKM-Richtlinie			2.5%	
Welle, AGMA6001	*			Falls kC = 0.817
Wälzlager, ISO281		*		Falls Faktor a1=1.0
Zahnflanke, ISO6336; DIN3990	*			
Zahnfuss, ISO6336; DIN3990	*			
Zahnflanke, AGMA2001	*			Falls Zufälligkeitsfaktor KR=1
Zahnfuss, ISO6336; AGMA2001	*			Falls Zufälligkeitsfaktor KR=1

Tabelle 1 14.6a: Schadenswahrscheinlichkeit von verschiedenen Rechenmethoden bei der Bestimmung der Werkstoffkennwerte

$$T = \left(\frac{H_{att} - f_{tB} * H_{att10}}{\sqrt[\beta]{-\ln\left(1 - \frac{F_o}{100}\right)}} + f_{tB} * H_{att10} \right) * fac$$

$$t_0 = f_{tB} * H_{att10} * fac$$

mit

$$H_{att10} = \frac{H_{att}}{\left(1 - f_{tB}\right) * \sqrt[\beta]{\frac{\ln\left(1 - \frac{F_o}{100}\right)}{\ln(0.9)}} + f_{tB}}$$

	Faktor ftB	**Weibull-Formparameter** β

Wellen	0.7...0.9 (0.8)	1.1...1.9 (1.5)
Kugellager	0.1...0.3 (0.2)	1.1
Rollenlager	0.1...0.3 (0.2)	1.35
Zahnflanke	0.4...0.8 (0.6)	1.1...1.5 (1.3)
Zahnfuss	0.8...0.95 (0.875)	1.2...2.2 (1.7)

Tabelle 2 14.6b: Faktoren für Weibull-Verteilung nach Bertsche; in Klammern die in KISSsoft verwendeten Mittelwerte

HINWEIS:

Die Berechnung der Zuverlässigkeit mit der Weibull-Verteilung verwendet die berechnete Lebensdauer, berücksichtigt somit auch die Sollsicherheiten. Falls die Zuverlässigkeit ohne Berücksichtigung von Sollsicherheiten erfolgen soll, müssen diese auf 1.0 gesetzt werden.

14.2.4 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt Tabelle 14.6. Ausführlichere Angaben finden Sie in ISO 6336, DIN 3990, DIN 3991.

Bei der Entscheidung, wie der Anwendungsfaktor gewählt werden soll, sollten Sie Sollsicherheiten, Lastannahmen und Anwendungsfaktor im Zusammenhang betrachten.

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 14.7a: Zuordnung Arbeitsweise - Anwendungsfaktor

In DIN 3990, Teil 41 (Fahrzeuggetriebe) wird unterschieden zwischen einem Anwendungsfaktor für die Flankenfestigkeit K_{AH} und der Fussfestigkeit K_{AF}. Für alle Berechnungen ausser der Flankenfestigkeit, z. B. für die Fresssicherheit, wird der Anwendungsfaktor K_{AF} verwendet.

Der Anwendungsfaktor nach DIN 3990, Teil 41, darf auch kleiner als 1.0 sein. Dies ist gedacht, um eine Berechnung mit Lastkollektiven zu umgehen. Für ein 4-Gang-PKW- Getriebe werden in DIN 3990, Teil 41, Anhang A z.B. folgende Werte vorgeschlagen:

Gang	**R**	**1**	**2**	**3**	**4**
N_L	10^5	$2 * 10^6$	$1.5 * 10^7$	$3 * 10^7$	$2 * 10^8$
K_{AH}	0.65	0.65	0.65	0.65	
K_{AF}	0.70	0.70	0.80	0.80	

Tabelle 14.7b: Anwendungsfaktor nach DIN3990, Teil 41

14.2.5 Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Der -Button neben dem Eingabefeld der Leistung (des Drehmoments) berechnet eine Leistung (ein Drehmoment) so, dass ein vorgegebenes Sicherheitsminimum (siehe Seite II-217) eingehalten wird.

14.2.6 Details der Festigkeit

Nach Klicken des `Details...`-Buttons öffnet sich das `Details der Belastung definieren`-Fenster, untergliedert in die Tabs `Systemdaten` und `Paar-/Raddaten`. Beachten Sie, dass sich der Aufbau des Fensters für die Rechenmethode nach AGMA (siehe Seite II-49) von den übrigen unterscheidet.

14.2.6.1 Systemdaten

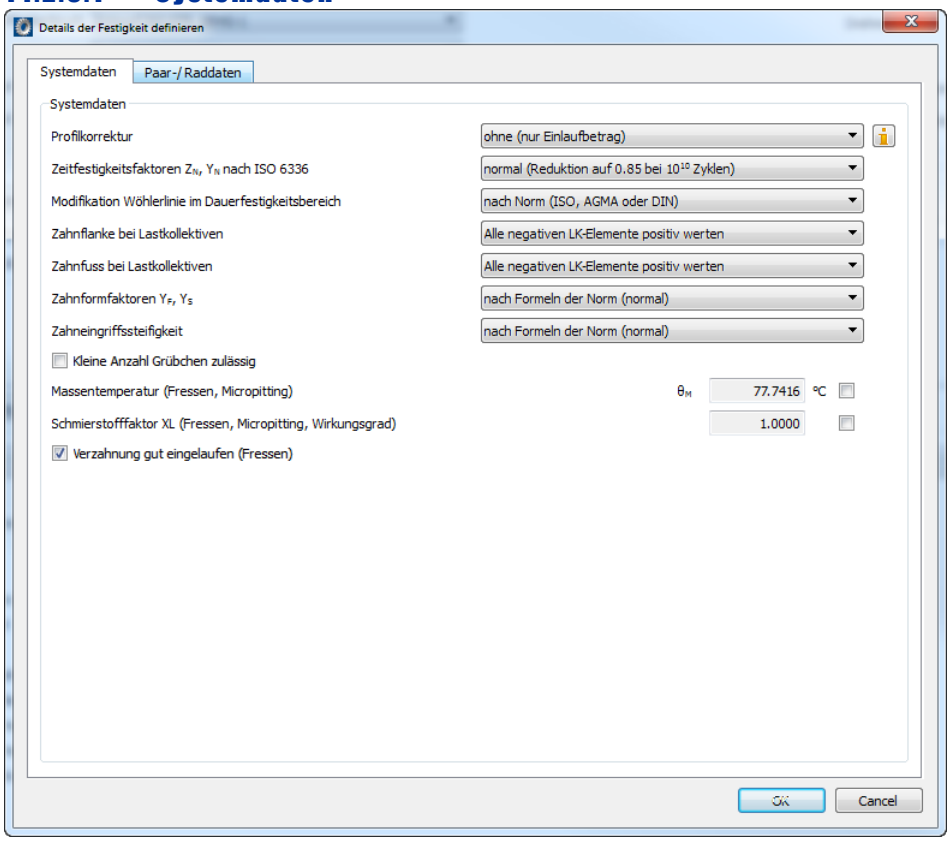


Abbildung 14.10: Eingabefenster `Systemdaten` bei Stirnradpaar

Profilkorrektur

Für Hochleistungs-Zahnräder können beim Schleifen der Verzahnung Korrekturen an der theoretischen Evolvente vorgenommen werden. Vorschläge für vernünftige Korrekturen (bei Stirnrädern) erhalten Sie über das KISSsoft Modul Z15 (s. Abschnitt "Korrekturen" auf Seite II-105).

Die Art der Ausführung der Profilkorrektur hat einen Einfluss auf die Stirnfaktoren $K_{H\alpha}$ und $K_{H\beta}$ sowie auf die Berechnung der Fress-Sicherheit. Der Kraftaufteilungsfaktor X_Γ wird je nach Ausführung der Profilkorrektur etwas anders berechnet. Der wesentliche Unterschied besteht zwischen Ausführung mit oder ohne Profilkorrektur. Der Unterschied zwischen Ausführung `für Hochleistungsgetriebe` oder `für gleichmässigen Eingriff` ist hingegen klein. Die Festigkeitsberechnungs-Norm setzt voraus, dass der Wert der Kopfrücknahme C_a korrekt ausgelegt ist, sie gibt aber keine konkrete Vorgabe an. Der Kraftaufteilungsfaktor X_Γ ergibt sich je nach der Art der Profilkorrektur gemäss DIN 3990 wie folgt:

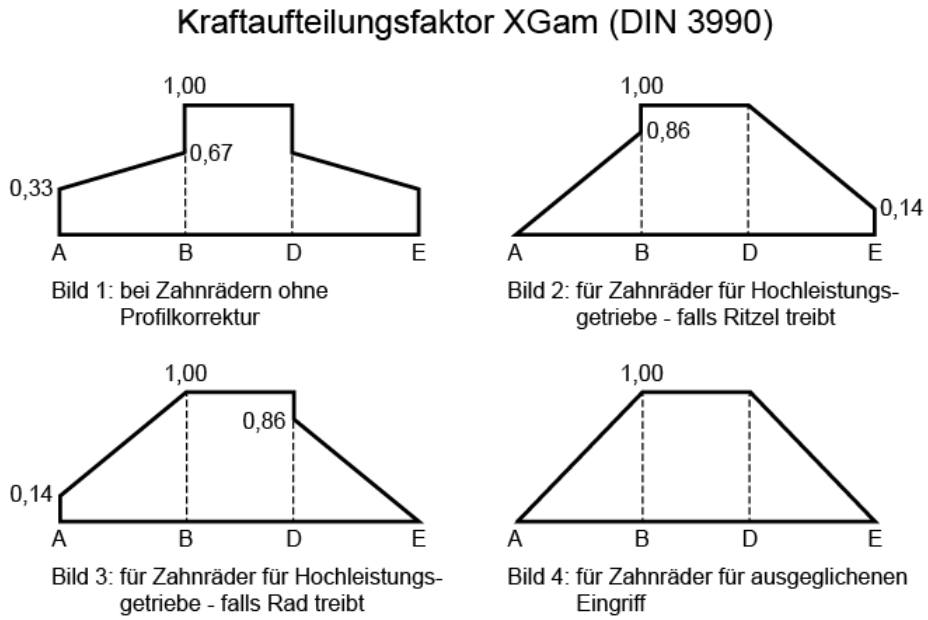


Abbildung 14.11: Kraftaufteilungsfaktor X_Γ für verschiedene Profilkorrekturen

Zeitfestigkeitsfaktoren nach ISO 6336

Der Zeitfestigkeitsfaktor Z_{NT} reduziert die zulässige Werkstoffbelastung gemäss ISO 6336- 2:2006:

$$\sigma_{H\lim red} = Z_{NT} \cdot \sigma_{H\lim} \tag{12.14}$$

$$\sigma_{F\lim red} = Y_{NT} \cdot \sigma_{F\lim} \tag{12.15}$$

Bei der Berechnung von Stirnrädern nach ISO 6336 hat diese Eingabe eine wichtige Bedeutung und ist Grund für die kleineren Sicherheiten im Dauerfestigkeitsbereich gegenüber der DIN 3990.

1. **normal (Reduktion auf 0.85 bei 10^{10} Zyklen):** Die zulässige Werkstoffbelastung im Dauerfestigkeitsbereich (Fuss und Flanke) nimmt nochmals ab. Die Zeitfestigkeitsfaktoren Y_{NT} und Z_{NT} werden bei $\geq 10^{10}$ Lastwechseln zu 0.85 gesetzt.
2. **erhöht bei besserer Qualität (Reduktion auf 0.92):** Y_{NT} und Z_{NT} werden bei $\geq 10^{10}$ Lastwechseln zu 0.92 gesetzt (gemäss Angaben in ISO 9085).

3. **bei optimaler Qualität und Erfahrung (immer 1.0):** Die Reduktion entfällt und entspricht somit der DIN 3990. Vorausgesetzt ist eine optimale Behandlung und Kontrolle der Werkstoffe.

Modifikation Wöhlerlinie im Dauerfestigkeitsbereich

Bei dem üblichen Wöhlerdiagramm wird bei einer gewissen Lastwechselzahl der Dauerfestigkeitsbereich erreicht. Von diesem Punkt an verändert sich die Schwingfestigkeit bei einer Erhöhung der Lastwechselzahl nicht mehr. Dieses Verhalten wird nach Miner benannt.

Neuere Untersuchungen zeigen aber, dass es keine eigentliche Dauerfestigkeit gibt und die Wöhlerlinie im Dauerfestigkeitsgebiet modifiziert werden sollte.

Im Dauerfestigkeitsbereich können deshalb die folgenden modifizierten Formen angewählt werden:

- Miner (entspricht der DIN 3990, Teil 2, 3 und 6); Steigung ∞ (horizontal)
- nach Corten/Dolan; Steigung p
- nach Haibach modifiziert; Steigung 2*p
- nach Haibach original; Steigung 8*p-1 (nach [94])

  Die hier erwähnte Steigung p entspricht der Wöhlerlinie nach ISO, AGMA oder DIN im zeitfesten Bereich, bestimmt aus YNT, bzw. ZNT. Siehe auch ISO 6336-6 [44]

Abb. 14.12 zeigt die entsprechenden Charakteristiken. Bei der Lebensdauerberechnung mit Lastkollektiven ergibt der Ansatz nach Miner erfahrungsgemäss zu optimistische Resultate. Empfohlen wird der Ansatz nach Haibach.

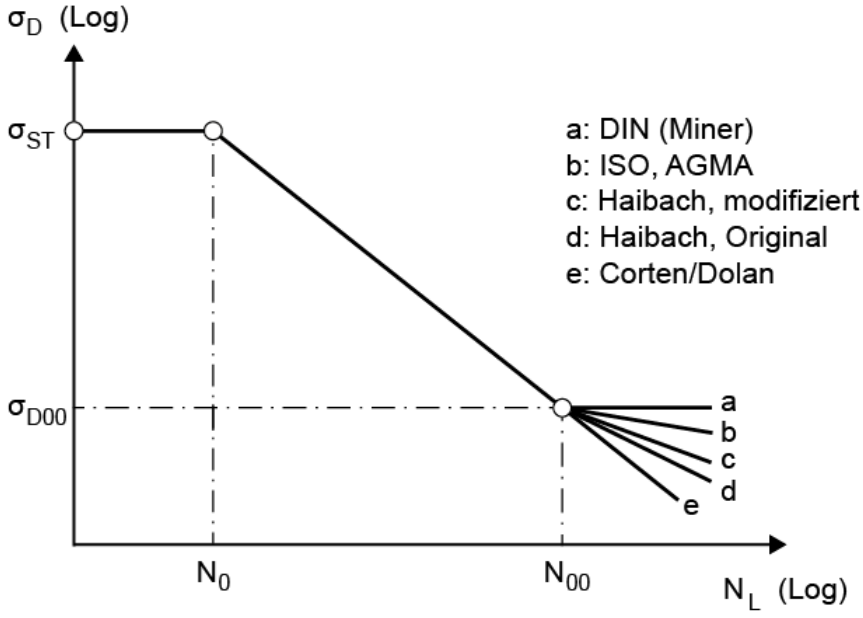


Abbildung 14.12: Dauerfestigkeitsmodelle

Hinweis zu Berechnungen nach ISO oder DIN:

Die Steigung der Wöhlerlinie für Zahnbiegung im zeitfesten Bereich (zwischen N0 und N00) wird bestimmt aus den Faktoren YNT, YdrelT, YRrelT und YX für den statischen und den dauerfesten Fall, hingegen dauerfesten Bereich (NL > N00) nur aus Faktor YNT für den statischen und den dauerfesten Fall. Dasselbe gilt für die Flankenfestigkeit mit den Faktoren ZNT, ZL, ZV, ZR und ZW. Dies entspricht der Vorgehensweise nach ISO6336; bedeutet aber, dass sich bei der Wöhlerlinie nach Corten/Dolan ein Knick bei N00 ergibt.

Als Beispiel: Für einsatzgehärteten Stahl beträgt die Steigung der Wöhlerlinie im dauerfesten Bereich 13.2, hingegen im zeitfesten – je nach den exakten Werten von YdrelT, etc ungefähr 10.

Die Faktoren YdrelT, etc können über ‚Eigene Eingabe' auf 1.0 gesetzt werden, dann ergibt sich ein konstanter Verlauf der Wöhlerlinie.

Zahnformfaktoren

Der Zahnformfaktor Y_F berücksichtigt den Einfluss der Zahnform auf die nominelle Zahnfussspannung σ_{F0}. Der Spannungskorrekturfaktor Y_S berücksichtigt den

Kerbwirkungseffekt im Zahnfuss. Für die Berechnung dieser beiden Faktoren gibt es drei Möglichkeiten:

1. **nach Formeln der Norm (normal)**
   Die Zahnformberechnung und die Bestimmung des Spannungskorrekturfaktors erfolgen - gemäss ISO 6336 oder DIN 3990 - an der Stelle des Zahnfusses, an welchem die Tangente mit der Zahnmittellinie einen Winkel von 30° einschliesst. Dieser Ansatz ist, insbesondere für Hochverzahnungen, anerkanntermassen ungenau.

2. **nach grafischer Methode**
   Gemäss Obsieger [68] wird ein verbesserter Ansatz gemacht, indem an der effektiv auf Grund des Herstellverfahrens bestimmten Zahnform für alle Punkte im ganzen Fussbereich das Produkt von Zahnform- Y_F und Spannungskorrekturfaktor Y_S berechnet und der Maximalwert bestimmt wird. Die Festigkeitsberechnung wird dann mit diesem Maximalwert durchgeführt. Die Faktoren Y_F und Y_S werden entsprechend der Formeln in ISO 6336 oder DIN 3990 berechnet.

   Insbesondere bei Sonderzahnformen und bei Innenverzahnungen ist die Methode sehr empfehlenswert. Diese Rechenprozedur wird, wenn die Verwendung erwünscht ist, in der Festigkeitsberechnung nach ISO 6336 und DIN 3990, sowie auch in der Feinauslegung angewandt.

   Hinweis:
   Wird die Zahnformberechnung nach grafischer Methode gewählt, führt KISSsoft vor jeder Festigkeitsberechnung eine Zahnformberechnung aus. Sie ist parametriert mit den zuvor im Eingabefenster `Zahnform` (s. Abschnitt "`Zahnform eines Rades`" auf Seite II-388)angegebenen Werkzeugdaten, bzw. mit den Vorgaben im Eingabefenster `Bezugsprofil`. Dabei wird der Maximalwert des Produkts von Zahnform- und Spannungskorrekturwert bestimmt und dann in der Festigkeitsberechnung eingesetzt.

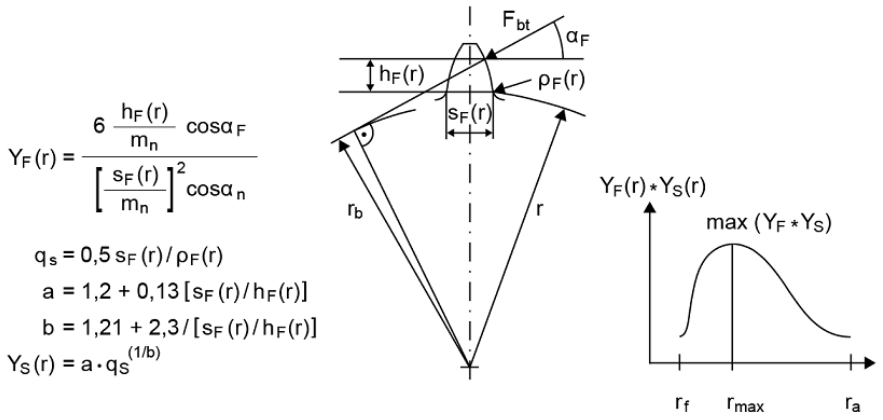


Abbildung 14.13: Zahnformfaktoren nach grafischer Methode

3. **bei Innenverzahnung nach Vorschlag VDI 2737**
   Diese Auswahl erlaubt bei der Festigkeitsberechnung nach ISO 6336 oder DIN 3990, die Verwendung des Zahnformfaktors nach VDI 2737, der für Innenverzahnungen wesentlich genauer ist, da er die Spannung am Punkt der 60° Tangente auswertet und die Zahnform aus dem Herstellprozess mit dem Stossrad ableitet.

   Die Berechnung nach ISO 6336 hat einen gegenüber der DIN 3990 verbesserten Ansatz zur Berechnung der Zahnfussspannung. Die Bestimmung der Fussrundung im kritischen Punkt (bei der 60° Tangente) ist aber noch fehlerhaft. Die Methode nach VDI 2737, Anhang B, ist viel genauer, weshalb empfohlen wird diese Methode zu verwenden. Wenn diese Option gewählt ist, wird nur die Zahnfussrundung ρF und die Zahnfussdicke sFn im kritischen Querschnitt nach den Formeln der VDI 2737 berechnet, alle andern Grössen nach ISO 6336.

   Die Tabelle (unten) zeigt an 4 Beispielen, die doch grossen Abweichungen bei der Zahnfussrundung zwischen dem Resultat nach ISO 6336 und an der Zahnform gemessenen effektiven Werten. Die Berechnung nach VDI 2737 passt hingegen sehr gut.

Gear x=	**Pinion Cutter x0=**	**ρF in ISO 6336-3 2006 und 2007-02**	**ρF in aktueller ISO 6336-3 2007-04**	**ρF gemessen auf der Zahnflanke**	**ρF mit VDI 2737**
-0.75	0.1	0.201	**0.426**	**0.233**	**0.233**
-0.75	0.0	0.175	**0.403**	**0.220**	**0.220**
0.0	0.1	0.298	**0.364**	**0.284**	**0.286**

0.0	0.0	0.274	**0.343**	**0.265**	**0.264**

Tabelle 14.8: Vergleich Zahnfussrundungen

Hinweis zur Berechnung von YF:

- Zur Berechnung wird die theoretische Profilverschiebung verwendet, falls das Abmass As < 0.05*mn ist (gemäss ISO6336-3). Andernfalls wird die (grössere) Herstellprofilverschiebung xE.e verwendet, dies entspricht dem Vorgehen im Programm STplus (von München). In der ISO fehlt eine genaue Definition. Falls hingegen unter Einstellungen `Festigkeitsberechnung bei mittlerer Toleranzlage (der Zahnform)` gesetzt ist, dann wird die Berechnung immer mit der mittleren Herstellabweichung xE.m durchgeführt.
- Gemäss ISO ist für die Berechnung das Bezugsprofil der fertigen Verzahnung zu verwenden. Falls deshalb bei der Eingabe das Bezugsprofil für die Vorbearbeitung mit Protuberanz eingegeben wird, und nach Abzug der Schleifzugabe ein Fertigprofil mit Rest-Protuberanz verbleibt, wird für die Berechnung das Bezugsprofil für Fertigbearbeitung verwendet. Bei Bezugsprofil für die Vorbearbeitung ohne (oder mit zu kleiner) Protuberanz entsteht eine Schleifkerbe. Um diese Situation korrekt berechnen zu können, wird das Vorbearbeitungs-Bezugsprofil (mit Vorbearbeitungs-Herstellprofilverschiebung) für die Berechnung von YF verwendet. Zusätzlich wird mit dem Fertigbearbeitungs-Bezugsprofil die Schleifkerbe berechnet und damit YSg (Kapitel 7.3 in ISO6336-3) bestimmt.

Zahneingriffssteifigkeit

Die Zahneingriffssteifigkeit wird für die Berechnung des Dynamikfaktors und des Breitenlastfaktors benötigt. Es stehen die folgenden Berechnungsmöglichkeiten zur Verfügung:

1. **nach Formeln der Norm (normal)**
   Die Zahneingriffssteifigkeit c_g wird in den Berechnungsnormen nach Überschlagsformeln (ISO 6336, DIN 3990, etc.) bestimmt.
2. **anhand der Zahnform**
   Die Steifigkeit der Zahnform c' wird bei Auswahl dieser Option nach der Dissertation von Weber/Banaschek [69] berechnet. Darin werden Zahnbiegung, Verformung des Grundkörpers und Hertzsche Pressung berücksichtigt. Letztere bedingt die Lastabhängigkeit von c'. Mittels der effektiven Zahnform wird die Eingriffssteifigkeit bestimmt (siehe Eingriffssteifigkeit(Z24)). Der dabei berechnete Mittelwert des Steifigkeitsverlaufs wird

dann in die Berechnung übertragen. Diese Rechenprozedur wird, wenn die Verwendung erwünscht ist, in der Festigkeitsberechnung nach ISO 6336 und DIN 3990, sowie auch in der Feinauslegung (Z04) angewandt. Die Einzelfedersteifigkeit c' wird aus c_g berechnet, indem c' aus der Formel für c_g (ISO oder DIN) abgeleitet wird.

3. **konstant (20 N/mm/µm)**
   Bei Auswahl dieser Option wird die Zahneingriffssteifigkeit konstant gesetzt zu

$$c_g = 20 N / mm / \mu m$$

Kleine Anzahl Grübchen zulässig

Die Bildung einer kleinen Anzahl Grübchen an der Flanke kann in bestimmten Fällen zugelassen werden. Dies führt bei einer Reihe von Werkstoffen im Zeitfestigkeitsbereich zu etwas höheren Flankensicherheiten durch eine geänderte Wöhlerlinie nach ISO6336-2, Abb. 6, Kurve 1 oder DIN3990-2, Bild 8.1.

Schmierfaktor

Der Schmierfaktor wird benötigt für die Berechnung von Reibungszahl, Verlust, Mikropitting und Fressen.

Gemäss ISO15144 gilt:

- 1.0 für Mineralöle
- 0.6 für wasserlösliche Polyglykole
- 0.7 für nicht wasserlösliche Polyglykole
- 0.8 für Polyalfaolefine
- 1.3 für Phosphatester
- 1.5 für Traktionsfluide

14.2.6.2 Paar-/Raddaten

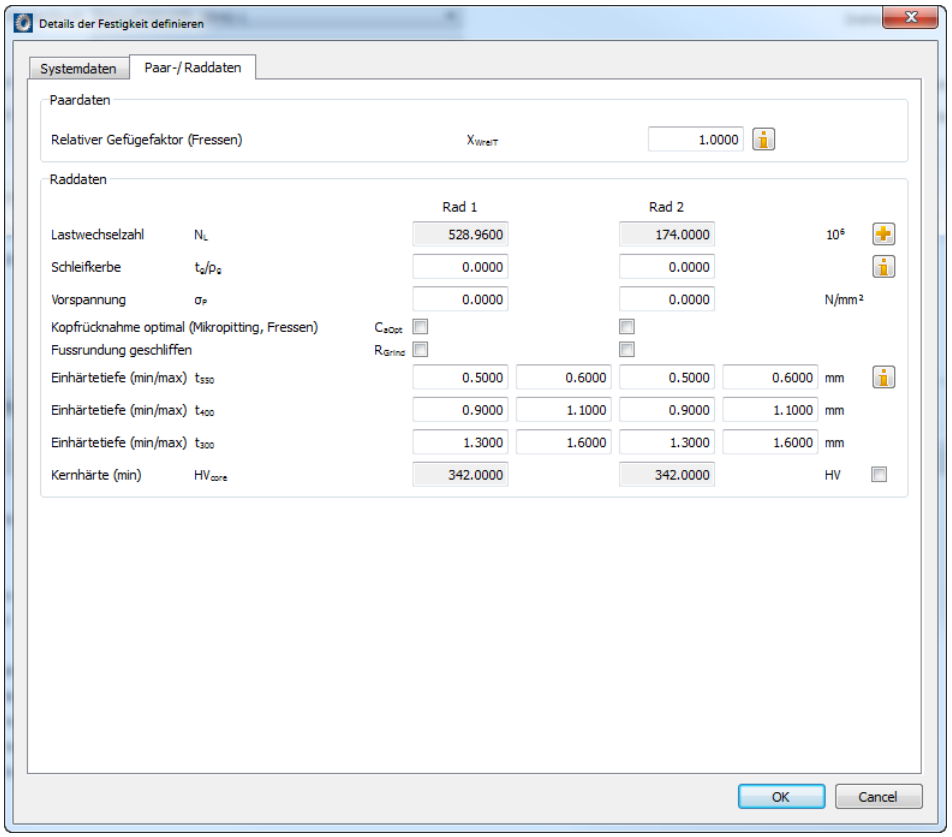


Abbildung 14.14: Eingabefenster `Paar-/Raddaten` bei Details der Festigkeit definieren

Gefügefaktor XwrelT oder Gefügefaktor Xw (Fressen)

Der Gefügefaktor berücksichtigt die Unterschiede in Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Fress-Temperatur. Je nach Norm wird der relative Gefügefaktor X_{wrelT} (in DIN 3990 und in ISO TR 13989-2) oder der Gefügefaktor X_w (in ISO TR 13989-1) verwendet. Da aber gilt $X_{wrelT} = X_w/X_{wT}$ sowie $X_{wT} = 1$. Daraus ergibt sich $X_{wrelT} = X_w$; die beiden Faktoren sind identisch.

Die Normen machen keine Angaben, wie bei einer Paarung unterschiedlicher Werkstofftypen zu verfahren ist. Diesen Faktor müssen Sie eingeben, er wird von KISSsoft nicht automatisch gesetzt.

Vergütete Stähle	1.00
Phosphatierte Stähle	1.25
Verkupferte Stähle	1.50
Nitrierte Stähle	1.50

Einsatzgehärtete Stähle	1.15 (mit unterdurchschnittlichem Austenitgehalt)
Einsatzgehärtete Stähle	1.00 (mit normalem Austenitgehalt)
Einsatzgehärtete Stähle	0.85 (mit überdurchschnittlichem Austenitgehalt)
Rostfreie Stähle	0.45

Tabelle 14.9: Gefügefaktor nach DIN 3990, Teil 4

Wie der Faktor einzusetzen ist, wenn Ritzel und Rad aus unterschiedlichen Werkstofftypen bestehen, wird von der Norm nicht festgelegt. Sicherer ist es, in einem solchen Fall den kleineren Wert für das Paar einzusetzen.

Lastwechselzahl

Die Anzahl der Lastwechsel wird von KISSsoft aus der Drehzahl und der geforderten Lebensdauer berechnet. Wenn Sie den Wert beeinflussen wollen, können Sie dies im Fenster `Lastwechselzahl für Rad n definieren`. Zugriff darauf haben Sie durch Klicken des -Buttons. Darin können Sie zwischen fünf verschiedenen Lastwechselzahl-Berechnungen wählen.

1. **Automatisch** Die Lastwechselzahl wird automatisch aus Lebensdauer, Drehzahl und der Anzahl Zwischenräder berechnet.
2. **Lastwechselzahl** Die Anzahl Lastwechsel in Millionen wird direkt eingegeben. Diese Option muss für alle beteiligten Räder gewählt werden um berücksichtigt zu werden.
3. **Lastwechsel pro Umdrehung** Die Anzahl Lastwechsel pro Umdrehung wird eingegeben. Bei einem Planetengetriebe mit drei Planeten wäre für die Sonne im Eingabefeld der Wert `3`, für die Planeten der Wert `1` einzutragen.

   Hinweis:
   Ist der Auswahlbutton `Automatisch` gesetzt, werden im Berechnungsmodul `Planetenstufe` die Anzahl Lastwechsel bereits unter Berücksichtigung der Anzahl Planeten von KISSsoft bestimmt.
4. **Lastwechsel pro Minute** Die Lastwechselzahl pro Minute wird eingegeben. Dies kann z.B. bei Zahnstangen oder Zahnradstufen mit häufigem Drehrichtungswechsel, wo keine Dauerdrehzahl definiert ist, geeignet sein.
5. **Effektive Zahnstangenlänge** Die eingegebene Zahnstangenlänge wird zur Berechnung der Lastwechselzahl der Zahnstange verwendet. Die Länge der Zahnstange sollte grösser sein als der Umfang des Zahnrades, ansonsten muss beim Rad berücksichtigt werden, dass nicht jeder Zahn in Eingriff kommt. Bei einer Paarung Ritzel mit Zahnstange sollte hier eine Eingabe

vorgenommen werden. Andernfalls wird N_L(Zahnstange) = N_L(Ritzel)/100 gesetzt.

HINWEIS

Für Antriebe, die nur einen Schwenkwinkel überstreichen, wird im Folgenden ein Vorgehen zur Berechnung dargestellt.

Gegeben sei ein Szenario mit Untersetzung

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

und einem Schwenkwinkel w in [°] von Rad 2, wobei Rad 2 dauernde Vor- und Rückwärtsbewegungen um den Winkelbetrag w ausführt. Als Lebensdauer wird die effektive Einsatzdauer eingegeben. Berechnet werden nun zwei Faktoren N_1, N_2, die die absolute Lastwechselzahl N_L reduzieren. Führen Sie dazu folgende Schritte aus:

a) Für Ritzel und Rad den Wechselbiegungsfaktor zu 0.7 setzen oder nach ISO 6336-3:2006 bestimmen. Damit zählt ein Lastwechsel als eine komplette Vor- und Rückwärtsbewegung

b) Faktor N_1 für das Ritzel wird wie folgt bestimmt:

$$N_1 = 0.5 \qquad \text{für } w \cdot i > 360$$
$$N_1 = 0.5 \cdot \max(1.0, 360/w/i) \qquad \text{für } w \cdot i \le 360$$

c) Die Lastwechselzahl überrollter Zähne von Rad 2 ist um Faktor N_2 kleiner, verglichen mit der Lastwechselzahl bei kontinuierlichem Drehen.

$$N_2 = 0.5 \cdot 360/w$$

Der Faktor 0.5 berücksichtigt die Vor- und Rückwärtsbewegung.

d) Die Faktoren N_1 und N_2 werden in das Eingabefeld `Lastwechsel pro Umdrehung` eingetragen.

Berücksichtigen der Punkte a ÷d ermöglicht die Festigkeitsberechnung für die korrekte Anzahl Lastwechsel.

Schleifkerbe

Der Einfluss der Schleifkerbe kann gemäss DIN 3990 oder ISO 6336 durch den Faktor Y_{Sg} berücksichtigt werden. Eingegeben wird das Verhältnis von Tiefe der Schleifkerbe t_g zu Radius der Schleifkerbe ρ_g gemäss Bild DIN 3990-3, Kapitel 4.4 oder gemäss ISO 6336-3, Figure 5. Berechnet wird in KISSsoft ein Faktor $Y_g = Y_{Sg}/Y_S$ (ein Faktor, der mit Y_S multipliziert wird).

Für die Tiefe der Schleifkerbe t_g wird der Abstand der 30° Tangenten von Vor- und Fertigkontur verwendet. Wenn in KISSsoft ein Aufmass für die Vorbearbeitung eingegeben wird (siehe Abb. 14.11), dann kann das Verhältnis t_g/ρ_g nicht mehr vom Benutzer eingegeben werden, sondern wird von der Software bestimmt. Eine Schleifkerbe entsteht, wenn eine Eintauchtiefe der Schleifscheibe (s. Abschnitt "Korrekturen" auf Seite II-105) eingegeben wurde und keine Restprotuberanz verbleibt, also entweder kein Protuberanzwerkzeug verwendet wurde, oder das Aufmass zu klein gewählt wurde. Der Rundungsradius ρ_g wird dann durch Abwälzen der Schleifscheibe an der 30°- Tangente bestimmt (bei Innenverzahnungen an der 60° Tangente).

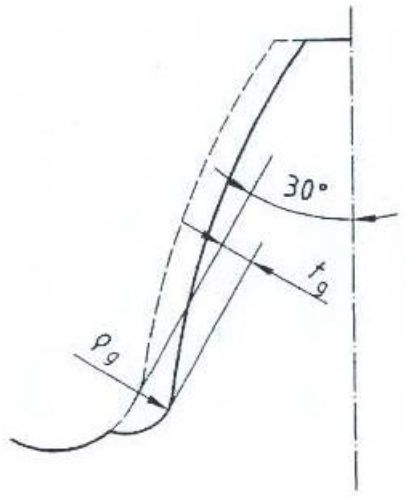


Abbildung 14.15: Schleifkerbe

Vorspannung

Der Einfluss eines Presssitzes, oder andere die Zahnfussspannung beeinflussende Behandlungen, kann durch die Vorspannung σ_P berücksichtigt werden. Dieser Wert beeinflusst die berechnete Zahnfussspannung sowie die Sicherheit nach folgenden Formeln:

Für die statische Festigkeit:

$$\sigma'_F = \sigma_F + \sigma_P$$

$$S'_S = \frac{R_P}{\sigma'_F}$$

$$S'_B = \frac{R_m}{\sigma'_F}$$

Für die Ermüdungsfestigkeit:

$$\sigma'_{FG} = \sigma_{FG} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_P}{R_m}\right)$$

$$S'_F = \frac{\sigma'_{FG}}{\sigma_F}$$

Die Vorspannung σ_P erzeugt lediglich zusätzliche Ergebnisse in den Protokollen. Ergebnisse im Resultate Fenster bleiben unverändert. Sie kann unter „Festigkeit" -> „Details" definiert werden.

HINWEIS 1

Diese Regel ist in der ISO-Norm nicht dokumentiert; **wir empfehlen daher grösste Vorsicht, wenn der Vorspanneffekt berücksichtigt werden soll.** Die Formeln stammen von Alstom Ecotecnia. KISSsoft zeigt diesen Effekt nur im Protokoll.

HINWEIS 2

Wird die Anwendung dieser Regel für die Hauptberechnung gefordert (Einzellast oder Lastkollektive), muss hierfür der Wert σ'Flim entsprechend der Gleichung für 'FG wie folgt verändert werden:

$$\sigma' F\lim = \sigma F\lim^* \cdot \left(I - \frac{\sigma_P}{R_m} \right)$$

In den Werkstoffwerten muss σ'Flim an Stelle von σFlim eingesetzt werden; dann wird die Hauptberechnung anhand dieser Regel für die Vorspannung ausgeführt.

Trägheitsmomente

Bei Bedarf kann das Trägheitsmoment der Zahnräder eingegeben werden. Die Angabe wird verwendet bei der Berechnung des Dynamikfaktors. Bei Falscheingabe (Abweichung > 100% von der erwarteten Angabe) wird eine Warnung ausgegeben. Meistens handelt es sich dann um einen Fehler in den Masseinheiten bei der Eingabe.

Optimale Kopfrücknahme

Für die Berechnung der Sicherheit gegen Mikropitting nach Methode B der ISO 15144 muss eingegeben werden, ob die Profilkorrektur als optimal angenommen werden soll oder nicht. Dasselbe gilt für die Berechnung der Fresssicherheit. Eine Kontrolle erfolgt durch die Software, ob die effektive Kopfrücknahme (Ca) in etwa der optimalen (Ceff) entspricht. Wenn diese Kontrolle grosse Abweichungen ergibt, d.h. Ca < 0.333*Ceff oder Ca > 2.5*Ceff ist, erscheint eine Warnung. In diesem Fall wird die Eingabe nicht beachtet und im Report entsprechend dokumentiert.

Fussrundung geschliffen

Die Angabe, ob die Fussrundung geschliffen ist oder nicht, wird nur verwendet bei Berechnungen nach GOST.

Information zur Werkstoffhärte

Für mehr Informationen zur Werkstoffhärte gehen Sie bitte zum Kapitel 14.9a: Flankenbruch.

14.2.7 Details der Festigkeit (AGMA)

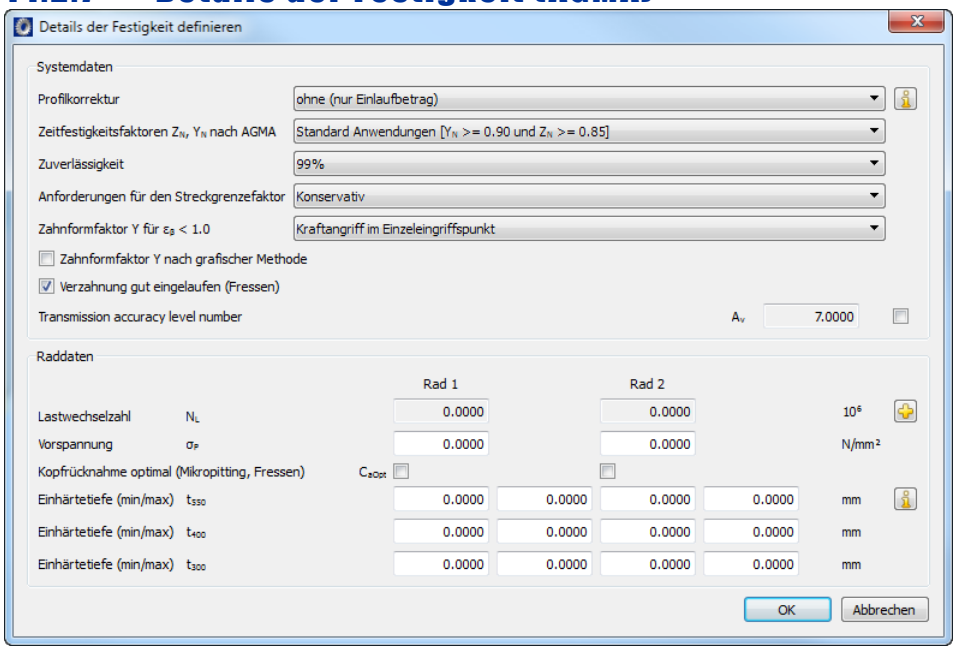


Abbildung 14.16: Eingabefenster `Details der Festigkeit definieren` für eine Festigkeitsberechnung nach AGMA

HINWEIS

Hier werden nur die vom Eingabefenster der Berechnungen nach ISO abweichenden Ergänzungen erläutert.

14.2.7.1 Zeitfestigkeitsfaktoren

Die Zeitfestigkeitsfaktoren bestimmen die zulässigen Werkstoffwerte im Zeit- und Dauerfestigkeitsgebiet. Für Standardanwendungen reduziert sich die Dauerfestigkeit bis 10^{10} Lastwechseln von 100% auf 90% (Fuss) und 85% (Flanke). Der Abfall der Festigkeit wird gemäss AGMA auch über die 10^{10} Lastwechsel hinaus verlängert. Bei kritischen Anwendungen (wenn ein Ausfall des Getriebes unbedingt vermieden werden sollte) werden die Werkstoffwerte gegenüber Standard-Anwendungen weiter reduziert.

14.2.7.2 Zahnformfaktoren

Für Stirnräder mit kleinem Schrägungswinkel oder geradverzahnte Stirnräder kann wahlweise der Kraftangriff am Kopf oder der Kraftangriff im Einzeleingriffspunkt (genauere Variante) gewählt werden. Bei Stirnrädern mit grossem Schrägungswin-

kel ($\varepsilon\beta \geq 1$) wird nach AGMA immer der Kraftangriff in den Einzeleingriffspunkt gelegt.

Die Berechnung am Einzeleingriffspunkt führt zu einer kleineren Zahnfussbeanspruchung durch eine Aufteilung der Lasten auf zwei Zahnpaare. Bei grossen Teilungseinzelabweichungen tritt diese Aufteilung allerdings nicht auf, deshalb sollte dann der Kraftangriff am Kopf gewählt werden.

Gemäss AGMA wird als kritischer Querschnitt im Fuss der Kontaktpunkt zwischen der Zahnform und der Lewis-Parabel gewählt. Dort werden die Spannungen ermittelt. Zur Berechnung von Innenverzahnungen liefert die AGMA keine Formeln, sondern verweist auf die grafische Zahnformbestimmung. Die erforderlichen Daten sind Messungen zu entnehmen. Durch Aktivieren der Checkbox für den Zahnformfaktor nach grafischer Methode führt die Software automatisch eine Zahnformberechnung an der Stelle des grössten K_f- oder I-Faktors aus. Gegenüber der Methode nach Lewis, bei der die Berechnung nur im Kontaktpunkt der Parabel ausgeführt wird, liefert der Ansatz des Querschnitts mit den grössten Spannungen genauere Ergebnisse und ist daher auch für Aussenzahnräder zu empfehlen.

14.2.7.3 Transmission accuracy level number

A_V (bzw. Q_V für AGMA 2001-C95 oder früher) wird nach den Formeln der AGMA 2001 oder 2101 berechnet und hängt stark von der Verzahnungsqualität ab. A_V kann um eine Stufe grösser oder kleiner sein als die Verzahnungsqualität und wird für die Berechnung des Dynamikfaktors benötigt. Der Wert kann vom Benutzer überschrieben werden.

14.2.8 Lastkollektiv definieren

Lastkollektiv

Normkollektiv, binominalverteilt, p=5/6

☑ Lastkollektiv berücksichtigen

	Häufigkeit [%]	Leistung [kW]	Drehmoment [Nm]	Drehzahl [1/min]	$K_{A,S}$
1	0.000200	75.0000	1624.7669	440.8000	1.0000
2	0.001600	74.4000	1611.7688	440.8000	1.0000
3	0.028000	73.1250	1584.1477	440.8000	1.0000
4	0.272000	71.5500	1550.0276	440.8000	1.0000
5	2.000000	69.6750	1509.4084	440.8000	1.0000

Abbildung 14.17: Gruppe `Lastkollektiv`

In dieser Gruppe können Sie auf Lastkollektive, die in der Datenbank abgelegt wurden, zugreifen. Weiter können die Lastkollektive direkt definiert werden.

Wenn `Einlesen` gewählt wird, kann eine Datei (Entweder *.txt oder *.dat) mit einem Lastkollektiv eingelesen werden.

Eine Beispieldatei, wie ein Lastkollektiv definiert werden kann, ist in der Datei 'Example_DutyCycle.dat' im Unterordner `dat` im KISSsoft-Installationsverzeichnis ersichtlich.

Sollen bei der Berechnung mit Lastkollektiven für jedes Lastkollektivelement separate Faktoren ($K_{H\beta}$, K_{γ}, etc.) berücksichtigt werden, müssen im `Tab Faktoren` entsprechende Einstellungen für den Lastverteilungsfaktor (auf Seite II-56) K_{γ}, den Wechselbiegungsfaktor (auf Seite II-57) Y_M und den Breitenlastfaktor (auf Seite II-61) $K_{H\beta}$ vorgenommen werden. Eine Beispieldatei, wie ein Lastkollektiv mit Faktoren ($K_{H\beta}$, K_{γ}, etc.) definiert werden kann, ist in der Datei 'Example_DutyCycleWithFactors.dat' im Unterordner `dat` im KISSsoft-Installationsverzeichnis ersichtlich.

14.2.8.1 Art des Lastkollektivs

Die Berechnung der Lebensdauer bei Lastkollektiven erfolgt nach der ISO 6336, Teil 6, und beruht auf der Palmgren-Miner-Regel.

Vorgegeben sind drei Lastkollektive nach DIN 15020 (Kranbau) und viele Normkollektive. Eigene Lastkollektive können eingegeben werden.

Ein Lastkollektiv besteht aus mehreren (bis zu 50 in der Datenbank bzw. unbeschränkt falls eingelesen ab Datei) Elementen, jeweils bestehend aus der Häufigkeit, Drehzahl und Leistung oder Drehmoment. Die Daten beziehen sich immer auf das bei der Eingabe der Nennleistung (Maske Leistung- Moment-Drehzahl) gewählte Bezugsrad. Intern werden die Werte als Faktoren abgelegt, so dass bei der Änderung der Nennleistung die Werte automatisch angepasst werden.

Wenn bei Planetenstufen zwei Drehzahlen ungleich Null vorgegeben sind, können zwei Lastkollektive ausgewählt werden. Beim zweiten Lastkollektiv spielt dabei nur der Drehzahlfaktor eine Rolle.

HINWEIS

In der Berechnung wird die Lastabhängigkeit der K-Faktoren berücksichtigt (K-Faktoren : Dynamik-, Breitenlast- und Stirnfaktoren). Wenn das Resultat genauer überprüft werden sollte, finden sich in der Textdatei Z18-H1.TMP (im TMP-Verzeichnis) die interessanten Zwischenresultate.

14.2.8.2 Lastkollektive mit negativen Elementen

Lastkollektive mit negativen Lastkollektiv-Elementen (T < 0 und/oder n < 0) können wahlweise wie folgt berechnet werden (wird nur auf Elemente, bei welchen der Wechselbiegungsfaktor YM=1.0 ist, angewendet).

WICHTIG:

Ein Lastkollektiv-Element wird dann als negativ bewertet, wenn die Nicht-Arbeitsflanke belastet wird.

Faktor für Drehmoment	Faktor für Drehzahl	Belastete Flanke	Lastkollektiv-Element ist
+	+	Arbeitsflanke (*)	Positiv bewertet
+	-	Arbeitsflanke (*)	Positiv bewertet
-	+	Nicht-Arbeitsflanke	Negativ bewertet
-	-	Nicht-Arbeitsflanke	Negativ bewertet

(*) Arbeitsflanke, wie eingegeben in Tab Festigkeit

Tabelle 14.10: Bewertung eines Lastkollektivelements in Abhängigkeit der Vorzeichen

Zur Auswahl unter `Details` im Tab `Belastung`, Gruppe `Festigkeit` kann festgelegt werden:

- Für die Berechnung der Grübchen-Sicherheit
  - Alle negativen LK-Elemente positiv werten (wie bisher)
  - Nur positive LK-Elemente werten
  - Nur negative LK-Elemente werten
  - Beide Fälle rechnen und ungünstigeren Fall dokumentieren
- Für die Berechnung der Zahnfuss-Sicherheit
  - Alle negativen LK-Elemente positiv werten (wie bisher)
  - Bei negativen LK-Elementen Fussspannung mit 1/0.7 erhöhen
  - Bei positiven LK-Elementen Fussspannung mit 1/0.7 erhöhen
  - Beide Fälle rechnen und realistischeren Fall dokumentieren

14.2.8.3 Klassifizierung der Lastkollektive nach F.E.M. Richtlinie

Für ein Lastkollektiv wird im Report unter dem Abschnitt ‘Ergänzende Daten’ nach F.E.M 1.001 [108] (s. Abschnitt "Literaturverzeichnis" auf Seite X-2) der Spektrumfaktor k_m, sowie die Maschinenklassen L, T und M angegeben.

Der Spektrumfaktor k_m liegt zwischen 0 und 1 und beschreibt die Belastung einer Maschine durch das wirkende Drehmoment. Bei einem Lastkollektiv von 100% Drehmoment zu 100% der Zeit wird k_m zu 1. Die Spektrumklasse L wird nach Tab. T.2.1.3.3 der F.E.M. 1.001 aus dem errechneten Spektrumfaktor k_m ermittelt und steigt mit dem wirkenden Drehmoment von L1 bis zu L4.

Die Anwendungsklasse T wird aus der gesamten Zeitdauer des Lastkollektives ermittelt. Dabei wird je nach einer Zeitdauer zwischen Null und 50 000 Betriebsstunden die Maschine in eine bestimmte Anwendungsklasse T0 bis T9 eingeteilt (s. Tab. T.2.1.3.2 der F.E.M. 1.001). Im Report werden jeweils die vorgegebene und erreichbare Anwendungsklasse T ausgegeben.

Je nach festgestellter Anwendungsklasse T und Spektrumklasse L wird gemäss Tab. T.2.1.3.2 der F.E.M. 1.001 eine Maschinenklasse M ermittelt. Im Report werden jeweils die vorgegebene und erreichbare Maschinenklasse M ausgegeben. In Abhängigkeit der Anwendungsklasse T und Spektrumklasse L werden die Maschinenklassen M1 (kurze Betriebsdauer, geringe Belastungen) bis M8 (lange Betriebsdauer, hohe Belastungen) festgelegt.

14.2.9 Berechnung Fressen

Hier gibt es die Auswahlmöglichkeiten:

- `Entsprechend der Methode der Festigkeitsberechnung`

  Dabei wird, wenn die DIN-Festigkeitsberechnungsmethode verwendet wird die Berechnung des Fressens nach DIN 3990-4 ausgeführt, bei allen anderen Berechnungsmethoden wird das Fressen nach der ISO TR 13989 gerechnet.

- `Immer nach ISO TR 13989`

  Die Berechnung des Fressens wird immer nach ISO TR 13989 ausgeführt.

- `Immer nach DIN 3990-4`

Die Berechnung des Fressens wird immer nach DIN 3990-4 ausgeführt.

In Abweichung zur DIN3990-4 werden (analog ISO TR 13989) für die Massentemperatur die folgenden Formeln verwendet:

$$theMC = theoil + XS * 0.70 * theflaint$$

$$theMB = theoil + XS * 0.47 * theflamax$$

Bei Einspritzschmierung ist XS=1.2 (sonst 1.0); es macht wenig Sinn, die Öltemperatur (theoil) mit dem Faktor zu multiplizieren, wie es die DIN3990-4 vorschreibt.

☼ `Immer nach DIN 3990-4 analog STplus`

STplus (Version 6.0) verwendet für die Massentemperatur die Original-Formeln nach DIN3990-4. Hingegen wird die dynamische Ölviskosität etaM in Abweichung von DIN3990-4 mit der Öltemperatur (statt der Massentemperatur) berechnet.

Je nach Auswahl wird die Integral- und die Blitztemperatur nach der entsprechenden Norm gerechnet.

14.2.10 Berechnung der Integraltemperatur und der Blitztemperatur

Die Berechnung erfolgt für Stirnräder und Kegelräder. Hier kann eingestellt werden, ob die Berechnung des Fressens nach DIN oder, entsprechend der gewählten Methode für die Festigkeitsberechnung nach ISO erfolgen soll.

14.3 Faktoren

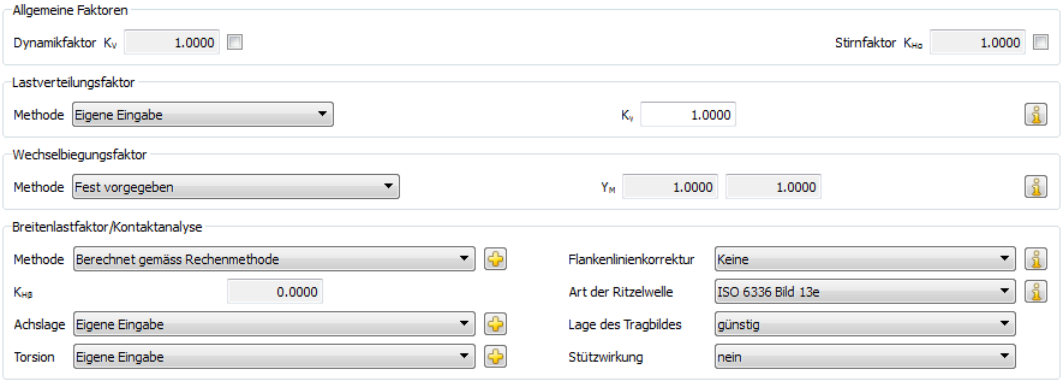


Abbildung 14.18: Eingabefenster `Faktoren` beim Stirnradpaar

Das Eingabefenster `Faktoren` gehört zu den Standard-Tabs (siehe Seite I-50).

14.3.1 Stirnfaktor

Der Stirnfaktor $K_{H\alpha}$ wird auf Grund der gewählten Rechenmethode berechnet. Der Stirnfaktor berücksichtigt ungleichmässiges Tragverhalten über mehrere Zähne. Bei steigender Überdeckung wird der Stirnfaktor grösser, abhängig von der vorgegebenen Verzahnungsqualität. Eine hohe Überdeckung führt zu einer Minderung der Fussspannungen, dieser Effekt wird bei grossen Teilungseinzelabweichungen durch den Stirnfaktor kompensiert.

In Sonderfällen wird der Stirnfaktor unrealistisch gross. Wenn man den Stirnfaktor in einem solchen Fall beschränken möchte, setzt man einen Haken in die Checkbox rechts neben dem Eingabefeld. Der Wert ist dann veränderbar.

14.3.2 Dynamikfaktor

Der Dynamikfaktor berücksichtigt Zusatzkräfte auf Grund von Eigenschwingungen (Resonanzen) im Zahneingriff. Er wird standardmässig gemäss der gewählten Rechenmethode berechnet, kann aber auch auf Grund von genaueren Messungen eingegeben werden. Haben Sie die Checkbox rechts des Eingabefelds ausgewählt, können Sie den Wert ändern.

14.3.3 Lastverteilungsfaktor

Der Lastverteilungsfaktor berücksichtigt die ungleichmässige Verteilung der Last auf mehrere Planeten oder Zwischenräder. Die Last wird dabei mit diesem Faktor multipliziert. Auslegungsvorschlag nach AGMA 6123-B06:

	Anzahl Planeten									
Anwendungs	2	3	4	5	6	7	8	9	Qualität	Flexible
Level									ISO 1328 AGMA 2015	Montage
1	1.16	1.23	1.32	1.35	1.38	1.47	1.60	-	≥ 7	ohne
2	1.00	1.00	1.25	1.35	1.44	1.47	1.60	1.61	5 ÷ 6	ohne
3	1.00	1.00	1.15	1.19	1.23	1.27	1.30	1.33	≤ 4	ohne
4	1.00	1.00	1.08	1.12	1.16	1.20	1.23	1.26	≤ 4	mit

Tabelle 14.11: Lastverteilungsfaktor K_γ in Abhängigkeit der Planetenzahl

Anwendungslevel	**Erklärung**
1	Typisch für grosse, langsam drehende Planetengetriebe
2	Mittlere Qualität, typisch für Industriegetriebe
3	Getriebe hoher Qualität, z.B. für Gasturbinen

Tabelle 14.12: Bedeutung der Anwendungslevel

HINWEIS

Level 2 oder höher verlangt, dass mindestens ein Element fliegend ist.
Level 3 oder höher verlangt einen flexiblen Zahnkranz.
Flexible Montage der Planeten verlangt eine Lagerung auf flexiblem Zapfen/flexibler Welle oder eine Lagerung mit Kupplung.

In Abhängigkeit der Verzahnungsqualität und der Anzahl Planeten wird mittels der Methode `Berechnet nach AGMA 6123` der Lastverteilungsfaktor K_γ für die Anwendungslevel 1 ÷ 3 bestimmt.

Soll der Lastverteilungsfaktor bei Verwendung von Lastkollektiven für jedes Element unterschiedlich eingegeben werden ist die Methode `Eigene Eingabe, pro Laststufe` zu wählen.

14.3.4 Wechselbiegungsfaktor

Die Berechnung der Zahnfussfestigkeit ist für die schwellende Belastung des Zahnfusses ausgelegt. In Spezialfällen ist der Zahnfuss aber durch Wechselbiegung belastet (z. B. das Planetenrad in Planetengetrieben). Für dieses Szenario kann durch Wahl der Methode `Eigene Eingabe` oder `Eigene Eingabe, pro Lastkollektivellement`, die Wechselbiegefaktoren der einzelnen Räder verändert werden. Alternativ zur direkten Übergabe der Werte können Sie durch Wahl der Methode `Berechnet nach ISO 6336-3 Anhang B` den Faktor berechnen lassen. Dazu müssen Sie dann im Tab `Belastung` im Abschnitt Lastkollektiv die Parameter f_{low} und f_{high} für jedes Rad eingeben. f_{high} muss immer mit 100% vorgegeben werden.

Die ISO 6336-5:2003, Abschnitt 5.3.3 und DIN 3990-5, Abschnitt 4.3 geben Y_M für den Fall reiner Wechselbeanspruchung mit 0.7 an. In ISO 6336-3:2006, Anhang B wird das Spannungsverhältnis *R* mit folgender Formel für Zwischen- und Planetenräder berücksichtigt

$$Y_M = \frac{1}{1 - R \cdot \frac{1 - M}{1 + M}} \tag{12.16}$$

$$R = -1.2 \cdot \frac{f_{low}}{f_{high}} \tag{12.17}$$

f_{high}	Lastanteil der höher belasteten Seite der Flanke (muss immer mit 100% vorgegeben werden)
f_{low}	Lastanteil der niedriger belasteten Seite der Flanke
M	Von der Behandlungsart und der Beanspruchungsart abhängige dimensionslose Grösse (siehe Tabelle B.1 in ISO 6336:2006-3, Annex B)
R	Spannungsverhältnis
Y_M	Wechselbiegungsfaktor

Behandlung	**Dauerfestigkeitsfaktor**	**Faktor für statischen Nachweis**
Stähle		

einsatzgehärtet	$0.8 \div 0.15\ Y_S$	0.7
einsatzgehärtet und kugel-gestrahlt	0.4	0.6
nitriert	0.3	0.3
brenn-/induktionsgehärtet	0.4	0.6
nicht oberflächengehärtete	0.3	0.5
Gussstahl	0.4	0.6

Tabelle 14.13: Mittleres Spannungsverhältnis M entsprechend Table B.1 - Mean stress ratio in ISO 6336:2006-3

Nach Linke [58] wird der Wechselbiegungsfaktor (dort als Y_A bezeichnet) gemäss Abb. 14.19 bestimmt. Für Kunststoffe gilt nach Niemann eine Empfehlung von 0.8 für Hartgewebe und von 0.667 für PA sowie POM.

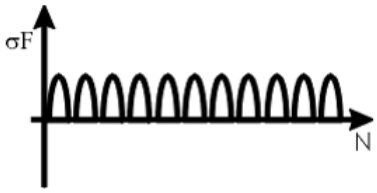
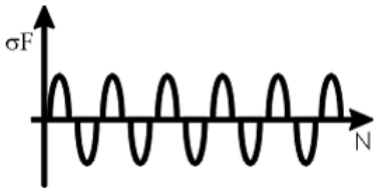
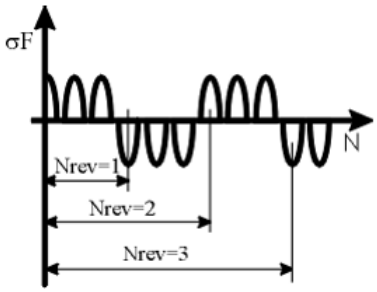
Betriebsart	Wechselbiegungsfaktor (Mittelspannungseinflussfaktor) Y_M	Belastungsrichtung
schwellend	1	
wechselnd	0.7 (1) 0.65 (2)	
reversierend	$0.85 - 0.15 \cdot \frac{\log N_{rev}}{6}$ (1) $0.85 - 0.20 \cdot \frac{\log N_{rev}}{6}$ (2) $(1 \leq N_{rev} \leq 10^6)$ 0.7 (1) 0.65 (2) $(N_{rev} \geq 10^6)$	
(1) Linke, H.: Stirnradverzahnung, Carl Hanser Verlag, 1996. (2) Linke, H.: Stirnradverzahnung, Carl Hanser Verlag, 2010.		

Abbildung 14.19: Wechselbiegungsfaktor nach Linke [58]

14.3.4.1 Lastkollektiv mit wechselndem Drehmoment

Lastkollektiv-Elemente können auch mit negativen Drehmomenten eingegeben werden.

Die Problematik:

Bis heute sind keine Rechenvorschriften bekannt, welche die Berechnung von Zahnrädern mit wechselnden Lastkollektiven beschreiben.

Der einzige eindeutige Fall, ist wenn bei jedem Zyklus (und in jedem Element des Kollektivs) ein Wechsel-Moment anliegt. In diesem Fall entspricht ein Lastwechsel genau einer Doppel-Belastung mit +Moment und dann mit –Moment. Dieser Fall wird korrekt berechnet, indem das Lastkollektiv der +Momente und der Wechselbiegungsfaktor YM für den Zahnfuss eingegeben wird. Die Flanke wird ebenfalls korrekt berechnet, da die +Momente immer an der gleichen Flanke anliegen.

Wenn hingegen der Antrieb eine gewisse Zeit vorwärts und anschliessend rückwärts läuft, sind sich die Experten zwar einig, dass dies für den Zahnfuss keine reine Wechsellast ist (und möglicherweise nur als ein einziger Wechsellast-Lastwechsel zählt). Aber wie genau ein solcher Fall realistisch rechnerisch bewertet wird, ist in Diskussion. Noch schwieriger ist es zu definieren, wie gemischte Lastkollektive mit ungleichen + und –Momenten für den Zahnfuss zu behandeln sind. Für die Flanke werden in einem solchen Fall nur die +Momente betrachtet (unter der Voraussetzung, dass die +Momente gleich oder grösser als die –Momente sind).

Ein Hinweis zur Behandlung von Lastkollektiven mit reversierendem Drehmoment:

Ein Belastungsverlauf wie in der Abbildung unten dargestellt, wenn der Zahn einige Male auf der linken Flanke belastet wird und anschliessend einige Male auf der rechten Flanke, kann wie folgt als Lastkollektiv umgesetzt werden. Hier an einem Beispiel dargestellt.

Belastungsverlauf (Beispiel):

13 Belastungen mit 100% der Nennlast (100 Nm) auf der linken Flanke, dann

9 Belastungen mit 80% der Nennlast (80 Nm) auf der rechten Flanke, etc.

Damit ergibt sich folgender Verlauf:

11 Lastzyklen mit 100% Last, positives Drehmoment, pulsierend; dann

1 Lastzyklus mit 100% Last links und 80% Last rechts; dann

7 Lastzyklen mit 80% Last, negatives Drehmoment, pulsierend; dann

1 Lastzyklus mit 80% Last rechts und 100% Last links;

dann wieder von vorne.

Dies kann wie folgt als Lastkollektiv abgebildet werden:

Häufigkeit	Drehmoment	Belastung Linke Flanke	Belastung Rechte Flanke
11/20 = 0.55	100 Nm	100%	0%
7/20 = 0.35	80 Nm	0%	100%

2/20 = 0.10	100 Nm	100%	80%

Tabelle 14.14: Belastungsverlauf abgebildet als Lastkollektiv

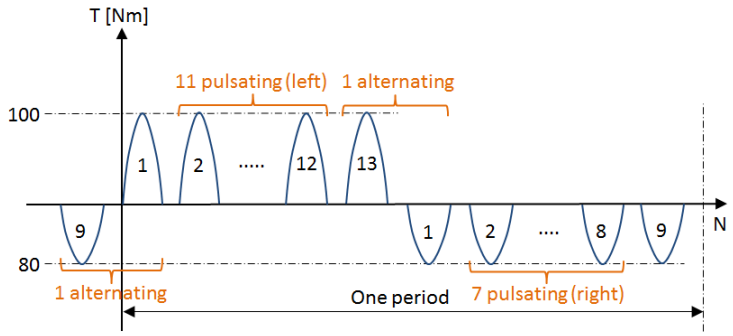


Abbildung 14.20: Belastungsverlauf

14.3.5 Breitenlastfaktor

Die Breitenlastfaktoren $K_{H\beta}$,$K_{F\beta}$,$K_{B\beta}$ berücksichtigen die Auswirkung einer ungleichmässigen Lastverteilung über die Zahnbreite auf die Flankenpressung, Zahnfussbeanspruchung und Fressbeanspruchung. Den Breitenlastfaktor können Sie entweder als konstanten Wert definieren oder mittels anderer Werte berechnen. Kennen Sie den Breitenlastfaktor $K_{H\beta}$ bereits, können Sie durch Wahl der Methode `Eigene Eingabe` einen Wert festlegen. Klicken des -Buttons öffnet bei einer Berechnung nach DIN/ISO das Fenster `Breitenlastfaktor definieren`, in dem Sie den gesuchten Wert anhand einiger Parameter berechnen können.

Die übliche Einstellung hier ist die Verwendung der Methode ' Berechnung gemäss Rechenmethode'. Damit erfolgt die Berechnung des Breitenlastfaktors nach den Formeln der Norm für die Festigkeitsberechnung (ISO, AGMA oder DIN). Dazu sind einige Eingaben notwendig, welche im rechten Teil des Fensters erscheinen (Flankenlinienkorrektur, etc.) und in den folgenden Kapiteln beschrieben werden. Weitere Eingaben können über den -Button im Fenster '`Breitenlastfaktor definieren`' vorgegeben werden.

Zur Eingabe "**Faktor K' mit Stützwirkung**": Das Ritzel bewirkt eine Versteifung der Welle (Stützwirkung), wenn d_1/d_{sh} >1.15 ist und das Ritzel mit festem Presssitz oder Welle/Ritzel am Stück gefertigt ist.

Die von den Normen vorgeschlagenen Formeln zur Bestimmung des Breitenlastfaktors KHb erlauben eine sehr schnelle, aber nur überschlägige (und damit ungenaue), Bestimmung von KHb. Der Faktor KHb wird mit diesen Formeln meist höher berechnet als er tatsächlich ist, und ist damit auf der sicheren Seite. Wenn der Faktor hoch wird (> 1.5), dann ist es sinnvoll eine genauere Berechnung durchzuführen. Dazu kann die Methode 'Berechnet nach ISO6336 Anhang E' verwendet werden.

Die Methode 'Berechnet nach ISO6336 Anhang E' ist eine sehr genaue, aber aufwändige, Methode. Wie in [44] beschrieben, wird das Klaffen im Zahneingriff berechnet, und damit dann die Lastverteilung über der Zahnbreite bestimmt. Zur Berechnung werden die Wellen mit den genauen Abmessungen und der Lagerung benötigt. Über den 'Achslage definieren'-Button können die in der Wellenberechnung gespeicherten zugehörigen Wellen angegeben werden.

Die Methode 'Berechnung mit Herstellabweichung nach ISO6336 Anhang E' ist die genaueste Variante, dabei wird zusätzlich die Angabe der Verzahnungstoleranz fHb (Flankenlinienabweichung über der tragenden Zahnbreite) und der Achslagetoleranz fma (Schiefstellung der Achslage in der Eingriffsebene) benötigt. In diesem Fall wird die Berechnung der Lastverteilung über der Zahnbreite 5 Mal berechnet (gemäss [44]): Zuerst ohne Abweichung, dann je mit (+fHb,+ fma), (+fHb,- fma), (-fHb,+ fma), (-fHb,- fma); der grösste dabei ermittelte Breitenlastfaktor KHb ist das Endresultat.

HINWEIS

Siehe `Modulspezifische Einstellungen -> Breitenlastfaktor` für Einstellungen betreffend die Berechnung nach ISO6336 Anhang E.

Soll der Breitenlastfaktor unter Verwendung von Lastkollektiven für jedes Element berechnet werden ist die Methode `Eigene Eingabe, pro Laststufe`, `Berechnet gemäss Rechenmethode` oder `Berechnet ohne/mit Herstellabweichung, nach ISO 6336-1 Anhang E, pro Laststufe` zu wählen.

Im Berechnungsmodul Stirnradpaare, Drei- und Vierradketten und Planetensysteme können Wellenberechnungsdateien aufgerufen werden um die relative Verschiebung zwischen den Zahnflanken, basierend auf den entsprechenden Wellendurchbiegungslinien (siehe Seite II-82), mit grösserer Genauigkeit zu berechnen. Drehmoment, Leistung und Kraft für alle Lastelemente der Welllenberechnung werden entsprechend des Teillastfaktors w_t angepasst.

Eine Torsion des Radkörpers kann berücksichtigt werden. Die Berechnung geht dabei von einem Voll- oder Hohlzylinder aus (Aussendurchmesser = Fusskreis + 0.4*Normalmodul oder Wälzkreis, je nach Vorgabe unter 'Einstellungen', Bohrung = Innendurchmesser), das heisst der Innendurchmesser wird berücksichtigt, das Drehmoment ist auf einer Seite Null. Das Drehmoment ist linear über die Zahn-

breite verteilt (parabolischer Verlauf der Torsions-Verdrehung). Die Seite der Einleitung des Torsionsmomentes können Sie auswählen, die Bezeichnungen I und II beziehen sich dabei auf die gleichen Seiten, wie bei der Eingabe der Verzahnungskorrekturen. Bei der Sonne von Planetenstufen wird die Erhöhung des Drehmoments durch den Mehrfacheingriff (mehrere Planeten) berücksichtigt. In allen andern Konfigurationen (z.B. bei Zahnradpaaren) wird kein Mehrfacheingriff berücksichtigt. In solchen Fällen kann der korrekte Drehmomentverlauf verwendet werden, wenn die Verformung aus der Wellenberechnung übernommen wird.

Zur Berechnung des Breitenlastfaktors nach ISO6336, Anhang E, wird die Zahnbreite in Scheiben unterteilt:

Die Rechengenauigkeit des Breitenlastfaktors nach Anhang E lässt sich über den Dialog Anzahl Scheiben definieren einstellen welcher über den Plussknopf neben der auswahl der Rechenmethode erreichbar ist.

14.3.5.1 Flankenlinienkorrektur

Falls gezielte Flankenlinienkorrekturen ausgeführt werden, ergibt sich ein ausgeglicheneres Tragverhalten. Die Abbildung 14.21 zeigt die beiden am häufigsten angewandten Korrekturen.

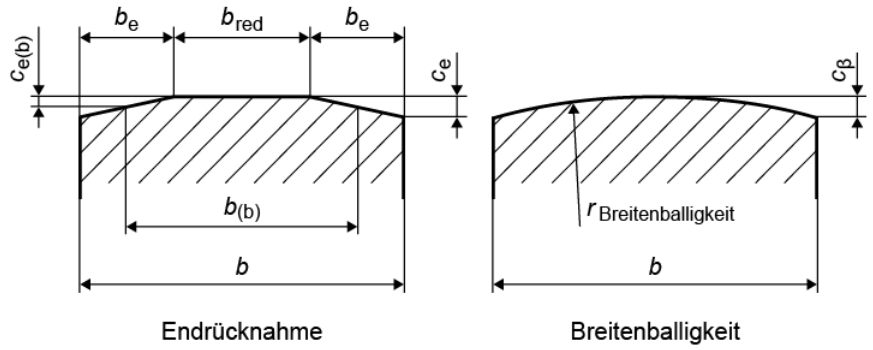


Abbildung 14.21: Endrücknahme und Breitenballigkeit

14.3.5.2 Stirnradpaare

Die Berechnung, wie sie in der ISO 6336 angegeben ist, beruht auf einer approximativen Bestimmung der Deformation des Ritzels. Dies kann in vielen Fällen sehr ungenau sein und ergibt meist zu hohe Breitenlastfaktoren.

Der Breitenlastfaktor ist das Verhältnis zwischen maximaler und mittlerer Linienlast. Die Grundgleichung für den Breitenlastfaktor ist entsprechend Gleichung (41) der Norm[4] :

$$K_{H\beta} = \frac{(F_m / b)_{\max}}{F_m / b} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma\beta}}{2 \cdot (F_m / b)} \tag{14.4}$$

Die wirksame Flankenlinien-Abweichung $F_{ßy}$, s. Gleichung (52) der Norm, wird unter der Annahme einer linearisiert bestimmten Verformungskomponente f_{sh} bestimmt. Der Multiplikator 1.33 in der Gleichung steht für die Umrechnung des linear bestimmten Verformungsverlaufs in den realen parabolischen Verlauf - siehe Glg. (14.5).

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} \cdot \kappa_\beta = (1.33 \cdot f_{sh} + f_{ma}) \cdot \kappa_\beta \tag{14.5}$$

Die Herstellkomponente der Flankenlinienabweichung f_{ma} wird aus den Herstelltoleranzen abgeleitet. Sofern ein übliches Vorgehen bei der Kontrolle der Verzahnungsqualität eingesetzt wird, kann folgende Formel (Gleichung (64) der Norm) angewendet werden:

$$f_{ma} = \sqrt{f_{H\beta 1}^2 + f_{H\beta 2}^2} \tag{14.6}$$

Wenn Sie mit der KISSsoft Wellenberechnung die exakte Flankenlinien-Abweichung durch Verformung (Torsion und Biegung) in der Eingriffsebene berechnet haben, so können Sie den auf Grund der Norm nur approximativ berechneten Wert f_{sh} korrigieren und damit wesentlich genauere Breitenfaktoren berechnen! Die Formel der Norm ist nach ISO6336 nur Vollwellen oder Hohlwellen mit einem Innendurchmesser kleiner dem halben Aussendurchmesser gültig.

[4] *Gleichungsnummern in diesem Abschnitt beziehen sich auf die ISO 6336:2006*

Die Berechnung des Breitenlastfaktors erfolgt nach Methode C2 gemäss folgender Gleichungen:

Grösse	Dropdownliste	Auswahl	Gleichung	Gl.nr.
$K_{H\beta}$				(8.04)/ (8.06)
F_β				(8.08)
F_β	Lage des Trag-bilds	ohne Nachweis oder ungünstig günstig optimal		(8.26) (8.27) (8.28)
f_{sh}				(8.39)
f_{sh0}	Flankenlinien korrektur	Keine	0.023 • γ	(8.31)
		Breitenballigkeit	0.012 • γ	(8.34)
		Endrücknahme	0.016 • γ	(8.35)
		volle	0 • γ	a)
		Leichte Breitenballigkeit	0.023 • γ	b)
		Schrägungswinkelkorrektur	0.0023 • γ	b)
		Breitenballigkeit + Schrägungskorr.	0.0023 • γ	b)
γ	Verzahnung	Gerad-/Schrägverzahnt Pfeilverzahnt		(8.32) (8.33)
f_{ma}	Flankenlinien korrektur	Keine	1.0 • $f_H\beta$	(8.51)
		Breitenballigkeit	0.5 • $f_H\beta$	(8.53)
		Endrücknahme	0.7 • $f_H\beta$	(8.52)
		volle Flankenlinienkorrektur	0.5 • $f_H\beta$	a)
		Leichte Breitenballigkeit	0.5 • $f_H\beta$	b)
		Schrägungswinkelkorrektur	1.0 • $f_H\beta$	b)
		Breitenballigkeit + Schrägungskorr.	0.5 • $f_H\beta$	b)

Tabelle 14.15: Übersicht der verwendeten Gleichungen nach DIN 3990:1987

a) Analog DIN 3990, Gleichung (6.20)
b) Analog ISO 9085, Tabelle 4

Grösse	Dropdownliste	Auswahl	Wert		Gl.nr.
$K_{H\beta}$					(39)/ (41)
F_β					(43)
		ohne Nachweis oder ungünstig			(52)
F_β	Lage des Tragbilds	günstig			(53)
		optimal			(56)
f_{sh}					(57)/ (58)
f_{ma}					(64)
		Keine	1 /	1	
		Breitenballigkeit	0.5 /	0.5	Table 8
		Endrücknahme	0.7 /	0.7	
B_1/B_2	Flankenlinien-	volle ¯	0 /	0.5	(56)
	korrektur	Leichte Breitenballigkeit	1 /	0.5	
		Schrägungswinkelkorrektur	0.1 /	1.0	Table 8
		Breitenballigkeit + Schrägungskorr.	0.1 /	0.5	

Tabelle 14.16: Übersicht der verwendeten Gleichungen nach ISO 6336:2006

Art der Ritzelwelle

Der Lastfall nach ISO 6336:2006, Fig. 13 (DIN 3990/1, Bild 6.8), bzw. die Lageranordnung, ist in Abbildung 14.22 dargestellt.

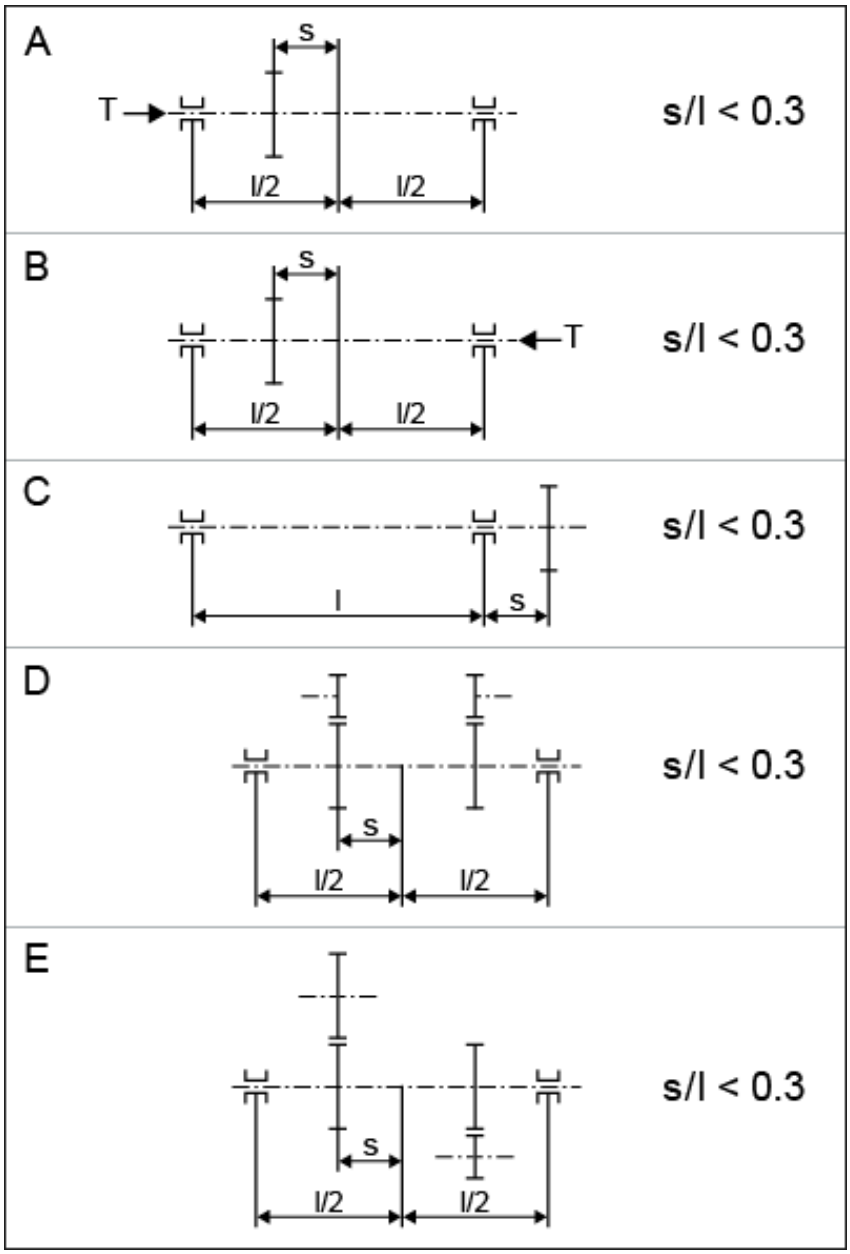


Abbildung 14.22: Lastfall nach ISO 6336:2006, Fig. 13.

Belastung nach AGMA 2001
Die Definition von s und s_1 nach AGMA 2001, Bild 13-3. In Abb. 14.23 wird die Lageranordnung nach AGMA 2001 dargestellt.

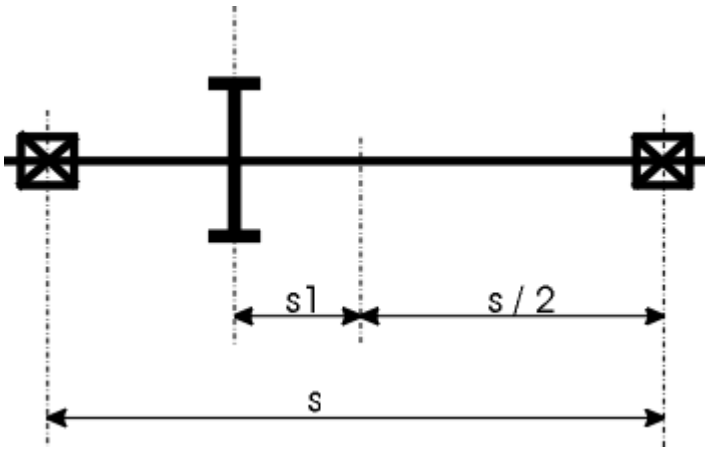


Abbildung 14.23: Lastfall nach AGMA 2001, Bild 13-3

14.3.5.3 Planetenstufen

Die Berechnung der Breitenlastfaktoren für Planetenstufen unterscheidet sich von der Berechnung bei Stirnrädern. Die Verformungskomponente f_{sh} ergibt sich aus der Deformation der Wellen gepaarter Zahnräder durch Torsion und Biegung. Dabei wird zur Vereinfachung bei einer Paarung Ritzel-Rad nur die (wesentlich größere) Deformation des Ritzels betrachtet.

Bei Planetenstufen treten folgende wesentliche Verformungen auf: - Die Sonne hat mehrere Zahneingriffe, dadurch heben sich alle Radialkräfte auf. Die Biegung entfällt, die Verformung entsteht einzig durch die Torsion; diese ist jedoch wegen des Mehrfacheingriffes entsprechend der Anzahl Planeten ein Mehrfaches höher als bei normalen Ritzelwellen. - Ein Planet hat zwei Eingriffe mit entgegengesetztem Drehmoment, dadurch entsteht keine Torsions-Verformung. Die Biegung kann wie bei Ritzelwellen berechnet werden, die Umfangskraft ist aber wegen den Eingriffen Sonne/Planet und Planet/Kranz zu verdoppeln. - Die Deformation des Kranzes kann üblicherweise vernachlässigt werden. Damit folgt, dass beim Eingriff Sonne/Planet die Torsion des Ritzels und die Biegung der Planetenwelle zu berücksichtigen ist, beim Eingriff Planet/Kranz nur die Biegung der Planetenwelle. Für übliche Lagerungsanordnungen von Planeten wird die Biegung - analog dem Vorgehen der ISO 6336 - analytisch bestimmt. Abb. 14.24 zeigt die vier häufigsten Fälle.

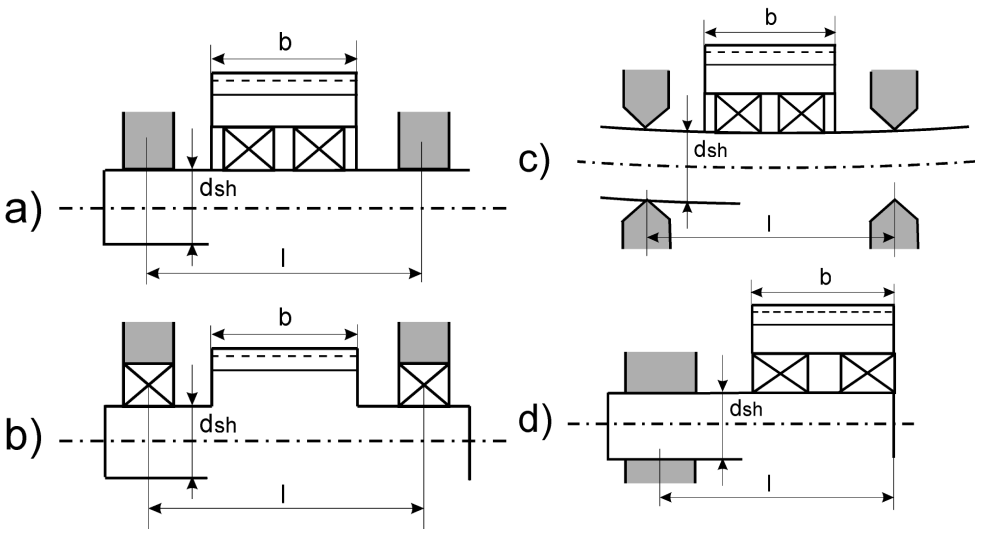


Abbildung 14.24: Lagerungsanordnung von Planeten

a) Planeten auf beidseitig fest eingespanntem Bolzen gelagert
b) Planeten mit Zapfen, die beidseitig im Planetenträger gelenkig gelagert sind
c) Planeten auf beidseitig weich eingespanntem Bolzen (gelenkig gelagert)
d) Planeten auf einseitig eingespanntem Bolzen gelagert

Konfiguration	**ISO 6336**	**DIN 3990**	**AGMA 2001**
a	Teil 1,	Formeln	Chapter 15, (37)
	Anhang D	6.20/6.21/6.24/6.25/	
b	Teil 1,	Formeln	Chapter 15, (37)
	Anhang D	6.24A/6.24B/6.25A/6.25B	
c und d	Teil 1,	Formeln nach Teil 1,	Chapter 15, (37)
	Anhang D	Anhang C, siehe [49]	

Tabelle 14.17: Konfiguration der Planetenstufen in ISO, DIN und AGMA

Zur ISO 6336 siehe auch die Erläuterungen in [49].

Die Gleichungen (14.7a - 14.7d) zeigen die Biege- Komponente in Abhängigkeit der Distanz x vom Beginn der tragenden Breite am Planeten. Da nur die Veränderung der Biegung über der Zahnbreite interessiert, wurde der konstante Term in den Gleichungen weggelassen, so dass $f_b(x = 0)$ zu Null wird. Ähnliche Formeln

finden sich in der Fachliteratur [38]. Für die Fälle a bis d gelten nach Abb. 14.24 die folgenden Gleichungen.

$$f_{bpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \left[\frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{12} - \frac{bx^2\left(3l - 6b + b^2\right)}{48} + \frac{b^2 x\left(3l - 4b + b^2 / l\right)}{48} \right] \quad (14.7a)$$

$$f_{bpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \left[\frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{12} - \frac{bx^2\left(l - b\right)}{8} + b^2 x\left(\frac{l}{8} - \frac{b}{12}\right) \right] \quad (14.7b)$$

$$f_{bpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \left[\frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{12} - \frac{bx^2\left(l - b\right)}{8} + b^2 x\left(\frac{l}{8} - \frac{b}{12}\right) \right] \quad (14.7c)$$

$$f_{bpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \left[\frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{6} - \frac{b^2 x^2}{4} + \frac{blx\left(l - b\right)}{2} \right] \quad (14.7d)$$

Die Torsionsverformung an der Sonne nach Gleichung (14.8) kann aus Anhang D abgeleitet werden (f_t entsprechend Formel D.1).

$$f_{tso} = p \cdot \frac{8}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{0.39 \cdot E_{so}} \left(\frac{b}{d_{so}} \right)^2 \cdot \frac{x}{b} \left(1 - \frac{x}{2b} \right) \quad (14.8)$$

Um möglichst nahe bei der Methode der ISO 6336 zu bleiben (und Formel 2 verwenden zu können), wird die mittlere Verformungskomponente f_{bmpla} (Biegung am Planet) und f_{tmso} (Torsion an der Sonne) bestimmt.

$$f_{tso} = \frac{1}{b} \int_0^b f_{tso}(x) dx \qquad f_{bmpla} = \frac{1}{b} \int_0^b f_{bmpla}(x) dx \quad (14.9)$$

$$f_{bmpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \frac{b^3}{16} \left(-\frac{b}{5} + \frac{l}{6} + \frac{b^2}{18l} \right) \quad (14.10a)$$

$$f_{bmpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \frac{b^3}{16} \left(\frac{l}{3} - \frac{b}{5} \right) \quad (14.10b)$$

$$f_{bmpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \frac{b^3}{16} \left(\frac{l}{3} - \frac{b}{5} \right) \tag{14.10c}$$

$$f_{bmpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \frac{b^2}{4} \left(\frac{b^2}{5} - bl + l^2 \right) \tag{14.10d}$$

$$f_{tmso} = p \cdot \frac{8}{3\pi} \cdot \frac{F_m / b}{0.39 E_{so}} \cdot \left(\frac{b}{d_{so}} \right)^2 \tag{14.11}$$

Entsprechend ISO 6336:2006 Gleichung D.8 ergibt sich die linearisierte Verformungskomponente der Flankenlinien-Abweichung f_{sh} (in mm) nun wie folgt:

$$f_{sh}\left(Paarung\ Sonne - Planet\right) = 2000 \cdot \left(f_{tmso} + f_{bmpla} \right) \tag{14.12}$$

$$f_{sh}\left(Paarung\ Planet - Ring\right) = 2000 \cdot f_{bmpla} \tag{14.13}$$

Damit können mit Gln. (14.4) und (14.5) die Breitenlastfaktoren für den Eingriff Sonne-Planet und Planet-Zahnkranz bestimmt werden.

Formelzeichen	**Einheit**	**Bedeutung**
b	mm	Tragende Breite Zahneingriff
$c\gamma\beta$	N/(mm µm)	Zahneingriffs-Steifigkeit
d_{pla}	mm	Teilkreis Planet
d_{sh}	mm	Durchmesser Planetenwelle
d_{so}	mm	Teilkreis Sonne
E_p	N/mm^2	Elastizitätsmodul Planetenbolzen/-welle
E_{so}	N/mm^2	Elastizitätsmodul Sonne
f_{bpla}	mm	Durchbiegung Planetenwelle
$f_H\beta$	μm	Flankenlinien-Winkelabweichung nach ISO 1328

$f_m\alpha$	μm	Herstellfehler-Abweichungskomponente
		der Flankenlinienabweichung
f_{sh}	μm	Verformungskomponente
		der Flankenlinienabweichung (linearisiert)
f_{tso}	mm	Torsionsverformung Sonne
F_m/b	N/mm	Mittlere Linienlast
$(F_m/b)_{max}$	N/mm	Maximale örtliche Linienlast
$F\beta_y$	μm	Wirksame Flankenlinienabweichung
$K_H\beta$	[-]	Breitenlastfaktor
l	mm	Länge Planetenbolzen/-welle
p	mm	Anzahl Planeten
x	mm	Distanz vom linken Ende der Zahnbreite
$\kappa\beta$	[-]	Einlauffaktor

Tabelle 14.18: Übersicht Formelzeichen

14.3.5.4 KHß-Berechnung mit Herstellungsfehlern

Nach ISO 6336-1(E) werden Steigungsabweichungen (fHb) und Fluchtfehler der Welle (fma) zusätzlich in der Eingriffsebene berücksichtigt. Ihre kombinierte Wirkung wird dann für den Flankenspalt mit fünf möglichen Fällen berücksichtigt:

- Fall 1: fma = fHb = 0, d.h. kein Fehler
- Fall 2: fma = |fma|, fHb = |fHb|, d.h. positive Werte für beide Fehler
- Fall 3: fma = +|fma|, fHb = -|fHb|
- Fall 4: fma = -|fma|, fHb = +|fHb|
- Fall 5: fma = -|fma|, fHb = -|fHb|, d.h. negative Werte für beide Fehler

Der Breitenlastfaktor $K_{H\beta}$ wird für alle fünf Fälle berechnet und der Höchstwert wird als Breitenlastfaktor des Radpaars gewählt.

Die positive Richtung liegt immer in Richtung des Materials des Ritzels, gesehen vom gemeinsamen Kontaktpunkt.

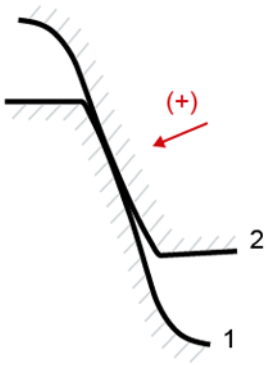


Abbildung 14.25: Definition der positiven Richtung

Alle fünf Fälle der Herstellungsfehler werden im Protokoll sowie in den Grafiken Klaffen und Lastverteilung dokumentiert.

Vorschlag für fhb und fma

Über den Auslegungsknopf neben dem Eingabefeld zu |fHb|können Vorschläge für brauchbare Angaben zu fHb und fma erhalten werden.

Der Vorschlag "Maximum" zeigt die grösstmöglichen Werte für fHb und fma an. Die Werte werden von den Toleranzen fHbT (Flankenlinien-Winkelabweichung) der beiden Räder und von der Achslagetoleranz ($f_{\Sigma\beta}$ und $f_{\Sigma\delta}$) hergeleitet.

Der Vorschlag "statisch bewertet" zeigt einen Vorschlag, welcher wahrscheinlich Grösstwerte anzeigt (99.7% Wahrscheinlichkeit). Dieser Vorschlag wird wie folgt berechnet:

$$f_{tot} = 3 * \sqrt{(f_{HbT1})^2 + (f_{HbT2})^2 + (f_{\Sigma})^2}$$
$$f_{Hb} = 3 * \sqrt{(f_{HbT1})^2 + (f_{HbT2})^2}$$
$$f_{ma} = f_{tot} - f_{Hb}$$

14.3.5.5 Definition des Wellenversatzes der einzelnen Bauteile

Für das Planetensystem werden die folgenden Bauteile angenommen:

- Sonnenrad
- Planetenträger
- N Planetenräder mit den entsprechenden N Zapfen
- Hohlrad

Die Lage dieser Bauteile im Getriebe und der entsprechende Wellenversatz können im Dialog 'Achslage definieren' festgelegt werden, der sich durch Klicken auf die Schaltfläche „Achslage definieren" im Tab „Faktoren" und "Kontaktanalyse" öffnet.

Im Tab „Achslage, proportional" wird die lastabhängige Ausrichtung der Systembauteile festgelegt:

- Verkippen der Sonne zur Getriebeachse (siehe Abb. 14.26). Wird keine Wellendatei verwendet kann die Sonne als fliegend gelagert berücksichtigt werden.
- Verkippen des Planetenträgers zur Getriebeachse (siehe Abb. 14.27)
- Verkippen des Planetenzapfens zum Planetenträger in Umfangsrichtung dt und in radialer Richtung dr (siehe Abb. 14.28). Für die Modellierung einer torsionsbedingten Verformung des Trägers ist ein Wert dt festzulegen.
- Das Verkippen des Planetenrads ist relativ zum Planetenbolzenachse. Der positive Wellenversatz (in Umfangsrichtung dt und radial dr) wird nach der Konvention in Abb. 14.28 festgelegt.
- Das Verkippen des Hohlrads relativ zur Getriebeachse (siehe Abb. 14.26). Zusätzlich kann die konische Aufweitung des Hohlrads berücksichtigt werden.

- Die Verformung des Planetenbolzens entsteht aus der Verwindung des Planetenträgers. Wenn unter dem Tab "Torsion" die Richtung des Drehmomentes eingegeben wird, führt die Software eine Kontrolle durch mit entsprechender Warnung, ob das Vorzeichen von dt korrekt eingegeben ist.
  Ist im Tab "Torsion" die Richtung des Drehmomentes eingegeben, dann geht die Software davon aus, dass dt die Verwindung des Trägers durch das Drehmoment repräsentiert. Bei Lastkollektiv-Elementen mit negativem Leistungsfaktor wird deshalb das Vorzeichen von dt bei der Berechnung von KHβ geändert

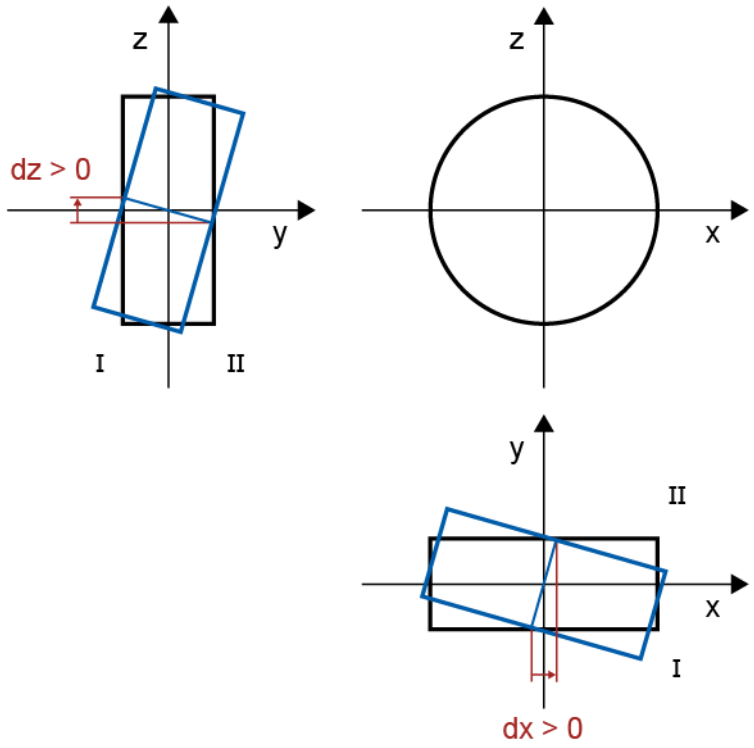


Abbildung 14.26: Verkippen von Sonne und Hohlrad zur Getriebeachse

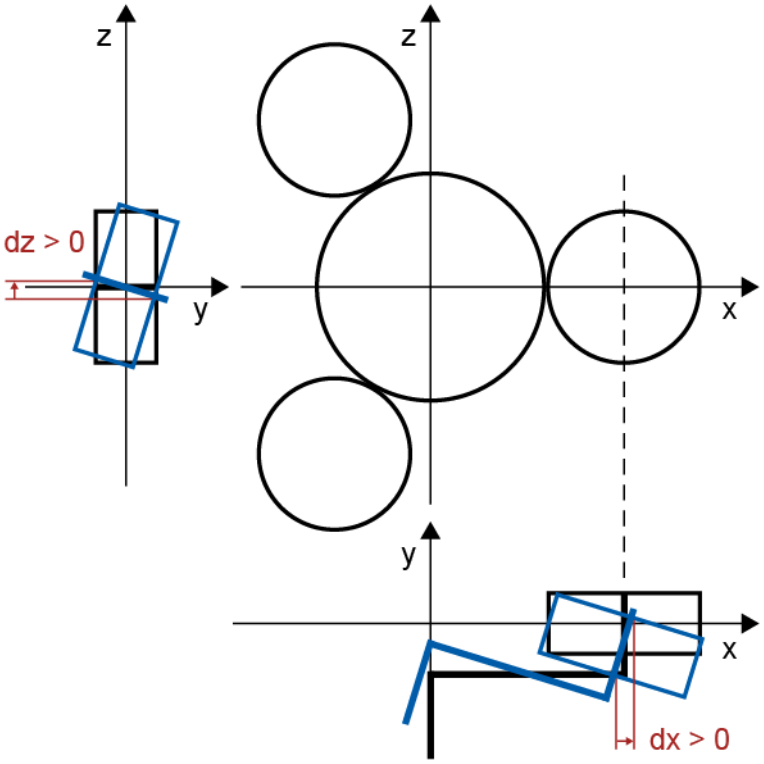


Abbildung 14.27: Verkippen des Planetenträgers zur Getriebeachse

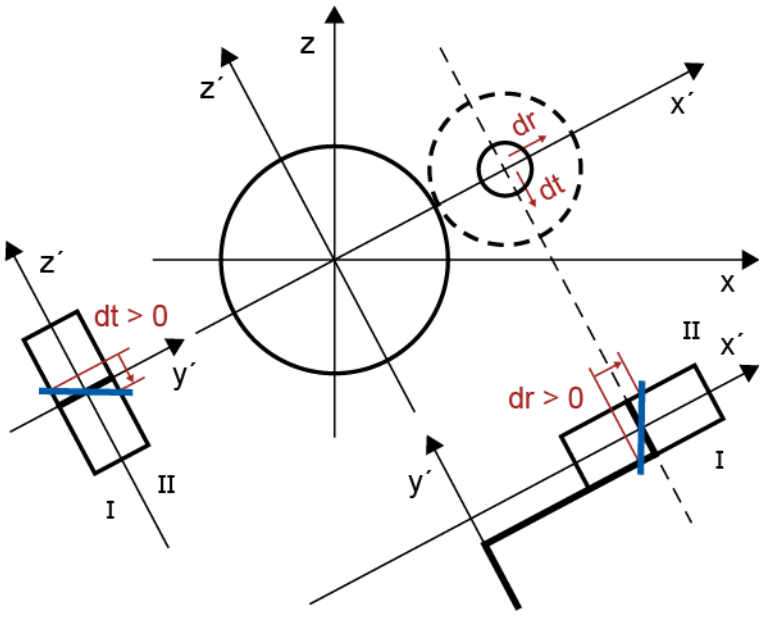


Abbildung 14.28: Verkippen des Planetenzapfens zum Planetenträger

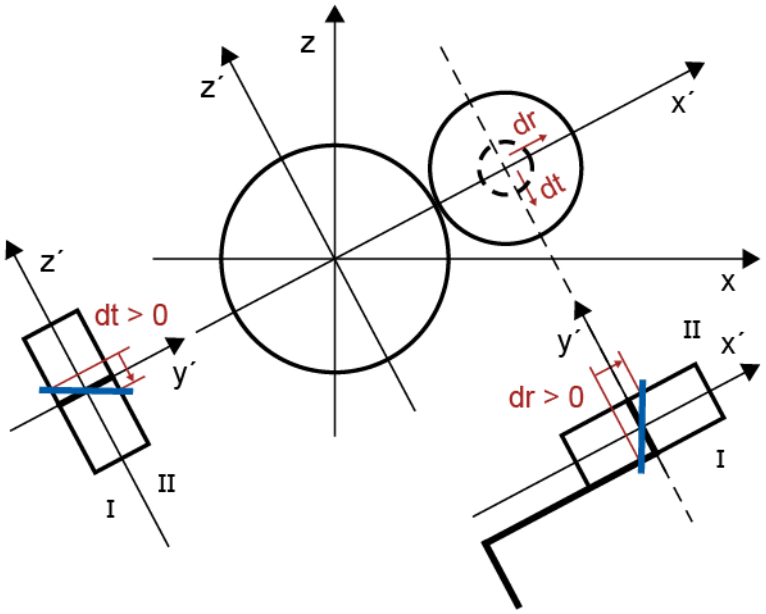


Abbildung 14.29: Verkippen des Planeten zum Planetenzapfen

Die Ausrichtung aller Wellen, ausser dem Planetenzapfen, kann auch mit Hilfe von Wellendateien festgelegt werden. Für die Wellendateien werden die gleichen Kontrollen ausgeführt wie für ein Zahnradpaar. Beispielsweise muss das Drehmoment der Zahnräder in den Wellenberechnungsdateien der Eingabe im Berechnungsmodul für die Zahnräder entsprechen. Die Trägerwelle unterscheidet sich durch ihre beiden Kupplungen: eine Kupplung überträgt das Drehmoment auf das Sonnenrad, die andere überträgt das Drehmoment auf das Hohlrad. Für beide Kupplungen muss der „Wirkdurchmesser" gleich dem Sonne-Planeten-Achsabstand sein und die „Länge der Krafteinleitung" muss zur Zahnbreite des Planetenrads passen. Wird für Sonne, Planet oder Hohlrad eine Wellendatei verwendet, muss über den zusätzlichen Plusknopf der zu berücksichtigende Zahneingriff gewählt werden.

Die proportionale Achslage wird mit der Teillast wt (für Kontaktanalyse), bzw. mit den ISO-Faktoren K_V,K_A und K_γ skaliert.

Der Winkel zum ersten Planeten Θ legt fest, wo sich für die jeweilige Systemdefinition das erste Planetenrad befinden muss. Jedes der aufeinander folgenden Planetenräder hat einen Winkelversatz von 2π / N zum vorhergehenden. Bei gegebener Schiefstellung des Planetenträgers ist die Lastverteilung am Planeten abhängig von der Position der Planeten. Durch eine Änderung von Θ kann sich KHb ändern, die Eingabe erlaubt deshalb den "worst case" zu finden.

Im Tab "Achslage, konstant" wird die nicht lastabhängige Achsneigung/-schränkung definiert.

Im Tab „Torsion" wird festgelegt, von welcher Seite das Drehmoment auf das System eingeleitet oder von ihm abgeleitet wird (je nachdem, ob es sich um ein Antriebs- oder ein angetriebenes Element handelt). Für die Eingabe der Drehmomentrichtung werden 3 Optionen angeboten:

- Nicht berücksichtigt
- Drehmoment wird eingeleitet/abgeleitet auf Seite I
- Drehmoment wird eingeleitet/abgeleitet auf Seite II

Die jeweilige Konfiguration wird auch grafisch dargestellt, damit der Benutzer seine Eingaben überprüfen kann.

Wird für die Festlegung der Wellenverformung eine Wellendatei benutzt, so ergibt sich die Torsionsverformung automatisch aus den Ergebnissen der Wellenberechnung.

Der Planetenträger ist meist komplexer als wie er in der Wellenberechnung eingegeben wird. Die Verwindung (Torsion) des Trägers ist deshalb oft grösser als rechnerisch in der Wellenberechnung hergeleitet. Deshalb kann wahlweise die Torsionsverformung aus der Wellenberechnung übernommen, oder unter dt bei 'Planetenbolzen' eingegeben (oder über FEM berechnet) werden.

Berechnung der Planetenträgerverformung mit FEM

Die Deformation des Planetenträgers bewirkt eine Schiefstellung des Planetenbolzens (Verkippen des Bolzens bezüglich der Planetenträgerachse um dt und dr). Eine genaue Bestimmung der Deformation des Planetenträgers muss mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) gemacht werden. Dazu stehen verschiedene Optionen zur Verfügung:

- Direkte Eingabe der berechneten FEM-Ergebnisse in Form von Punktkoordinaten und Punktverformungen (bei zweiseitigem Planetenträger je ein Knoten auf beiden Seiten; bei einseitigem Planetenträger zwei Knoten auf einer Seite, siehe Bild)

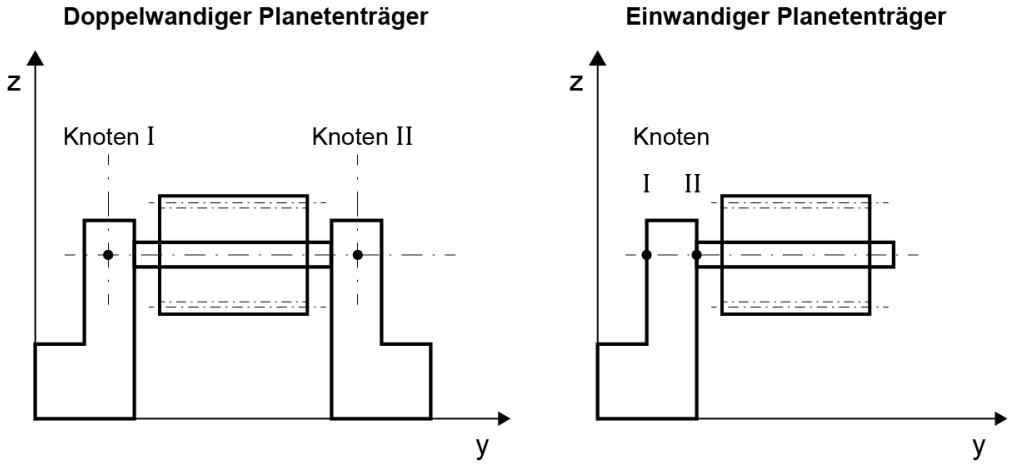


Abbildung 14.30: Tab Planetenträger

- Die Datei mit den FEM-Ergebnissen der Verformung des Planetenträgers importieren. Aus der Datei werden dann die Verformungen in den beiden Knoten ausgelesen. Die Koordinaten der Knoten müssen nicht exakt vorgegeben werden; die Verformungs-Daten des nächstliegenden Knotens werden übernommen.

Einige grundsätzliche Abmessungen des Planetenträgers eingeben, KISSsoft erzeugt dann den Träger in 3D und bestimmt die Verformung des Planetenträgers anhand des Bezugsdrehmoments.

Die folgenden Daten sind einzugeben:

Ein- oder zweiseitiger Planetenträger
Stiftdurchmesser (d)
Faktor für den Aussendurchmesser des Planetenträgers(f_{wa})
Faktor für den Innendurchmesser des Planetenträgers (f_{wi})
Faktor für die Wandstärke des Planetenträgers, die für Seite I und Seite II unterschiedlich sein kann (f_{swI} and f_{swII})
Breitenfaktor des Planetenträgers (f_{bpc})
Faktor für das Verbindungsstück des Planetenträgers (f_{dcon})
Faktor für das innere Verbindungsstück des Planetenträgers (f_{dicon})
Aussenflanschdurchmesser auf Seite I (d_{faI})
Flanschlänge auf Seite I (L_{fI})
Flanschwandstärke auf Seite I (S_{wfI})
Aussenflanschdurchmesser auf Seite II (d_{faII})
Flanschlänge auf Seite II (L_{fII})

Flanschwandstärke auf Seite II (S_{wfII})
Planetenträgermaterial (Auswahl aus der zur Verfügung stehenden Datenbank)

Die verschiedenen Faktoren können unter ‚Details' eingegeben werden, entweder als Faktoren oder direkt als Abmessungen.
Dort ist es auch möglich, über die Knöpfe ‚Planetenträger dimensionieren' und ‚Flansch dimensionieren' übliche Angaben für diese Daten zu erhalten.
Bitte beachten Sie auch, dass die Netzauflösung auch eingegeben werden kann.

In der folgenden Abbildung sind die Faktoren und Dimensionen genauer erklärt.
Beim einseitigen Planetenträger entfällt, je nach Eingabe der Torsionsrichtung, die Seite I oder II.

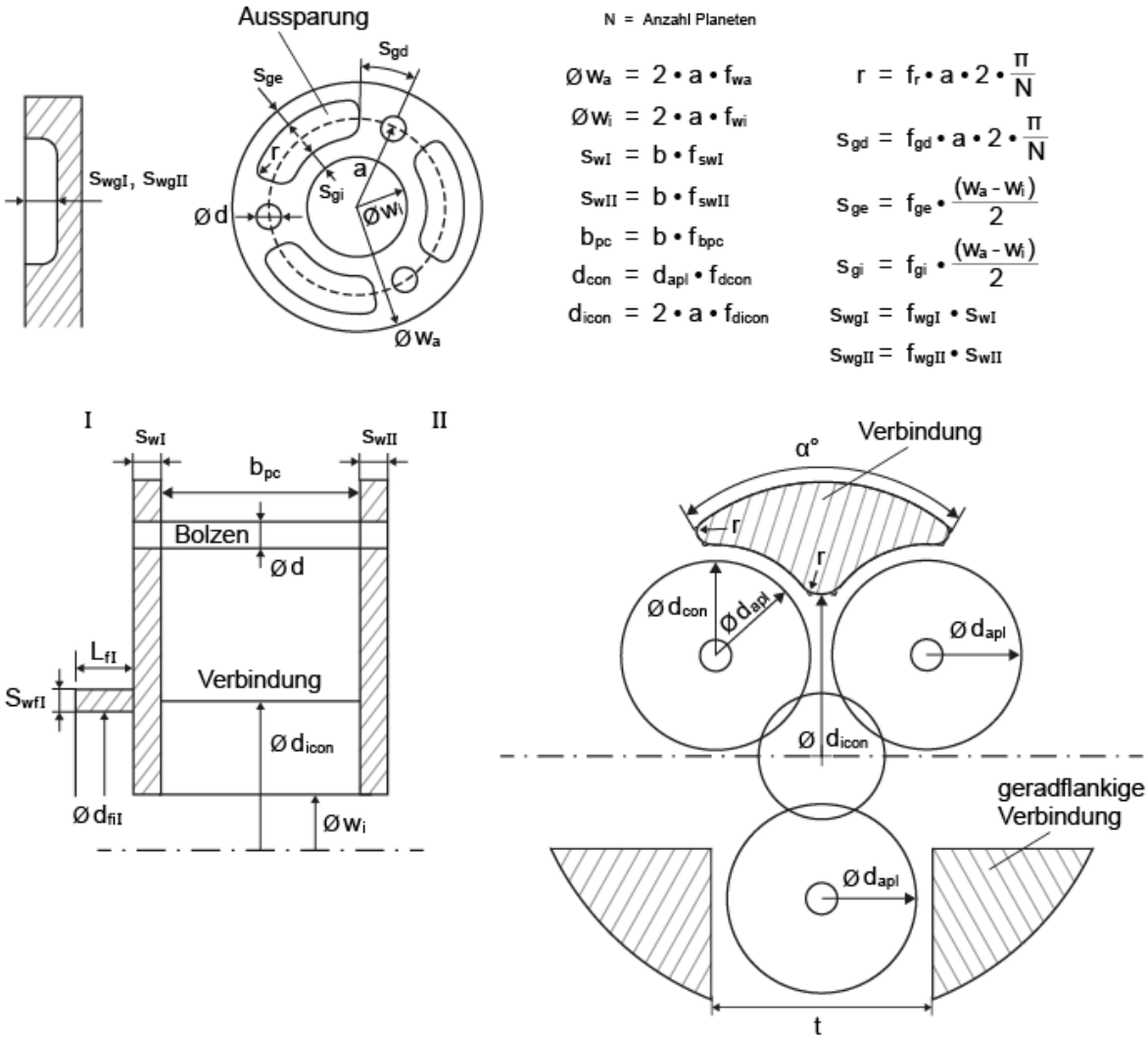


Abbildung 14.31: Faktoren und Dimensionen Planetenträger

Neben den oben dargestellten Trägervarianten kann ein Step-Modell des Trägers direkt eingegeben werden.

Zu beachten ist hier, dass der Träger am Innendurchmesser des Flanschs verspannt ist. Ist kein Flansch vorhanden, wird er am Innendurchmesser des Planetenträgers verspannt. Sind diese beiden Durchmesser identisch, wird er über die volle Länge des Flanschs und die Innendurchmesser des Trägers verspannt. Wird ein Step-Modell verwendet, wird am vorgegebenen Flanschdurchmesser verspannt.

Der von KISSsoft im Hintergrund aufgerufene FEM-Solver ist der Open-Source-Solver Code_Aster, der unter www.code-aster.org zu finden ist. Auch der Präpro-

zessor für den Aufbau des FE-Modells ist ein Open-Source-Programm mit dem Namen Salome und unter diesem Link zu finden: www.salome-platform.org. Beide Programme können mit Hilfe der KISSsoft DVD installiert oder über die KISSsoft-Website heruntergeladen werden, damit immer mit der richtigen Version gearbeitet werden kann. Die einzige Voraussetzung für die Arbeit mit dieser Methode ist die Installation von Java (kann unter www.java.com heruntergeladen werden) und die richtige Einstellung des bin-Verzeichnisses für die java.exe in KISSsoft unter 'Extras->Einstellungen->Verzeichnisse' JAVADIR.
Zu beachten ist, dass die Ordner dieser FEM-Programme (FEPreProcessor und FESolver) an einen beliebigen Ort kopiert werden können. Dieser Ort muss in KISSsoft unter `Extras->Einstellungen->Verzeichnisse->FEMDIR` festgelegt werden (standardmässig ist dies der KISSsoft Installationsordner). Bei einigen Computerkonfiguration muss eine Namensgebungskonvention nach MS-DOS Stil befolgt werden (KISSsoft gibt im gegebenen Fall eine Warnung aus). Sowohl der Solver als auch der Präprozessor sind mit GPL-Lizenz erhältlich, ebenso wie die Versionen auf den obigen Webseiten (mehr zu dieser Lizenz ist in den Installationsordnern dieser Programme in KISSsoft und auf den jeweiligen Webseiten zu finden).

II.14.3.5.5..1 Modell- und Ergebnis-Ansicht

Für die Anzeige des FEM-Modells oder der FEM-Ergebnisse muss das Salome-Programm gestartet werden. Dies geschieht mit Klick auf "Salome öffnen" nachdem die Berechnung beendet ist. Dann kann entweder die Datei „PlanCarr.unv" mit dem FEM-Netzmodell oder die Datei „PlanCarr.0.med" mit den FEM-Ergebnissen geöffnet werden. Für die Anzeige der Vernetzung (Mesh) in Salome ist das Mesh-Modul in der Dropdownliste der Salome-Werkzeugleiste auszuwählen und dann die Option ‚Datei->Import->UNV-Datei' zu wählen. Für die Ergebnisanzeige ist das ParaViS-Modul in Salome zu wählen und dann die oben erwähnte „med"-Datei zu öffnen. Mehr Informationen über das Arbeiten mit der Vernetzung und den Ergebnisdateien in Salome sind in einer speziellen Instruktion "kisssoft-anl-100-E-FEM-Planetencarrier.docx" zu finden. Diese Dokumentation können Sie über die Hotline beziehen.

14.3.6 Berücksichtigung der Wellenbiegung (Breitenlastfaktor und Kontaktanalyse)

Die Wellenbiegung kann über den Dialog 'Achslage definieren' berücksichtigt werden. Dieser kann entweder über den Tab "Faktoren" (Im Feld Breitenlastfaktor es muss die Option 'Berechnet nach ISO6336 Anhang E' oder 'Berechnet mit Herstellabweichung nach ISO6336 Anhang E' gewählt sein) oder "Kontaktanalyse" erreicht werden.

14.3.6.1 Haupteinstellungen

Im Dialog `Achslage definieren` können die proportionale und konstante Achsschränkung ($f_{\Sigma\beta-p}$, $f_{\Sigma\beta-c}$) und die Achsneigung ($f_{\Sigma\delta-p}$, $f_{\Sigma\delta-c}$) definiert werden. Die proportionale Achsschränkung/-neigung wird mit der Teillast wt (für die Kontaktanalyse), bzw. mit den ISO-Faktoren K_v,K_A und K_γ skaliert.

Anstatt die Abweichung und Neigung der Achsen direkt festzulegen (lineares Verformungsmodell), können Wellenberechnungsdateien verwendet werden, um den Einfluss von Biegung und Torsion der Wellen, auf denen die Zahnräder montiert werden, genauer zu bestimmen.

Der Dialog `Achslage definieren` ist nachstehend dargestellt; hier wird die Achslage anhand von Wellenberechnungsdateien ermittelt. In den Feldern "Datei Welle Rad 1/Rad 2" ist der Dateiname für die Welle, zu der das Ritzel (1) bzw. das Rad (2) gehören, einzugeben. Der Dateiname muss die vollständige Pfadangabe enthalten (zum Beispiel C:\MyCalculations\ContactAnalysis\pinion_shaft.W10); sind die Wellendateien im gleichen Ordner wie die Zahnradberechnungsdatei Z12 abgelegt, genügt die Eingabe der Wellenberechnungsdatei (wie in der Abbildung gezeigt).

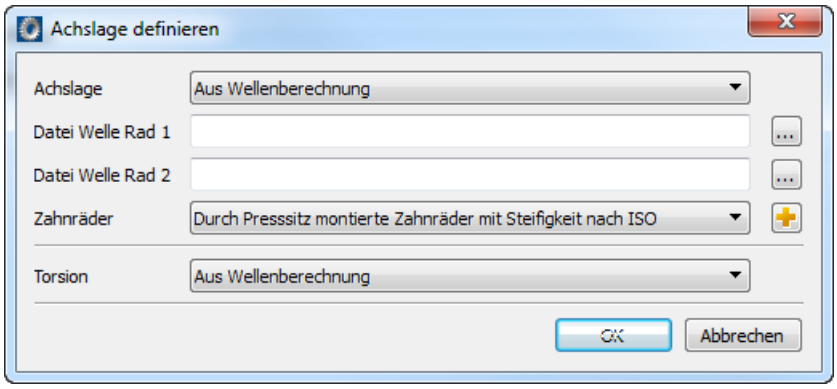


Abbildung 14.32: `Achslage definieren` (Planeten und Zahnradpaar)

Wird eine Wellendatei verwendet, muss über den zusätzlichen Plusknopf der zu berücksichtigende Zahneingriff gewählt werden.

Bei Planetenstufen ergibt sich für jeden Eingriff eine andere Lastverteilung und damit ein andern KHb-Wert. Mit der Auswahl „KHb für Festigkeitsberechung" im Dialog 'Achslage definieren' kann bestimmt werden, welcher KHb-Wert in der Festigkeitsberechnung nach Norm (ISO, AGMA oder DIN) verwendet werden soll. Seitens der Norm gibt es hierzu keine Angaben; die Verwendung des Mittelwerts der KHb-Werte aller Paarungen Sonne-Planet sowie aller Paarungen Planet-Hohlrad dürfte vernünftig sein.

Für Hohlräder kann die konische Aufweitung berücksichtigt werden.

14.3.6.2 Bedingungen für die Wellenberechnungsdateien

Wird mit Wellendateien gearbeitet, so müssen die Auslegungsparameter zwischen dem Zahnradmodul und den ausgewählten W010-Dateien übereinstimmen. Im Einzelnen gilt:

1. Die Ritzelgeometrie muss mit der in der Wellendatei 1 für das Ritzel festgelegten Geometrie übereinstimmen. Die Auswahl beruht auf dem Wälzkreis (mit einer Fehlertoleranz von 10%), der Richtung (treibend/getrieben) und der Kontaktflanke. Das Gleiche gilt für die Zahnradwelle.
2. Die Leistung des Zahnradpaars muss (mit einer Fehlertoleranz von 5%) mit der in den Wellendateien festgelegten Leistung der Zahnräder übereinstimmen.
3. Die Drehrichtung von Ritzel und Zahnrad (laut Wellendateien W10) muss konsistent sein. Dreht sich beispielsweise das Ritzel im Uhrzeigersinn, so muss sich das Zahnrad gegen den Uhrzeigersinn drehen. Ist das Zahnrad jedoch ein Hohlrad, müssen sich in diesem Beispiel Ritzel und Zahnrad beide im Uhrzeigersinn drehen.

Aus diesen Bedingungen ergibt sich auch, ob die Wellendateien für die Kontaktanalyse verwendet werden können. Ist eine dieser Bedingungen nicht erfüllt, so wird keine Berechnung durchgeführt.

Zusätzlich zu obigen Bedingungen werden weitere Bedingungen geprüft (Warnungen), die sich auf den Schrägungswinkel, die Zahnbreite und den Betriebseingriffswinkel des Zahnrads beziehen.

14.3.6.3 Wirkung der Torsion des Radkörpers

Die Wirkung der Torsion des Radkörpers kann anhand der Ergebnisse der Wellenberechnung oder mit einer eigenen Eingabe berücksichtigt werden (gleiche Regelung für Seite I und II). Natürlich können die Ergebnisse der Wellenberechnung nur herangezogen werden, wenn für die Bestimmung der Achslage Wellendateien verwendet werden.

Wird die Torsion des Radkörpers über ‚Eigene Eingabe' definiert, dann wird das Torsions-Widerstandsmoment aus dem Fusskreis df und Innendurchmesser berechnet.

14.3.6.4 Wirkung von Teillast

Die in den Wellenberechnungsdateien festgelegte Leistung aller Kraftelemente kann anhand des Teillastfaktors wt (Tab Kontaktanalyse) verändert werden, wie in der folgenden Einstellung gezeigt. Die Biegelinie wird immer mit dieser Einstel-

lung verändert, der Einfluss der Torsion wird jedoch nur erkennbar, wenn die Einstellung für die Torsion (vorhergehender Abschnitt) anhand der Wellenberechnungsdatei erfolgt.

Sind beispielsweise alle Kraft-/Leistungselemente in einer Wellendatei 100N/100W und der Teillastfaktor ist 85%, so werden die Kraftelemente als 85N und die Leistungselemente als 85W berechnet.

14.3.6.5 Behandlung von Biegung und Torsion anhand der Ergebnisse für die Welle

Wurde ein Zahnradpaar gefunden und die Wellenberechnungen erfolgreich ausgeführt, so werden die Biegung und der Einfluss der Torsion aus den Ergebnissen für die Welle bestimmt.

Die Biegeergebnisse aus jeder Wellendatei werden in einen gemeinsamen Koordinatenahmen übertragen, in dem der Ritzelkontakt bei 0° und der Zahnradkontakt bei 180° erfolgt. Der Torsionswinkel jedes Zahnrads wird mit 0° auf der am weitesten links liegenden Seite (Seite I, d.h. die Seite mit der kleinsten y-Koordinate in der Wellendatei) angenommen und alle Torsionswinkel für das jeweilige Zahnrad beziehen sich auf diese Seite.

14.3.7 Z-Y-Faktoren und Technologiefaktor

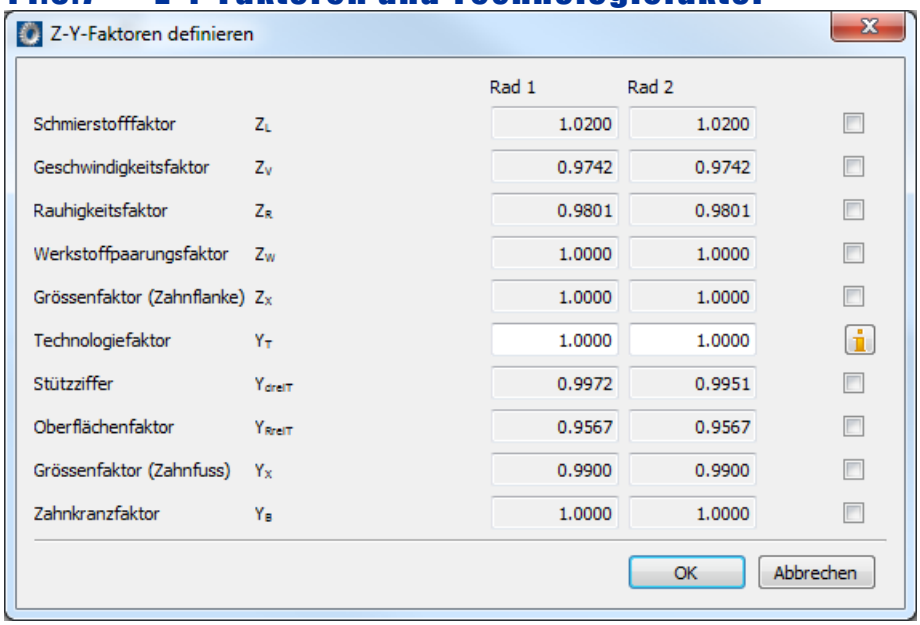


Abbildung 14.33: Tab `Z-Y-Faktoren definieren`

Im Fenster ‚Z-Y-Faktoren' können auf Wunsch alle Faktoren, welche die zulässigen Werkstoff-Werte (Fuss und Flanke) nach ISO oder DIN beeinflussen, verändert werden.

Die Faktoren ZL, ZV, ZR, ZW und ZX beeinflussen die Grübchen-Grenzfestigkeit sigHG, die Faktoren YT, YdrelT, YRrelT, YX die Zahnfuss-Grenzfestigkeit sigFG.

Alle Faktoren können im Bereich 0.5 bis 2.0 vorgegeben werden, werden Werte eingegeben, welche ausserhalb dieses Bereichs sind, werden sie auf 1.0 gesetzt.

Der Technologiefaktor berücksichtigt die Veränderung der Fussfestigkeit durch die Bearbeitung. Dabei wird die zulässige Spannung des Werkstoffs mit $Y_T \geq 1.0$ multipliziert. In den Normen der ISO, DIN und AGMA ist dieser Faktor nicht beschrieben und wird folglich 1.0 gesetzt.

Der Zahnkranzfaktor YB kann nur bei Rechenmethode nach ISO 6336 eingegeben werden. Bei Wahl einer anderen Methode wird der Flag gelöscht und der Faktor auf 1.0 gesetzt.

Art der Bearbeitung des Zahngrundes	**Technologiefaktor Y_T**
Kugelstrahlen	
einsatzgehärtete/carbonitrierte Verzahnung;	1.2
in der verfestigten Schicht nicht geschliffen	
Rollen	
flamm-/induktionsgehärtete Verzahnung;	1.3
in der verfestigten Schicht nicht geschliffen	
Schleifen	
gilt für einsatzgehärtete	0.7 (allgemein)
oder carbonitrierte Verzahnung	1.0 (CBN-Schleifscheiben)
Spanende Bearbeitung	
gilt nicht für geschliffene Verzahnung!	1.0

Tabelle 14.19: Technologiefaktor nach Linke

Gemäss Bureau Veritas/RINA [70] gelten die Technologiefaktoren aus Tab. 14.20.

Art der Bearbeitung des Zahngrunds		**Technologiefaktor Y_T**
Kugelstrahlen,	Einsatzstahl	1.2
Kugelstrahlen,	Vergütungsstahl	1.1

Kugelstrahlen,	Nitrierstahl	1.0

Tabelle 14.20: Technologiefaktor nach der Vorschrift vom Bureau Veritas/RINA

In Tabelle 14.21 sind die Technologiefaktoren gemäss ISO 6336-5:2003, Abschnitt 6.7 dargestellt. Sie gelten ausschliesslich für Zahnfussbiegespannungen und kugelgestrahlten Einsatzstahl.

Werkstoffklasse	**Technologiefaktor Y_T**
ML	1.0
MQ	1.1
ME	1.05

Tabelle 14.21: Technologiefaktor gemäss ISO 6336-5:2003, Abschnitt 6.7

14.3.8 Allgemeines Berechnungsverfahren für KHbeta nach ISO 6336-1, Anhang E

1. Die Wellendateien lesen und die richtigen Zahnräder auswählen, Initialisierungen durchführen
2. Die Wellen berechnen und die Biegelinie und Torsion im Eingriffspunkt der Räder ermitteln (bei einheitlicher Lastverteilung über die Zahnbreite des Zahnrads)
3. Die Flankenkorrekturen aus Z012 (nicht W010) berücksichtigen
4. Die Lücke im Zahnkontakt, dann die Lastverteilung mit der Zahneingriffssteifigkeit und schließlich $K_{H\beta}$ berechnen
5. Die Lastverteilung auf den ursprünglichen Zahnrädern anhand der berechneten Lastverteilung korrigieren
6. Die Zahnräder in "Schnitte" einteilen, deren Lastwert wie im vorhergehenden Schritt
7. Mit der Flankenüberdeckung (als Vektor) aus der vorhergehenden Iteration g_{k-1} und der aktuellen Flankenüberdeckung g_k wird die Wurzel der relativen Quadratfehlersumme berechnet als

$$\lambda = \sqrt{\sum \left(100 \cdot \frac{g_k^i - g_{k-1}^i}{g_{k-1}^i} \right)^2}$$

Ist λ>0.1%, zurück zu Schritt 2 und weitere Iteration durchführen. Sonst beenden.

Diese Verfahrensweise folgt genau der in ISO 6336-1, Anhang E, beschriebenen Methode; es wird lediglich ein strengeres Iterationskriterium verwendet.

14.4 Bezugsprofil

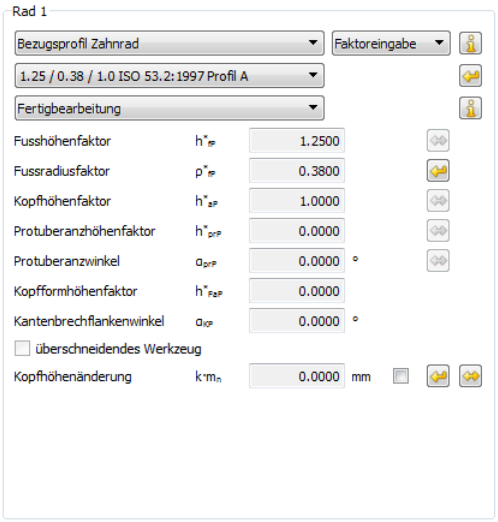


Abbildung 14.34: Eingabefenster `Bezugsprofil`

Im Gegensatz zum klassischen Maschinenbau, wo man meist ein vorgegebenes Standardbezugsprofil verwendet, wird in der Feinwerktechnik häufig das Bezugsprofil verändert. Im Eingabefenster `Bezugsprofil` geben Sie das Verzahnungs-Bezugsprofil oder das entsprechende Werkzeug ein. Die Eingabe kann jeweils als Faktoren, Längen oder Durchmesser erfolgen.

14.4.1 Konfiguration

Standardmässig wird das Bezugsprofil der Verzahnung definiert. Alternativ besteht die Möglichkeit, direkt den Abwälzfräser oder ein Stossrad zu definieren. Die Stossradparameter werden auch für die Berechnung des Zahnformfaktors in der Festigkeitsberechnung verwendet. Für die Feinwerktechnik steht zudem die Auswahl `Konstruierte Evolvente` zur Verfügung. Hiermit wird direkt die Evolvente mit einem Fussradius definiert.

14.4.1.1 Werkzeug: Abwälzfräser

Ein Abwälzfräser kann über eine Auswahlliste und danebenstehenden -Button aus einer Liste gewählt werden, siehe Abb. 14.17.

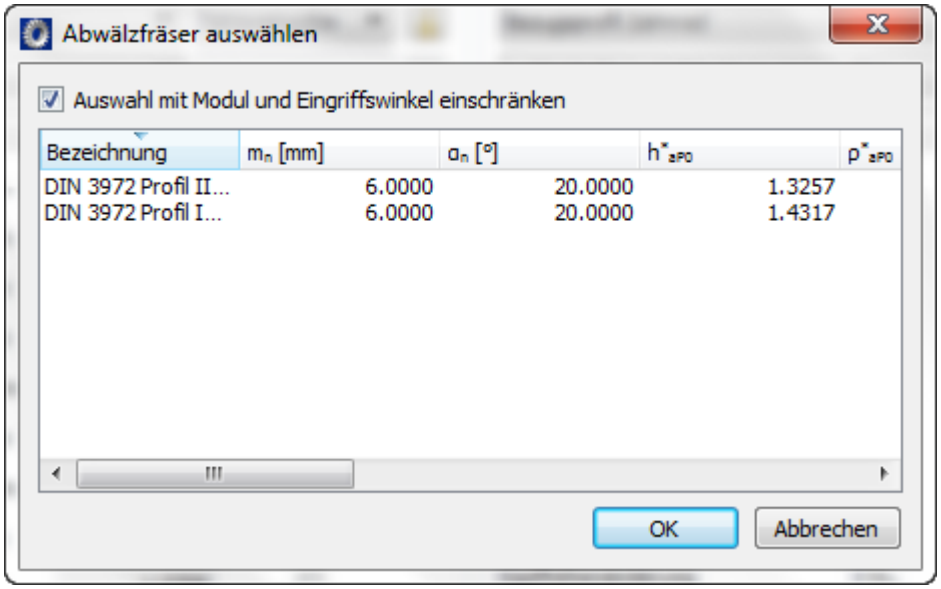


Abbildung 14.35: `Abwälzfräser auswählen`-Fenster

Bei der Wahl eines Profils (z.B. DIN 3972 III) führt die Liste die in der entsprechenden Fräser-Datei verfügbaren Werkzeuge auf (Der Name der Fräserdatei ist in der Datenbank eingetragen). Setzen eines Hakens in der Checkbox `Auswahl mit Modul und Eingriffswinkel einschränken` führt nur die Werkzeuge auf, deren Modul und Eingriffswinkel mit denen in der Radgeometrie definierten übereinstimmen. Standardmässig werden nur die Werkzeuge angezeigt, die zum gewählten Modul und Eingriffswinkel passen. Erfolgt die Auswahl über den Tab `Zahnform`, werden zusätzlich Werkzeuge angezeigt, die die Bedingung $\alpha_n * m_n = \alpha_{n1} * m_{n1}$ erfüllen. Die Standardtoleranz wird auf + - 1° gesetzt.

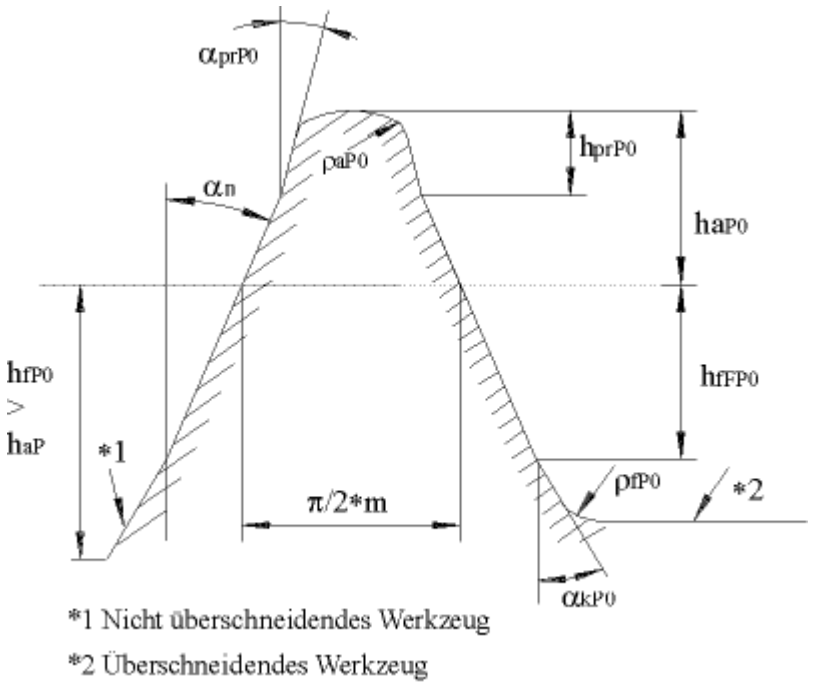


Abbildung 14.36: Bezugsprofil für die Konfiguration `Werkzeug: Abwälzfräser`

Wenn `Eigene Eingabe` gewählt wird kann der Fräser direkt definiert werden:

- Der Kopfhöhenfaktor des Fräsers h^*_{aP0} definiert die Kopfhöhe des Fräsers, die den Fusskreis des Zahnrades bestimmt. Ein üblicher Wert ist 1.25.
- Der Kopfradiusfaktor des Fräsers ρ^*_{aP0} definiert den Kopfradius des Fräsers, der den Fussradius des Zahnrades bestimmt. Der Kopfradius wird durch den maximal geometrisch möglichen Radius begrenzt, der von der Kopfhöhe und dem Eingriffswinkel abhängt. Ein üblicher Wert liegt im Bereich 0.2...0.38.
- Der Fusshöhenfaktor des Fräsers h^*_{fP0} definiert die Fusshöhe des Fräsers, die bei einem überschneidenden Werkzeug den Kopfkreis bestimmt. Hierfür ist ein

üblicher Wert 1. Bei einem nichtüberschneidenden Werkzeug muss Spiel zwischen Werkzeug und Kopfkreis des Rades bestehen, was von der Software geprüft wird. Hier ist 1.2 ein üblicher Wert für eine Kopfhöhe des Bezugsprofils von 1.

- Der Fussradiusfaktor des Fräsers ρ^*_{fP0} definiert den Radius am Fuss des Fräsers. Bei einem überschneidenden Werkzeug erzeugt der Fussradius meistens eine Verrundung am Kopf des Zahnrades. Je nach den geometrischen Verhältnissen kann auch eine Art Kantenbruch oder eine Ecke am Kopf entstehen.
- Der Protuberanzhöhenfaktor h^*_{prP0} definiert die Länge einer Protuberanz gemessen von der Kopfhöhe aus. Die Protuberanz wird verwendet um künstlichen Unterschnitt zur Vermeidung einer Schleifkerbe zu erzeugen. Die Protuberanzhöhe kann aus der Grösse der Protuberanz und dem Protuberanzwinkel umgerechnet werden.
- Der Protuberanzwinkel α^*_{prP0} ist üblicherweise kleiner als der Eingriffswinkel, kann bei einigen Sonderfräsern aber auch grösser sein.In diesem Fall ergibt sich kein Unterschnitt sondern eine grössere Zahndicke am Fuss des Zahnrades. Der Protuberanzwinkel kann aus der Grösse der Protuberanz und der Protuberanzhöhe umgerechnet werden. Bei einer Eingabe von 0 liegt keine Protuberanz vor.
- Die Protuberanz wird erst ab einer gewissen Grösse bei der Berechnung der Überdeckung berücksichtigt, da bei Profilkorrekturen Kontakt unter Last vorausgesetzt wird. Der Schwellwert zur Berücksichtigung von Protuberanz und Knickfussflanke bei den Nutzkreisen kann unter dem Menüpunkt `Berechnung > Einstellungen (siehe Seite II-212)` vorgegeben werden.
- Der Fussformhöhenfaktor $h_{FfP0}{}^*$ definiert das Ende des geradflankigen Teils des Werkzeugs mit dem Eingriffswinkel α_n. Die Höhe wird gemessen ab der Werkzeugbezugslinie.
- Der Kantenbrechflankenwinkel $a_{KP0}{}^*$ definiert eine Kantenbrechflanke oder eine Profilkorrektur, die im Fräser enthalten ist. Die Länge wird durch den Fussformhöhenfaktor bestimmt. Der Winkel ist grösser als der Eingriffswinkel α_n. Bei einer Eingabe von 0 wird dieser Teil ignoriert.
- Wie bei der Protuberanz gilt auch hier der Schwellwert für die Berücksichtigung bei der Berechnung der Nutzkreise und der Überdeckung (→ weitere Info (siehe Seite II-212)).
- Der Zahndickenfaktor der Bezugslinie s^*_{P0} beträgt für die üblichen Werkzeuge $s^*_{P0} = \pi/2$. Der Wert kann für Sonderwerkzeuge überschrieben werden.
- Der Kopfhöhenfaktor des Zahnrad-Bezugsprofils h^*_{aP} ist, bei nichtüberschneidendem Werkzeug, mit dem üblichen Wert von $h^*_{aP} = 1$ des Zahnrad-

Bezugsprofils oder über den Kopfkreis des Zahnrades definiert. Der Wert lässt sich aus dem Kopfkreis umrechnen.

14.4.1.2 Werkzeug: Stossrad

Ein Stossrad kann für Innen- und Aussenräder über den -Button neben der Stossradbezeichnung aus einer Liste gewählt werden. Vordefiniert sind Stossräder nach DIN 1825, 1826 und 1827. Die Bedienung dieses Fensters entspricht der des Fensters `Abwälzfräser auswählen` in Abb. 14.37. Standardmässig werden nur die Werkzeuge angezeigt, die zum gewählten Modul und Eingriffs- und Schrägungswinkel passen.

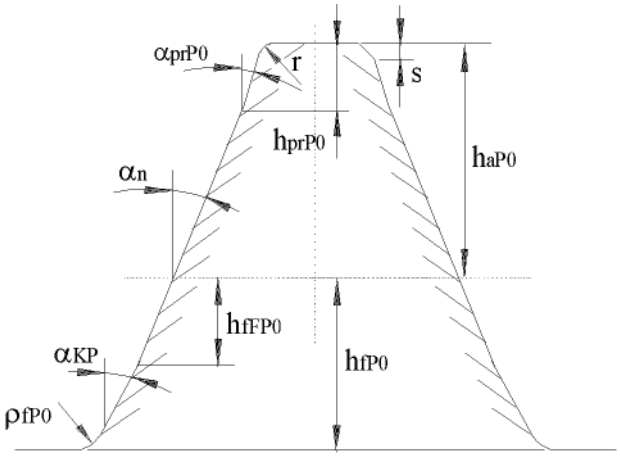


Abbildung 14.37: Bezugsprofil für die Konfiguration `Werkzeug: Stossrad`

Wenn `Eigene Eingabe` gewählt wird kann das Stossrad direkt definiert werden:

- Die Zähnezahl z_0 des Stossrades kann von KISSsoft vorgeschlagen werden. Eine zu kleine Zähnezahl kann dazu führen, dass der Kopfformkreis und/oder der Fussformkreis des Stirnrades nicht hergestellt werden kann, eine zu grosse Zähnezahl kann zu Kollisionsproblemen bei der Fabrikation führen.
- Der Profilverschiebungsfaktor des Stossrades x_0 ist oft unbekannt, hat aber einen Einfluss auf den Fusskreis des resultierenden Zahnrades. Er wird zusammen mit der Zähnezahl automatisch gesetzt.
- Als Kopfform eines Stossrades sind sowohl Radius als auch Kantenbruch üblich. Der dazugehörige Zahlenwert kann über den -Button definiert werden.

- Der Kopfhöhenfaktor des Stossrades h^*_{aP0} definiert die Kopfhöhe des Stossrades, die den Kopfkreis des Stossrades und den Fusskreis des Zahnrades bestimmt. Ein üblicher Wert ist 1.25.
- Der Fusshöhenfaktor des Stossrades h^*_{fP0} definiert die Fusshöhe des Stossrades, die bei einem überschneidenden Werkzeug den Kopfkreis bestimmt. Hierfür ist ein üblicher Wert 1. Bei einem nichtüberschneidendem Werkzeug muss Spiel zwischen Werkzeug und Kopfkreis des Rades bestehen, was von der Software geprüft wird. Hier ist 1.2 ein üblicher Wert für eine Kopfhöhe des Bezugsprofils von 1.
- Der Fussradiusfaktor des Stossrades ρ^*_{fP0} definiert den Radius am Fuss des Stossrades. Bei einem überschneidenden Werkzeug erzeugt der Fussradius eine Verrundung am Kopf des Zahnrades. Der Eingabewert wird nur für ein überschneidendes Werkzeug angezeigt.
- Der Protuberanzhöhenfaktor h^*_{prP0} definiert die Länge einer Protuberanz gemessen von der Kopfhöhe aus. Die Protuberanz wird verwendet um künstlichen Unterschnitt zur Vermeidung einer Schleifkerbe zu erzeugen.
- Der Protuberanzwinkel α^*_{prP0} ist üblicherweise kleiner als der Eingriffswinkel, Bei einer Eingabe von 0 liegt keine Protuberanz vor.
- Die Protuberanz wird erst ab einer gewissen Grösse bei der Berechnung der Überdeckung berücksichtigt, da bei Profilkorrekturen Kontakt unter Last vorausgesetzt wird. Der Schwellwert zur Berücksichtigung von Protuberanz und Knickfussflanke bei den Nutzkreisen kann unter dem Menüpunkt `Berechnung > Einstellungen (siehe Seite II-212)` vorgegeben werden.
- Der Fussformhöhenfaktor $h_{FfP0}{}^*$ definiert das Ende der Evolvente des Werkzeugs mit dem Eingriffswinkel α_n. Die Höhe wird gemessen ab der Werkzeugbezugslinie.
- Der Kantenbrechflankenwinkel $\alpha_{KP0}{}^*$ definiert eine Kantenbrechflanke oder eine Profilkorrektur, die im Stossrades enthalten ist. Die Länge wird durch den Fussformhöhenfaktor bestimmt. Der Winkel ist grösser als der Eingriffswinkel α_n. Bei einer Eingabe von 0 wird dieser Teil ignoriert.
- Wie bei der Protuberanz gilt auch hier der Schwellwert für die Berücksichtigung bei der Berechnung der Nutzkreise und der Überdeckung (→ weitere Info (siehe Seite II-212)).
- Der Kopfhöhenfaktor des Zahnrad-Bezugsprofils $h_{aP}{}^*$ mit dem üblichen Wert von $h_{aP}{}^* = 1$ definiert bei einem nichtüberschneidendem Werkzeug den Kopfkreis des Zahnrades. Der Wert lässt sich aus dem Kopfkreis umrechnen.

14.4.1.3 Bezugsprofil

Die angezeigten Bezugsprofile stammen aus der Datenbank. Wenn Sie das gewünschte Bezugsprofil hier nicht finden, müssen Sie dieses in der Datenbank (siehe Seite I-89) zuerst eintragen (`Z000.ZPROF`). Alternativ können Sie in der Dropdownliste `Eigene Eingabe` wählen, woraufhin alle Eingabefelder editierbar und damit alle Bezugsprofilparameter veränderbar sind. Ein zusätzliches Eingabefeld `Bezeichnung` erscheint unterhalb der Dropdownliste `Bezugsprofil`, das zur Kennzeichnung Ihres selbstdefinierten Profils im Berechnungsprotokoll dient.

HINWEIS

Die Definition eines eigenen Profils unter `Eigene Eingaben` erstellt keinen neuen Eintrag in der Datenbank.

Die Bezugsprofil-Angaben sind analog nach ISO 53, DIN 867 oder DIN 58400 ausgeführt. Dabei handelt es sich um die Bezugsprofildaten des Zahnrades. Die entsprechenden Angaben in mm erhalten Sie durch die Multiplikation mit dem Normalmodul. Beachten Sie folgende Punkte:

- Wenn das Bezugsprofil auf `Eigene Eingabe` gestellt wird, wird die Kopfhöhenänderung (s. Abschnitt "Korrekturen" auf Seite II-105)auf Null gesetzt. Beim Umschalten kann sich deshalb die Kopfhöhe ändern.
- Um bei Verwendung des Bezugsprofils `BS4582-1:1970 Rack 2` die korrekten Kopf- und Fusskreisdurchmesser zu erhalten, muss eine entsprechende Zahndickentoleranz von

  $$A_s = -0.1572 \cdot m_n$$

  eingegeben werden. Kopf- und Fusskreisdurchmesser entsprechen dann den Angaben von BS4582-1(8)).
- Die Kantenbrechflanke dient üblicherweise zur Erzeugung eines Kopfkantenbruchs [5]. Alternativ kann eine kleine Knickfussflanke auch zur Erzeugung einer Profilkorrektur verwendet werden. Profilkorrekturen werden aber im Regelfall im Fenster `Korrekturen` (auf Seite II-105)definiert.
- Die Kantenbrechflanke wird bei einer kleinen Winkeldifferenz zum Eingriffswinkel nicht bei der Überdeckung berücksichtigt, da bei Profilkorrekturen davon ausgegangen wird, dass unter Last keine die Überdeckung nicht vermindert wird. Bei einem Kantenbruch dagegen soll die Überdeckung entsprechend vermindert werden. Als Schwelle zur Unterscheidung von Profilkorrekturen

[5] *auch semi-topping genannt.*

und Kantenbrüchen kann eine Winkeldifferenz unter `Einstellungen` (siehe Seite II-212) vorgegeben werden.

- Wenn ein Vorbearbeitungswerkzeug verwendet wird, `wird` das Aufmass für die Vorbearbeitung gesondert eingegeben. Eingegeben wird das Bezugsprofil des Zahnrads bei der Vorbearbeitung. Das Bezugsprofil der Fertigbearbeitung wird daraus unter Berücksichtigung der Schleifscheibe berechnet und im Protokoll dokummentiert (Bearbeitung (siehe Seite II-97)).
- Bei Profilkorrekturen, d.h. Winkeldifferenz < Schwellwert (s.o.) wird der Kopfformhöhenfaktor h_{FaP}^* von der Vor- zur Fertigbearbeitung nicht geändert.

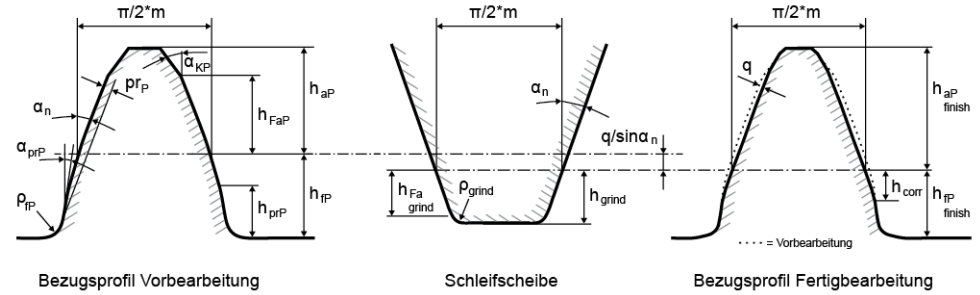


Abbildung 14.38: Bezugsprofil für die Konfiguration: Bezugsprofil Zahnrad

- Der -Button neben der Bezugsprofil-Dropdownliste öffnet einen Dialog welcher vorschläge für Bezugsprofile nach den folgenden Kriterien unterbreitet:
  - Hochverzahnung nach dem im Tab Auslegung der 'Modulspezifischen Einstellungen' (`Berechnung > Einstellungen`) definierten Sollprofilüberdeckung)
  - Beide Räder an Spitzengrenze (x nicht Verändern)
  - Beide Räder an Spitzengrenze (x auf Gleitgeschwindigkeit optimiert)
  - Beide Räder mit (dNf-dFf)-Minimum
- h_{aP}^* gilt immer für das normale Bezugsprofil der Zahnräder. Die Zahndicke auf der Bezugslinie ist

$$s_P = \frac{\pi}{2} \cdot m_n \tag{12.19}$$

14.4.1.4 Konstruierte Evolvente

Bei der Auswahl `Konstruierte Evolvente` werden weniger Parameter als bei der Auswahl `Bezugsprofil` abgefragt. Der wesentliche Unterschied ist, das hier keine Simulation der Herstellung vorgenommen wird, sondern direkt eine Evolvente generiert wird.

Im Fuss des Zahnrades wird die Evolvente mit einem Radius abgeschlossen, der über den Fussradiusfaktor ρ_{fP} definiert wird.Der Fussradiusfaktor wird bei der theoretischen Evolvente meist grösser gewählt als der Faktor bei einem Bezugsprofil, da kein Abwälzen bei der Herstellung stattfindet.

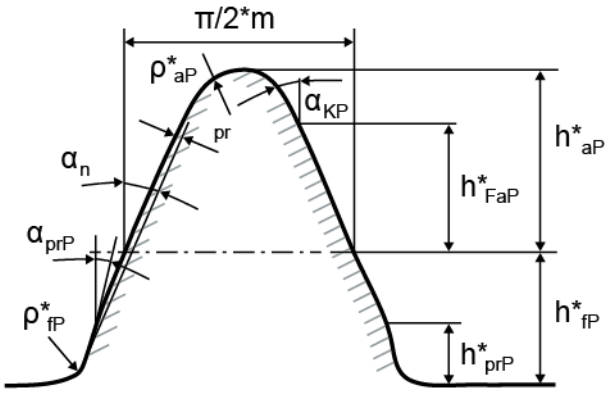


Abbildung 14.39: Bezugsprofil für die Konfiguration: Konstruierte Evolvente

14.4.2 Vorbearbeitung und Schleifzugabe

Vielfach werden Zahnräder mit Schleifzugabe vorgefräst, dann gehärtet und anschliessend geschliffen. Beim Schleifen wird üblicherweise die Zahnflanke, nicht aber der Zahnfuss geschliffen.

Hinweis: Falls als Vorbearbeitungs-Werkzeug ein Fräser, Stossrad oder konstruierte Evolvente gewählt wird, wird das Zahnrad-Bezugsprofil bei Vorbearbeitung aus den Werkzeug-Daten intern berechnet.

In diesem Fall wird der Fusskreis durch das Vorbearbeitungs-Werkzeug erzeugt, die Flanke durch den Schleifprozess. Um diesen Fall korrekt nachzuvollziehen, können Sie in der Dropdownliste wählen zwischen `Vorbearbeitung` (mit eigener Eingabe, oder mit Schleifzugabe für Bezugsprofil III oder IV nach DIN 3972) und `Fertigbearbeitung`. Entscheiden Sie sich für Vorbearbeitung,

erscheint das Eingabefeld `Schleifzugabe`. Die Datenbank kann um eigene Toleranzen erweitert werden. Als Bezugsprofil wird das Profil des Vorbearbeitungswerkzeugs eingegeben (Ausnahme: h_{aP}^*). Bei den Zahndickenabmassen (Toleranzen) wird das Zahndickenabmass der fertigen Verzahnung (A_s). Schleifzugabe wird in KISSsoft zum Abmass der fertigen Verzahnung gerechnet. Die Vorbearbeitung wird folglich mit folgendem Zahndickenabmass berechnet:

$$A_s' = A_s + \frac{2 \cdot q}{\cos \alpha_n} \tag{12.20}$$

Für besondere Anforderungen kann über den  Knopf im Fenster `Toleranz der Schleifzugabe definieren` die Toleranz erweitert werden. Wird eine Angabe für qmax-qmin gemacht, so wird daraus dann mit qmax = q+(qmax-qmin)/2 und qmin = q-(qmax-qmin)/2 die Abmasse bei der Vorbearbeitung bestimmt.
Das Toleranzintervall qmax-qmin wird begrenzt auf den kleineren Wert von entweder 200% des Zahndicken-Toleranzintervalls (As.e-As.i) oder 30% oder Schleifzugabe (q).

KISSsoft ermittelt intern das Bezugsprofil, welches der fertigen Zahnform entspricht. Damit wird die Berechnung der Faktoren Y_F und Y_S für die Zahnfuss-Festigkeit durchgeführt. Die Zahnform wird automatisch aus der Überlagerung der Vorbearbeitungskontur mit nachfolgenden Schleifprozess bestimmt. Die Fusskreise errechnen sich aus dem Bezugsprofil für die Vorbearbeitung. Die Kontrolldaten (z. B. Zahnweite) werden für die vorbearbeitete und die fertige Verzahnung berechnet und ausgedruckt.

WICHTIGE AUSNAHME

Der Kopfhöhenfaktor h_{aP}^* ist der theoretische Kopfhöhenfaktor mit welcher der theoretische Kopfkreisfaktor berechnet wird. Die entsprechende Mindestfusshöhe des Abwälzfräsers h^*_{fP0}, welche notwendig ist, um ohne die Zahnform ohne überschneiden zu erzeugen, wird im Protokoll angegeben. h_{aP}^* gilt immer für das Fertigbearbeitungs-Bezugsprofil der Zahnräder. Die Zahndicke auf der Bezugslinie ist $\pi/2 * m_n$.

14.4.3 Kopfhöhenänderung

Die Kopfhöhenänderung k*mn wird standardmässig aus der Profilverschiebungssumme berechnet, so dass sich das Kopfspiel nicht ändert. Falls das Bezugsprofil auf `Eigene Eingabe` gestellt ist, wird die Kopfhöhenänderung dagegen nicht berechnet. Bei einem Aussenradpaar ergibt sich eine Kürzung des Kopfkreises mit einem negativen Wert der Kopfhöhenänderung. Bei Innenverzahnungen ergibt sich

dagegen ein positiver Wert für beide Räder, die Zahnhöhe vergrössert sich also. In KISSsoft wird die Zahnhöhe der Innenverzahnung nicht vergrössert, die Kopfhöhenänderung wird mit 0 begrenzt.

Alternativ kann die Kopfhöhenänderung vom Benutzer eingegeben werden, was aber nur mit nicht überschneidendem Werkzeug einen Einfluss hat, ansonsten wird der Wert beim Berechnen auf 0 gesetzt. Über einen Auslegungsbutton  kann der Vorschlag für konstantes Kopfspiel berechnet werden.

Mit dem Umrechnungsbutton  kann durch Eingabe eines Kopfkreisdurchmessers (entweder d_a, d_{aE} oder d_{ai}) die Kopfhöhenänderung mit dem vorhandenen Bezugsprofil berechnet werden.

14.5 Fertigbearbeitung

In diesem Tab kann der Schleifprozess definiert werden. Diese Eingaben sind notwendig, wenn im Tab `Bezugsprofil` eine Schleifzugabe vorhanden ist und/oder im Tab `Korrekturen` Profilkorrekturen hinzugefügt werden. Der Beginn der Korrekturen am Kopf beziehungsweise am Fuss gibt vor, bis zu welcher Höhe der Schleifprozess das Zahnrad bearbeitet. Insbesondere muss auch der Radius am Kopf der Schleifscheibe vorgegeben werden. Erreicht der Schleifprozess den Durchmesser, welcher dem gewählten Beginn der Korrektur am Fuss entspricht, simuliert die Software das Austauchen des Schleifwerkzeugs. Die möglicherweise entstehende Schleifkerbe wird berechnet und in der Festigkeitsberechnung nach ISO/DIN berücksichtigt. Die Eingaben können als Faktoren, Längen oder Durchmesser erfolgen. Bei Profilkorrekturen, welche über eine bestimmte Länge definiert werden (z.B. lineare Fussrücknahme) wird die Länge ab dem gewählten Beginn der Korrektur am Kopf beziehungsweise am Fuss gemessen.
Der Herstellprozess mit Werkzeug und Zahnrad kann in der 2D-Grafik `Herstellung` überprüft werden.

Üblicherweise wird der Zahnfussbereich nicht mitgeschliffen. Über die Eingabe bei `Beginn der Korrektur am Fuss` kann auf Wunsch angegeben werden, dass auch der Fussbereich geschliffen wird. Hierzu wird meist die Kopfhöhe [h^*_{grind}] der Schleifscheibe angegeben. Die Profilkorrekturen im Fuss beginnen dann ab der Kopfformhöhe [$h_{Fa}{}^*_{grind}$] der Schleifscheibe, aber frühestens ab dem Grundkreis des Zahnrads.

HINWEIS:

Empfehlung zur Einstellung `Abwälzen` oder `Formschleifen`:
Falls nicht bekannt ist, ob der Schleifprozess im Abwälz- oder im Formschleifverfahren durchgeführt werden wird, ist bei Eingabe der Fertigverzahnung ohne Vorbearbeitungswerkzeug das Verfahren "Formschleifen" die vernüftigere Wahl, bei Eingabe mit Vorbearbeitungs-Werkzeug ist "Abwälzen" eher zu empfehlen.

14.6 Toleranzen

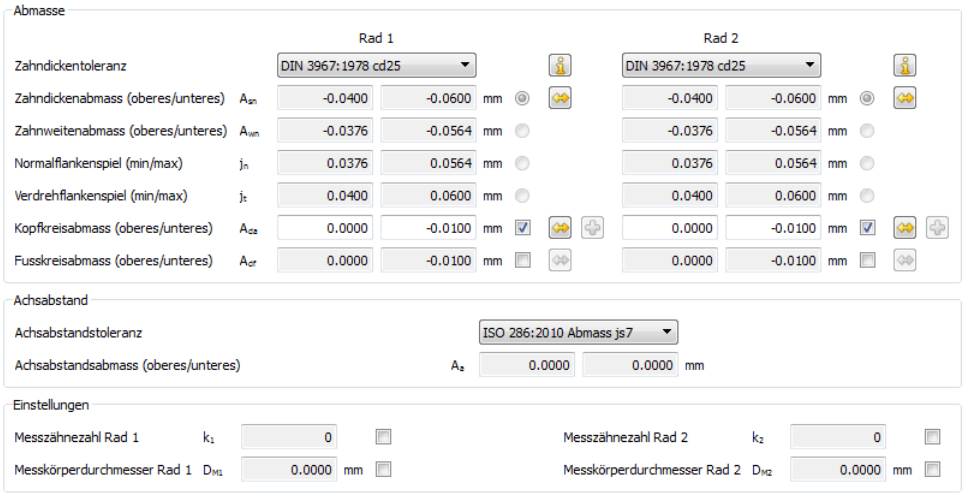


Abbildung 14.40: Eingabefenster `Toleranzen`

Die Berechnung der Geometrie von Verzahnungen erfolgt für den spielfreien Zustand. Um in der Praxis ein Klemmen der Zahnräder zu vermeiden, wird die Zahndicke etwas kleiner hergestellt. Diese Verkleinerung der Zahndicke (gegenüber dem spielfreien Zustand) wird Zahndickenabmass genannt. Das obere Zahndickenabmass gibt die obere Grenze für die Zahndicke an, das untere Zahndickenabmass die untere Grenze.

BEISPIEL

Zahndicke im spielfreien Zustand:	4.560 mm
Oberes Zahndickenabmass:	-0.050 mm
Unteres Zahndickenabmass:	-0.060 mm
Somit ergibt die effektive Zahndicke:	4.500 ...4.510 mm

14.6.1 Zahndickentoleranz

In dieser Dropdownliste stehen die im folgenden aufgeführten Toleranzen zur Verfügung. Beachten Sie, dass Sie Ihre eigenen Toleranztabellen einbinden können. Eine Beschreibung des Vorgehens finden Sie im Abschnitt Datenbanktool (s. Abschnitt "Externe Tabellen" auf Seite I-97) von KISSsoft.

14.6.1.1 DIN 3967

Wahl einer Toleranz nach DIN 3967 (für Getriebe mit Modul ab 0.5 mm). Vorschläge nach Niemann [65 (s. Abschnitt "Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten" auf Seite I-192)](S.84):

Gegossene Drehkränze	a29, a30
Drehkränze (normales Spiel)	a28
Drehkränze (enges Spiel)	bc26
Turbogetriebe (hohe Temperaturen)	ab25
Kunststoffmaschinen	c25, cd25
Lokomotivantriebe	cd25
Allgemeiner Maschinenbau, Schwermaschinen, nicht reversierend	b26
Allgemeiner Maschinenbau, Schwermaschinen, reversierend	c25,c24,cd25,cd24,d25,d24,e25,e24
Kraftfahrzeuge	d26
Landwirtschaftsmaschinen	e27, e28
Werkzeugmaschinen	f24, f25
Druckmaschinen	f24, g24
Messgetriebe	g22

14.6.1.2 ISO 1328

Die aktuelle Ausgabe der ISO 1328 enthält keine Toleranzklassen für Zahndickenabmasse mehr. Viele Firmen nutzen deshalb noch heute die Toleranzklassen gemäss der alten Ausgabe von 1975.

14.6.1.3 DIN 58405

Vorschläge nach DIN 58405, Teil 2: Abmasse für die Feinwerktechnik; übliche Getriebepassungen nach DIN 58405 Blatt 2

Werkstoff	**Bearbeitung**	**Achsabstands-toleranz**	**Zahnweiten-toleranz**
Stahl gehärtet	geschliffen	5J	5f
Stahl vergütet	feinstgefräst	6J	6f

Leichtmetall	feingefräst	7J	7f
Leichtmetall	feingefräst	8J	8f
Stahl/Schichtpressstoff	feinstgefräst	6J	6e
Stahl/Schichtpressstoff	feinstgefräst	7J	7d/7c
Leichtmetall	feingefräst	8J	8d/8c
Plastik	gefräst	9J	9e/9d
Plastik	gespritzt	10J	10e

14.6.1.4 Eigene Eingabe

Diese Auswahl ermöglicht Ihnen, eigene Daten einzutragen. Beachten Sie, dass das Zahndickenabmass, das Normal- oder Verdrehflankenspiel (pro Rad) und das Zahnweitenabmass voneinander abhängen. Das (negative) Zahnweitenabmass entspricht dem Normalflankenspiel.

14.6.2 Kopfkreisabmasse

Die Kopfkreisabmasse können eingegeben werden, falls ein nichtüberschneidendes Werkzeug definiert wurde. Bei einem überschneidenden Werkzeug werden die Kopfkreisabmasse dagegen aus den Zahndickenabmassen berechnet. Die Abmasse haben über den effektiven Kopfkreis Einfluss auf die Überdeckung.

Über den -Button kann ein Toleranzfeld nach ISO 286 vorgegeben werden. Bei Innenverzahnungen wird das Vorzeichen der Toleranzen geändert, da der Kopfkreis in der Berechnung als negatives Mass verwendet wird.

Über den -Button können der minimale und der maximale Kopfkreisdurchmesser eingegeben werden, aus welchen die Abmasse berechnet werden.

14.6.3 Fusskreisabmasse

Die Fusskreisabmasse werden normalerweise aus den Zahndickenabmassen berechnet. Das Verzahnungsspiel wird bei spanender Bearbeitung durch ein Zustellen des Werkzeugs erzeugt, daher sind die Fusskreisabmasse von den Zahndickenabmassen abhängig.

In Sonderfällen, z.B. bei gesinterten Zahnrädern oder gespritzen Kunststoffzahnrädern, wird ein anderer Prozess zur Herstellung verwendet. Dann können die Fusskreisabmasse vom Anwender überschrieben werden.

Über den -Button können der minimale und der maximale Fusskreisdurchmesser eingegeben werden, aus welchen die Abmasse berechnet werden.

14.6.4 Achsabstandstoleranzen

Die Achsabstandsabmasse werden entweder über eine Normtoleranz aus der Datenbank oder als `Eigene Eingabe` definiert. Sie haben einen Einfluss auf das Verzahnungsspiel und die Überdeckung.

14.6.5 Einstellungen

Die Zahnweite und die Masse über Kugeln und Rollen werden im Protokoll zu den am besten geeigneten Messzähnezahlen oder Rollendurchmessern angegeben. Wenn auf bestehenden Zeichnungen eine andere Messzähnezahl oder ein anderer Messkörperdurchmesser verwendet wird, können die von der Software gewählten Werte hier überschrieben werden.

Falls Werte eingegeben werden, mit denen eine Messung nicht möglich ist, wird kein Resultat ausgegeben. Wenn die Option `Bei Geometriefehlern weiterrechnen (siehe Seite II-204)` aktiviert ist, werden auch die Prüfmasse für Fälle ausgegeben, in denen sie nicht messbar sind, z.B. bei Berührpunkten oberhalb des Kopfkreises.

HINWEIS

Die vorgeschlagenen Kugel- und Rollendurchmesser werden aus der Datei `Z0ROLLEN.dat` gelesen. Für Zahnwellen nach ANSI 92.1 aus der Datei `Z0ROLLENANSI.dat`. Diese Datei entspricht empfohlenen Durchmessern nach DIN 3977. Mittels eines Editors kann sie an die vorhandenen Messkörper angepasst werden. Ausführliche Informationen zum Umgang mit externen Datensätzen finden Sie im Abschnitt Externe Tabellen (auf Seite I-97).

14.7 Korrekturen

Im Eingabefenster `Korrekturen` können Sie Profil- und Flankenlinienkorrekturen, einen Kopfkantenbruch oder eine Kopfrundung definieren.

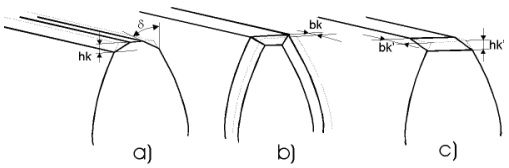


Abbildung 14: `Definition der Korrekturen am Zahnende`

- a) Kopf-Kantenbruch
- b) Fase am Zahnende
- c) Kopfende-Fase

HINWEIS:

Die Kopfende-Fase wird nicht eingegeben für Zahnrad-Berechnungen, da sie die Festigkeit nicht vermindert. Falls die Fase aussergewöhnlich gross ausgeführt wird, dann kann hk' und bk' durch Eingabe von z.B. hk=0,3*hk' simuliert werden. Die Normen geben keine Hinweise hierzu.

14.7.1 Art der Korrektur

Erstellen Sie einen neuen Eintrag in der Liste auszuführender Korrekturen durch Klicken des -Buttons. Doppelklicken einer Zelle der Spalte `Art der Korrektur` ermöglicht den Wert der Zelle über eine Dropdownliste zu ändern. In Abb. 14.25 ist ein Auszug des Spektrums möglicher Zahnkorrekturen dargestellt.

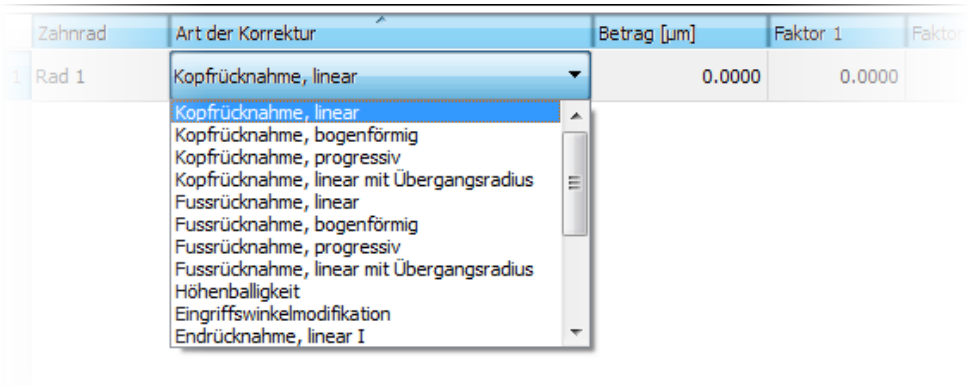


Abbildung 14.25: Dropdownliste `Art der Korrektur`

In den folgenden beiden Abschnitten 14.7.3 (s. Abschnitt "Profilkorrekturen" auf Seite II-108) und 14.7.4 (s. Abschnitt "Flankenlinienkorrekturen" auf Seite II-116) sind die nach ISO 21771 definierten Korrekturen erläutert.

Eingabe von unterschiedlichen Korrekturen für rechte oder linke Flanke: In der Dropdownliste `Flanke` kann ausgewählt werden, ob eine Korrektur auf die rechte, die linke oder auf beide Flanken angewendet wird.

Definition der rechten/ linken Zahnflanke (gemäss ISO 21771):

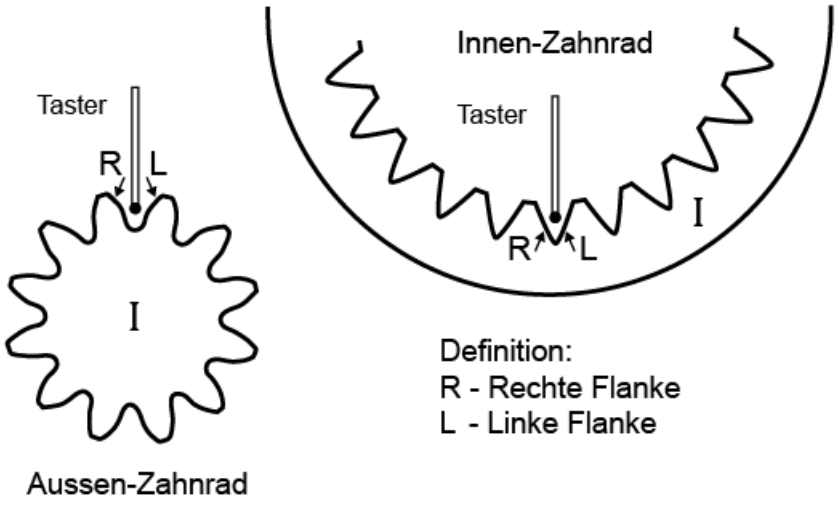


Abbildung 14.26: `Definition der Zahnflanke`

14.7.2 Berechnungsgrundlagen

Die Berechnung der Geometrie von gerad- oder schrägverzahnten Stirnrädern erfolgt nach ISO 21771 bzw. DIN 3960. In der Art der Berechnung der Geometrie sind hier die verschiedensten Lehrbücher und andere Normen recht ähnlich. Als Ergänzung zu einer Geometrieberechnung ist die Kontrolle auf Funktionsstörungen (Unterschnitt, zu kurze Nutzevolvente usw.) sehr nützlich, entsprechende Hinweise finden sich teilweise auch in Fachbüchern von Werkzeug- oder Werkzeugmaschinen-Herstellern.

Die Auswahl von Zahndicken-Abmassen und Flankenspielen erfolgt nach verschiedenen Normen wie ISO1328 (Ausgabe 1970) oder DIN 3967. Herstell-Toleranzen werden wahlweise nach ISO 1328, AGMA 2000, AGMA 2015, DIN 3961 oder DIN 58405 bestimmt.

Die Festigkeitsberechnung mit der Nachrechnung der üblichen Schadensfälle (Zahnfussbruch, Grübchenbildung, Fressen, Micropitting) erfolgt z.B. nach ISO 6336 oder DIN 3990. Diese Normen beinhalten die zurzeit umfassendste und detaillierteste Berechnungsmethode. Zur Berechnung der Sicherheit gegen Fressen gibt es zwei Methoden. Die Fresssicherheit nach der Integraltemperatur-Methode wird vor allem im Automobilbau eingesetzt, die Blitztemperatur-Methode im Turbogetriebebau. Welche der beiden Methoden sich als zuverlässiger erweisen wird, ist zurzeit noch nicht absehbar.

Die Berechnung des Micropittings erfolgt nach ISO 15144, Methode B. Diese Methode ist zuverlässig für Zahnräder ohne Profilkorrekturen. Bei Zahnrädern mit Profilkorrektur hingegen wird vorgeschrieben, dass die Kopfrücknahme Ca genau einer – von der Norm vorgeschlagenen - optimalen Kopfrücknahme Ceff entsprechen muss, andernfalls muss die Nachrechnung ohne Berücksichtigung der Korrektur durchgeführt werden. Dies ist ein arger nachteil, da Korrekturen grossen Einfluss auf das Micropitting haben. In diesem Fall sollte die Methode A verwendet werden (Micropitting (Graufleckigkeit) nach Methode A).

Die Festigkeitsberechnung nach AGMA 2001 wird in den USA verlangt. Diese Berechnungsart ist sehr verschieden von der DIN 3990, so dass die Resultate an sich nicht vergleichbar sind. Darüber hinaus sind verschiedene Rechenmethoden für Kunststoffzahnräder vorhanden.

Ein Problem der DIN 3990 ist die Vielfalt darin enthaltener Berechnungsmethoden. Zwischen Methode A (exakte Berechnung kombiniert mit Messungen) und Methode D (einfachste Überschlagsberechnung) liegen etwa 10 verschiedene Rechenvarianten. Es darf deshalb nicht verwundern, dass für das gleiche Zahnrad bei verschiedenen Nachrechnungen nach DIN 3990 oder ISO 6336 sehr unterschiedliche Resultate entstehen können. In KISSsoft werden bei diesem Rechenprozedere wenn immer möglich für Voraus- und Nachrechungen die detailliertesten Formeln verwendet. Dieses Vorgehen entspricht Methode B. Eine Berechnung, ausgeführt mit verschiedenen Programmen, kann sehr unterschiedliche Resultate ergeben. Eine genaue Abklärung der Ursachen ist sehr aufwändig. Wesentlich eleganter ist es, sich auf den Vergleich mit einem Referenzprogramm zu einigen. Als solches kann das Stirnrad-Programmpaket ST+ gelten, das von der FVA (Forschungsverein Antriebstechnik, Deutschland) an der TU München entwickelt wurde. In KISSsoft steht deshalb die Option `Wie FVA-Programm (DIN 3990)` zur Verfügung, welche die gleichen Resultate liefert, wie bei Rechnung mit dem FVA-Code (s. Abschnitt "Rechenmethoden" auf Seite II-22). Die Unterschiede in den Ergebnissen von KISSsoft und FVA sind vernachlässigbar. Die Ursache liegt in kleinen Abweichungen des FVA-Programms von der regulären Version der DIN 3990. Zu diesem Vergleich sind verschiedene Dokumente vorhanden, die Ihnen auf Anfrage zugestellt werden können.

Weitere interessante Resultate stammen aus dem Buch von Niemann [65]:

- Zahnverlustleistung mit Zahnverlustgrad H_V nach Gleichung (21.11/4)
- Mittlere Reibungszahl μ_m nach Gleichung (21.11/6) mit $1 \leq vt \leq 50$ m/s
- Zahnverlustleistung P_{VZ} nach Gleichung (21.11/3)

14.7.3 Profilkorrekturen

Profilkorrekturen sind Abweichungen von der Evolvente, sog. Höhenkorrekturen. In den folgenden Abschnitten sind die in KISSsoft möglichen Profilkorrekturen erläutert.

HINWEIS 1:

Bei der Definiton von Höhenkorrekturen wird die Eingabe des Längenfaktors L_{Ca*} verlangt. Der Längenfaktor ist die Differenz der Wälzlänge Ly (ab Beginn der Korrektur bis zum Kopf- oder Fussformkreis) geteilt durch den Normalmodul: $L_{Ca*} = (L_{dFa} - L_{dC})/m_n$ bzw. $L = (L_{dC} - L_{dFf})/m_n$. Die Wälzlänge L_y wird nach ISO21771, Glg. 17, oder DIN 3960, Glg. 3.3.07, berechnet.

HINWEIS 2:

Die Messung der Kopfrücknahme C_a direkt am Kopfkreis kann ungenau sein. Wenn Kopfrücknahmen definiert werden, wird im Protokoll zu Messzwecken die Kopfrücknahme auf einem speziellen Messkreis dcheck angegeben.
MessKreis dcheck = dFa.i - 0.02•mn

14.7.3.1 Lineare Kopf- und Fussrücknahme

In Abb. 14.26 ist die `Kopfrücknahme` dargestellt. Der im Stirnschnitt stetig zunehmende Materialabtrag, beginnend bei d_{Ca} bis zum Kopfkreis, bezieht sich auf die theoretische Evolvente. Entsprechendes gilt für die `Fussrücknahme`.

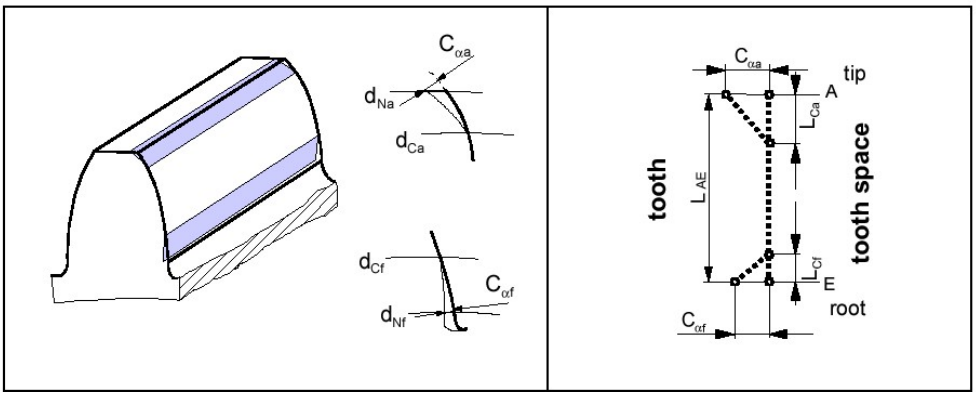


Abbildung 14.26: Lineare Kopf- und Fussrücknahme

wobei

d_{Na}	Kopfkreisnutzdurchmesser	d_{Nf}	Fusskreisnutzdurchmesser
d_{Ca}	Durchmesser Korrekturende (Kopf)	d_{Cf}	Durchmesser Korrekturende (Fuss)
L_{Ca}	Abgewickelte Kopfrücknahmenlänge	L_{Cf}	Abgewickelte Fussrücknahmenlänge
$C_{\alpha a}$	Kopfrücknahme	$C_{\alpha f}$	Fussrücknahme
A	Stützpunkt Kopf	E	Stützpunkt Fuss
L_{AE}	Abgewickelte Zahnhöhenlänge[1)]		

[1)] Entspricht der Eingriffslänge g_α

In KISSsoft übergeben Sie im Falle der Kopfrücknahme im Eingabefeld `Betrag` die Grösse $C_{\alpha a}$. Das Eingabefeld `Faktor 1` definiert den Quotienten aus abgewickelter Kopfrücknahmenlänge L_{Ca} und Normalmodul m_n. Entsprechend übergeben Sie im Falle der Fussrücknahme die Werte für $C_{\alpha f}$ und den Quotienten aus L_{Cf} und m_n.

HINWEIS

Im Tab 'Korrekturen' kann der Beginn der Korrektur am Fuss vorgegeben werden. In der Abbildung wird die Situation bei Beginn am Fussnutzkreis d_{Nf} dargestellt.

14.7.3.2 Kreisbogenförmige Profilkorrektur

Die Vorgehensweise entspricht der für die lineare Profilkorrektur. Der Unterschied liegt in der Kreisbogenapproximation, die am Schnittpunkt des Durchmessers d_{Ca} mit dem unveränderten Zahnprofil beginnt. Die Tangente des Kreisbogens ist mit der Tangente des unveränderten Zahnprofils in diesem Punkt identisch. Vorteil dieser Korrektur ist die Stetigkeit der Tangenten im Übergang "Unveränderte Zahnform - Kreisbogenapproximation".



Abbildung 14.27: Kreisbogenförmige Profilkorrektur

L_{Ca}	Abgewickelte Kopfrücknahmenlänge	L_{Cf}	Abgewickelte Fussrücknahmenlänge
$C_{\alpha a}$	Kopfrücknahme	$C_{\alpha f}$	Fussrücknahme

14.7.3.3 Progressive Profilkorrektur

Die Vorgehensweise entspricht der für die lineare Profilkorrektur. Die Progressive Profilkorrektur wird auch in der Beschreibung der Zahnform-Optionen beschrieben (siehe Progressive Profilkorrektur (siehe Seite II-139))



Abbildung 14.28: Progressive Profilkorrektur

L_{Ca}	Abgewickelte Kopfrücknahmenlänge	L_{Cf}	Abgewickelte Fussrücknahmenlänge
$C_{\alpha a}$	Kopfrücknahme	$C_{\alpha f}$	Fussrücknahme

14.7.3.4 Lineare Kopf- und Fussrücknahme mit Übergangsradien

In Abb. 14.29 ist die `Kopf- und Fussrücknahme mit Übergangsradien` dargestellt. Der im Stirnschnitt stetig zunehmende Materialabtrag, beginnend bei d_{Ca} bis zum Kopfkreis, bezieht sich auf die theoretische Evolvente. Entsprechendes gilt für die `Fussrücknahme`.

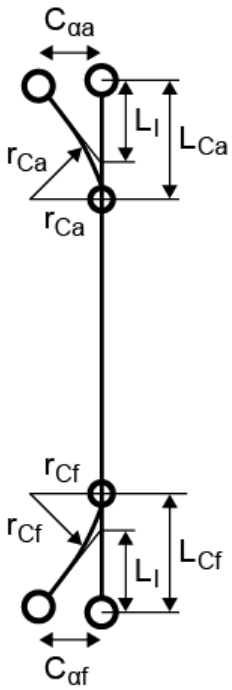


Abbildung 14.29: Lineare Kopf- und Fussrücknahme mit Übergangsradien

L_{Ca}	Abgewickelte Kopfrücknahmenlänge	L_{Cf}	Abgewickelte Fussrücknahmenlänge
$C_{\alpha a}$	Kopfrücknahme	$C_{\alpha f}$	Fussrücknahme
r_{Ca}	Übergangsradius im Kopfbereich	r_{Cf}	Übergangsradius im Fussbereich

Kopfrücknahme mit Übergangsradius: Im Eingabefeld `Betrag` die Grösse $C_{\alpha a}$ eingegeben. Im Eingabefeld `Faktor 1` wird der Quotient aus abgewickelter Kopfrücknahmenlänge L_{Ca} und Normalmodul m_n eingegeben.
Im Eingabefeld `Faktor 2` wird der Quotient aus Übergangsradius im Kopfbereich r_{Ca} und Normalmodul m_n eingegeben.

Falls Faktor 2 = 0 ist, dann wird r_{Ca} so berechnet, dass gilt $L_I = 0.8*L_{Ca}$. Der entsprechende Faktor 2 wird berechnet und gesetzt. Falls Faktor 2 so gross ist, dass gilt $L_I < 0.75*L_{Ca}$, dann wird r_{Ca} so berechnet, dass gilt $L_I = 0.75*L_{Ca}$. Der entsprechende Faktor 2 wird berechnet und gesetzt.

Entsprechend übergeben Sie im Falle der Fussrücknahme die Werte für $C_{\alpha f}$, den Quotienten aus L_{Cf} und m_n. und den Quotienten aus r_{Cf} und m_n.

14.7.3.5 Höhenballigkeit

`Höhenballigkeit` ist der im Stirnschnitt stetig zunehmende Materialabtrag Richtung Kopf- und Fusskreis, ausgehend von der Mitte der abgewickelten Zahnflankenlänge. Die Punkte A, E und das Mass C_a definieren den bogenförmigen Verlauf. Für die Höhenballigkeit gilt $C_a = C_{\alpha a} = C_{\alpha f}$. Für unterschiedliche Balligkeit am Kopf und Fuss kann die `Exzentrische Höhenballigkeit` verwendet werden.

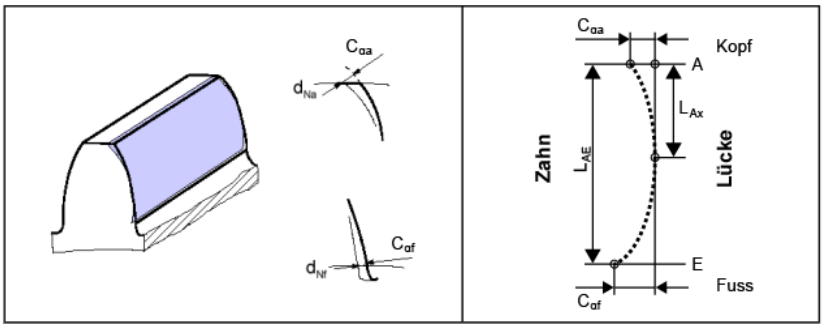


Abbildung 14.27: Höhenballigkeit

wobei

d_{Na}	Kopfkreisnutzdurchmesser	d_{Nf}	Fusskreisnutzdurchmesser
$C_{\alpha a}$	Balligkeit am Kopf	$C_{\alpha f}$	Balligkeit am Fuss
L_{AE}	Abgewickelte Zahnhöhenlänge[1)]	L_{AB}	Länge Kopf zu Balligkeits-Zentrum
A	Stützpunkt Kopf	E	Stützpunkt Fuss

[1)] Entspricht der Eingriffslänge g_α

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld `Betrag` die Grösse C_α.

14.7.3.6 Exzentrische Höhenballigkeit

Im Tab `Korrekturen` kann eine exzentrische Höhenballigkeit am Zahnprofil eingefügt werden.

Die Definition der exzentrischen Höhenballigkeit entspricht der der exzentrischen Breitenballigkeit, wobei `Faktor 1` dem Durchmesserverhältnis $(d_A - d_X) / (d_A - d_E)$ entspricht. Hier ist zu beachten, dass die Korrektur durch den Durchmesser und nicht durch die Eingriffsstrecke bestimmt wird. Wird für den `Faktor 1` also ein Wert von 0,5 eingegeben, entspricht dies nicht der Höhenballigkeit , da diese symmetrisch zum Mittelpunkt der Eingriffslinie (d_{Sm}) verlaufen soll.

`Faktor 2` bestimmt den Betrag der Fussrücknahme aus der Kopfrücknahme. Mit `Faktor 2` kann ein unterschiedlicher Wert für $C_{\alpha a}$ und $C_{\alpha f}$ vorgegeben werden. Es gilt $C_{\alpha a}$ = 'Betrag'; $C_{\alpha f} = C_{\alpha a}$ • Faktor2.

14.7.3.7 Lineare Kopfrücknahme mit Höhenballigkeit

Lineare Kopfrücknahme mit Höhenballigkeit ist eine Kombination von linearer Kopfrücknahme mit anschliessender Balligkeit. Die Angabe im Feld `Betrag` betrifft den Balligkeitsbetrag C_β. `Faktor 1` definiert die Länge der linearen Kopfrücknahme (L_{Ca}/m_n). `Faktor 2` definiert das Verhältnis der Kopfrücknahme C_α(in µm) zu m_n (in mm), also C_α/m_n (µm/mm).

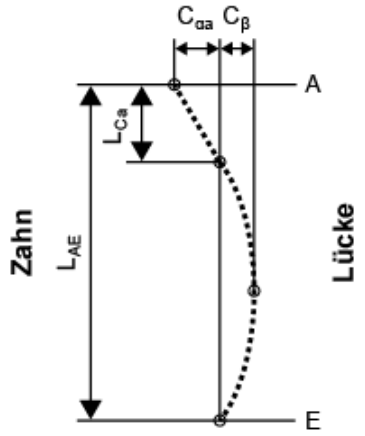


Figure 14.27. Lineare Kopfrücknahme mit Höhenballigkeit

C_α	Kopfrücknahme	C_β	Balligkeit
L_{Ca}	Wälzlange der Kopfrücknahme	L_{AB}	Wälzlange der aktiven Zahnhöhe[1)]
A	Stützpunkt Kopf	E	Stützpunkt Fuss

[1)] Entspricht der Eingriffslänge g_α

Bei üblicher Anwendung dieser Korrektur wird versucht, die lineare Kopfrücknahme ohne Knick tangential in die Bombierung übergehen zu lassen. Zu diesem Zweck wird im Info-Feld eine Angabe Factor2_opt=... ausgegeben. Wenn Sie diesen Wert in Feld `Factor 2` eintragen, erreichen Sie genau dies.

14.7.3.8 Verkürzte Höhenballigkeit

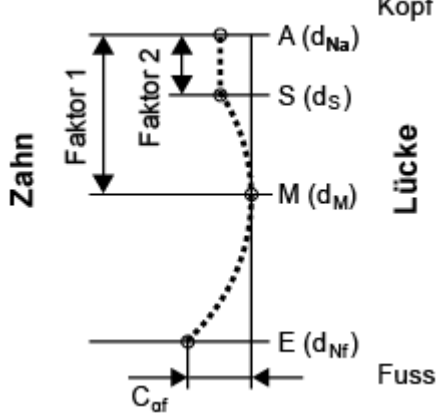


Abb. 14.27a.: Verkürzte Höhenballigkeit

C_{af}: Fussrücknahme

Faktor 1: Lage des Bogenmittelpunktes

$$\frac{d_A - d_M}{d_A - d_E} = Faktor1$$

Faktor 2: Verkürzung

$$\frac{d_A - d_S}{d_A - d_E} = Faktor2$$

Die verkürzte Höhenballigkeit wird in Verbindung mit einer Kopfrücknahme verwendet. Die Kopfrücknahme sollte bei S beginnen. Andernfalls sollte diese Korrektur nicht angewandt werden.

14.7.3.9 Eingriffswinkelmodifikation

Die `Eingriffswinkelmodifikation` ist ähnlich wie die Kopf-/Fussrücknahme (s. Abschnitt "Lineare Kopf- und Fussrücknahme" auf Seite II-108) definiert, mit dem Unterschied, dass sich das Mass C_Ha über die gesamte Zahnhöhe erstreckt (s. Abb. 14.28).

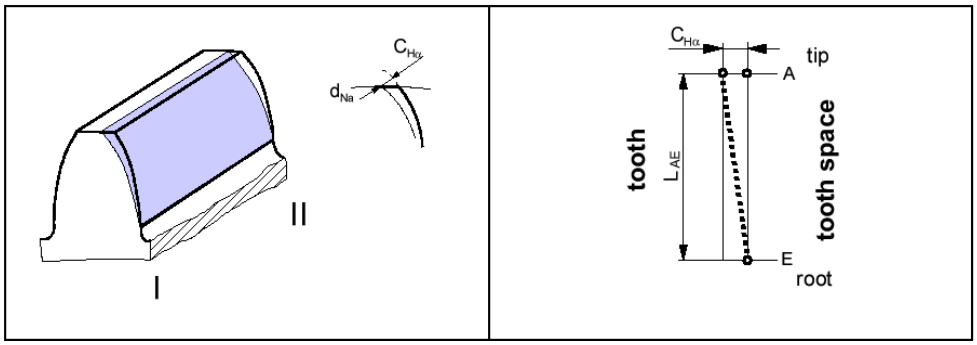


Abbildung 14.28: Eingriffswinkelmodifikation

wobei

d_{Na}	Kopfkreisnutzdurchmesser	$C_{H\alpha}$	Eingriffswinkelmodifikation
A	Stützpunkt Kopf	B	Stützpunkt Fuss
L_{AE}	Abgewickelte Zahnhöhenlänge[1)]		

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld `Betrag` die Grösse $C_{H\alpha}$.

14.7.4 Flankenlinienkorrekturen

Flankenlinienkorrekturen sind Abweichungen über die Zahnbreite. In den folgenden Abschnitten sind die in KISSsoft implementierten Flankenlinienkorrekturen erläutert.

14.7.4.1 Lineare Endrücknahme I und II

Eine `lineare Endrücknahme` ist der stetig zunehmende Materialabtrag von der Flankenlinie ausgehend von bestimmten Punkten in Richtung vorderer und hinterer Stirnfläche. Die Ziffern I und II beziehen sich dabei auf die beiden Stirnflächen (s. Abb. 14.29).

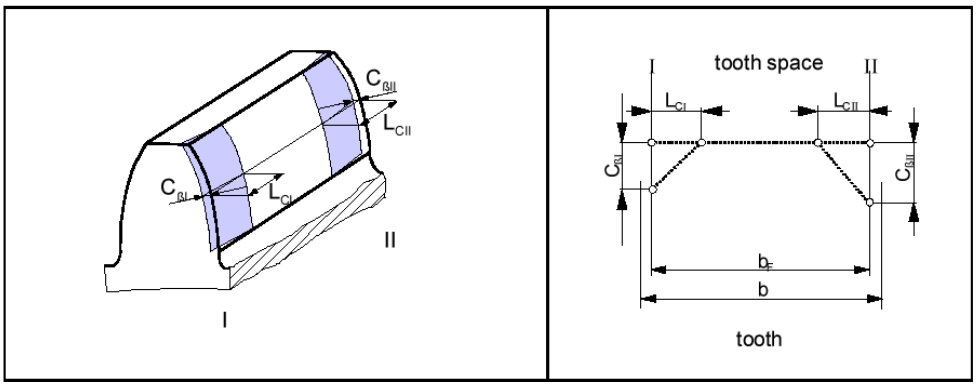


Abbildung 14.29: Lineare Endrücknahme I und II

wobei

	Stirnfläche I		**Stirnfläche II**
L_{CI}	Endrücknahmenlänge	L_{CII}	Endrücknahmenlänge

$C_{\beta I}$	Endrücknahme	$C_{\beta II}$	Endrücknahme

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld `Betrag` die Grösse $C_{\beta I(II)}$ und im Eingabefeld `Faktor 1` den Quotienten $L_{CI(II)}$ / b_F wobei B_F die Zahnbreite abzüglich Kantenbruch ist.

14.7.4.2 Bogenförmige Endrücknahme I und II

Eine `bogenförmige Endrücknahme` ist ein Materialabtrag von der Flankenlinie ausgehend von bestimmten Punkten in Richtung vorderer und hinterer Stirnfläche. Die Ziffern I und II beziehen sich dabei auf die beiden Stirnflächen (s. Abb. 14.30).

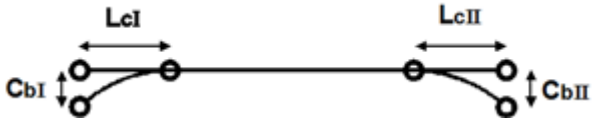


Abbildung 14.30: Bogenförmige Endrücknahme I und II

wobei

	Stirnfläche I		**Stirnfläche II**
L_{CI}	Endrücknahmenlänge	L_{CII}	Endrücknahmenlänge
$C_{\beta I}$	Endrücknahme	$C_{\beta II}$	Endrücknahme

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld `Betrag` die Grösse $C_{\beta I(II)}$ und im Eingabefeld `Faktor 1` den Quotienten $L_{CI(II)}$ / b_F wobei b_F die Zahnbreite abzüglich Kantenbruch ist.

14.7.4.3 Schrägungswinkelkorrektur

Die `Schrägungswinkelkorrektur` ist ähnlich wie die Endrücknahme (s. Abschnitt "Lineare Endrücknahme I und II" auf Seite II-116)definiert, mit dem Unterschied, dass das Mass L_{CI} sich über die gesamte Zahnbreite erstreckt (s. Abb. 14.30).

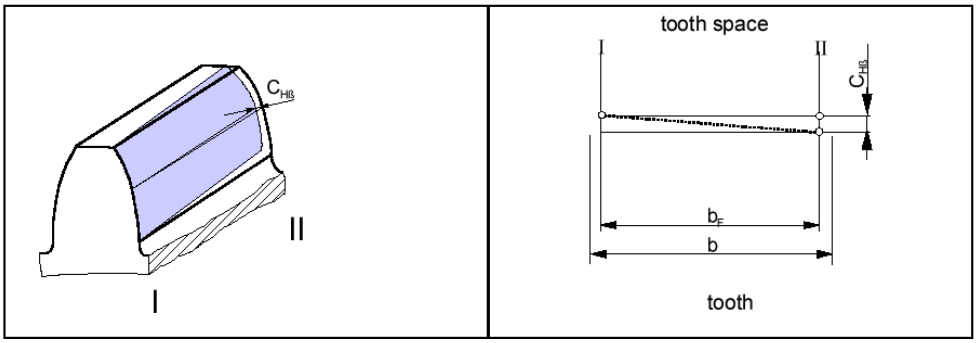


Abbildung 14.31: Schrägungswinkelkorrektur

wobei

b	Zahnbreite	b_F	Nutzbare Zahnbreite
$C_{H\beta}$	Schrägungswinkelmodifikation		

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld `Betrag` die Grösse $C_{H\beta}$.

14.7.4.4 Breitenballigkeit

`Breitenballigkeit` ist der stetige, symmetrische Materialabtrag in Richtung der Stirnflächen ausgehend von einem gemeinsamen Punkt bei gleichbleibender Flankenlinie. Der Verlauf ist kreisbogenförmig, mit Maximum an der Stelle $b_F/2$. Es gilt $C_\beta = C_{\beta I} = C_{\beta II}$.

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld `Betrag` die Grösse $C_{\beta I}$.

HINWEIS

Eine verschobene Balligkeit, mit Maximum rechts der Stelle $b_F/2$, wird in der Praxis häufig verwendet. Diese Korrektur kann durch die Eingabe einer zentrischen Breitenballigkeit mit zusätzlicher Schrägungswinkelkorrektur (auf Seite II-118) definiert werden.

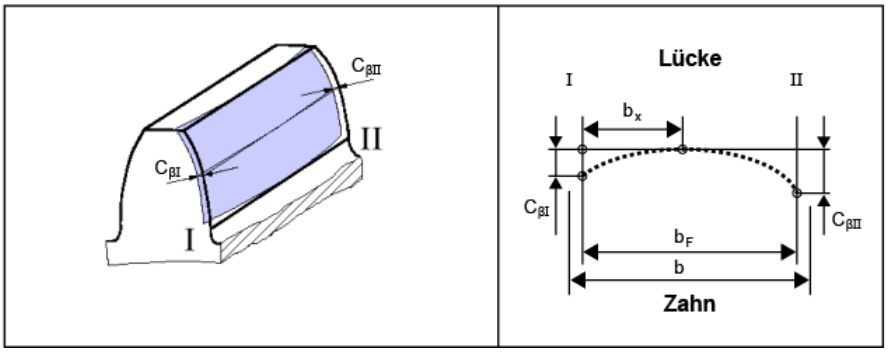


Abbildung 14.32:Breitenballigkeit

wobei

b	Zahnbreite	b_F	Nutzbare Zahnbreite
$C_{\beta I}$	Breitenballigkeit Seite I	$C_{\beta II}$	Breitenballigkeit Seite II
B_X	Länge I zu Balligkeits-Zentrum		

14.7.4.5 Exzentrische Breitenballigkeit

Im Tab `Korrekturen` kann eine exzentrische Breitenballigkeit an der Zahnbreite eingefügt werden.

Für die exzentrische Breitenballigkeit bestimmt der Wert den Betrag der Korrektur und `Faktor 1` bestimmt die Korrekturposition von Seite I geteilt durch die Zahnbreite (b_X /b_F). Die Korrektur ist als Teil eines Bogens definiert, wobei die Mitte entlang der von Faktor 1 bestimmten vertikalen Linie verläuft. Die Radien werden im Informationsfeld entsprechend Ihren Eingaben angezeigt. Wird für Faktor 1 ein Wert 0,5 eingegeben, so entspricht die Korrektur einer allgemeinen Breitenballigkeit.

`Faktor 2` bestimmt den Betrag der Korrektur auf Seite II ($C_{\beta II}$ =$C_{\beta I}$ • Faktor 2).

14.7.4.6 Kopfeckrücknahme I und II

Die Ecken werden gebrochen.

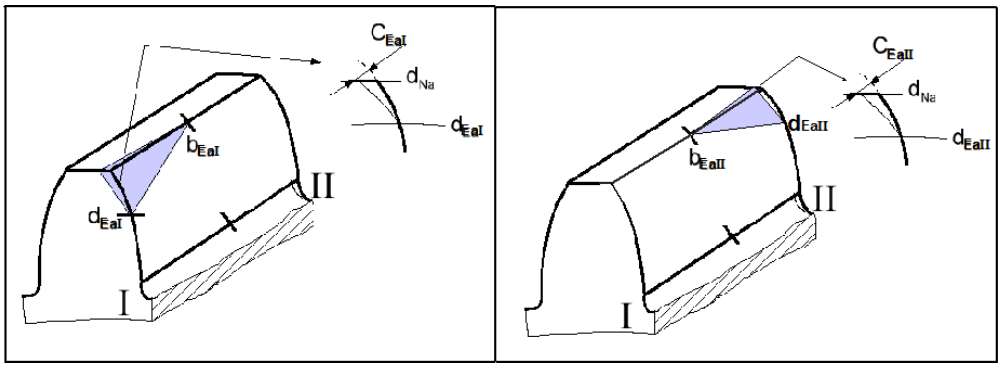


Abbildung 14.33: Kopfeckrücknahme I (links) und II (rechts)

wobei

C_{Ea}	Kopfrücknahme	d_{Ea}	Durchmesser Korrekturende
L_{Ea}	Abgewickelte Kopfeckrücknahmenlänge	b_{Ea}	Kopfeckrücknahmenlänge
d_{Ef}	Durchmesser Korrekturende	b_F	Nutzbare Zahnbreite

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld die Grösse C_{Ea}, im Eingabefeld `Faktor 1` den Quotienten aus L_{Ea} / m_n und im Eingabefeld `Faktor 2` den Quotienten aus b_{Ea} und Zahnbreite b.

14.7.4.7 Twist

`Twist` ist die Verwindung des Stirnschnittprofils entlang einer Schraubenlinie. Üblicherweise wächst der Winkel linear vom Beginn der nutzbaren Flanke bis zu deren Ende. Eine positiv orientierte Verwindung bewegt sich im Uhrzeigersinn vom Betrachter weg. Siehe auch Abb. 14.34. Die Korrektur C kann positiv oder negativ eingegeben werden.

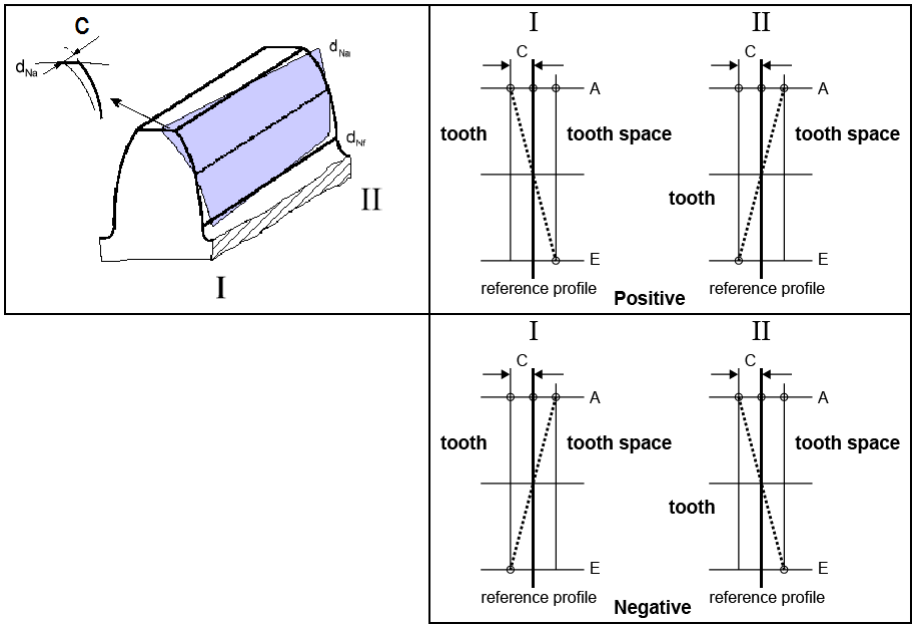


Abbildung 14.34: Twist

wobei

C	Rücknahme auf dNa bei I		
dNa	Kopfnutzkreis	dNf	Fussnutzkreis

Zur Notation siehe auch die Abschnitte 14.8.4.2 (s. Abschnitt "Schrägungswinkelkorrektur" auf Seite II-118) und 14.8.3.4 (s. Abschnitt "Eingriffswinkelmodifikation" auf Seite II-115).

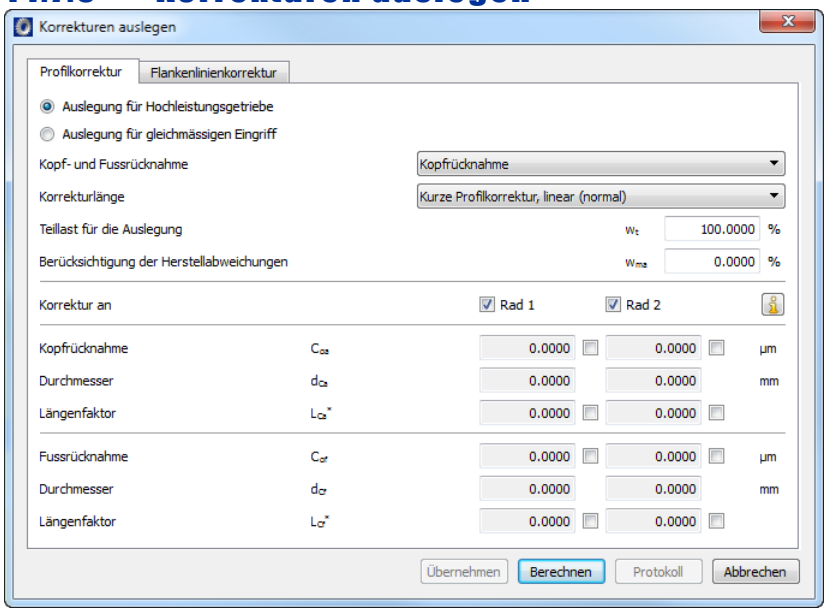
14.7.4.8 Topologische Korrektur

Die topologische Korrektur erlaubt die Definition beliebiger Korrekturen. Die eigentliche Korrektur wird in einer Datei beschrieben, welche eingelesen wird. Ein

Beispiel einer solchen Vorgabe finden Sie in der Datei 'topological_template.dat' im dat-Verzeichnis. Die Datei ist selbsterklärend. In beliebigen Schnitten und beliebigen Wälzhöhen können Faktoren definiert werden. Diese Faktoren werden beim Auslesen mit dem unter Ca eingegeben Wert multipliziert. Die Korrektur kann unter `Grafik > 3D Geometrie > Korrekturen` dargestellt und kontrolliert werden.

Im Verzeichnis \dat finden Sie eine Excel-Anwendung 'Topological Crowning.xlsx', mit welcher die Tabelle mit der Definition der topologischen Korrektur editiert und dann in eine dat-Datei kopiert werden kann. Zusätzlich enthält das Excel auch ein Beispiel, wie eine negative Profilballigkeit definiert werden kann.

14.7.5 Korrekturen auslegen



Klicken des -Buttons, wie dargestellt in Abb. 14.23 auf Seite II-105, öffnet den Dialog `Korrekturen auslegen`. In den folgenden beiden Abschnitten werden grundlegende Vorgehensweisen zum Durchführen von Profil- und Flankenlinienkorrekturen dargestellt.

14.7.5.1 Profilkorrektur

a) Durch die Kopfrücknahme am getriebenen Rad wird der Eintrittsstoss, durch die Kopfrücknahme am treibenden Rad der Austrittsstoss, gemildert.

Im Normalfall werden deshalb Kopfrücknahmen an beiden Rädern durchgeführt, in Ausnahmefällen nur am getriebenen Rad.

b) Bei Berechnungen der Profilkorrektur muss unbedingt der Kopfkantenbruch eingegeben werden, da sonst nicht mit der aktiven Evolvente gerechnet wird.

c) Die Berechnung der Zahneingriffssteifigkeit erfolgt nach der gewählten Rechenmethode. Alternativ ist es möglich die Eingriffssteifigkeit aus der Zahnform (siehe Seite II-40) zu bestimmen.

d) Die Bezeichnung der Punkte auf der Eingriffsstrecke erfolgt nach ISO 21771. Bei treibendem Ritzel ist die Kopfkorrektur am Ritzel von H -DE nach E (bzw. D nach E) und am Rad von A nach H -AB (bzw. von A nach AB) auszuführen. Bei getriebenem Ritzel sind die Bezeichnungen gemäss ISO 21771 vertauscht (A wird E, E wird A).

e) Der Betrag der Kopfrücknahme wird mit KISSsoft berechnet für das um einen Korrekturwert veränderte Nenndrehmoment. Als Korrekturwert für Zahnräder, die nicht immer das gleiche Betriebsdrehmoment haben, wird etwa 50-75% des maximalen Moments angenommen, gleichermassen für Ritzel und Rad. Der vom Programm vorgeschlagene Wert der Kopfrücknahme C_α bestimmt sich mit dem Mittelwert der Angabe nach Niemann. Am Kopf des getriebenen Rades wird der (etwas grössere) Wert für den Eingriffsbeginn (C.I) gesetzt, am Kopf des treibenden Rades der Wert für das Eingriffsende (C.II). Bei Wahl der Profilkorrektur `Für gleichmässigen Eingriff` wird am Eingriffsende hingegen auch C.I gesetzt. Bei Hochverzahnungen mit $\varepsilon_\alpha > 2$ wird der lastabhängige Anteil der Kopfrücknahme reduziert, je nach Verzahnungsqualität um 12.5 % (bei Qualität 8 und schlechter) bis 50 % (bei Qualität 5 und besser).

f) Die Länge der Korrektur wird ebenfalls durch KISSsoft berechnet, die sog. lange Korrektur erstreckt sich von Punkt A bis Punkt B der Eingriffsstrecke, die sog. kurze nur bis Punkt H-AB (Mitte zwischen A und B). Im Normalfall wird die kurze Korrektur gewählt. Die Länge der Korrektur (von A bis AB) sollte aber nicht zu kurz sein, eine Mindestlänge (bezogen auf die Zahnhöhe) von $0.2m_n$ sollte vorhanden sein. Bei der Auslegung wird dies geprüft, falls die Länge A nach AB zu kurz ist, wird eine Mindesthöhe von $0.2m_n$ vorgeschlagen. Damit wird jedoch die Überdeckung im nicht modifizierten Teil kleiner als 1.0 (< 2.0 bei Hochverzahnungen mit $\varepsilon_\alpha > 2$). Eine entsprechende Meldung wird ausgegeben.

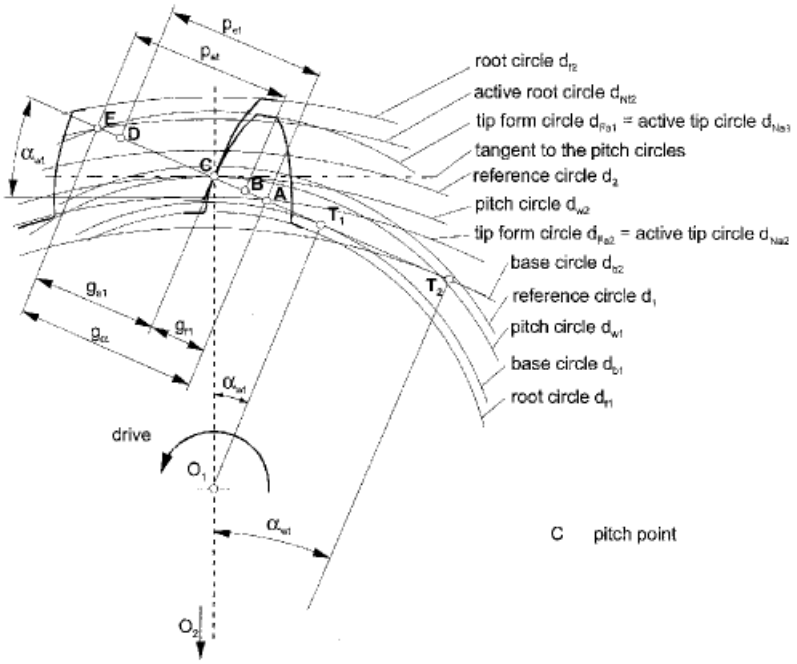


Abbildung 14.34: Eingriffsstrecke Stirnrad

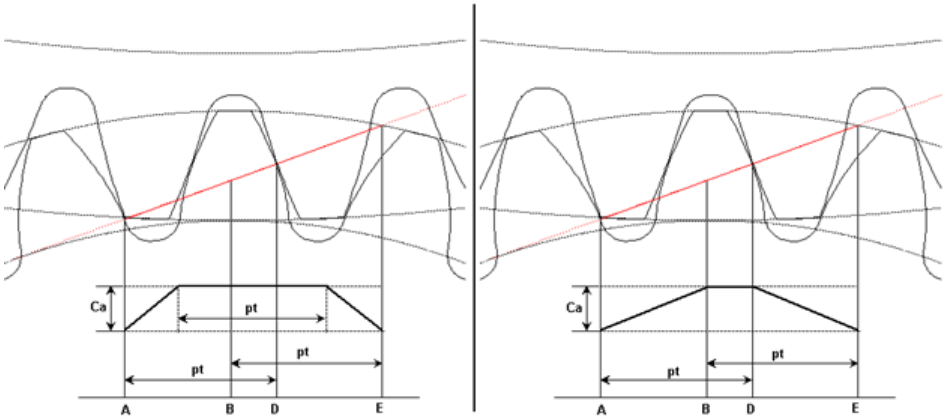


Abbildung 14.35: Kurze (links) und lange Profilkorrektur

g) Die Art der `Profilkorrektur` hat einen Einfluss auf die Berechnung der Fresssicherheit (s. Abschnitt "Gefügefaktor XwrelT oder Gefügefaktor Xw (Fressen)" auf Seite II-43).
Bei Wahl `Für Hochleistungsgetriebe` wird gemäss dem Vorschlag nach Niemann die Profilkorrektur am Austritt (Pkt. E der Eingriffslinie) etwas kleiner als am Eintritt ausgeführt.
Bei Wahl `Für gleichmässigen Eingriff` wird die Profilkorrektur am Austritt gleich gross wie am Eintritt ausgeführt.

14.7.5.2 Flankenlinienkorrektur

Die Auslegung einer Breitenkorrektur, wie bspw. die Endrücknahme (s. Abschnitt "Lineare Endrücknahme I und II" auf Seite II-116) oder Balligkeit (s. Abschnitt "Breitenballigkeit" auf Seite II-119), erfolgt nach ISO 6336, Teil 1, Anhang B.

Bei Planetensystemen kann mit Hilfe der vorgeschlagenen Flankenlinienkorrektur ein Wellenversatz von Planet und Sonne kompensiert werden. Darüber hinaus kann auch die Wirkung der Torsion auf die jeweiligen Zahnräder berücksichtigt werden. Weitere Informationen über die Drehmomentrichtung und die Achslage sind Kapitel "Definition des Wellenversatzes der einzelnen Bauteile" zu entnehmen.

Zu beachten ist, dass dieser Auslegungsvorschlag wegen der auf den Träger einwirkenden Torsion nur für einen symmetrischen Wellenversatz von Planeten gilt.

Die vorgeschlagenen Korrekturen ($K H\beta = 1$) sind nur dann in Ordnung, wenn das System lediglich einen Planeten besitzt. Sind mehrere Planeten vorhanden, so wird

nach dem besten Kompromiss gesucht, so dass mit der vorgeschlagenen Korrektur der maximale KHβ für alle Planetenkontakte minimiert wird.

Bei der Verwendung der ISO 6336-1, Anhang E, zur Breitenlastfaktorberechnung kann zusätzlich eine genaue Auslegung der Flankenlinienkorrektur, als exzentrische Balligkeit oder zentrische Balligkeit mit Schrägungswinkelkorrektur, durchgeführt werden

14.7.6 Hinweise zur Profilkorrektur

Bei der Wahl einer `kurzen Profilkorrektur` wird die Länge der Korrektur am Zahnkopf (oder am Zahnfuss) bei beiden Rädern so bestimmt, dass die Überdeckung des von der Korrektur nicht veränderten Zahnflankenteils genau noch 1.0 (bei Hochverzahnungen mit $\varepsilon_\alpha > 2$ genau noch 2.0) ist. Damit ist in jedem Fall (unabhängig von der Belastung) eine genügende Profilüberdeckung gegeben, dies ist der Grund, weshalb diese Art der Profilkorrektur üblicherweise verwendet wird. Diese kurze Profilkorrektur wird von Punkt A der Eingriffslinie bis Punkt H-AB (Mitte zwischen Punkt A und B) ausgeführt, beziehungsweise von E bis H-DE. Damit ergibt sich die zuvor beschriebene Überdeckung im nicht modifizierten Teil von 1.0.

Für möglichst geräuscharme Getriebe ist jedoch meistens die lange Profilkorrektur besser, da für diesen Fall die Drehwegabweichung (transmission error) meistens wesentlich kleiner wird. Für die Beurteilung der Auswirkung einer Profilkorrektur wird eine Berechnung des Zahneingriffs unter Last (s. Abschnitt "Kontaktanalyse" auf Seite II-155) empfohlen.

14.7.7 Verwendung von Diamant-Abrichtscheiben und Schleifschnecken

Durch Klicken auf den Umrechnungsknopf  im Tab `Korrekturen` kann eine Option aufgerufen werden, welche es erlaubt herauszufinden, ob geeignete Schleifschnecken (mit zugehöriger Diamant-Abrichtscheibe) zur Bearbeitung des Zahnrads vorhanden sind. Eine Liste aller geeigneten Abrichtscheiben wird aus der Datei «DressingWheel.dat» erzeugt. Abrichtscheiben, welche nicht dem aktuell eingegebenen Modul und Eingriffswinkel entsprechen, werden beim Einlesen der Datei ignoriert.

Die einzulesende Datei muss im KISSsoft-Installationsverzeichnis entweder im Unterordner …\ext\dat\ oder …\dat\ liegen (wobei unter …\ext\dat\ zuerst von KISSsoft gesucht wird). In der Datei selbst werden beim Einlesen Zeilen, welche mit einem Schrägstrich beginnen, ignoriert.

Innerhalb einer Zeile werden folgende Einträge (von links beginnend) mittels Semikolon getrennt:

1. Text, wird beim Einlesen ignoriert
2. Text, wird beim Einlesen ignoriert
3. Normalmodul [mm]
4. Eingriffswinkel EW [°]
5. Höhenballigkeitsradius HBR [mm] (beim Einlesen von «gerade» bzw. «straight» wird dieser Radius zu 10^{10} gesetzt.
6. Länge der linearen Kopfrücknahme LKRN [mm]
7. Winkel WKRN [°] oder Radius RKRN [mm] der Kopfrücknahme (Falls Winkelangabe in Grad und Bogenminuten: x°xx oder xØxx; falls Radius: Rxxx)
8. Text, wird beim Einlesen ignoriert
9. Text, wird beim Einlesen ignoriert
10. Text, wird beim Einlesen ignoriert
11. Lage HP des Hochpunktes der Höhenballigkeit des Abrichters [mm] (entlang der Flanke von der Spitze aus angegeben)
12. Abrichterkopfhöhe hfP0 [mm]
13. Abrichterfusshöhe haP0 [mm]
14. Lücke L* zwischen Flanke des Abrichters und der Schleifschnecke [mm] (entlang der Profilbezugslinie gemessen)
15. Zahnfussradius Rho [mm] des Abrichters
16. Artikelnummer/Bezeichnung des Abrichters
17. Länge LFRN der Fussrücknahme [mm] (wird eingelesen, aber momentan nicht weiter berücksichtigt)
18. Winkel WFRN [°] oder Radius RFRN [mm] der Fussrücknahme (wird eingelesen, aber nicht berücksichtigt)
19. Gangzahl der Schleifschnecke
20. Teilkreis [mm] der Schleifschnecke

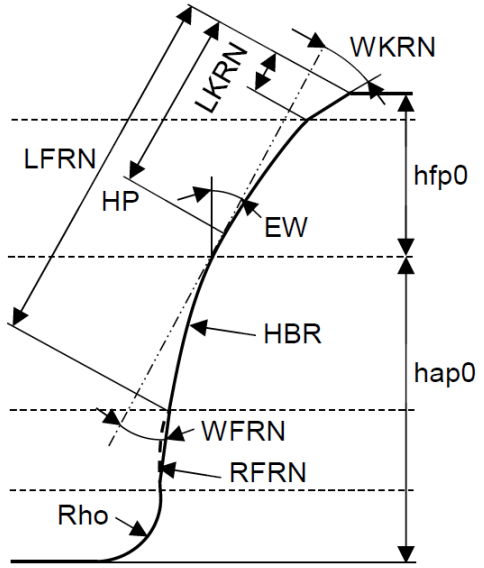


Abbildung 14.36a: Abrichtscheibe mit linearer Kopfrücknahme

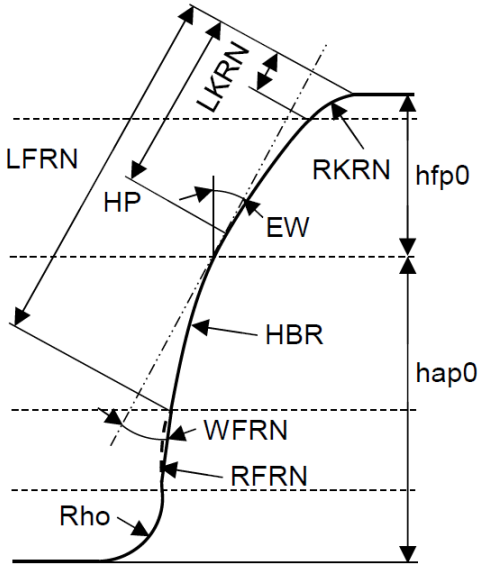


Abbildung 14.36b: Abrichtscheibe mit radialer Kopfrücknahme

Es ist z. B. möglich, den gleichen Abrichter mit verschiedenen Schleifschnecken in verschiedenen Zeilen mehrmals einzulesen. Am Zeilenbeginn und -ende darf dabei

jeweils kein Semikolon stehen. Die letzte Zeile der Datei darf nicht leer sein.

Im ersten Fenster werden entsprechend des ausgewählten Zahnrades die mit den eingelesenen Abrichtern erreichbaren Kopf- und Fusskorrekturen angezeigt. Es werden nur Zahnräder angezeigt, für welche eine Vorbearbeitung (ohne überschneidendes Werkzeug) definiert wurde und eine Bearbeitungszugabe eingegeben wurde.
In der dritten Spalte wird die Eignung des jeweiligen Abrichters angegeben. Dabei bedeuten: "+" geeignet ohne Änderung des Abhebebetrags L* ('Luft zwischen den Flanken'), "+-" geeignet bei einer Änderung des Abhebebetrags L* und "-" nicht geeignet. Die Berechnung der Korrekturen und Verzahnungsdurchmesser erfolgt mit einer Zahndickentoleranz-Lage entsprechend der Angabe im Tab `Toleranzen` für die Zahnformberechnung. Zusätzlich werden oberhalb der Tabelle (abhängig vom gewähltem Zahnrad) die Soll-Kopfrücknahme Ca und die Soll-Korrekturlänge LCa* angezeigt (entsprechend den Eingaben in der Korrekturen-Tabelle von Tab `Korrekturen`).

Wird ein Abrichter ausgewählt, werden in einem zweiten Fenster 'Ausgewählter Abrichter/Schleifschnecke' die für den Schleifprozess wesentlichen Daten angezeigt. Durch Änderung des Abhebebetrags L* kann der Abrichter um Δh verschoben werden sowie der Steigungswinkel und Teilkreisdurchmesser der Schleifschnecke können verändert werden. Die Korrekturen werden dabei neu berechnet und angezeigt.

Wird eine Schleifschnecke definitiv übernommen, werden die Daten in Profilkorrekturen umgerechnet, welche genauestmöglich dem Abrichter entsprechen. Dabei werden die Daten der Schleifschnecke und des Abrichters in die Datei "Dressingwheel.tmp" geschrieben. Diese Datei wird im Windows-Temp Ordner abgelegt.
Diese Korrekturen werden in die Korrekturen-Tabelle eingetragen; sämtliche bisherige Profilkorrekturen werden hingegen gelöscht. Damit ist nun die Kontur des Zahnrades so definiert, wie sie im Schleifprozess mit der gewählten Schleifschnecke entsteht. Ausserdem wird die Eintauchtiefe der Schleifschnecke im Tab `Fertigbearbeitung` gesetzt und der Schleifprozess auf 'Abwälzschleifen' mit 'Schleifen von Flanke und Fuss' gestellt.

Im Report wird auch ein Messkreisdurchmesser dmess mit zugehöriger Kopfrücknahme Ca ausgegeben. Der Messkreis liegt zwischen dem Kopfformkreis dFa und dem Beginn der Kopfrücknahme dCa (dmess = (2*dFa + dCa) / 3).

HINWEIS:
Die hier beschriebenen üblichen Manipulationen mit Abrichtscheiben können alle im Fenster 'Ausgewählter Abrichter/Schleifschnecke' durchgeführt werden.

a) **Nachschärfen der Schleifschnecke**
Findet sehr häufig statt, regelmässig nach der Fertigung einer bestimmten Anzahl Zahnräder. Erfolgt durch radiales Zustellen von ca. 0.5-1.0mm auf dem Abrichtgerät. Dabei wird der Abhebebetrag L* konstant gehalten (automatisch durch das Abrichtgerät). Ein Nachschärfen bei gleichbleibendem L* ergibt nur eine minimale Veränderung des Steigungswinkels der Schnecke.

b) **Veränderung des Abhebebetrags L*** (ohne Veränderung der radialen Zustellung)
Eine Vergrösserung von L* kann an einer bereits profilierten (d.h. abgerichteten) Schleifschnecke vorgenommen werden. Eine Verkleinerung von L* kann nur mit einer neuen (noch nicht profilierten) Schleifschnecke gemacht werden.

c) **Veränderung der radialen Zustellung** ('Achsabstand' Abrichter-Schleifschnecke a)
Eine Vergrösserung von a kann nur mit einer neuen (noch nicht profilierten) Schleifschnecke gemacht werden. Eine Verkleinerung von a kann normalerweise an einer bereits profilierten (d.h. abgerichteten) Schleifschnecke vorgenommen werden. Theoretisch könnte in diesem Fall (radiales Zustellen) der Abhebebetrag L* gleichzeitig verkleinert werden. Dies sollte vermieden werden, da ja gleichzeitig die Steigung der Schleifschnecke (in einem konstanten Durchmesser dx) minimal verändert wird und dies korrigiert werden muss.

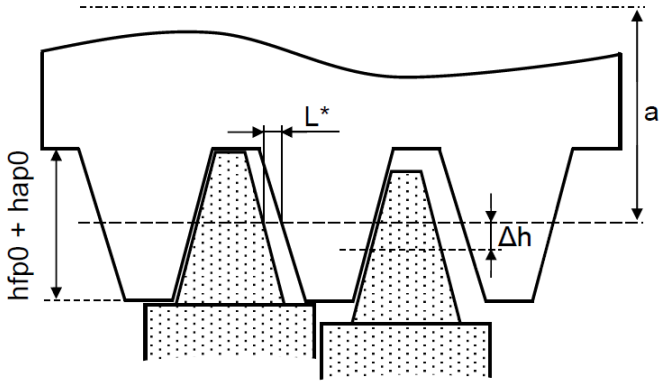


Abbildung 14.36c: Schleifschnecke mit Abrichtscheiben (exemplarisch mit und ohne Verschiebung Δh)

14.8 Zahnform

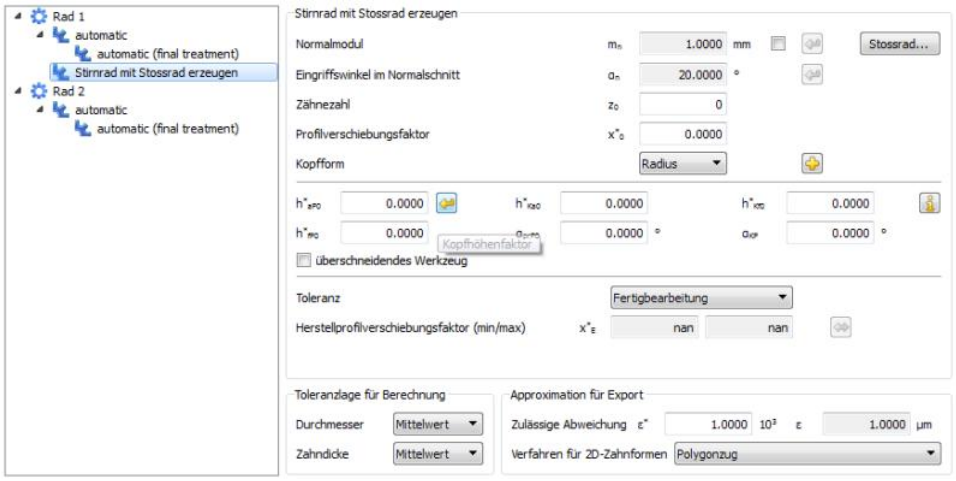


Abbildung 14.37: Eingabefenster `Zahnform`

Die Zahnformberechnung bietet nebst der eigentlichen Berechnung der Zahnform auf der Grundlage der Simulation der Herstellung mit einem genau definierten Werkzeug verschiedene zusätzliche Möglichkeiten an, wie z.B.:

- Modifikationen der Zahnform mit Profilkorrekturen und Zahnfusskonturoptimierung
- Berücksichtigung mehrerer Schritte der Herstellung mit verschiedenen Werkzeugen
- Berechnung des Werkzeugs (Stossrad oder Abwälzfräser) zur Herstellung der Verzahnung (z.B. bei ab CAD eingelesenen Zahnformen oder bei modifizierten Zahnformen)
- Modifikationen der Zahnform für Spritzgussformen oder für die Verwendung zur Stossrad-Herstellung

HINWEIS

Beachten Sie hierzu auch spezielle Tutorials, wo speziell Zahnform-Modifikationen behandelt werden. Diese Tutorials können auf unserer Homepage `http://www.kisssoft.ch` heruntergeladen werden.

Das Eingabefenster des Berechnungsmoduls `Zahnform` setzt sich aus zwei Spalten zusammen. Die linke Spalte zeigt die auf die Räder auszuführenden Operationen. Die rechte Spalte setzt sich aus den Bereichen `Toleranzlage für Be-`

`rechnung` und `Approximation für Export` und dem entsprechenden Operationen-Bereich zusammen.

14.8.1 Kontextmenü

Klicken der rechten Maustaste innerhalb des Bereichs der Operationenverzeichnisstruktur öffnet ein Kontextmenü. Es bezieht sich auf das aktive (blau unterlegte) Element im Verzeichnis.

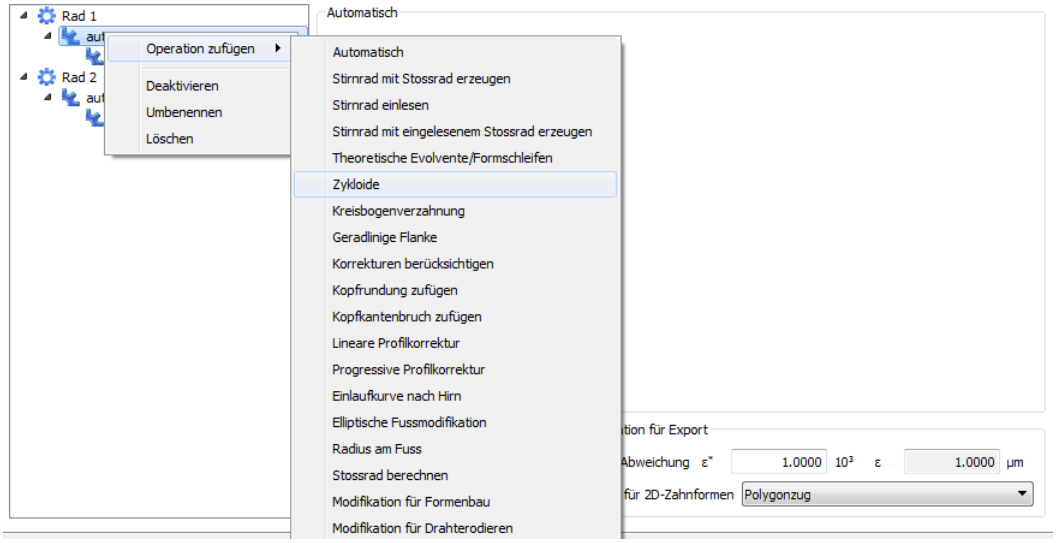


Abbildung 14.38: Kontextmenü in der Zahnformberechnung

Im Kontextmenü stehen Ihnen folgende Auswahlmöglichkeiten zur Verfügung:

- **Operationen zufügen** Die Auswahl dieses Menüelements öffnet ein Untermenü mit den für das jeweilige Rad zur Verfügung stehenden Operationen (siehe Seite II-133).
- **Als Resultate auswählen** Dieses Resultat wird standardmässig in der Grafik angezeigt und für Festigkeitsberechnungen verwendet. Als Standard wird die letzte Operation als Resultat verwendet, ausser es ist eine Modifikation für Formenbau, Drahterodieren oder Stossrad.
- **Deaktivieren/Aktivieren** Ermöglicht Ihnen, eine auf ein Rad zugewiesene Operation aus der Liste zu streichen, ohne sie zu löschen. Das Symbol ist dann mit einem roten Kreuz versehen. Das Menüelement `Aktivieren` nimmt eine deaktivierte Operation wieder in die Liste aktiver Operationen auf. Das rote Kreuz verschwindet.

- **Umbenennen** Ändert den Namen einer Operation. Beachten Sie, dass die Namensänderung einer Operation nicht die Bereichsbezeichnung im rechten Teilfenster ändert.
- **Löschen** Entfernt einen Operationeneintrag mit allen zugehörigen Parametern dauerhaft.

14.8.2 Operationen

Die Berechnung der Zahnform kann aus verschiedenen Operationen zusammengefügt werden. So können nacheinander Bearbeitungsschritte mit einem Abwälzfräser oder Stossrad sowie Modifikationen wie Rundungen oder Profilkorrekturen angebracht werden. Für jede Operation kann eine Bezeichnung eingegeben werden, so dass sie später unterschieden werden können.

14.8.2.1 Automatisch

Die Standardoperation der Zahnformberechnung ist `Automatisch`. Es wird dann mit den in den Standardtabs (siehe Seite I-50)eingegebenen Daten die Zahnform mit Vor- und Fertigbearbeitung erzeugt. Insofern Sie Korrekturen definiert haben, werden diese bei der Erzeugung der Zahnform berücksichtigt.Sie können diese Teiloperation auch über das Kontaktmenü deaktivieren. Das selbe gilt für einen eingegebenen Kopfkantenbruch bzw. eine eingegebene Rundung. Bei Schnecken wird bei gewählter Flankenform ZA eine ZA- Schnecke erzeugt, sonst eine ZI-Schnecke.

HINWEIS

Ist die Operation `Automatisch` deaktiviert, werden keine der in den Eingabefenstern `Bezugsprofil` oder `Korrekturen` eingegebenen Daten berücksichtigt.

14.8.2.2 Stirnrad mit Abwälzfräser erzeugen

Zur Erzeugung eines Stirnrades mit einem Fräser, wird das Bezugsprofil des Zahnrades eingegeben. Nach Hinzufügen dieser Operation werden standardmässig Ihre, im Eingabefenster `Bezugsprofil` definierten, Parameter übernommen. Wenn das Werkzeug nicht überschneidend ist, wird die Kopfhöhe des Bezugsprofils automatisch aus dem Kopfkreis bestimmt und nicht von der Eingabe übernommen. Für spezielle Anwendungen (Herstellung eines Zahnrades mit einem Fräser mit unterschiedlichem Modul) kann Modul mn und Eingriffswinkel αn geändert werden. Die Auslegungsknöpfe können dann bedient werden. Die Auslegungsknöpfe

( ) berechnen jeweils den richtigen Wert zum gegebenen Grundkreis. Klicken des `Fräser...`- Buttons öffnet das `Fräser definieren` (siehe Seite II-90)-Fenster mit einer Liste von Werkzeugen. Für die Toleranzlage können entweder die Erzeugungsprofilverschiebungsfaktoren direkt eingegeben werden (`Eigene Eingaben`) oder die Vor- oder Fertigbearbeitungstoleranzen werden übernommen.

Die Abwälzfräserdaten können wahlweise als Faktoren oder als absolute Längen (mm oder inch) eingegeben werden. Diese Auswahlmöglichkeit erleichtert die Eingabe erheblich, wenn man die Abwälzfräserdaten von einer Zeichnung nur als Längen (mm oder inch) gegeben hat.

Bei der Auslegung von haP0*wird der Wert berechnet, welcher für die Herstellung der Evolvente bis zum Fussnutzkreisdurchmesser gebraucht wird. Der angezeigte Vorschlag ist der exakt berechnete Wert, bei welchem 0,05 dazu addiert wird (um einen kleinen Abstand zwischen dem Fusskreisdurchmesser und dem Fussnutzkreisdurchmesser zu erhalten).

Wird der Auslegungsknopf für die Definition der Schleifscheibe verwendet, sollte der Radius ρaP0 klein sein (z.B. 0,1*mn), andernfalls könnte der Schleifvorgang den Fussradius erreichen.

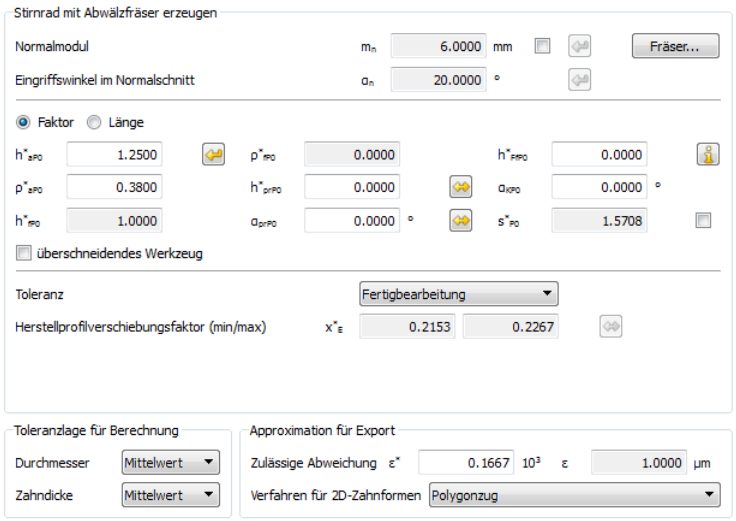


Abbildung 14.38: Operation `Stirnrad mit Abwälzfräser erzeugen`

HINWEIS

Informationen über Fräser, die hier eingegeben werden, sind unabhängig von Daten, welche im Eingabefenster `Bezugsprofil` übergeben werden. D.h. die Berechnung der Zahnform stützt sich ausschliesslich auf die im Eingabefenster `Zahnform` definierten Grössen.

14.8.2.3 Stirnrad mit eingelesenem Abwälzfräser erzeugen

Die Kontur eines Fräsers kann ab CAD im `dxf`- Format eingelesen werden. Es muss hierfür 1/2 Zahn vom Kopf bei A bis zum Fuss bei E definiert werden:

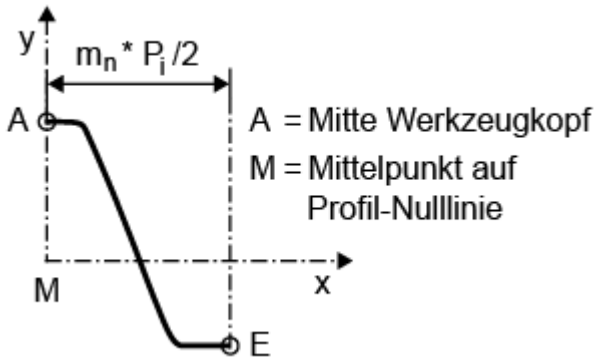


Abbildung 14.39: Werkzeugprofil

Der Layer, der die Kontur enthält, kann angegeben werden oder es wird `ALL` für alle Daten angegeben. Es besteht die Auswahlmöglichkeit ein Werkzeug im Stirnschnitt oder im Normalschnitt einzulesen, sowie den Modul zu verändern. Die Zahndicke wird über die einzugebenden Profilverschiebungsfaktoren bestimmt.

Mit der Option 'Fräser für verschobene Wälzung' kann der Normalmodul des Werkzeugs unterschiedlich vom erzeugten Stirnrad gewählt werden.

Mit der Option 'Eingabe der Daten als Referenz' kann der Modul der Zeichnung geändert werden. Das Werkzeug wird danach auf den Normalmodul aus den Basisdaten skaliert.

14.8.2.4 Stirnrad mit Stossrad erzeugen

Die Definition der Stossradgeometrie wird nur benötigt, wenn die Zahnform von im Wälzstossverfahren hergestellten Zahnrädern berechnet werden muss.

Notwendige Eingabedaten:

- Das Bezugsprofil des Stossrades
  Für das Bezugsprofil des Stossrades ist bei $x_0 + x_E = 0$ Kopf- und Fuss gegenüber dem Bezugsprofil des Werkrades zu vertauschen. Bei anderem x0 ist zusätzlich eine Verschiebung nötig.
- Z_0 Zähnezahl Stossrad
- x_0 Profilverschiebung Stossrad
  (falls x_0 nicht bekannt ist, kann über die Stirnradberechnung die Profilverschiebung aus dem Kopfkreisdurchmesser oder der Zahnweite bestimmt werden $\rightarrow$ weitere Info (s. Abschnitt "Profilverschiebungsfaktor" auf Seite II-8))
- wahlweise Länge der Fase am Stosszahnkopf s oder Radius der Rundung r am Stosszahnkopf (siehe Abb. 14.40)

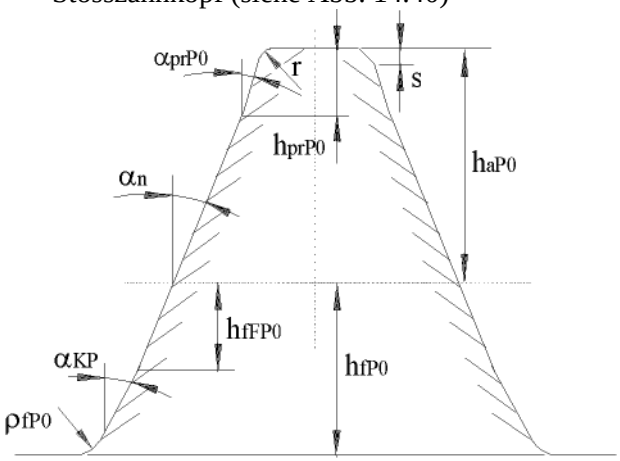


Abbildung 14.40: Werkzeugprofil

14.8.2.5 Stirnrad mit eingelesenem Stossrad erzeugen

Ein Stossrad kann als `*.dxf`- Datei eingelesen werden. Es wird dabei ein halber Zahn aus dem vorgegebenen Layer (ALL für alle Layer) wie folgt eingelesen:

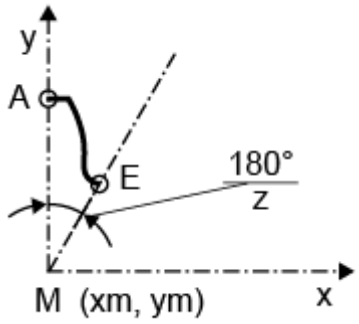


Abbildung 14.41: Koordinaten Stossrad

A	:	Mitte Zahnkopf: Kontur-Beginn
E	:	Mitte Zahnlücke: Kontur-Ende
M	:	Mittelpunkt (x_m, y_m unbedingt eingeben)
z	:	Zähnezahl

Mit der Option 'Eingabe der Daten als Referenz' kann der Modul der Zeichnung geändert werden. Das Werkzeug wird danach auf den Normalmodul aus den Basis-daten skaliert.

HINWEIS

Die Datei (`dxf`) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten. Als weitere Eingaben werden die Stossradzähnezahl und der Herstellachsabstand benötigt.

14.8.2.6 Stirnrad einlesen

Ein Stirnrad kann direkt als `*.dxf`-Datei eingelesen werden. Dazu ist ein halber Zahn im gewählten Layer zu definieren:

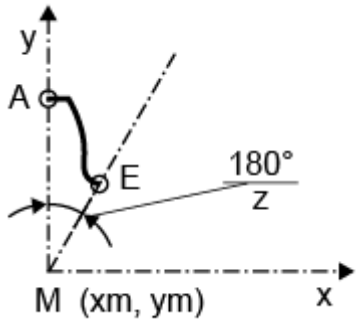


Abbildung 14.42: Koordinatensystem für den Import

A	:	Mitte Zahnkopf: Kontur-Beginn
E	:	Mitte Zahnlücke: Kontur-Ende
M	:	Mittelpunkt (x_m, y_m unbedingt mitteilen)
z	:	Zähnezahl

Mit der Option 'Eingabe der Daten als Referenz' kann der Modul der Zeichnung geändert werden. Das Werkzeug wird danach auf den Normalmodul aus den Basisdaten skaliert.

HINWEIS

Die Datei (`DXF`) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

14.8.2.7 Kopfrundung zufügen

Eine Kopfrundung kann als Modifikation einer Zahnform zugefügt werden. Die Rundung kann entweder im Stirn- oder Axialschnitt zugefügt werden.

14.8.2.8 Kopfkantenbruch zufügen

Ein Kopfkantenbruch kann als Modifikation einer Zahnform zugefügt werden. Der Kantenbruch kann entweder im Stirn- oder Axialschnitt zugefügt werden und wird durch den Startdurchmesser und einen Winkel definiert.

14.8.2.9 Lineare Profilkorrektur

Bei der linearen Profilkorrektur wird die Zahndicke ab einem Startdurchmesser bis zum Kopf (Rücknahme C_a pro Flanke als Zahndickenänderung) linear reduziert.

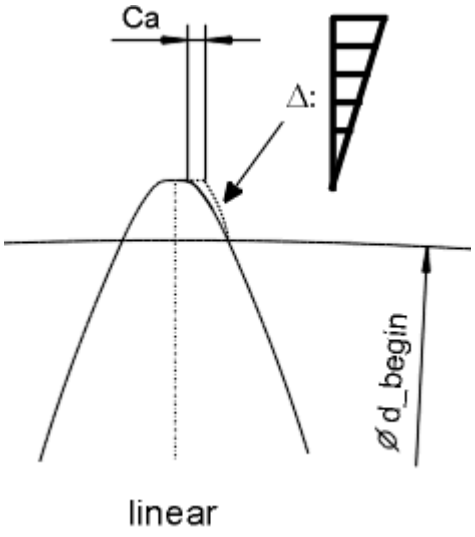


Abbildung 14.43: Lineare Profilkorrektur

14.8.2.10 Progressive Profilkorrektur

Bei der progressiven Profilkorrektur wird die Zahndicke ab einem Startdurchmesser bis zum Kopf (Rücknahme C_a pro Flanke als Zahndickenänderung) gemäss

$$\Delta A_s = 2 \cdot C_a \left(\frac{d - d_{begin}}{d_a - d_{begin}} \right)^{factor\,/\,5} \qquad (14.21)$$

reduziert. Der Faktor steuert den Verlauf der Rücknahme. Bei einem Faktor von 5 handelt es sich um eine lineare Rücknahme. Siehe dazu auch Abb. 14.44. Die progressive Profilkorrektur geht bei einem Faktor grösser 5 tangential in die unmodifizierte Zahnflanke über und ist daher gerade bei grossen Rücknahmen zu bevorzugen. Faktoren unter 5 sind zu vermeiden (und werden teilweise von der Software ignoriert). Faktoren über 20 werden ignoriert, Faktor 20 wird in diesen Fällen verwendet.

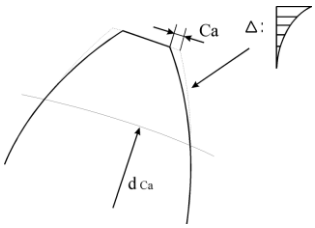


Abbildung 14.44: Progressive Profilkorrektur

14.8.2.11 Einlaufkurve nach Hirn

Am Zahnkopf wird ab einem definierbaren Durchmesser d_{begin} eine tangential in die Evolvente übergehende Einlaufkurve angebracht, die aus drei Kreisbögen besteht. Die Krümmung der Kurve nimmt von Bogen zu Bogen zu, so dass der letzte Bogen tangential in den Kopfkreis übergeht. Diese modifizierte Zahnform (auch Hybrid-Zahn genannt) hat grosse Vorteile, wenn trotz relativ ungenauer Fertigung eine hohe Laufruhe erreicht werden soll. Die Korrektur wird deshalb bevorzugt im Kunststoffbereich angewendet, s. Abb. 14.45.

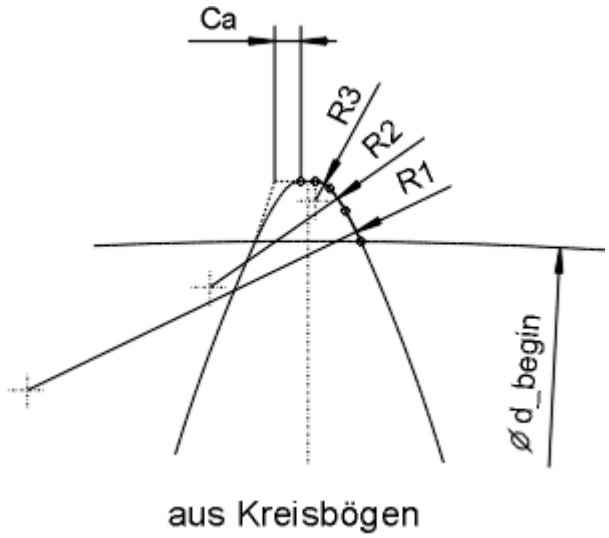


Abbildung 14.45: Profilkorrektur nach Hirn

Im Normalfall wird eine Einlaufkurve nur bei Hochverzahnungen mit Profilüberdeckungen über 2.1 verwendet. Zusätzlich kann KISSsoft über eine Auslegungsfunktion einen geeigneten Vorschlag für den Beginn (Durchmesser) der Einlaufkurve und den Betrag der Kopfrücknahme geben. Dies geschieht mit Hilfe der Profilkorrekturberechnung (s. Abschnitt "Korrekturen" auf Seite II-105).

Der Beginn der Einlaufkurve wird wie folgt bestimmt:

- Bei Profilüberdeckung über 2.0: Die aktive Evolvente wird soweit reduziert, dass die Profilüberdeckung gerade noch 2.0 beträgt.
- Bei Profilüberdeckung unter 2.0: Der Durchmesser wird so gelegt, dass eine mittlere Kopfrücknahme entsteht, d. h. die Profilüberdeckung oberhalb 1.0 wird um ca. 50% reduziert.
  Z.B. von 1.8 auf 1.8 - 0.5 . 0.8 = 1.4.

Die exakte Definition lautet wie folgt:
Bei Profilüberdeckung > 2.0 : d_{Beginn} = Minimum (d_{PunktD}, $d_{PunktE0.2}$)
Bei Profilüberdeckung < 2.0 : d_{Beginn} = Minimum ($d_{PunktDE}$, $d_{PunktE0.2}$)

Die Rücknahme C_a am Kopf wird wie folgt bestimmt:

- Bei Zahnkopfdicken unter 0.21 .m_n: 0.5 . Zahndicke - 0.01 .m_n
- Bei Zahnkopfdicken über 0.21 .m_n: 0.10 .m_n...0.12 .m_n

14.8.2.12 Elliptische Fussmodifikation

Die Fusskontur wird durch eine ellipsenförmige Kontur ersetzt, welche tangential in Flanke und Fusskreis übergeht. Ziel ist, einen möglichst grossen Krümmungsradius zu erreichen. Der Verlauf der Kontur kann über den Faktor im Bereich 1 ÷ 20 beeinflusst werden. Über den Auslegungsknopf für den Durchmesser beim Start der Modifikation wird der Fussnutzkreis vorgeschlagen (leicht vergrössert, um Probleme beim Anbringen der Modifikation im Fall von Unterschnitt zu vermeiden). Die definierbare Länge auf dem Fusskreis wird dann > 0 gesetzt, wenn ein Bereich der Zahnform auf dem Fusskreis verlaufen soll. Dies ist sinnvoll, wenn beispielsweise der Fusskreis mit Messrollen gemessen werden soll.

Aufgrund der grösseren Zahndicke im Fussbereich muss das Abwälzen mit dem Gegenrad kontrolliert werden.

14.8.2.13 Radius am Fuss

Die Fusskontur wird durch einen exakten Kreisbogen mit definierbarem Radius ersetzt. Prüfen Sie nach dieser Modifikation das Abwälzen mit dem Gegenrad.

14.8.2.14 Theoretische Evolvente/Formschleifen

Die Zahnform wird rechnerisch konstruiert. Die Evolvente wird über Modul und Eingriffswinkel sowie Kopf- und Fusskreisdurchmesser definiert. Die Zahndicke wird durch die Profilverschiebungsfaktoren festgelegt. Zusätzlich kann ein Fussradius (im Stirnschnitt) definiert werden. Diese Option ist zweckmässig für evolventische Zahnräder, welche nicht im Abwälzverfahren hergestellt werden können (z.B. Innenräder mit 4 Zähnen) oder für einen Bearbeitungsschritt durch Formschleifen.

14.8.2.15 Zykloide

Es kann als Sonderzahnform eine Zykloide ausgewählt werden. Die Zykloide wird mit zwei Rollkreisen und den Kopf- und Fusskreisdurchmessern. Die Zahndicke wird über die Abmasse in der Hauptberechnung definiert. Der Rollkreis 1 rollt innen am Teilkreis ab und schneidet daher die Fussflanke, der Rollkreis 2 rollt aussen ab und erzeugt den Kopf. Rollkreis 1 des ersten Rades sollte Rollkreis 2 des zweiten Rades entsprechen. Die Auslegung einer Zykloidenverzahnung wird erleichtert, wenn man während der Optimierung das Gegenrad aus dem ersten Rad rechnen lässt.

Festigkeit und Geometrieeigenschaften von Zykloidenverzahnungen können über die Module Spannungsverlauf und Kinematik analysiert werden.

14.8.2.16 Kreisbogenverzahnung

Die Sonderverzahnung Kreisbogenverzahnung kann mit dem Radius der Zahnflanke und der Zahndicke am Teilkreis definiert werden. In den Fussbereich wird ein Kreisbogen gelegt.

Die klassische Kreisbogenverzahnung z.B. nach NIHS 20-25 [67] besteht aus einem Kreisbogen mit Radius r ab dem Teilkreis, einer Gerade in Richtung Zahnradzentrum unter dem Teilkreis und einer vollen Fussrundung.

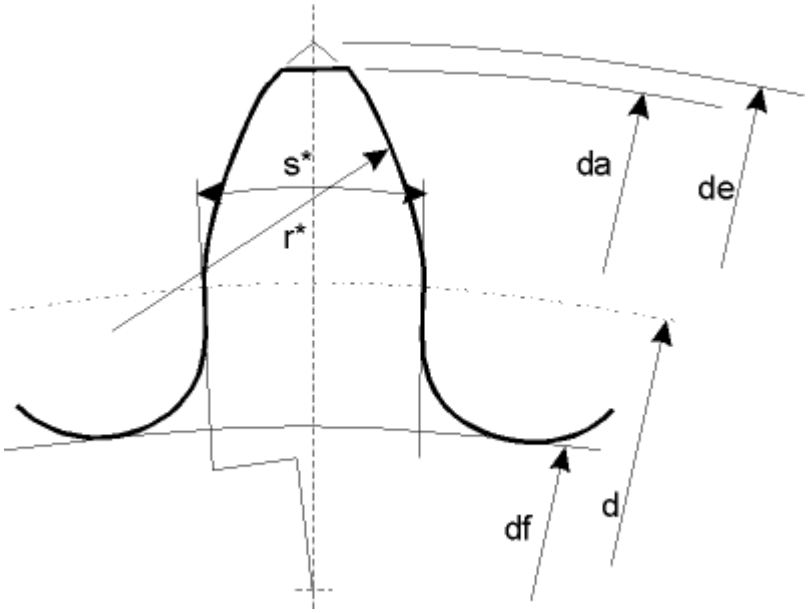


Abbildung 14.46: Kreisbögen am Zahn

14.8.2.17 Geradlinige Flanke

Es kann als Sonderzahnform eine geradlinige Flanke ausgewählt werden. Die geradlinige Flanke wird durch die Zahndicke am Teilkreis (theoretische Verzahnung), den Lückenwinkel im Stirnschnitt, Kopf- und Fusskreisdurchmesser sowie den Herstellprofilverschiebungsfaktor (abhängig von der Toleranz) definiert. Zusätzlich können Radien für die Kopf- und Fussrundung vorgegeben werden.

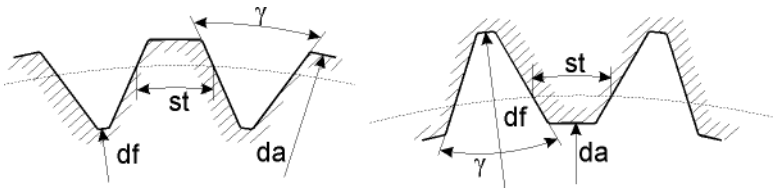


Abbildung 14.46b: Geradlinige Flanke

14.8.2.18 Abwälzen mit Gegenrad

Für alle Räder ausser Rad 1 kann die Zahnform aus dem Gegenrad (Radnummer -1) berechnet werden. Der Herstellachsabstand sowie der Kopfkreis können dabei überschrieben werden. Spiel zwischen den Rädern kann einerseits durch einen verkleinerten Herstellachsabstand als auch durch die Eingabe eines Verdrehflankenspiels erzeugt werden. Das Kopfspiel wird durch Vergrösserung des Kopfkreises des Werkzeugs erreicht.

14.8.2.19 Bezugsprofil berechnen

Zu einer vorhandenen Zahnform kann das Bezugsprofil berechnet werden. Es kann zur Fertigung eines Abwälzfräsers verwendet werden. Für die Berechnung kann der Herstellachsabstand verändert werden. Dies hat einen wesentlichen Einfluss auf die Herstellbarkeit einer Zahnform durch Abwälzen. Der Eingabewert für die Profilverschiebung ändert dagegen nichts am Profil, sondern nur am Nullpunkt.

Mit dem berechneten Bezugsprofil als Werkzeug wird dann wieder das Stirnrad berechnet. Durch Vergleich der beiden Zahnformen kann dann beurteilt werden, in wieweit sich die Zahnform durch Abwälzen herstellen lässt. Das Bezugsprofil kann in der Grafik über die Auswahl `Werkzeug` angezeigt werden.

14.8.2.20 Stossrad berechnen

Zu einer vorhandenen Zahnform kann ein Stossrad berechnet werden. Für die Berechnung muss die Stossradzähnezahl sowie der Herstellachsabstand eingegeben werden. Der Achsabstand hat einen wesentlichen Einfluss auf die Herstellbarkeit einer Zahnform durch Abwälzen. Durch Variation lässt sich der beste Wert finden.

Mit dem berechneten Stossrad als Werkzeug wird dann wieder das Stirnrad berechnet. Durch Vergleich der beiden Zahnformen kann dann beurteilt werden, in wieweit sich die Zahnform durch Abwälzen herstellen lässt. Das Stossrad kann über die Auswahl `Werkzeug` angezeigt werden.

14.8.2.21 Kronenrad mit Stossrad erzeugen

Diese Operation steht noch nicht zur Verfügung. Für das Kronenrad ist `automatisch` zu wählen. Das Stossrad wird im Eingabefenster `Bezugsprofil` definiert.

14.8.2.22 Zahnstange mit Abwälzfräser erzeugen

Wie bei der Erzeugung eines Stirnrades mit einem Fräser ist hier das Bezugsprofil der Zahnstange einzugeben. Die Kopfhöhe ist dabei nur bei einem überschneidenden Werkzeug relevant. Die Profilverschiebung wird ausgehend von einer Bezugslinie gemessen, die durch die Zahnstangenhöhe minus Kopfhöhe des Bezugsprofils in der Hauptmaske definiert ist.

Die Profilverschiebungsfaktoren lassen sich entweder direkt eingeben oder aus den Vor- und Fertigbearbeitungstoleranzen bestimmen.

14.8.2.23 Zahnstange mit eingelesenem Abwälzfräser erzeugen

Ein Fräser kann durch eine `*.dxf`-Datei definiert werden. Die Kontur muss dabei wie folgt ausgegeben werden, damit sie von KISSsoft korrekt gelesen wird:

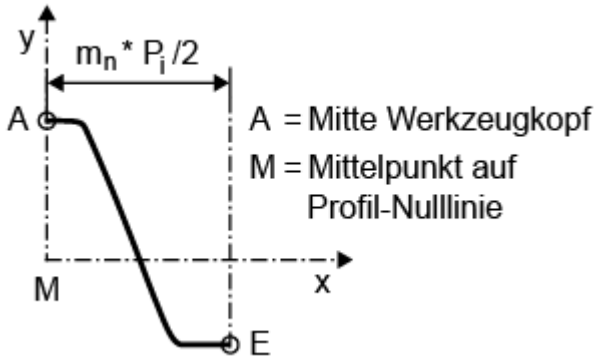


Abbildung 14.47: Werkzeugprofil

HINWEIS

Die Datei (`DXF`) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

Zusätzlich zur Kontur ist der Herstellachsabstand zu definieren. Die Bezugslinie für den Achsabstand wird dabei über die Zahnstangenhöhe definiert.

14.8.2.24 Zahnstange mit Stossrad erzeugen

Wie bei der Erzeugung eines Stirnrades mit einem Stossrad ist hier das Bezugsprofil des Stossrades einzugeben. Die Profilverschiebung wird ausgehend von einer Bezugslinie gemessen, die durch die Zahnstangenhöhe minus Kopfhöhe des Bezugsprofils in der Hauptmaske definiert ist.

Dir Profilverschiebungsfaktoren lassen sich entweder direkt eingeben oder aus den Vor- und Fertigbearbeitungstoleranzen bestimmen.

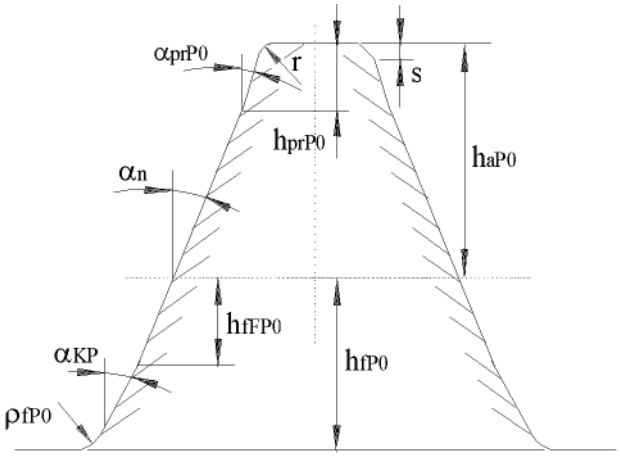


Abbildung 14.48: Zahngeometrie Werkzeug

14.8.2.25 Zahnstange mit eingelesenem Stossrad erzeugen

Die Zahnstange kann mit einem eingelesenen Stossrad erzeugt werden. Neben der Stossradkontur im `*.dxf`-Format muss die Stossradzähnezahl und der Herstellachsabstand definiert werden.

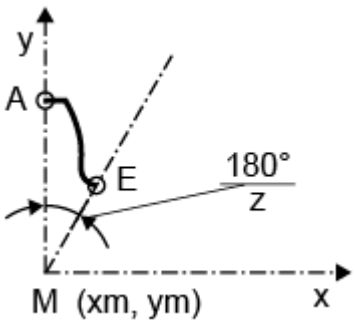


Abbildung 14.49: Koordinatensystem für den Import

A : Mitte Zahnkopf: Kontur-Beginn

E : Mitte Zahnlücke: Kontur-Ende

M : Mittelpunkt (x_m, y_m unbedingt eingeben)

z : Zähnezahl

HINWEIS

Die Datei (`dxf`) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

14.8.2.26 Zahnstange einlesen

Eine Zahnstange kann direkt als `*.dxf`-Datei in folgendem Format eingelesen werden:

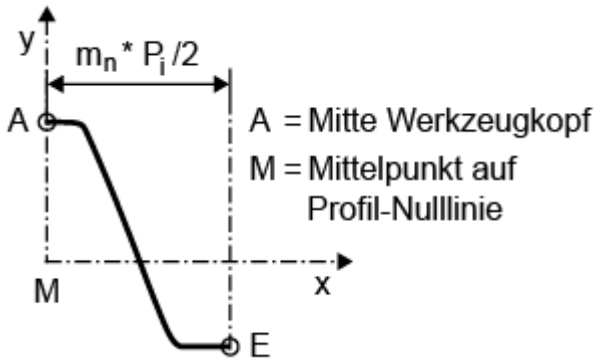


Abbildung 14.50: Werkzeugprofil

HINWEIS

Die Datei (`DXF`) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

14.8.2.27 ZA-Schnecke erzeugen

Diese Funktion ist momentan nur über die Option `automatisch` verfügbar.

14.8.2.28 Schnecke im Axialschnitt einlesen

Eine Schnecke kann auch im Axialschnitt eingelesen werden. Die Kontur entspricht im Wesentlichen der Kontur des Abwälzfräsers, allerdings ist der Nullpunkt auf der Achse der Schnecke.

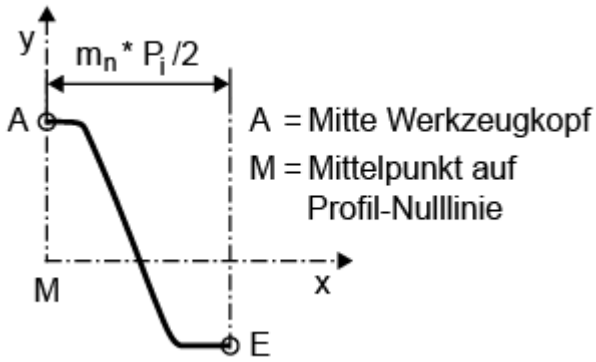


Abbildung 14.51: Werkzeugprofil

HINWEIS

Die Datei (`dxf`) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

14.8.2.29 Modifikation für Formenbau

Bei der Herstellung von Zahnrädern aus Kunststoff in Spritzguss-Formen tritt bei der Abkühlung ein Schwinden des Materials auf. Um genaue Zahnformen herstellen zu können, muss das Werkzeug deshalb um das Schwundmass vergrössert werden. Der Schwund kann, je nach Material, in radialer oder tangentialer Richtung auftreten. Bei Eingabe von gleichen Werten in radialer und tangentialer Richtung ergibt die gleiche Dehnung in allen Richtungen

Wird das Zahnrad um einen Einlegekörper gespritzt, muss der Aussendurchmesser dieses Körpers eingegeben werden. Die radialen Dehnungen werden dann vom Aussendurchmesser des Einlegekörpers an berechnet.

Die Modifikationen betreffen nur die Zahnform im Stirnschnitt. Bei der Erzeugung eines 3D- Volumenmodells fehlt die Dehnung in axialer Richtung. Wenn ein gedehntes 3D-Modell eines schrägverzahnten Zahnrades gewünscht wird (sofern die Dehnung in allen drei Achsen die gleiche sein soll), kann dies durch Skalieren von Modul (m_n), Achsabstand und Zahnbreite erreicht werden.

BEISPIEL

Modul, Achsabstand und die Zahnbreiten in der Hauptmaske um den gewünschten Dehnungsfaktor vergrössern.
Faktor = 1.02

$$m_n' = 1.02 \cdot m_n$$

$$a' = 1.02 \cdot a$$

$$b_1' = 1.02 \cdot b_1$$

$$b_2' = 1.02 \cdot b_2$$

In der Zahnformberechnung dann keine Dehnungen eingeben.
Durch diese Modifikation wird auch die Steigungshöhe p_z um den gleichen Faktor vergrössert, der Drehwinkel der Spirale über der Zahnbreite bleibt gleich.

Übliche Werte sind:

- Radialer Schwund ca. 2%
- Tangentialer Schwund ca. 2%

14.8.2.30 Modifikation für Drahterodieren

Beim Erodieren muss die Elektrode einen Abstand zur Sollform einhalten, da wegen eines Funkenspaltes zusätzliches Material abgetragen wird. Beim Drahterodieren wird dies meist von der Maschine berücksichtigt.

Beim Senkerodieren einer Spritzgussform muss die Elektrode um den Funkenspalt dünner ausgeführt werden als die Sollform, im Falle einer zahnradförmigen Elektrode wird der Zahn entsprechend dünner. Hierzu muss der Funkenspalt negativ eingegeben werden. Übliche Werte für den Funkenspalt sind 0.03 ...0.07 mm.

Nach der Modifikation kann in einem nachfolgenden Schritt auch das Bezugsprofil berechnet werden, um die Form eines Abwälzfräsers für die Elektrode abzuleiten.

HINWEIS

Die Modifikation für Drahterodieren kann auch verwendet werden, um die Herstellbarkeit durch Drahterodieren zu prüfen. Soll eine Aussenverzahnung erodiert werden, gibt man eine Modifikation mit positivem Drahtradius eine und danach eine zweite mit negativem Radius. Soll eine Spritzgussform für eine Aussenverzahnung erodiert werden, gibt man zunächst einen negativen Radius ein, danach eine Modifikation mit einem positiven Radius. Durch Vergleich der Zahnformen kann kontrolliert werden, ob die Form herstellbar ist, bzw. eine herstellbare Form kann mit den zwei Schritten abgeleitet werden.

14.8.2.31 Modifikation für Stossrad

Durch den Spanwinkel und den Freiwinkel des Stossrades ergibt sich eine Verzerrung der Zahnform in der Projektion des Stossrades auf die Horizontal-Ebene. Die Umrechnung, die hier durchgeführt wird, verzerrt die Zahnform in der Horizontalebene so, dass beim gefertigten Stossrad dann die Projektion wieder die exakte Zahnform ergibt.

Durch Wegschleifen mit Winkel ϕ(Spanwinkel) verschiebt sich Q nach P (siehe Abb. 14.52). Wenn die Projektion P' stimmen soll (exakte Kontur in der Horizontalebene), muss in der H-Ebene P = Q sein.

$$PP' = \left(r_a - r_p\right) \cdot \tan(\phi) \tag{12.22}$$

$$P'Q = \left(PP'\right) \cdot \tan(\xi) \tag{12.23}$$

$$somit: \; P'Q = \left(r_a - r_p\right) \cdot \tan(\phi) \cdot \tan(\xi) \tag{12.24}$$

wobei

ϕ	Spanwinkel
ξ	Kopffreiwinkel im Axialschnitt
M	Stossrad-Mittelachse
r_a	Kopfkreisradius Stossrad
r_p	Koordinate des Punkts P

Umrechnung der Zahnform:

Gegeben: Exakte Zahnform in Polarkoordinaten P = r (Winkel)

Gesucht: Zahnform in H-Ebene P' = r' (Winkel)

Lösung: $r' = r + \tan(\phi) \cdot \tan(\zeta)(r_{a-r})$

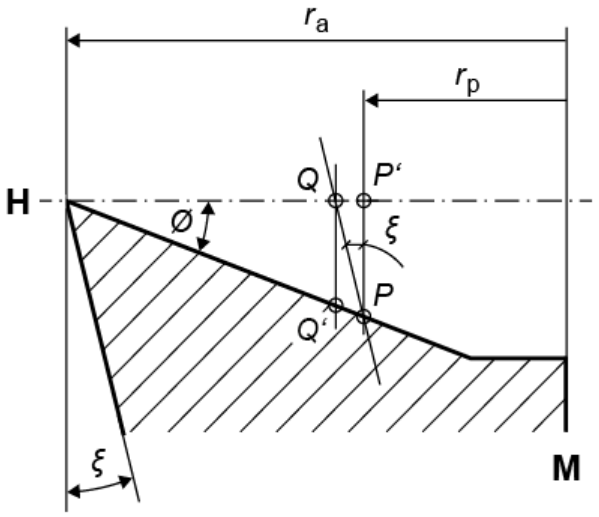


Abbildung 14.52: Profil Stossrad

14.8.2.32 Elliptisches Verformen

Anwendbar auf das Aussenrad (Rad1) einer Innen-Aussen-Stirnradpaarung. Hiermit lässt sich die elliptische Verformung des Laufrings eines Sondergetriebes in 2D darstellen. Typischerweise gilt z1+z2 = -2;

Die Kontur des Laufrings wird in vertikaler Richtung um den Verlängerungsfaktor gedehnt und in horizontaler so gestaucht, dass der Fussumfang der Ellipse dem Fusskreisumfang des unverformten Rades entspricht. In der 2 D-Darstellung sollte unbedingt Folgendes geprüft werden:

- Das kollisionsfreie Abwälzen über eine Teilung.

- Der korrekte Eingriff an den gegenüberliegenden Seiten.

Zur Korrektur bitte einen anderen Verlängerungsfaktor oder andere Zähnezahlen (bei geradzahliger Zähnezahlsumme) wählen. Für den Verlängerungsfaktor sind Werte zwischen 0 und 5 % zulässig.

Hinweis. Die Ausgabe in 3D ist für diese Variante nicht möglich.

14.9 Flankenbruch

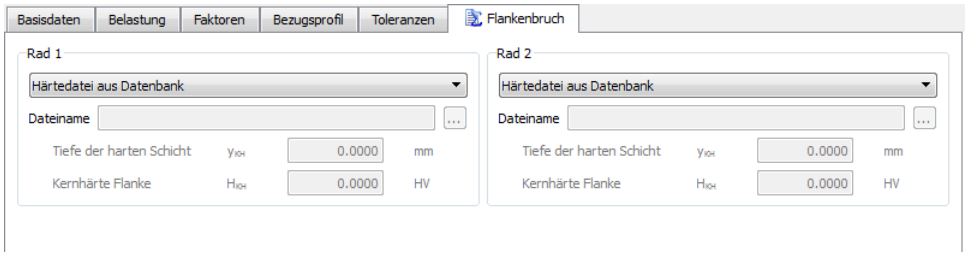


Abbildung 14.44: Eingabefenster "Flankenbruch"

Flankenbruch tritt im Bereich der aktiven Zahnflanke, nicht im Bereich der höchsten Biegespannung an der 30°-Tangente auf.

In diesem Tab kann die Sicherheit vor Flankenbruch nach Dr. R. Annast [89] berechnet werden. Das Berechnungsverfahren nach Dr. R. Annast erfordert ausführliche Messungen der Radhärte anhand der Tiefe ab der Flankenoberfläche, um die Tiefe der Übergangsschicht und die Kernhärte zu berechnen.

Einhärtetiefe ETH
Die vorgesehene Einhärtetiefe (für Härte HV400 bei nitrierten Stählen, beziehungsweise HV550 für alle andern Stähle) kann eingegeben werden. Zusätzlich kann auch die Härte HV300 eingegeben werden; diese Angabe wird für die graphische Darstellung des Einhärte-Verlaufs verwendet. Die Angabe gilt für die Tiefe gemessen bei Fertigbearbeitung (nach dem Schleifen).

Wenn diese Eingabe gemacht wird, erfolgt automatisch die Berechnung der Sicherheit der gehärteten Randschicht nach DNV41.2 [93]. Dazu wird der Minimalwert von t400 (nitrierter Stahl) bzw. t550 (alle anderen Stähle) verwendet. Falls nur die Angabe zu HV300 bekannt ist, wird dieser Wert verwendet, die Berechnung ist dann jedoch nur als Hinweis zu verwenden. Die Berechnung erfolgt nach dem Kapitel in [93] 'Subsurface fatigue'. Ausserdem werden die Angaben für die Bestimmung des EHT-Faktors YC nach DNV41.2 benötigt. Die Berechnung entspricht nicht den Ansätzen für die Berechnung des Vorschlags für die empfohlene Einhärtetiefe, ergibt aber ähnliche Resultate. Um einen Vorschlag für eine sinnvolle Einhärtetiefe zu erhalten, wird empfohlen, die Berechnung unter `Protokoll->Vorschläge Einhärtetiefe` aufzurufen. Die Angabe des Maximalwerts der Einhärtetiefe wird nur zur Kontrolle der Härtetiefe am Zahnkopf verwendet, sie dient hauptsächlich zur Dokumentation.

Es gibt drei Möglichkeiten für die Berechnung:

- Verwendung einer Härtedatei für den Radwerkstoff, wenn diese Datei in der Datenbank bereits vorhanden ist
- Auswahl einer unabhängigen externen Datei mit den Härteangaben oder

☼ direkte Eingabe der Kernhärte und der Übergangstiefe

Wird eine Datei verwendet (Fall eins und zwei), welche nur ein Datenpaar enthält, so wird (entsprechend Fall drei) angenommen, dass diese Werte der Kernhärte und der Übergangstiefe entsprechen.

```
-- index number     depth (mm)  hardness (HV)
-- these lines are comments
DATA
1    0.2 700
2    0.3 675
3    0.4 650
4    0.5 625
5    0.6 600
*    *    *
*    *    *
*    *    *
END
```

Abbildung 14.45: Aufbau der Härtedatei

Wird eine Datei mit Härtedaten verwendet (Fall eins und zwei), so werden die Originaldaten in den Annast-Algorithmus übernommen. Schlägt der Algorithmus wegen fehlerhafter Daten fehl, so werden die Daten nach der folgenden Regressionsformel (nichtlineare Regression) ermittelt $HV = a \cdot e^{-b \cdot y} + c$

. Ist die Berechnung auch mit diesen Daten nicht erfolgreich, so folgt ein letzter Versuch (linearisierte Regression) mit der Gleichung

$\ln(HV) = \ln(a) + \ln(b) \cdot (-y)$

(wie oben, jedoch ohne Berücksichtigung der Konstante).

Ergebnisse der Flankenbruchberechnung stehen im Protokoll (Protokoll -> Flankenbruch) zur Verfügung.

14.10 Kontaktanalyse

Die Eingriffslinie wird unter Berücksichtigung der Last berechnet. Dabei wird auch der Breitenlastfaktor $K_{H\beta}$ nach der genaueren Methode gemäss ISO 6336-1 Anhang E berechnet. Die Steifigkeit des Zahneingriffes wird dabei entweder nach Weber/Banaschek [69], ISO 6336-1 oder `Eigene Eingabe` berechnet (siehe Unterkapital Kontaktanalyse/Breitenlastfaktor im Hauptkapitel Einstellungen).
Die Berechnungsergebnisse können im Protokoll oder im Menü Grafik > Kontaktanalyse eingesehen werden. Durch die Kontaktanalyse wird wahlweise der Drehwegfehler als Länge auf der Eingriffslinie in µm oder der Drehwinkelfehler als Winkel am getriebenen Rad in ° berechnet.

Kontaktdaten

Hier kann die Teilungs-Einzelabweichung f_{pt} vorgegeben werden. Der Vorschlag für die Teilungs-Einzelabweichung wird zu

$$f_{pt} = 0.5 \cdot \sqrt{f_{pt1}^2 + f_{pt2}^2}$$

berechnet. Die Teilungs-Einzelabweichung kann sowohl mit positivem wie negativem Vorzeichen angegeben werden. Die Resultate werden dann für den Fall eines zu grossen bzw. zu kleinen Abstands ausgegeben. Bei der Berücksichtigung der Teilungs-Einzelabweichung wird die Kontaktanalyse über zwei Teilungen ausgeführt.

Hinweis:
Wird eine zu grosse Teilungs-Einzelabweichung im Verhältnis zur Teillast gewählt, kann es zu nummerischen Problemen kommen.

Der Reibwert zwischen den Flanken wird als konstant während dem Zahneingriff angenommen. Über den Auslegungsknopf kann der Reibwert nach ISO TR 15144 übernommen werden. Der Einfluss von Herstellungsfehlern (fma, fHβ) wird mit der Dropdownliste "Herstellabweichungen" im Tab "Kontaktanalyse" berücksichtigt.
Durch Herstellungsfehler wird der Flankenspalt in der normalen Flankenrichtung vergrössert.

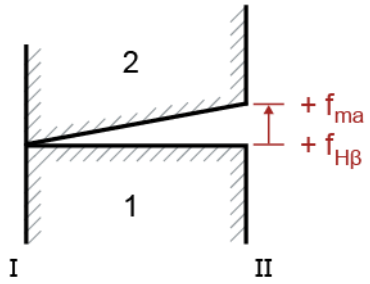


Abb. 1: Definition der positiven Richtung von Herstellungsfehlern fma und fHβ

Es wird eine lineare Fehlerverteilung angenommen, so dass der Herstellungsfehler auf Seite I gleich 0 und auf Seite II maximal ist und linear entlang der Zahnbreiten zunimmt. Herstellungsfehler werden paarweise entweder positiv oder negativ berücksichtigt (insgesamt 5 Kombinationen, denn bei einer werden die Fehler ignoriert).

Kontaktanalyse
Bei der Rechengenauigkeit kann zwischen den Stufen ‚Eigene Eingabe', ‚niedrig', ‚mittel', ‚hoch' und ‚sehr hoch' gewählt werden. Die Rechengenauigkeit definiert das Abbruchkriterium ε ($10e^{-3}$ bis $10e^{-6}$) der Konvergenzbedingung

$$\left|\frac{T_c}{T_n} - 1\right| \leq \varepsilon$$

T_c= Berechnetes Drehmoment
T_n= Nominelles Drehmoment

der Kontaktanalyse und die Anzahl der Scheiben des diskretisierten Modells (siehe Kapitel Theorie der Kontaktanalyse). Die Anzahl der Scheiben wird automatisch in Abhängigkeit der Zahnradgeometrie und der gewählten Rechengenauigkeit be-

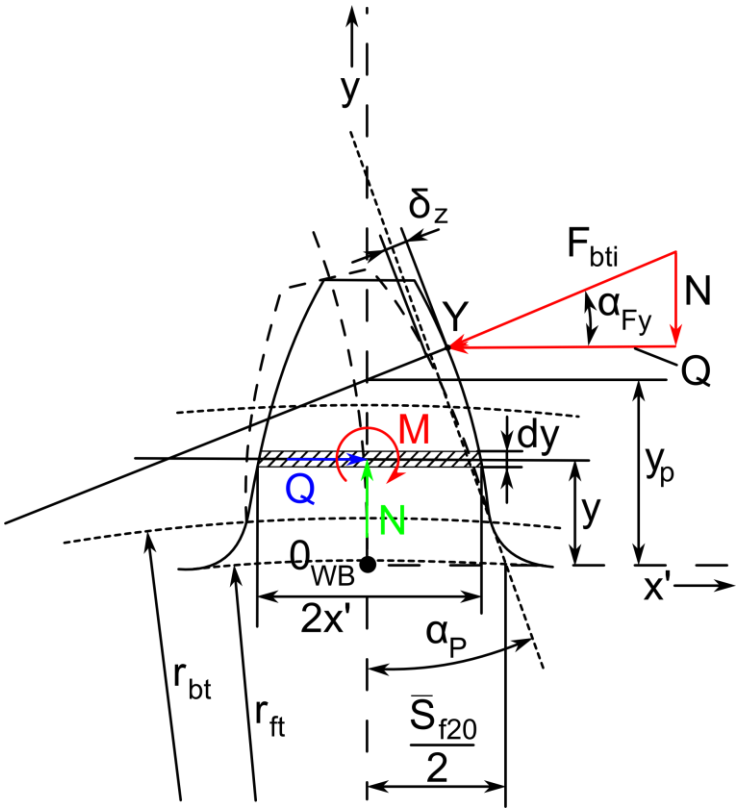
stimmt. Je höher die gewählte Rechengenauigkeit ist und je grösser die Sprungüberdeckung, desto höher ist die Anzahl der automatisch festgelegten Scheiben. Die Anzahl der Schritte, Scheiben und Teilungen kann auch manuell eingegeben werden indem bei der Rechengenauigkeit auf ‚Eigene Eingabe' gestellt und auf den nebenstehenden Plusknopf geklickt wird. Wird mehr als eine Teilung gerechnet, wird die Anzahl Schritte gleichmässig auf alle Teilungen verteilt.
Für die Belastung kann der Faktor 'Teillast für Berechnung Wt' eingegeben werden. Ist die Option "Lastverteilung berechnet mit:…" angewählt, wird die Teillast wt der Kontaktanalyse nach der jeweiligen Einstellung in den modulspezifischen Einstellungen skaliert. Die Teillast wird sowohl in der Berechnung der Wellendeformation als auch in der Berechnung des Nominaldrehmomentes berücksichtigt.
Für eine ISO-Konforme Berechnung muss in den ‚Modulspezifischen Einstellungen' die Auswahl ‚Lastfaktoren' auf ‚Lastverteilung berechnet mit: $K_A K_\gamma K_\nu \cdot T_{\mathrm{nom}}$ ', Achslage berechnet mit: $K_A K_\gamma K_\nu \cdot T_{\mathrm{nom}}$ ' gesetzt, und im Tab ‚Kontaktanalyse' die Option ‚Lastverteilung berechnet mit:…' aktiviert sein.

14.10.1 Theorie der Kontaktanalyse

Nach Weber/Banaschek [69] lässt sich die Deformation der Zahnpaare im Eingriff in drei Komponenten aufteilen:

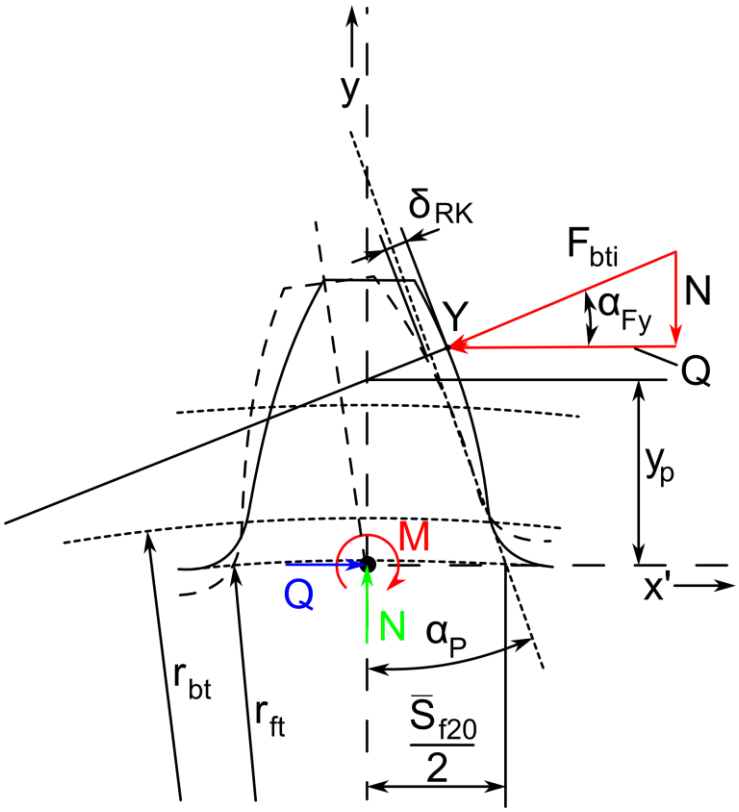
- Radkörperverformung
- Biegung
- Hertz'sche Abplattung

Biegung:



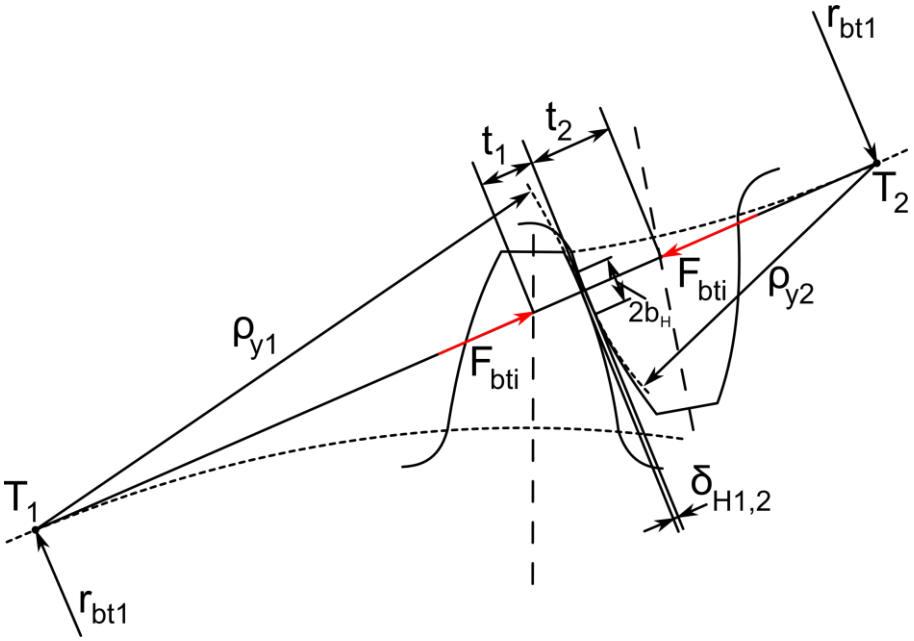
$$\delta_z = \frac{F_{bti}}{b}\cos^2\alpha_{Fy}\,\frac{1-\nu^2}{E}\left[12\int_0^{y_p}\frac{(y_p-y)^2}{(2x')^3}\,dy+\left(\frac{2.4}{1-\nu}+\tan^2\alpha_{Fy}\right)\int_0^{y_p}\frac{dy}{2x'}\right]$$

Radkörperferformung:



$$\delta_{RK} = \frac{F_{bti}}{b}\cos^2\alpha_{Fy}\,\frac{1-\nu^2}{E}\left[\frac{18}{\pi}\frac{y_p^2}{\bar{s}_{f20}^2} + \frac{2(1-2\nu)}{1-\nu}\frac{y_p}{\bar{s}_{f20}} + \frac{4.8}{\pi}\left(1+\frac{1-\nu}{2.4}\tan^2\alpha_{Fy}\right)\right]$$

Hertz'sche Abplattung:



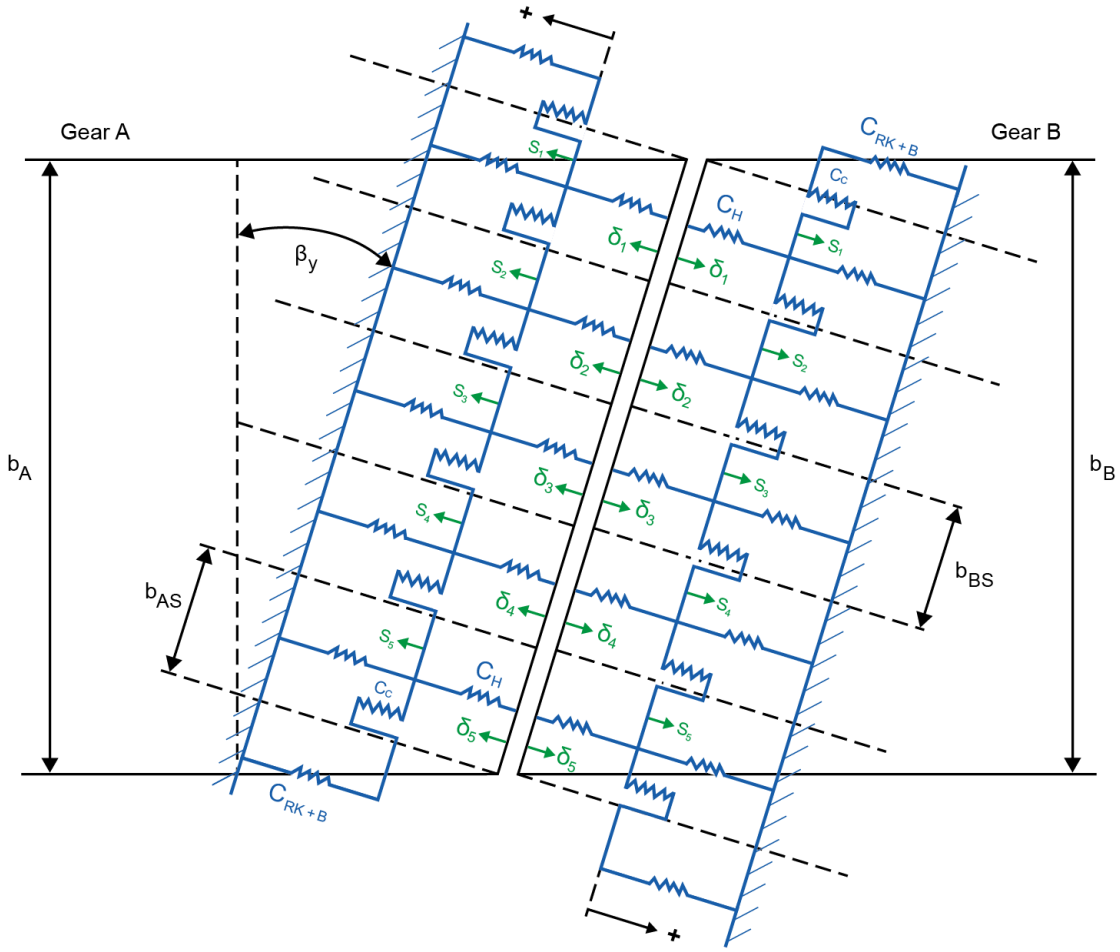
$$\delta_{H1,2} = \frac{F_{bti}}{\pi b_g}\left[\left|\frac{1-\nu_1^2}{E_1}\ln\left(\frac{b_H^2}{4t_1^2}\right)+\frac{\nu_1(1+\nu_1)}{E_1}\right|+\left|\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\ln\left(\frac{b_H^2}{4t_2^2}\right)+\frac{\nu_2(1+\nu_2)}{E_2}\right|\right]$$

Die Gesamtverformung bewirkt eine Verschiebung des Kontaktpunktes entlang der Eingriffslinie und eine Verlängerung der theoretischen Eingriffsstrecke zur tatsächlichen Eingriffsstrecke. Die Profilüberdeckung ist unter Last somit grösser als im Lastfreien Zustand.

Aus den einzelnen Verformungsanteilen und der Normalkraft lassen sich durch die Federgleichung F=d*C die Komponenten der Einzeleingriffssteifigkeit berechnen.

14.10.2 Diskretisiertes Modell

Um die Theorie der Verformung der sich im Zahneingriff befindlichen Zahnpaare nach Weber/Banaschek auf dreidimensionale schrägverzahnte Stirnräder zu übertragen, wird ein diskretisiertes Modell der Verzahnung erzeugt.



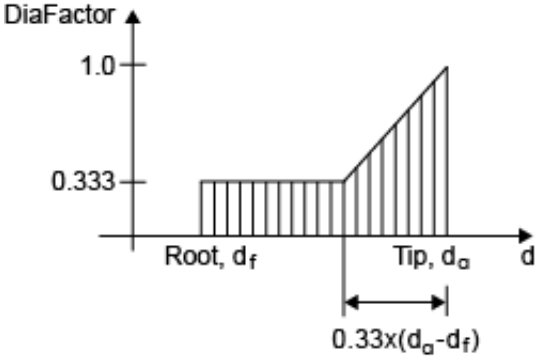
14.10.3 Glättung der Zahnformkrümmung für die Berechnung der Hertz'schen Pressung in der Kontaktanalyse

Große Variation der Krümmung während des Kontakts verursachen lokal hohe Spitzenwerte in der Hertz'schen Pressung und sind seit langem ein bekanntes Problem. Von der Hertz'schen Pressung abhängige Berechnungen wie Micropitting (Graufleckigkeit) nach Methode A werden hierdurch fehlerhaft. Um dies zu unterbinden werden die Spitzenwerte nach der Berechnung ausgefiltert um mit der realen Situation übereinstimmendere Ergebnisse zu erhalten.

In den meisten Fällen tritt dieses Problem an der Kopfkante des Zahns auf (hier ist der Radius der Krümmung 0) wofür wir folgende Glättungsstrategie für die Zahnformkrümmung implementierten.

Ist der Radius der Krümmung ρ_y kleiner als 1.01 * m_n^*, dann wird ρ_y geglättet. (*: Aktuelle Einstellung im Code)

- SmoothFactor = 0.8 (=0: keine Glättung, = 1: volle Glättung)
- $\rho_{y+\Delta d}$ und $\rho_{y-\Delta d}$ werden berechnet.
- Δd = 0.3 * mn : angewandt am Durchmesser, d.h. d+Δd und d-Δd sind die entsprechenden Durchmesser.
- Wenn ($\rho_{y+\Delta d} > \rho_{y-\Delta d}$) dann $\rho_{corr} = \rho_{y+\Delta d}$, ansonsten $\rho_{corr} = \rho_{y-\Delta d}$,
- Da der Prozess für den heikleren Kopfbereich ausgelegt ist, wird die Glättung außerhalb des Kopfbereichs mit dem Faktor DiaFactor reduziert.



- Hieraus folgt das „Geglättete" ρ_y : ρ_{yNew} = SmoothFactor * DiaFactor * ρ_{corr} + (1 - SmoothFactor * DiaFactor) * ρ_{yOld}

14.10.4 Verringerte Steifigkeit an den seitlichen Rändern

Die Biegesteifigkeit des Zahnes in schrägverzahnten Zahnrädern wird an den Rändern verringert.

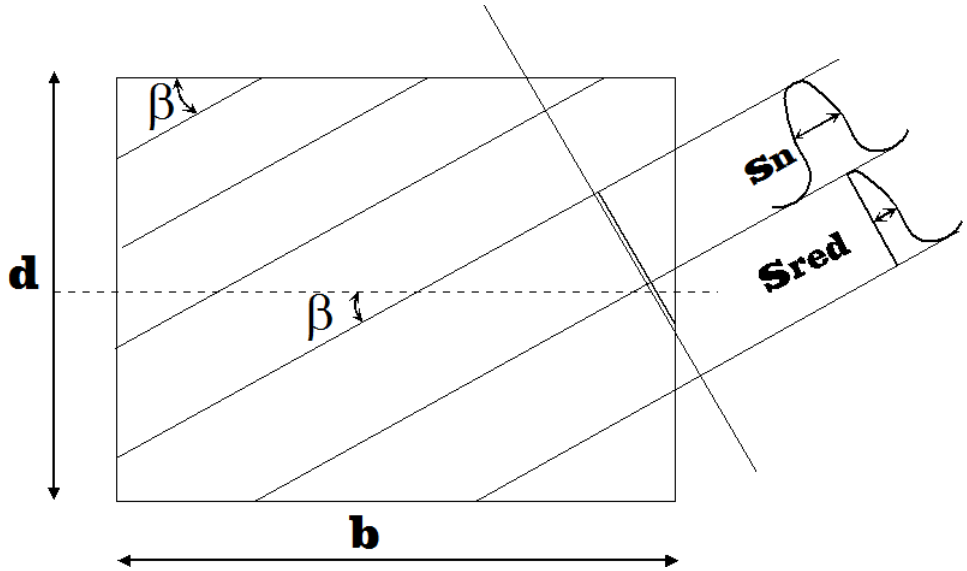


Abbildung 14.53.3: Darstellung zweier Schnitte bei einer Schrägverzahnung

Cpet_border = Cpet*(sred/sn)^0.5

Der Exponent 0.5 wurde aus Vergleichsberechnungen mit FEM und LVR evaluiert. Der Kehrwert dieses Exponenten (Randabschwächungsfaktor (Buttressing)) kann vom Benutzer verändert werden. Er beeinflusst maßgeblich den bei Schrägverzahnung auftretenden Buttressingeffekt.

14.10.5 Kopplung der einzelnen Scheiben

Die Zähne werden über die Breite in Scheiben aufgeteilt und drehsteif miteinander gekoppelt.

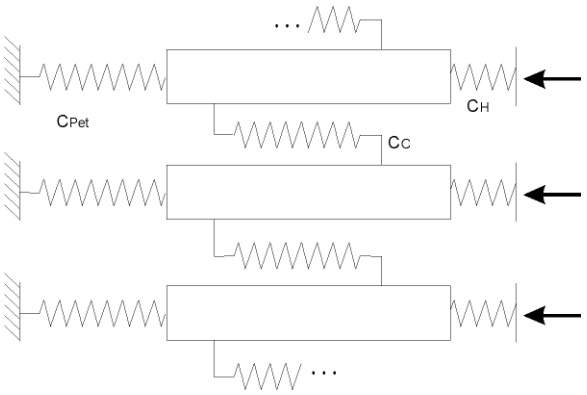


Abbildung 14.53.2: Kopplung der Scheiben

Cpet = CZ + CRK = Zahnfusssteifigkeit nach Weber/Banaschek [69]

(CZ = Biegesteifigkeit und Scherfestigkeit nach Weber/Banaschek)

(CRK = Deformationssteifigkeit durch Rotation im Zahngrundkörper)

CH = Steifgkeit von Hertzscher Pressung nach Weber/Banaschek

CC = Koppelsteifigkeit

CC = 0.04*(Asec)^2*Cpet

Asec: Anzahl Scheiben

Alle C sind in N/µ/mm.

0.04: Empirischer Faktor, durch Vergleichsberechnungen mit FEM bestätigt. Dieser Faktor (Scheiben Kopplungsfaktor) kann in den `modulspezifischen Einstellungen` vom Benutzer verändert werden.

(Asec)^2 wird verwendet, da verschiedene Anzahl Scheiben dasselbe Result über die Gesamtbreite ergeben müssen.

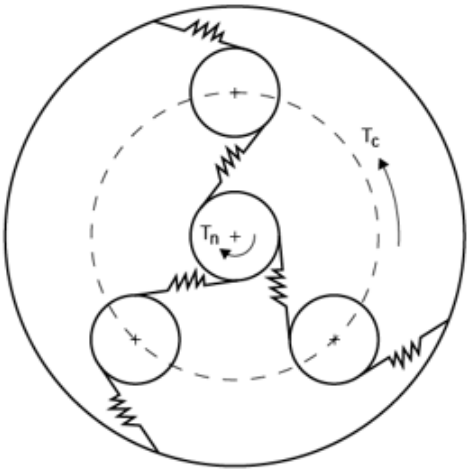
14.10.6 Kontaktanalysemodell für Planetensysteme

Für Planetensysteme bis und mit Version 03-2014 wird der Ansatz einer Stirnradpaar-Kontaktanalyse verwendet. Hierbei werden alle Zahnradpaarungen (Son-

ne/Planet und Planet/Hohlrad) für N Planeten als Stirnradpaarungen betrachtet und das resultierende Drehmoment der Sonne iterativ berechnet bis das Nominaldrehmoment der Sonne erreicht ist.



In Version 03-2015 wird die Kontaktanalyse für Planetensysteme über einen Systemansatz gerechnet. Bei diesem Ansatz wird der Planetenträger gegen festgehaltene Sonne und Hohlrad gedreht. Jeder der N Planeten passt durch die beiden Paarsteifigkeiten, Sonne/Planet und Planet/Hohlrad, seine Drehposition an, sodass sich alle Drehmomente ausgleichen. Auch bei diesem Ansatz wird das System iterativ berechnet, sodass das Drehmoment der Sonne dem Nominaldrehmoment entspricht.



Durch den systemischen Ansatz der Planetenkontaktanalyse in der Version 03-2015 können sich diverse Resultate von der Version 03-2014 unterscheiden, z.B. Drehwegabweichungen und Drehmomentverläufe. Der Grund ist, dass mit dem systemischen Ansatz die Nullpunktsuche (der Berührpunkt aller Kontakt in welchem keine Kraft übertragen wird) und die Iteration des Systems deutlich verbessert wurde.

14.10.7 Grundeingriffswinkel der Kontaktanalyse

Die Kontaktanalyse wird im Normalfall für eine Teilung (bei Planetensysteme für eine Systemperiode) ausgeführt.

Für ein `Stirnradpaar` ist bei einer Teilung, die Grundeingriffsstellung *i* bei *N* Eingriffsstellungen:

$$\varphi_{Ritzel,i} = -\frac{\pi}{z_{Ritzel}} + i\frac{2\pi}{z_{Ritzel} \cdot N}$$

$$\varphi_{Rad,i} = -\pi + \frac{\pi}{z_{Rad}} - \varphi_{Ritzel,i}\frac{z_{Ritzel}}{z_{Rad}} - TE$$

TE = Drehwegabweichung

Für ein `Planetensystem` ist bei einer Teilung die Grundeingriffsstellung (Sonne und Planetenträger) ¡ bei *N* Eingriffsstellungen:

$$\varphi_p = \frac{2\pi\left(z_S + |z_H|\right)}{z_S \cdot |z_H|}$$

$$\varphi_{C,i} = -\frac{\pi}{z_S} + i\frac{\varphi_p}{N} - \frac{\pi}{2} - TE_c\frac{z_S + |z_H|}{z_S}$$

$$\varphi_{S,i} = \varphi_{C,i} + \tan^{-1}\frac{c_y}{c_x} - \varphi_{C,i}\frac{z_S + |z_H|}{z_S} - \frac{s_n}{d_w}$$

dabei gelten:

p = Systemperiode

C = Planetenträger

S = Sonne

H = Hohlrad

TE_c = Drehwegabweichung, Planetenträger

s_n = Zahndicke, Sonne

d_w = Wälzkreisdurchmesser

$c_{x,y}$ = Position des ersten Planeten im kartesischen Koordinatensystem

14.10.8 Verschleissiteration

Die Verschleissiteration erlaubt es, den Verschleiss entlang der Zahnflanke genauer zu bestimmen, da mehrere Schritte der Kontaktanalyse mit der verschlissenen Zahnflanke durchgeführt werden. Dies hat allerdings zur Folge, dass sich die Rechenzeit stark erhöht. Um diese Option auszuwählen, ist die Check-Box „Verschleiss iterativ bestimmen" auszuwählen.

Für den maximal zulässigen Verschleiss pro Schritt kann ein Faktor bestimmt werden, der danach mit dem Normalmodul multipliziert wird. Bei der folgenden Kontaktanalyse wird nach der Berechnung einer Iteration die Lebensdauer soweit reduziert, dass nur der maximal zulässige Verschleiss aufgebracht wird. Mit der verschlissenen Zahnflanke wird dann die nächste Kontaktanalyse gerechnet und der Prozess wiederholt, bis die gesamte Lebensdauer erreicht wurde.

Durch Drücken des Auslegeknopfs, wird der Maximal zulässige Verschleiss auf die Hälfte des für Kunststoff berechneten Verschleisses [delWn] bei der gesamten Lebensdauer gesetzt. Damit sollten grob geschätzt zehn Iterationen gemacht werden.

14.10.9 Kontaktanalyse mit Lastkollektiven

Die Kontaktanalyse kann sowohl mit der Nennleistung, als auch mit einzelnen Lastkollektivelementen und ganzen Lastkollektiven ausgeführt werden.

Um die Kontaktanalyse mit Lastkollektiven auszuführen, muss die Option `Lastkollektiv berücksichtigen` aktiviert sein. Zur Berücksichtigung einzelner Lastkollektivelemente muss im Tab `Belastung` das Element mit der Option `Nur ein Element der Lastkollektive berücksichtigen` gewählt werden.

Unter Berücksichtigung von Lastkollektiven ändert sich die Konfiguration des treibenden Rades, der Arbeitsflanke und des Drehsinns, je nach Vorzeichen des Lastkollektivelements.

14.11 Zahnradpumpe

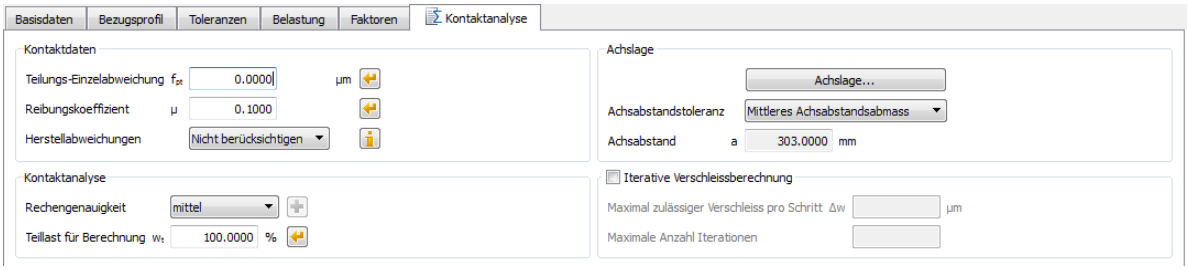


Abbildung 14.54: Eingabefenster `Eingriffslinie` für `Zahnradpumpe`

Die Berechnung des Transportvolumens kann, ohne Berücksichtigung des Rückführvolumens, bereits bei der normalen Berechnung durchgeführt werden. Die Parameter dazu finden Sie im Eingabefenster `Basisdaten`. (s. Abschnitt "`Basisdaten`" auf Seite II-5) Aktivieren Sie dazu die Checkbox `Berechnung des Fördervolumens für Zahnradpumpen` im Tab `Berechnungen` des Fensters `Einstellungen`, das sie über das Menü `Berechnung` erreichen.

Im unteren Teil des Eingabefensters `Eingriffslinie` kann eine detaillierte Berechnung einer Zahnradpumpe durchgeführt werden.

Die Veränderungen der wichtigen Parameter einer Pumpe während des Zahneingriffs werden berechnet und dargestellt. Dazu gehören geometrische Parameter wie das eingeklemmte Volumen (zwischen zwei Zahnpaaren im Eingriff, Rückführvolumen), das Volumen mit kritischer Zuflussfläche (Ölzustrom sollte möglichst kontinuierlich sein), engste Stelle (kleinster Abstand zwischen dem ersten Zahnpaar ohne Berührung), Zuflussgeschwindigkeit, Ölzufluss beim Eingang (mit Fourieranalyse zur Beurteilung der Geräuschentwicklung), Volumen unter Eingangsdruck. Weitere wichtige Ausgaben sind der Verlauf des Drehmomentes an beiden Zahnrädern, der Verlauf der Hertzschen Pressung σ_H, der Gleitgeschwindigkeit v_g und der Verschleisskenngrösse $\sigma_H \cdot v_g$. Bei der Berechnung der Kräfte kann die Hertzsche Abplattung im Zahnkontakt mitberücksichtigt werden, da dieser Effekt einen beträchtlichen Einfluss hat. Das eingeklemmte Volumen ist - abhängig von der Pumpenkonstruktion - unter Eingangs- oder Ausgangsdruck, dies wird durch eine entsprechende Eingabe bestimmt und hat einen bedeutenden Einfluss auf den Drehmomentverlauf. Wenn sich das eingeklemmte Volumen verkleinert, steigt der Druck momentan in diesem Volumen sehr stark an. Dies bewirkt hohe pulsierende Kräfte auf die Lagerung und erzeugt damit Lärm. Durch das Anbringen einer Druckentlastungsnut kann der Druckanstieg vermieden werden. Die Berechnung und Darstellung des Druckverlaufs im eingeklemmten Volumen ist deshalb sehr nützlich.

Die Berechnung erlaubt die Analyse von beliebigen Stirnrädern mit evolventischen und nicht- evolventischen Zahnformen. Die einzige wesentliche Restriktion besteht zur Zeit noch in der Beschränkung auf Geradverzahnungen.

Optimierungs-Strategien für Zahnradpumpen

Wichtige und kritische Probleme bei Zahnradpumpen sind

- Lärm
- Wirkungsgrad
- Baugrösse
- Verschleiss

Hier nur einige Hinweise, nach welchen Kriterien Pumpen beurteilt werden können.

- Lärm:
  - Die Variation des Durchflusses in der Pumpe erzeugt Lärm in den Leitungen. Der Durchfluss (Q) sollte deshalb möglichst kontinuierlich sein.
  - Das eingeschlossene Volumen (V1) sollte beim Abwälzen nicht verkleinert werden, da dadurch der Druck in V1 massiv ansteigt und dynamische Kräfte auf Lager und Wellen erzeugt. Durch präzise Auslegung von Entlastungsnuten kann dieser Effekt verringert werden.
  - Zufluss-Geschwindigkeit des Öls durch die engste Stelle möglichst niedrig halten
- Wirkungsgrad:
  - Rückführvolumen möglichst klein halten
- Baugrösse:
  - Die KISSsoft-Feinauslegung bietet eine sehr effiziente Methode um ein möglichst hohes Fördervolumen bei gegebener Baugrösse zu erreichen.
- Verschleiss:
  - Verlauf der Verschleiss-Kenngrösse beachten (Gleitgeschwindigkeit und Hertzsche Pressung zwischen den Zahnflanken)

HINWEIS:

Ausführliche Informationen zur Zahnradpumpenberechnung finden Sie auch im Dokument KISSsoft-anl-035-E-GearPumpInstructions.doc [77] (auf Anfrage).

- Das „Zahnradpumpen" Protokoll zeigt das Eingangsdrehmoment am Rad 1 [T1] und das von Rad 1 zu Rad 2 übertragene Drehmoment [T1Contact].
- Für die Festigkeitsberechnung und die Kontaktanalyse ist das Drehmoment im Kontakt zu verwenden (berechnet aus P_{out} und P_{in}). Dieser muss im Tab „Basisdaten" eingegeben werden.
- Für die Festigkeitsberechnung und die Kontaktanalyse ist das Drehmoment im Kontakt zu verwenden (berechnet aus P_{out} und P_{in}). Dieser muss im Tab „Basisdaten" eingegeben werden.Die Gesamtleistung [P] und das Drehmoment [T1] am Pumpeneingang werden nur im „Zahnradpumpen" Protokoll dokumentiert, sonst aber nicht weiter verwendet. Alle Grafiken unter „Grafik" -> „Zahnradpumpe" basieren auf dem Druck. Der Drehmomentverlauf in der Grafik ist das Eingangsdrehmoment [T1].

14.12 Betriebsflankenspiel

Zusätzlich zur Berechnung des theoretischen Flankenspiels erfolgt nach DIN 3967 die Berechnung des Abnahmeflankenspiels (Berücksichtigung der Verzahnungsabweichungen, Achsschränkung nach ISO 10064 oder DIN 3964 (vgl. Tabelle 14.15), Form- und Lageabweichung) und des Betriebsflankenspiels (Berücksichtigung der Temperaturunterschiede zwischen Rädern und Gehäuse). Für die Berechnung des Betriebsflankenspiels wird die Eingabe eines Temperaturbereichs für die Zahnräder und das Gehäuse, sowie die maximale und die minimale Temperaturdifferenz zwischen beiden benötigt. Es werden zwei Fälle gleichzeitig berechnet, der Fall der zu maximalem Betriebsflankenspiel führt (bei den gegebenen Temperaturen) und der Fall der zu minimalem Betriebsflankenspiel führt.

Bei Modul < 1 erfolgt zusätzlich die Berechnung des statistisch bewerteten Verdrehflankenspiels nach DIN 58405.

Die Spielverminderung durch Verzahnungs-Einzelabweichungen wird mit den Toleranzen Fb, Ff und fp nach DIN3961 bestimmt. Für Modul < 1 sind diese Werte gemäss DIN3961 nicht definiert. Die Toleranzen werden in diesem Fall für Modul 1 nach DIN3961 bestimmt und dann proportional zum Modul reduziert. Gemäss Formel: fp(mn) = fp(mn=1.0) * mn.

Bei Schraubrädern wird die Spielverminderung durch Verzahnungs-Einzelabweichungen nicht berücksichtigt.

Der Einfluss des Rundlauffehlers kann zusätzlich berücksichtigt werden. Dabei wird für Modul < 1 anstelle des Rundlauffehlers Fr die Wälz-Rundlaufabweichung verwendet, welche mit der Näherungsformel Fr = Fi" - fi" bestimmt wird.

Lagermitten-abstand L_G (Nennmass) in mm	**Achslage- Genauigkeitsklasse**											
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**
bis 50	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63
über 50 bis 125	6	8	10	11 2	16	20	25	32	40	50	63	80
über 125 bis 280	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100
über 280 bis 560	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
über 560 bis 1000	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160
über 1000 bis 1600	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
über 1600 bis 2500	20	25	32	40	50	63	80	10 0	125	160	200	250

über 2500 bis 3150	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320

Tabelle 14.15: Achsschränkung nach DIN 3964, Werte in [mm]

Gemäss Tabelle 14.15 wird aus den Werten der Eingabefelder Genauigkeit der Achslage und Lagermittenabstand die Achsschränkung nach DIN 3964 ermittelt.

Die Berechnung der Flankenspiele erfolgt gemäss DIN3967.

Verdrehflankenspielberechnung:

Das Verdrehflankenspiel wird nach DIN 3967 mit nachfolgender Formel am Teilkreis berechnet:

$$j_t = (-A_s / \cos\ \beta) + 2 \cdot A_a \cdot \tan\ \alpha_t$$

Für die Betriebsflankenspielberechnung wird in KISSsoft die genauere Formel im Wälzkreis verwendet:

$$j_t = (-A_s / \cos\ \beta \cdot \frac{\cos\ \alpha_t}{\cos\ \alpha_{wt}}) + 2 \cdot A_a \cdot \tan\ \alpha_{wt}$$

Eine weitere Besonderheit besteht bei der Flankenspielberechnung von Planetengetrieben. Hier gibt es für den Planeten 2 Wälzkreisdurchmesser (Sonne/Planet und Planet/Hohlrad). Die Wälzkreisdurchmesseränderung durch Wärmedehnung wird hier für den gemittelten Wälzkreis bestimmt.

Als Ergänzung dazu wird auch die Veränderung des Kopfspiels wegen der Wärmedehnung (und der Wasseraufnahme bei Kunststoffen) bestimmt.

Die Dehnungen der Radkörper verändern ebenfalls die Teilung. Sobald die beiden Zahnräder ungleiche Dehnung haben, ergibt sich eine Teilungseinzelabweichung. Die Teilungs-Zunahme oder –Abnahme durch Wärmedehnung wird wie folgt bestimmt:

$$\Delta pt_1 = pt_1 \cdot \alpha_1 \cdot \left(\Theta_1 - \Theta_{ref}\right)$$

$$\Delta pt_2 = pt_2 \cdot \alpha_2 \cdot \left(\Theta_2 - \Theta_{ref}\right)$$

$$fpt = \Delta pt_1 - \Delta pt_2$$

pt Teilung

a Wärmeausdehnungskoeffizient

Q Temperaturen

fpt Teilungseinzelabweichung

Bei Kunststoffen kommt zusätzlich noch die Dehnung durch Wasseraufnahme dazu.

14.12.1 Temperaturen

Die `Referenztemperatur` T_{ref} beziffert die Umgebungstemperatur der Fertigung. Die Zahndicken der Eingabe gelten für diese Temperatur.

Die `Körpertemperaturen` für die einzelnen Räder bestimmen die Wärmedehnung der einzelnen Räder. Die Radmassentemperatur der Fressberechnung könnte hier als Anhaltspunkt genommen werden.

Die `Gehäusetemperatur` bestimmt dann zusammen mit dem Wärmeausdehnungskoeffizienten für das Gehäuse die Wärmedehnung für das Gehäuse.

14.12.2 Relative Wasseraufnahme beim Quellen

Der Wert ist in [%] des Volumens anzugeben. Für die Spielberechnung nach DIN 3967 gilt: Bei Kunststoffen ist die lineare Dehnung bei Wasseraufnahme gemäss DIN 3967 etwa 1/3 der Wasseraufnahme. Bei faserverstärkten Kunststoffen jedoch nur circa 1/12 der Wasseraufnahme. Setzen Sie einen Haken in die Checkbox, dann wird dieses Phänomen bei der Volumenänderung berücksichtigt.

14.12.3 Wärmeausdehnungskoeffizient Gehäuse

Dieses Feld dient bei Auswahl eines Werkstoffs aus der Datenbank nur zur Information über den Ausdehnungskoeffzienten des gewählten Gehäusewerkstoffs. Der Wert ist in diesem Fall nicht veränderbar. Steht die Dropdownliste

`Gehäusewerkstoff` dagegen auf `Eigene Eingabe` können Sie einen Wert eingeben.

14.12.4 Biegung der Wellen und Breitenkorrekturen berücksichtigen

Damit diese Option verwendet werden kann, muss die Berechnung der Lastverteilung (KHβ) nach ISO6336-1, Anhang E, aktiviert sein (damit wird die Wellenbiegung berechnet). Bestimmt wird dann (dokumentiert im Report ‚Breitenlastfaktor') die Stelle mit kleinster Spielveränderung Δjt.i über der Zahnbreite. Bei Lastkollektiven wird der Kleinstwert aus allen Bins bestimmt.
Wenn Δjt.i negativ ist, verringert sich das Betriebsspiel. Damit verändert sich das minimale Betriebsspiel (das maximale Betriebsspiel bleibt unverändert, da dann der lastfreie Zustand dargestellt wird). Wenn Δjt.i positiv ist, vergrössert sich das Betriebsspiel. Damit verändert sich das maximale Betriebsspiel (das minimale Betriebsspiel bleibt unverändert).
Zur Spielveränderung durch Biegung wird nur die Komponente in der Achsebene berücksichtigt, inklusive die Komponente der Flankenlinienkorrektur in Umfangsrichtung. Die Biegekomponente normal zur Achsebene wird nicht berücksichtigt, da sich die Flanken unter Last über der ganzen Zahnbreite anlegen (falls KHβ < 2) und damit keine Spielveränderung bewirken.

14.12.5 Zahnbiegung

Die Zahnbiegung wird nur berücksichtigt, falls die Linienlast w>=100 N/mm ist (andernfalls ist die Berechnung der Biegung nach ISO6336 zu ungenau). Die Zahnbiegung wird nur beim minimalen Betriebsspiel berücksichtigt (das maximale Betriebsspiel bleibt unverändert, da dann der lastfreie Zustand dargestellt wird). Ob die Berücksichtigung der Zahnbiegung sinnvoll ist, ist fraglich. Die Berechnung der Biegung ist nur überschlagsmässig und kann dazu führen, dass das Gesamtresultat zu konservativ wird.

14.13 Lehrzahnrad

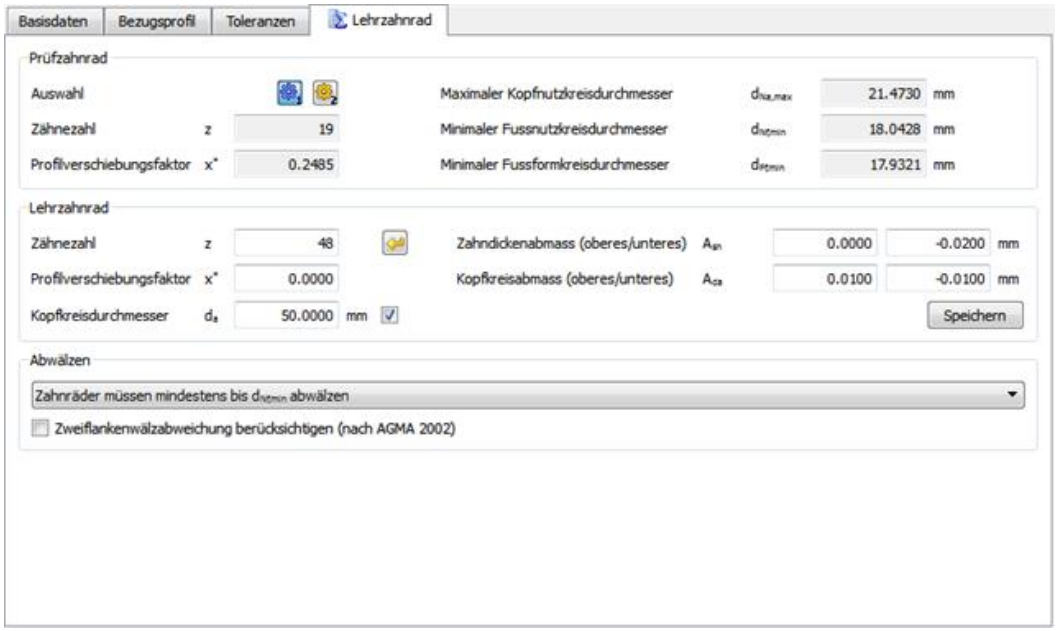


Abbildung 14.56: Eingabefenster `Lehrzahnrad`

Dieses Berechnungsmodul in KISSsoft erlaubt die Auslegung und Kontrolle von Lehrzahnrädern.

Für die Zweiflanken-Wälzprüfung wird ein Lehrzahnrad benötigt, welches mit dem zu prüfenden Zahnrad zusammen auf einem Prüfgerät abgewälzt wird. Beim Prüfvorgang werden Prüfrad und Lehrrad leicht zusammengedrückt, so dass sie spielfrei abwälzen. Die Variation des Achsabstandes wird genau gemessen. Die so bestimmte Differenz zwischen Mini- und Maximalwert ist der Zweiflanken-Wälzfehler. Um eine verbindliche Aussage über das Laufverhalten des Prüfrades nach dem Einbau ins Getriebe zu erhalten, sollte beim Prüfvorgang die aktive Evolvente des Prüfrades möglichst vollständig überwälzt werden. Hingegen muss unbedingt vermieden werden, dass das Lehrzahnrad zu tief in den Fussbereich eingreift: Wenn der Fussformkreis des Prüfrades unterschritten wird, ergibt sich eine Eingriffsstörung, welche das Messresultat massiv verfälscht. Zu jedem Zahnrad einer Berechnung kann die Lehrzahnrad-Auslegung aufgerufen werden. Beim Öffnen der Auslegung wird das passende Norm-Lehrzahnrad nach DIN 3970 vorgeschlagen. Die Berechnung kontrolliert bei maximaler und minimaler Toleranzlage der Zahndicke des Prüfrades, über welchen Bereich der Evolvente abgewälzt wird. Im Protokoll wird ausgegeben, welcher Bereich der aktiven Evolvente geprüft, bzw. nicht geprüft wird. Beim Unterschreiten des Fussformkreises wird gewarnt, dass der Kopfkreis-Durchmesser des Lehrrades verkleinert werden muss. Die Be-

rechnung ist für Stirnräder mit Mindestzähnezahl grösser 4 verfügbar. Über den Button `Speichern` können die Daten des Lehrzahnrades sowie die Paarung Lehrrad- Prüfrad als KISSsoft -Dateien gespeichert werden.

Zweiflankenwälzabweichung berücksichtigen (nach AGMA 2002): Bei der Berechnung des kleinsten Prüf-Achsabstandes [aMin] wird der theoretische Achsabstand gemäss AGMA2002 (Gleichung 8.5) noch um die Zweiflankenwälzabweichung (Vcq nach AGMA 2000) verkleinert. Bei Verwendung von Herstelltoleranzen nach ISO oder DIN wird dafür Fi" genommen, bei Verwendung von Toleranzen nach AGMA Vcq.

14.14 AGMA 925

Mittels dieses Eingabefensters kann nach AGMA 925 auf die Fress- und Verschleisswahrscheinlichkeit sowie die Anfälligkeit der Graufleckigkeit geschlossen werden.

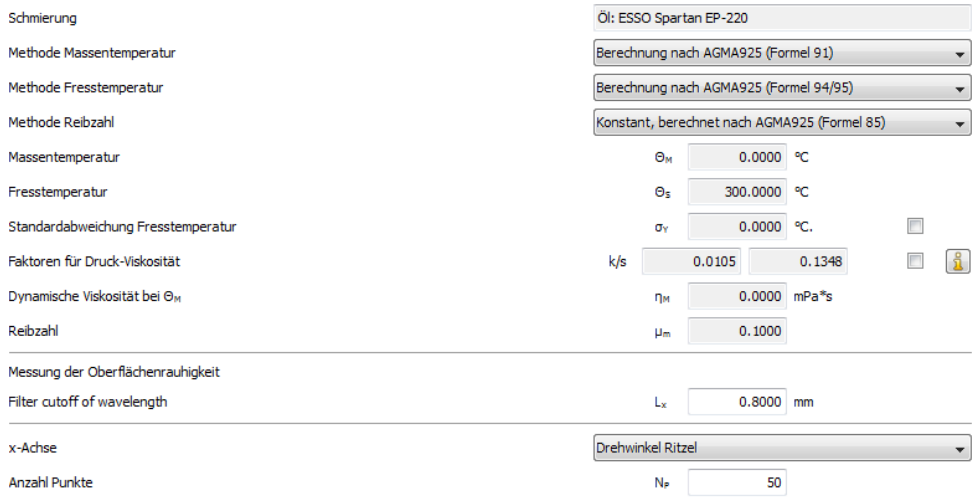


Abbildung 14.57: Eingabefenster AGMA 925

Die AGMA 925-A03 *Effect of Lubrication on Gear Surface Distress* berechnet die Verhältnisse im Schmierspalt über dem Zahneingriff. Die AGMA925 beschreibt die Berechnung der Schmierspalthöhe unter Berücksichtigung der Flankenkrümmung, Schmierstoffeigenschaften, Gleitgeschwindigkeit und der örtlichen Pressbelastung. Die Norm berechnet auf dieser Grundlage die Verschleisswahrscheinlichkeit. Verschleissursache ist metallischer Kontakt der Oberflächen bei zu kleinem Schmierspalt. Die nach Norm berechnete Verschleisswahrscheinlichkeit ist höher als die praktischen Erfahrungswerte.

Die Norm selbst gibt keinen Hinweis auf die Sicherheit gegen Graufleckigkeit. Aus Literatur und Forschungsergebnissen ist aber bekannt, dass die Mindestgrösse des Verhältnis Schmierspalt-zu-Rauhigkeit und das Auftreten von Graufleckigkeit direkt korrelieren. Die Berechnungsmethode kann deshalb eingesetzt werden, wenn eine Verzahnung auf Graufleckigkeit hin optimiert werden soll. Nach AGMA 925 wird ebenfalls die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Fressen bestimmt. Diese Berechnung beruht auf der gleichen Grundlage (Gleichungen von Blok) wie die Fressberechnung nach dem Blitztemperatur-Kriterium der DIN3990, Teil 4. Etwas problematisch ist die Bestimmung der zulässigen Fresstemperatur nach AGMA925, da hier umfassende oder allgemeingültige Hinweise fehlen. Insbeson-

dere fehlt ein Bezug auf die Fresslast-Tragfähigkeitsspezifikation nach FZG-Test. Öle mit wirksamen EP-Zusätzen werden deshalb tendenziell unterbewertet.

Werte für den Druck-Viskositäts Koeffizienten α schwanken für typische Getriebeöle im Bereich $0.00725 mm^2/N ... 0.029 mm^2/N$ und sind nach AGMA 925-A03 wie folgt definiert:

$$\alpha = k \cdot \eta_M^5 \qquad (14.25)$$

wobei

α	Druck-Viskositäts Koeffizient	mm^2/N
k	siehe Table 2 in AGMA 925-A03	-
η_M	Dynamische Viskosität bei Zahntemperatur θ_M	mPa . s

Die Berechnung des Verschleisses nach Wellauer ergibt in der Praxis zu hohe Werte für das Verschleiss-Risiko. Deshalb wird die Berechnung nach Dowson (wie im Annex E der AGMA 925) durchgeführt. Im Report stehen die Resultate für beide Methoden.

14.15 Fussspannung mit FEM

Mit Hilfe dieser speziellen Berechnung können die Spannungen am Fuss einer Zahnradflanke mit der FEM-Methode ermittelt werden. Der Anwender muss das Zahnradpaar und das spezifische Zahnrad, das untersucht werden soll, auswählen. Der Fixierbereich des Zahns (erforderliche Randbedingung für die FEM-Analyse) kann entweder der Innen- bzw. Aussendurchmesser des Rads (für Innen- bzw. Aussenräder) oder die Seiten des für die Analyse ausgewählten Radsegments sein. Auch die Eingriffsfeinheit kann definiert werden, jedoch sollte der höchstmögliche Wert beibehalten werden, da die Genauigkeit der Spannungsberechnung stark von der Eingriffsfeinheit abhängt.

Während der Berechnung wird die exakte Radgeometrie ermittelt und ein Segment davon für die FEM-Eingriffsgenerierung benutzt. Die automatische Eingriffsgenerierung ergibt einen feineren Eingriff im Fussbereich des Rads. Im Schlussprotokoll wird die FEM-Eingriffsstatistik angezeigt. Die Last wird berechnet und am Eingriffspunkt des einzelnen Zahns im Kraftangriffswinkel angelegt.

Bei Schrägstirnrädern wird nach ISO 6336-3 das entsprechende Geradstirnrad berechnet und verwendet. Die Daten des entsprechenden Geradstirnrads können nach der FEM-Berechnung durch Auswahl der jeweiligen Option gespeichert werden. Dabei ist jedoch zu beachten, dass durch die Speicherung der Daten des Geradstirnrads die ursprünglichen Daten des Zahnrads überschrieben werden.

Schliesslich gibt es die Option, automatisch am Ende der Berechnung die FEM-Vor- und Nachbearbeitungsfunktion von KISSsoft zu starten. Dies kann hilfreich sein, wenn der FEM-Eingriff und/oder die Spannungen im Zahnrad angezeigt werden sollen. Eine Kurzanweisung für das Arbeiten mit diesem FEM-Tool ist beim KISSsoft-Support erhältlich.

14.16 Grobauslegung

KISSsoft verfügt über sehr leistungsfähige Auslegungsfunktionen, welche in diesem und in den nächsten Kapiteln beschrieben sind.
Eine komplette Auslegung einer Zahnradstufe, vom Anfang bis zum Ende, erfolgt über die Grobauslegung, dann die Feinauslegung und schliesslich die Korrekturauslegung.

Auslegung einer Getriebestufe

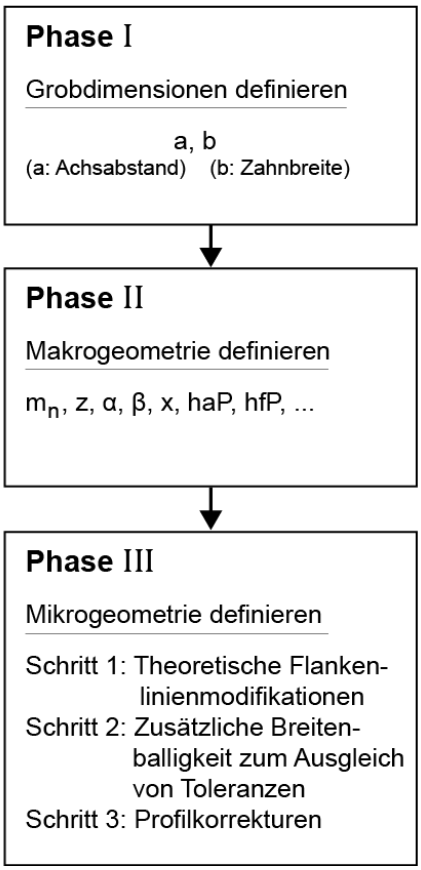


Abbildung 14.: Getriebeauslegung Phasen

Die Grobauslegung liefert Vorschläge für mögliche Verzahnungen aufgrund der Vorgabe von Übersetzung und Belastung. Ziel der Grobauslegung ist es, den möglichen Bereich von geeigneten Lösungen, alle ausgelegt für das vorgegebene Drehmoment, gemäss den vorgegebenen Sollsicherheiten darzulegen. Die vermutlich wichtigste Ausgabe ist das Gesamtgewicht, da dieses in etwa auch den Herstellkosten proportional ist. Üblicherweise variiert das Gewicht verschiedener Lösungen um bis zu Faktor 3!

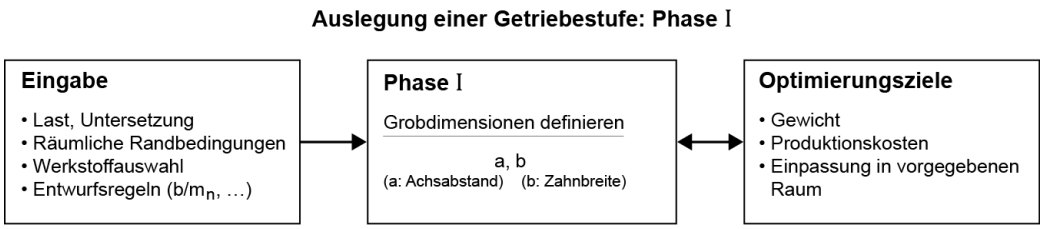


Abbildung 14: Getriebeauslegung Phase 1

Zum Aufruf der Grobauslegung wählen Sie im Menü `Berechnung` die Option `Grobauslegung` oder das Symbol aus der Symbolleiste.

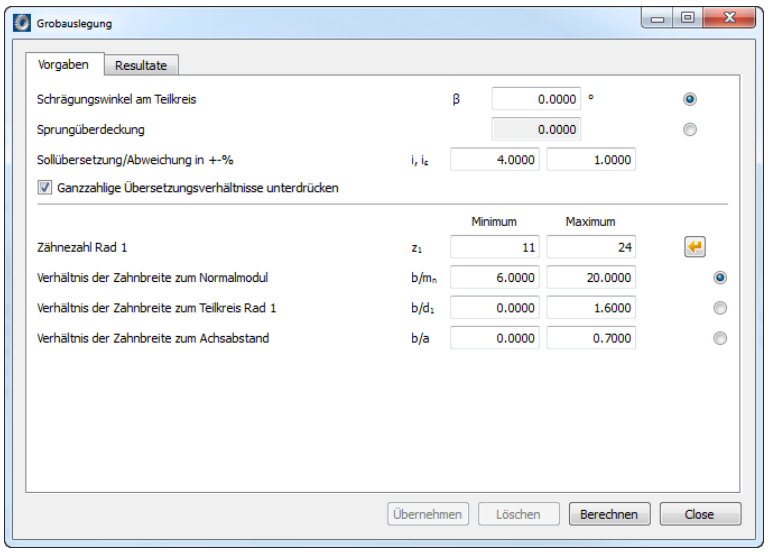


Abbildung 14: Dialogfenster Grobauslegung

Zur Zeit können innen- und aussenverzahnte Stirnradpaare und Planetenstufen ausgelegt werden. Die Sollübersetzung ist der wichtigste Eingabeparameter. Für ein Hohlradpaar muss die Übersetzung im Bereich `Geometrie` negativ eingegeben werden. Bei Planetenstufen muss die Sollübersetzung > 2.0 sein.

Die Betriebsdaten (Leistung, Drehzahl, etc.) werden aus dem KISSsoft-Hauptfenster geholt (und können auch dort geändert werden). Wahlweise kann ein Schrägungswinkel oder eine gewünschte Sprungüberdeckung (z.B. ε_β= 1.0) vorgegeben werden.

Einige wichtige konstruktive Parameter für Getriebestufen können vorgegeben werden (Verhältnisse b/mn, b/d1, b/a). Da sich diese Parameter gegenseitig einschränken können, kann der Benutzer durch Aktivieren des entsprechenden Knopfes bestimmen, welcher der Parameter bevorzugt wird.

Durch Klicken des `Berechnen`-Buttons erhalten Sie eine Liste von Vorschlägen zur Parametrierung ihrer Zahnrädern.

Die Parameter in der Resultattabelle sind mit Formelzeichen angegeben, die mit den Formelzeichen in der restlichen Oberfläche und den Protokollen übereinstimmen. Wenn Sie den Mauszeiger in der Tabelle über das Formelzeichen halten, wird zusätzlich eine Beschreibung in Klartext angezeigt. Durch einen Rechtklick in die Resultattabelle können Sie einen Dialog öffnen, um zusätzliche Parameter ein- oder auszublenden.

Die Grobauslegung bestimmt automatisch die wichtigsten Zahnparameter (Achsabstand, Modul, Zähnezahl, Breite) aus der zu übertragenden Leistung und der gewünschten Übersetzung mit Festigkeitsberechnung entsprechend der gewählten Rechennorm. Die Dimensionierung erfolgt entsprechend den vorgegebenen Mindestsicherheiten (Sollsicherheiten (siehe Seite II-217)).

Die Vorgabe von Intervallen für b/m_n-, b/a-, b/d-Verhältnisse können im Menü `Berechnung`, dort unter `Einstellungen > Auslegungen`, vorgegeben werden. (Auslegungen (siehe Seite II-210))

Das Programm zeigt verschiedene Lösungen an, die übernommen werden können. Eine Feinoptimierung kann anschliessend mit der Feinauslegung ausgeführt werden. Das Fenster bleibt daher geöffnet, um weitere Lösungen übernehmen zu können. Detaillierte Informationen zur Feinauslegung finden Sie im Abschnitt 14.15.

Das wichtigste Ergebnis dieser Auslegung ist die Bestimmung des erreichbaren Achsabstand-Bereichs und Modul-Bereichs, sowie der Zahnbreite. Damit kann entschieden werden, wie gross der notwendige Bauraum wird.

Die Lösungen mit Nummer 1 – 5 zeigen Lösungen mit beliebigem Modul; ab Nummer 6 werden Lösungen mit Standard-Modulen nach DIN 780 (Modulreihe für Zahnräder) gezeigt.

Nummer 1: Lösung mit der genauesten Übersetzung

Nummer 2: Lösung mit dem grössten Achsabstand

Nummer 3: Lösung mit dem kleinsten Achsabstand

Nummer 4: Lösung mit dem grössten Modul

Nummer 5: Lösung mit dem kleinsten Modul

Der Achsabstand kann für Spezialfälle vorgegeben werden. Zu beachten ist, dass in diesen Fällen die Auslegungsmöglichkeiten des Programms eingeschränkt sind und die Feinauslegung eine bessere Alternative darstellt.

Festigkeitsauslegung einer Planetenstufe

Bei der Grobauslegung von Planetenstufen wird ein stillstehender Kranz vorausgesetzt. Wenn sich der Kranz dreht, müssen nach der Auslegung die Drehzahlen angepasst werden.

Vorschlag für Zähnezahlen nach Niemann
Tabelle der üblichen Ritzelzähnezahlen nach Niemann [65], Tafel 22.1/8.

Übersetzung *u*	**1**	**2**	**4**	**8**
vergütet oder gehärtet				
gegen vergütet bis 230 HB	32..60	29..55	25..50	22..45
über 300 HB	30..50	27..45	23..40	20..35
Grauguss	26..45	23..40	21..35	18..30
nitriert	24..40	21..35	19..31	16..26
einsatzgehärtet	21..32	19..29	16..25	14..22

Diese Werte können mit dem Auslegungsknopf automatisch vom Programm übernommen werden.

14.17 Feinauslegung

Die Feinauslegung ist einer der leistungsfähigsten Funktionen von KISSsoft. Bei vorgegebener Zahnbreite und Achsabstand (bei Planetenstufen wird meist der Zahnkranzdurchmesser vorgegeben und dafür der Achsabstand variiert) werden alle möglichen Geometrievarianten (Modul, Zähnezahl, ...) erzeugt und dargestellt. In der graphischen Darstellung der Lösungen kann dann - je nach Optimierungsziel - die optimale Makrogeometrie-Variante gefunden werden.

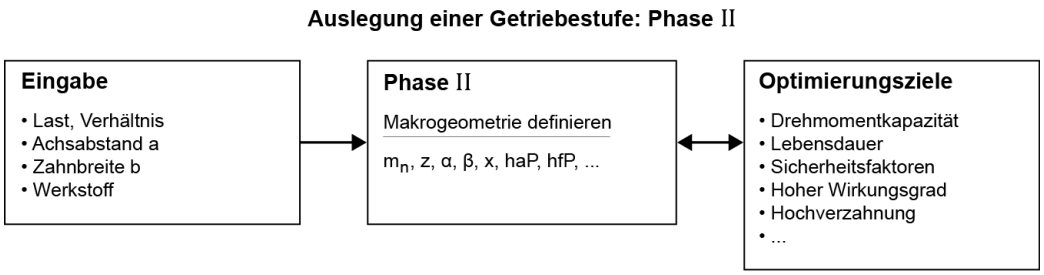


Abbildung 14: `Getriebeauslegung Phase II`

Zum Aufruf der `Feinauslegung` wählen Sie im Menü `Berechnung` die Option `Feinauslegung` oder das Symbol  aus der Symbolleiste.

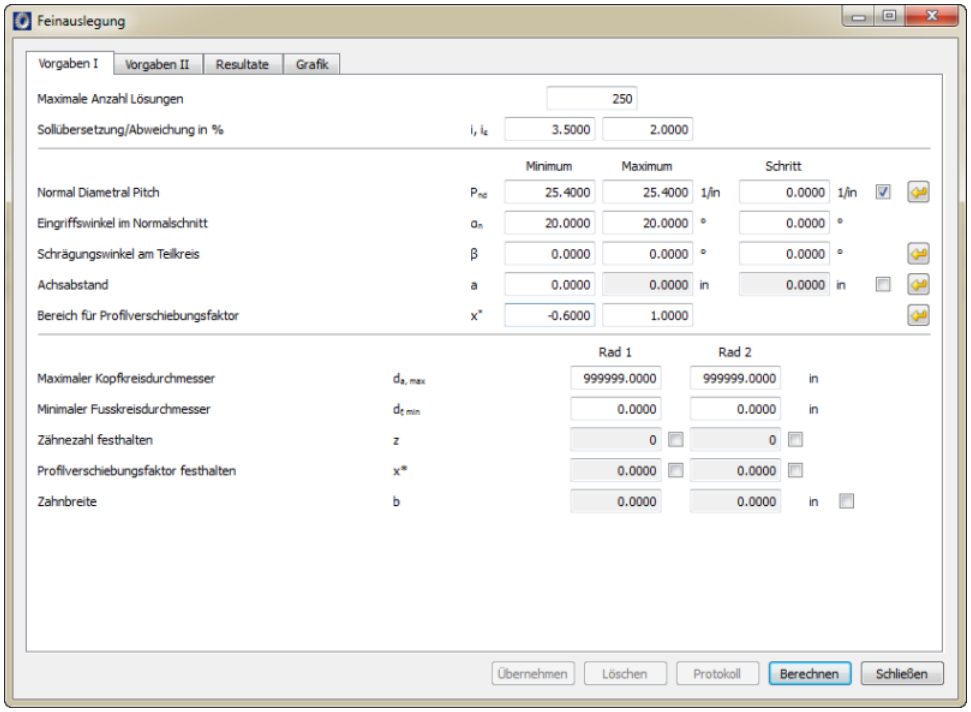


Abbildung 14: Tab `Vorgaben I` im Fenster `Feinauslegung`

Auf Eingabe einer Soll-Übersetzung, eines Achsabstandes und von Intervallen für Modul und Schrägungswinkel sowie Eingriffswinkel erfolgt Berechnung und Ausdruck von Vorschlägen für Zähnezahl, Modul, Schrägungswinkel und Profilverschiebung mit Angabe der Abweichung von der Sollübersetzung, des spezifischen Gleitens, der Überdeckungen. Dieses Modul erlaubt auch die Auslegung von Planetenstufen und Drei-Räder-Ketten.

Alle gefundenen Varianten werden nach verschiedensten Kriterien (Genauigkeit der Übersetzung, Gewicht, Festigkeit, Variation der Zahneingriffssteifigkeit etc.) bewertet.

Wichtige Parameter können je nach Bedarfsfall eingeschränkt werden (Kopfkreis, Fusskreis, Mindest-Zähnezahl, tolerierter Unterschnitt etc.). Neben den Textprotokollen mit den Lösungen und der Bewertung ist auch eine grafische Darstellung der Bewertung möglich.

Die Zahnbreite wird in der Eingabemaske angezeigt und kann geändert werden.

14.17.1 Notwendige Eingaben im Eingabefenster

In den Standardtabs `Basisdaten` bzw. `Geometrie` und `Festigkeit` müssen folgende Daten korrekt eingegeben sein, bevor die Feinauslegung gestartet wird, damit die Berechnung die gewünschten Resultate erzielt.

Geometrie:

- Bezugsprofil
- Anzahl Zwischenräder/Planeten (bei 3-Räder-Konfiguration)

Festigkeit:

- Werkstoffe
- Leistung/Drehzahl
- Anwendungsfaktor
- Lebensdauer (Lebensdauer)
- Schmierung

14.17.2 Vorgaben I

Bei Stirnrädern kann der Modulbereich vorgegeben werden. Wird der Flag beim Modul gesetzt, kann die Schrittweite vorgegeben werden; andernfalls werden nur Module aus der Norm-Modul-Liste verwendet.

Bei Stirnradpaaren kann der Achsabstand wahlweise fest (Normalfall) oder in einem Intervall vorgegeben werden. Aktivieren Sie dazu die Checkbox rechts neben den Eingabefeldern für den Achsabstand.

Bei Planetengetrieben kann wahlweise mit vorgegebenem Achsabstand oder mit vorgegebenem V-Kreis (dv = d+2*x*mn) des Hohlrades gerechnet werden. In der Praxis wird meistens der Hohlraddurchmesser festgehalten (gleichbleibende Grösse des Getriebes) und der Achsabstand variiert. In diesem Fall wird empfohlen zuerst die gewünschte Untersetzung und den V-Kreis einzugeben und dann den Auslegungsknopf beim Achsabstand zu benutzen.

Hinweis:
Überprüfen Sie nach Änderung des V-Kreises oder Wahl des variierbaren Achsabstands das Achsabstandsintervall. Legen Sie es im Bedarfsfall neu aus.

14.17.2.1 Beschränkung der Kopfkreisdurchmesser

Lösungen, deren Kopfkreis den angegebenen Wert überschreiten, werden verworfen. Wünschen Sie keinerlei Einschränkung, können Sie wahlweise 0 oder 10^{10} eingeben.

Praxisproblem für den sinnvollen Einsatz dieser Option: Wenn ein Zahnrad in ein gegebenes Gehäuse eingebaut werden muss, darf es nicht an der Gehäusewand streifen.

14.17.2.2 Beschränkung der Fusskreisdurchmesser

Lösungen, deren Fusskreis den angegebenen Wert unterschreiten, werden verworfen. Wünschen Sie keinerlei Einschränkung, können Sie 0 eingeben.

Praxisproblem für den sinnvollen Einsatz dieser Option: Wenn ein Zahnrad in einem Schaltgetriebe auf Wälzlager aufgezogen ist, muss eine Mindestmaterialdicke zwischen der Bohrung und dem Fusskreis gewährleistet sein.

14.17.2.3 Maximale Anzahl Lösungen

Vorschlag: 50 ...250

Wenn das Programm mehr als die angegebene Anzahl Lösungen findet, wird eine Warnung angezeigt und im Protokoll ein entsprechender Vermerk eingetragen.

HINWEIS

Eine abschliessende Auswertung sollte nur vorgenommen werden, wenn alle möglichen Lösungen angezeigt werden. Andernfalls riskieren Sie, dass die optimale Lösung möglicherweise nicht angezeigt wird.

14.17.2.4 Beschränkung der Zähnezahl

Diese Option sollten Sie im Normalfall nicht verwenden und ist deshalb standardmässig inaktiv. Durch Aktivieren der einzelnen Checkboxen haben Sie dennoch die Möglichkeit, die Parameter zu fixieren. Eine sinnvolle Nutzung dieser Option ist die Auslegung einer Planetenstufe, die bereits in einen fest vorgegebenen Innenzahnkranz eingepasst wurde. In diesem Fall ist der Modul, die Zähnezahl und die Profilverschiebung, für Rad 3 fest vorgegeben.

14.17.3 Vorgaben II

Hier kann das Bezugsprofil h^*_{aP} der einzelnen Räder schrittweise variiert werden. Die Fusshöhe h^*_{fP} wird über das gewünschte Kopfspiel zum Gegenrad ($h^*_{fP}2$ - H^*_{aP} 1) bestimmt. Wird diese Angabe nicht verändert, bleibt das Kopfspiel in allen Varianten gleich wie im Basistab angegeben.
Zusätzlich kann eingestellt werden, dass immer automatisch der maximal mögliche Kopfrundungsradius ρ^*_{fP} gesetzt wird.

14.17.4 Vorgaben II

Im Tab `Vorgaben III` können weitere wesentliche Funktionen gesetzt werden.

1. **Zusätzlich die Variante mit Nummer 0 anzeigen**
   Die Verzahnungsdaten, welche im KISSsoft-Basis-Tab stehen, können zusätzlich als Variante mit Nummer 0 angezeigt werden (Tabelle und Grafik). Voraussetzung ist, **dass die Daten beim Start der Feinauslegung konsistent sind**. Diese Option kann ein- oder ausgeschaltet werden. Nach dem Einschalten muss die Feinauslegung neu gestartet werden, damit die Variante auch angezeigt wird.

2. **Nur Geometrie rechnen**
   Mit dieser Einstellung wird keine Festigkeitsberechnung durchgeführt.

3. **Festigkeitsberechnung mit Lastkollektiv**

   Um Berechnungen mit Lastkollektiv durchführen zu können, muss im KISSsoft-Hauptfenster VOR dem Start der Feinauslegung ein Lastkollektiv gesetzt sein und einmal durchgerechnet werden (damit die Daten konsistent sind). In diesem Fall erfolgt beim Start der Feinauslegung die Abfrage, ob

die Berechnung mit Lastkollektiv durchgeführt werden soll. Der Flag im Fenster zeigt nur an, ob mit oder ohne Lastkollektiv gerechnet wird; er kann nicht verändert werden.

4. **Unterschnitt zulassen**
   Wenn diese Option gesetzt wird, werden Lösungen mit Unterschnitt nicht verworfen.

5. **Resultate mit spezifischem Gleiten grösser 3 verwerfen**
   Normalerweise sollte das spezifische Gleiten nicht grösser 3 sein.

6. **Minimale Zahndicke berücksichtigen**
   Wenn diese Option aktiviert ist, werden Lösungen mit Zahndicke am Kopf, welche unterhalb der vorgegebenen Mindestzahndicke (siehe `Berechnung > Einstellungen > Allgemein`) liegen, verworfen.

7. **Kleine Geometriefehler zulassen**
   Kleine Eingriffsstörungen und ähnliche Geometriefehler werden nun bei der Berechnung der Varianten toleriert! Die Berücksichtigung von Unterschnitt und der Mindestzahndicke am Kopf kann separat eingestellt werden (siehe Punkte 2 und 4).

   Wenn Lösungen mit Zähnezahlen unter 7 gefunden werden sollen, oder in andern Sonderfällen, muss diese Option gesetzt werden. Im Normalfall wird davon abgeraten!

   Hinweis:
   In solchen Fällen sollte zusätzlich die Mindestzähnezahl (siehe Punkt 11) entsprechend angepasst werden.

8. **Ganzzahlige Übersetzungsverhältnisse unterdrücken**
   Resultate mit ganzzahligem Zähnezahlverhältnis werden verworfen, wenn diese Option aktiviert ist.

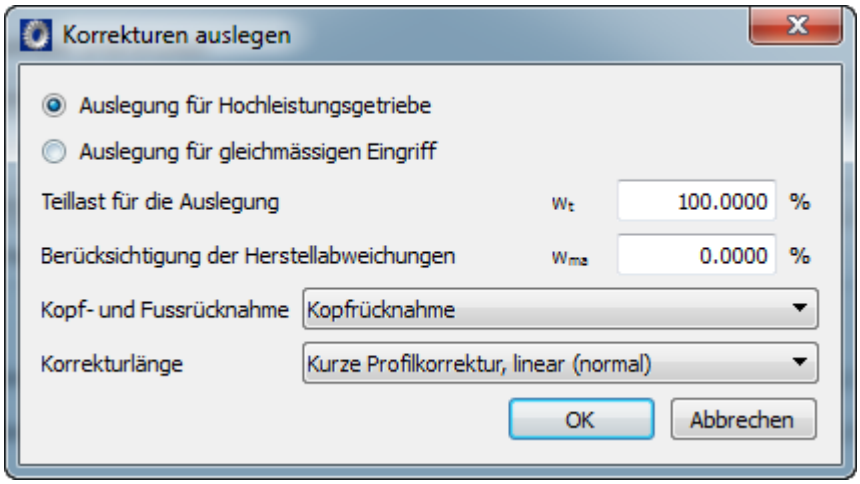
9. **Fräserliste für Bezugsprofil**
   Die Feinauslegung kann anstatt des vorgegebenen Bezugsprofils eine Liste von Abwälzfräsern nutzen. Die Berechnung wird dann für jedes gegebene Werkzeug im gegebenen Bereich von Modul und Eingriffswinkel durchgeführt und das Werkzeug wird in der Resultateliste angezeigt.
   Für jedes Rad wird dabei der gleiche Abwälzfräser verwendet. Innenverzahnungen werden nicht von dieser Einstellung beeinflusst.

10. **Hochverzahnung auslegen**
    Für Hochverzahnungen werden Sonderbezugsprofile mit grösseren Kopf- und Fusshöhen verwendet. Diese Auslegungsfunktion $\varepsilon\alpha=\varepsilon\alpha target$ berechnet auf Grund der gewünschten Profilüberdeckung $\varepsilon\alpha target$ das erforderliche Bezugsprofil. Wenn in der Feinauslegung diese Funktion aktiviert

wird, wird für jede ausgegebene Lösung direkt das Bezugsprofil so berechnet, dass genau die vorgegebene Soll- Profilüberdeckung erreicht wird. Somit werden nur Lösungen angezeigt, die genau die gewünschte Profilüberdeckung aufweisen.
Die Funktion εα>= εαtarget verändert hingegen das Bezugsprofil nur dann, wenn die Profilüberdeckung mit dem ursprünglichen Bezugsprofil eine Profilüberdeckung ergibt, welche kleiner als εαtarget ist.

Hinweis:
In beiden Fällen (εα= εαtarget und εα>= εαtarget) muss beachtet werden, dass die automatische Kopfhöhenänderung k*m_n nicht ausgeführt wird (und zu Null gesetzt wird). Sowohl h^*_{aP} des Bezugsprofils wie die Kopfhöhenänderung k*m_n beinflussen gleichermassen den Kopfkreis, weshalb nur einer der beiden Werte variiert werden soll.

11. **Drehwegabweichung (Transmission Error)**
Ist die Option ‚Berechnen mit Drehwegabweichung' gewählt, wird die Kontaktanalyse für jede Variante durchgeführt. Ist die Option ‚Berechnen mit Drehwegabweichung und Auslegung der Profilkorrektur' gewählt, werden Länge und Betrag der Profilkorrektur automatisch gemäss den Einstellungen der Korrekturmethode bestimmt. Mit einem Klick auf den Knopf  wird das Fenster für die Einstellungen für die Profilkorrektur geöffnet.



Die Korrekturmethode berücksichtigt die Zielvorgabe (für Hochleistungsgetriebe oder für gleichmässigen Eingriff) , die Wahl von Kopf- und/oder Fussrücknahme, die Länge (kurz oder lang) und die Art (linear, bogenför-

mig, progressiv oder linear mit Übergangsradius). Es ist wichtig zu wissen, dass die Drehwegabweichung nur für einen Lastfall minimiert werden kann, und die Teillast für die Auslegung sollte entsprechend der gewünschten Last gesetzt werden.

Während der Kontaktanalyse für die Drehwegabweichung werden, um aussergewöhnliche Vorkommnisse zu vermeiden, die Standardeinstellungen verwendet, ausgenommen sind Reibwert und Berechnungsgenauigkeit. Die Vorgabe erfolgt im Grundprogramm, im Tab ‚Kontaktanalyse'. Bei der Definition der Berechnungsgenauigkeit empfehlen wir die „mittlere" oder „tiefe" zu wählen um die Berechnungszeit zu reduzieren. Folgedessen kann es sein, dass die Drehabweichung in der Feinauslegung eventuell nicht genau identisch ist mit jener aus der Kontaktanalyse, je nach den gewählten Einstellungen.
Die Standardeinstellungen sind:

- Berechnung für: rechte Flanke
- Drehmoment Rad A: nicht berücksichtigt
- Drehmoment Rad B: nicht berücksichtigt
- Teillast für die Berechnung: 100 %
- Achsabstand: Mittleres Achsabstandsabmass
- Teilungseinzelabweichung: 0 mm
- Achsschränkung: 0 mm
- Achsneigung: 0 mm

Die Liste der Resultate zeigt:
- Drehwegabweichung (PPTE)
- Durchschnittlicher Verschleiss auf der Zahnflanke (delwn1, delwn2)
- Maximale Blitztemperatur (theflamax)
- Variation der Lagerkräfte (VarL)

Die Berechnung mit Drehwegabweichung dauert spürbar länger. Wir empfehlen deshalb die Anzahl der zu berechnenden Varianten zu limitieren, bevor Sie die Berechnung starten.

12. **Resultate, welche die Sollsicherheiten nicht erfüllen, unterdrücken**
Varianten, welche die vorgegebenenen Mindestsicherheiten (siehe `Berechnung > Einstellungen > Sollsicherheiten`) unterschreiten, werden verworfen.
Hinweis:
Varianten mit ungenügender Sicherheit gegen Fressen werden nicht verworfen.

13. **Profilverschiebungsfaktor x1 auslegen**
    Die Feinauslegung erzeugt meistens 3 - 4 Varianten, bei welchen nur die Profilverschiebung unterschiedlich ist. Dabei wird die Profilverschiebung x1 in Schritten von jeweils 0.1 geändert. Hier kann das Kriterium festgelegt werden, nach welchem die grösste verwendete Profilverschiebung x1 bestimmt wird.

14. **Minimale Zähnezahl** z_{min}
    Sinnvoller Wertebereich für die Mindest-Zähnezahl:

    Bei Schrägverzahnung: 7 ...9
    Bei Geradverzahnung: 10 ...12

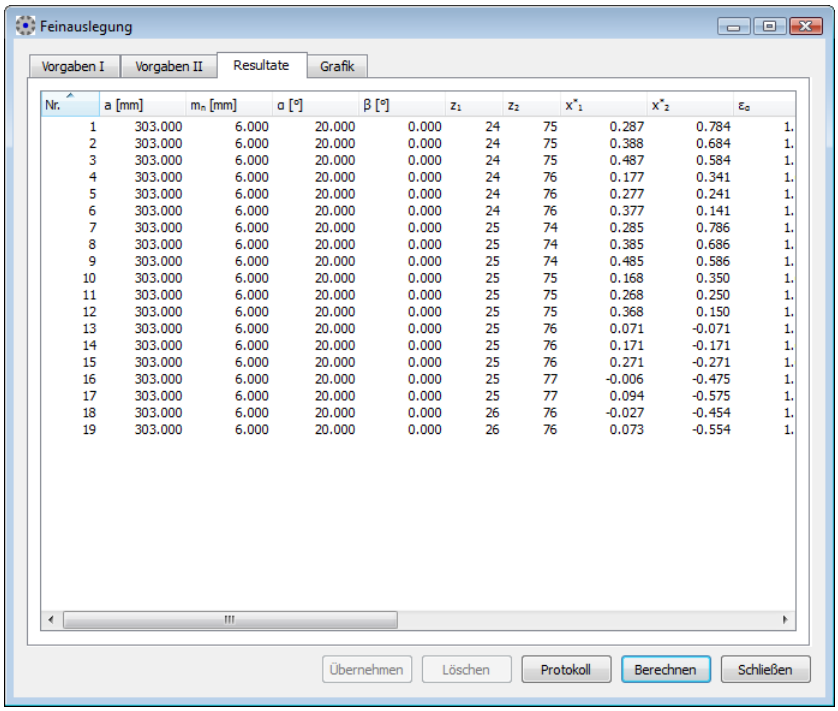
    Einen Vorschlag für die Mindestzähnezahl erhalten Sie nach Klicken des -Buttons.

    Hinweis:
    Wenn Lösungen mit Zähnezahlen unter 7 gefunden werden sollen, muss die Option `Kleine Geometriefehler zulassen` gewählt werden.

15. **Minimum zwischen Fussformkreis und Fussnutzkreis** d_{Nf} - d_{Ff}
    Falls der Fussnutzkreis den Fussformkreis unterschreitet, kommt es zu Eingriffsstörungen. Ein Mindestwert für den Abstand zwischen Fussnutzkreis und Fussformkreis also zwischen genutzter und hergestellter Evolvente kann hier vorgegeben werden. Der Eingabewert ist die Mindestdifferenz der beiden Durchmesser.

16. **Minimum zwischen Fussformkreis und Grundkreis** d_{Ff} - d_b
    Falls der Beginn der hergestellten Evolvente nahe am Grundkreis liegt, tritt ein erhöhter Werkzeugverschleiss bei der Herstellung auf. Ein Mindestwert für den Abstand zwischen Fussformkreis und Grundkreis kann hier vorgegeben werden. Der Eingabewert ist die Mindestdifferenz der beiden Durchmesser.

14.17.5 Resultate



Nr.	a [mm]	m_n [mm]	α [°]	β [°]	z_1	z_2	x^*_1	x^*_2	ε_α
1	303.000	6.000	20.000	0.000	24	75	0.287	0.784	1.
2	303.000	6.000	20.000	0.000	24	75	0.388	0.684	1.
3	303.000	6.000	20.000	0.000	24	75	0.487	0.584	1.
4	303.000	6.000	20.000	0.000	24	76	0.177	0.341	1.
5	303.000	6.000	20.000	0.000	24	76	0.277	0.241	1.
6	303.000	6.000	20.000	0.000	24	76	0.377	0.141	1.
7	303.000	6.000	20.000	0.000	25	74	0.285	0.786	1.
8	303.000	6.000	20.000	0.000	25	74	0.385	0.686	1.
9	303.000	6.000	20.000	0.000	25	74	0.485	0.586	1.
10	303.000	6.000	20.000	0.000	25	75	0.168	0.350	1.
11	303.000	6.000	20.000	0.000	25	75	0.268	0.250	1.
12	303.000	6.000	20.000	0.000	25	75	0.368	0.150	1.
13	303.000	6.000	20.000	0.000	25	76	0.071	-0.071	1.
14	303.000	6.000	20.000	0.000	25	76	0.171	-0.171	1.
15	303.000	6.000	20.000	0.000	25	76	0.271	-0.271	1.
16	303.000	6.000	20.000	0.000	25	77	-0.006	-0.475	1.
17	303.000	6.000	20.000	0.000	25	77	0.094	-0.575	1.
18	303.000	6.000	20.000	0.000	26	76	-0.027	-0.454	1.
19	303.000	6.000	20.000	0.000	26	76	0.073	-0.554	1.

Abbildung 14.62: Tab `Resultate` im Fenster `Feinauslegung`

Klicken des `Protokoll`-Buttons öffnet den Editor mit einer Auflistung der besten Resultate. Die Kriterien für die Beurteilung der besten Varianten werden hier kurz beschrieben. Beachten Sie, dass diese Kriterien nicht in jedem Fall zutreffen, sondern in bestimmten Anwendungen hinterfragt werden müssen!

1. Bewertung der Varianten für Genauigkeit des Zähnezahlverhältnisses:
   Bewertet wird die Abweichung des Ist-Zähnezahlverhältnisses vom Soll-Zähnezahlverhältnis.
2. Gewicht: Ist ein Indiz für den Preis bei der Herstellung
3. Spezifisches Gleiten: Maximaler Wert
4. Gleitgeschwindigkeit: Maximaler Wert
5. Verhältnis AC/AE
   AC: Länge der Eingriffsstrecke von Eingriffsbeginn bis Wälzpunkt
   AE: Gesamtlänge der Eingriffsstrecke
   Im Bereich AC des Eingriffs tritt „stossendes“ Gleiten auf (die Gleitgeschwindigkeit des treibenden Rades ist grösser als die des getriebenen Rades). Dieser Bereich ist kritisch bei ungeschmierten Zahnrädern aus Kunststoff, das Verhältnis AC/AE sollte in diesem Fall möglichst klein sein.

6. Bewertung der Varianten für Vibrationen:
   Bewertet wird die Variation der Gesamtsteifigkeit des Zahneingriffs (je geringer die Variation, desto besser).
   Die Berechnung beruht auf Überschlagsformeln, ausser wenn unter "Vorgaben II" die Berechnung "Eingriffssteifigkeit berechnen" gesetzt ist.
7. Bewertung der Varianten für Festigkeit:
   Bewertung der Fuss- und Flankensicherheit bezüglich der Soll- Sicherheit. Sicherheiten unterhalb der Soll-Sicherheit werden dabei stark negativ gewichtet, während grosse Reserven oberhalb der Soll-Sicherheit keinen grossen Einfluss haben.
8. Drehwegfehler (PPTE)
   Der Drehwegfehler wird angezeigt, wenn die entsprechende Option unter "Vorgaben II" gesetzt ist.
9. Bewertung `Summary`:
   Die `Summary`-Bewertung gewichtet die einzelnen Bewertungskomponenten zu einem Gesamt-Bewertungs- Koeffizient. Die Gewichtung der einzelnen Komponenten kann unter `Berechnung > Einstellungen > Bewertung` eingestellt werden. Diese Gewichtung hängt sehr von der gewünschten Lösung ab, z.B. ob Sie eine lärm- oder festigkeitsoptimierte Lösung suchen.

HINWEIS

Eine vollständige Liste der verfügbaren Parameter finden Sie im Abschnitt Grobauslegung (auf Seite II-180). Informationen zur Lärmoptimierung finden Sie in [56].

14.17.6 Grafik

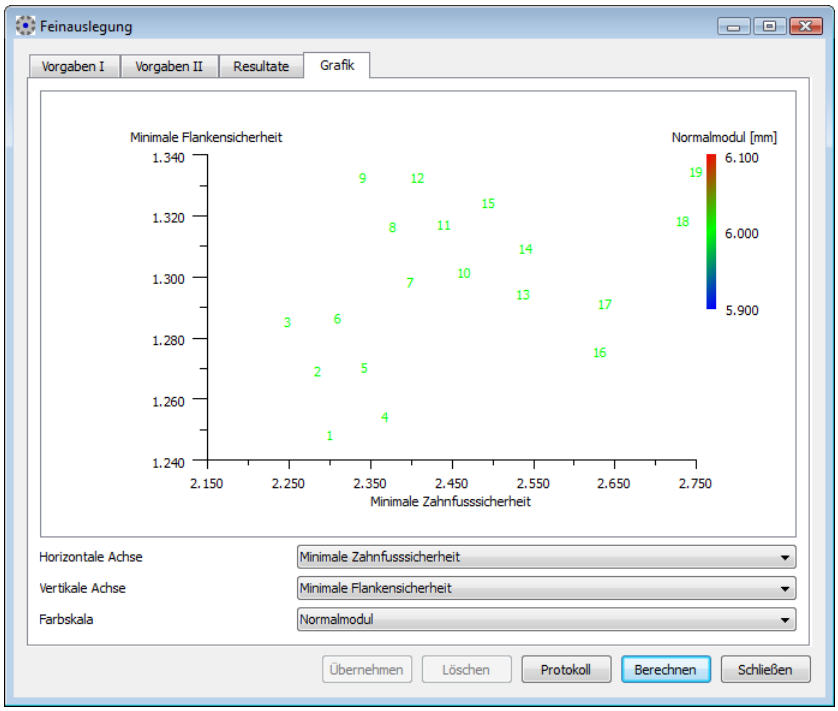
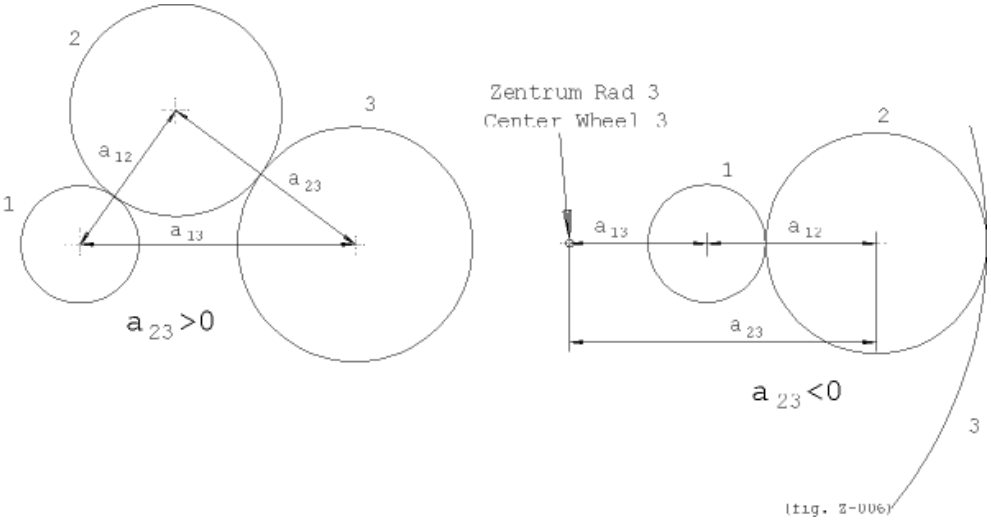


Abbildung 14.63: Tab `Grafik` im Fenster `Feinauslegung`

Die Grafik in der Feinlauslegung erlaubt einen schnellen Überblick über die Menge an Lösungen. Es können gleichzeitig drei Parameter angezeigt, die in den Auswahllisten geändert werden können. Neben den beiden Achsen wird der dritte Parameter als Farbe dargestellt.

14.17.7 Geometrie-Feinauslegung für 3 Räder

Definition der Achsabstände:



14.17.8 Zusätzliche Festigkeitsberechnung aller Varianten

Zu jeder Variante der Geometrie wird von KISSsoft auch die Festigkeit (Zahnfuss, Flanke und Fressen) berechnet und in Listenform dargestellt. Diese Option ist sowohl für Stirnrad-Paare, Planetenstufen und Stirnradstufen mit Zwischenrad einsetzbar. Beim Setzen des Hakens `Nur Geometrie rechnen` im Tab `Vorgaben II` werden die Zahnsicherheiten nicht berechnet.

14.18 Korrekturenauslegung

Die Auslegung von Profil- und Flankenlinienkorrekturen ist die letzte und schwierigste Phase einer Zahnradauslegung. Durch diesen Korrekturen-Varianten-Generator können die optimalen Korrekturen sehr direkt und zeitsparend gefunden werden.

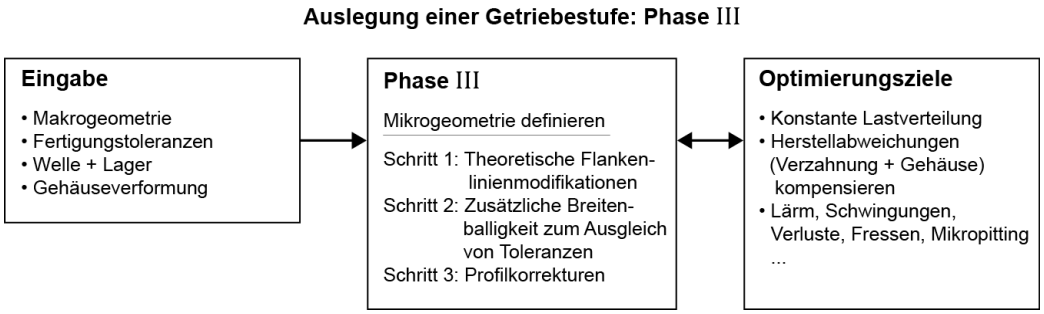


Abbildung 14.: `Getriebeauslegung Phase III`

Die `Korrekturenauslegung` kann über das Symbol  (Toolbar-Ikon), in Menü `Berechnung` und dann `Korrekturenauslegung` aufgerufen werden.

Falls die Optimierung ohne geöffnetes Tab `Kontaktanalyse` aufgerufen wird, werden die voreingestellten Einstellung des Tab's verwendet.

14.18.1 Vorgaben I/II

Vorgaben I

Im Tab Vorgaben I werden Basiskorrketuren definiert die nicht variiert werden und für jede Lösung gültig sind. Bereits im Tab Korrekturen definierte Korrekturen können mit dem Knopf 'Korrekturen importieren' übernommen werde.

Die Option 'Betrag und Faktor 1/2 kreuzvariieren' führt eine zusätzliche Variation der Faktoren mit dem Betrag der Korrektur durch.

Wird die Option „Ohne Kontaktanalyse, nur Lebensdauerberechnung mit KHbeta nach ISO6336-1, Anhang E" aktiviert, wird der Lösungsbereich nur mit der Lebensdauer- und KHbeta-Berechnung ausgeführt.

Jede Korrektur kann für einen grösseren Teillastbereich gerechnet werden. Dieser kann unter 'Teillastbereich für die Berechnung' eingestellt werden.

Vorgaben II

Im Tab Vorgaben II werden die zu variierenden Korrekturen definiert. Es können je 20 Korrekturen pro Rad eingegeben werden, je mit einem Kleinstwert und einem Grösstwert. Mit der Eingabe der Anzahl Schritte pro Korrektur kann vorgegeben werden, in wie vielen Schritten vom Minimalwert aus der Maximalwert erreicht werden soll. Steht in der Spalte 'Synchronisiere mit Nr.' ein anderer Wert als die eigene Zeilennummer wird die Korrektur mit der jeweils gewählten Korrektur synchronisiert und alle Variationen in gleicher Schrittweite ausgeführt.

14.18.2 Resultate

Im Tab „Resultate" werden alle Lösungen graphisch dargestellt und es kann eine Lösung ausgewählt werden. Durch klicken auf Übernehmen oder Doppelklick der Lösung werden ihre Daten in den Tab „Korrekturen" übernommen.

In der Resultatübersicht werden für alle Iterationsschritte folgende Ergebnisse aufgelistet:

- ID: ID der Lösung nach welcher in den Protokollen genauere Ausgaben der Resultate gefunden werden können.
- Wt: Teillast der berechneten Lösung in % (Abhängig von den eingestellten Iterationsschritten im Feld „Anzahl Schritte für Teillast"), z.B. 50% Teillast bezogen auf die im „Tab Basisdaten" definierte Nennlast.
- Hmin: Die minimal erreichte Lebensdauer des Zahnradpaares in Stunden
- PPTE: Amplitude des Drehwegfehlers des getriebenen Rades entlang der Eingriffslinie in [µm] oder Drehwinkelfehler [°] des getriebenen Rades.
- rel. PPTE: Relative Amplitude des Drehweg-/Drehwinkelfehlers bezogen auf die unkorrigierte Verzahnung.
- ε_a: Profilüberdeckung unter Last
- K_{Hb}: Breitenlastfaktor (Wird die Berechnung mit Lastkollektive ausgeführt wir immer nur der Breitenlastfaktor des letzten Lastkollektivelements angezeigt)
- σ_{Hmax}: Maximale auftretende Hertz'sche Pressung der Verzahnung
- Slam: Sicherheit gegen Micropitting nach ISO TR 15144
- η: Wirkungsgrad
- $\Delta Wn_{A/B}$: Verschleiss am Rad A/B
- ΔT: Drehmomentamplitude des getriebenen Rades

- Korrekturen: Es können alle Korrekturen über das Kontextmenü eingeblendet werden (rechter Mausbutton im Resultatefenster).

14.18.3 Grafik

Im Tab „Grafik" werden alle Lösungen grafisch aufbereitet. Es können maximal bis zu 10 Grafiken gleichzeitig angezeigt werden und jede Grafik kann einen eigenen Datensatz verarbeiten.

Über die Auswahlliste Teilllast lässt sich die Auswahl der Teillasten steuern (Rot entspricht der grössten Teillast, Blau der geringsten Teillast).

14.18.4 Protokoll

Die Dokumentation erfolgt in drei unterschiedlich ausführlichen Varianten. Sehen Sie jeweils zuerst die Kurzform an, diese zeigt sehr übersichtlich die wesentlichen Ergebnisse. Die andern Protokoll-Varianten sind weniger übersichtlich, zeigen aber sämtliche Zwischenergebnisse an.

Die Berechnung führt die Kontaktanalyse für sämtliche Kombinationen mit Zwischenschritten und für alle wt%-Level durch. Zusätzlich wird eine erste Berechnung für den Fall ohne Korrekturen durchgeführt.

Häufige Frage:

Wie kann ich mit der Funktion 'Korrekturen optimieren' die Länge der Korrektur und die Rücknahme Ca unabhängig variieren, um herauszufinden welche Kombination Länge/Betrag das beste Resultat gibt?

Antwort: Gewünscht wird beispielsweise die Kopfrücknahme Ca von 100 bis 220 mm und den Längenfaktor von 0.78 auf 1.56 zu variieren und alle möglichen Kombinationen Betrag - Länge zu erhalten.

14.19 Messgitter

Ein Protokoll der Messgitterpunkte ist für Stirn- und Kegelräder verfügbar (Berechnungen > Messgitter). Für Kronenräder und Globoid-Schneckenräder ist kein Protokoll verfügbar.

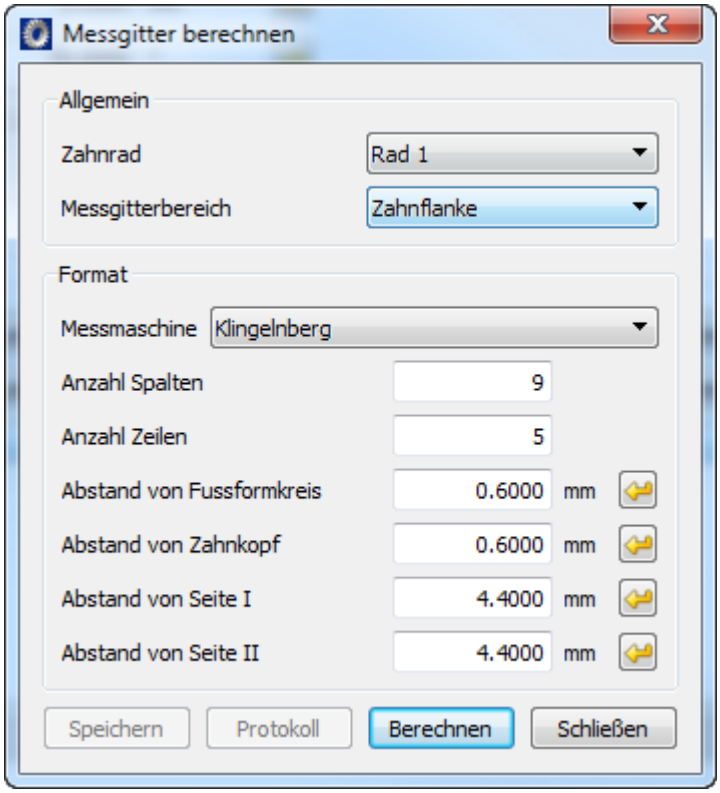


Abbildung 14.61: Berechnung des Messgitters

Einstellung	Beschreibung
Zahnrad	Einstellung des Zahnrads für die Berechnung des Messgitters. Bei Einstellung "Alle" wird das Gitter für alle Zahnräder berechnet.
Messgitter Bereich	Einstellung des Gitterbereichs für die Berechnung. 0: Zahnflanke 1: Fussradius
Messmaschine	Einstellung des Protokollformats anhand der verwendeten Messmaschine 0: Klingelnberg

	1: Gleason
Anzahl Spalten	Einstellung der Spaltenzahl über die Zahnbreite (>=3) Spaltenzahl (Anzahl Schnitte – 2) der Parasolid-Einstellungen, da die Schnitte beider Zahnenden nicht enthalten sein sollen.
Anzahl Zeilen	Einstellung der Zeilenzahl über das Zahnprofil (>=3)
Abstand von Fussformkreis	Abstand vom Fussformkreis. Standardwert 0,1*Normalmodul (Mitte).
Abstand von Zahnkopf	Abstand vom Zahnkopf. Standardwert 0,1*Normalmodul (Mitte).
Abstand von Seite I / Zehe	Abstand von Seite I bei Stirnrädern, Abstand von der Zehe für Kegelräder. Standardwert ist (Zahnbreite) / (Anzahl Spalten + 1).
Abstand von Seite II / Ferse	Abstand von Seite II für Stirnräder, Abstand von der Ferse für Kegelräder. Standardwert ist (Zahnbreite) / (Anzahl Spalten + 1).

Das Protokoll enthält die Koordinaten und den Normalvektor der Gitterpunkte im Format [XP YP ZP XN YN ZN]. Der Bezugspunkt und sein Zahndickenwinkel werden im Kopf des Protokolls angezeigt.

Die Bezugskoordinaten der Daten sind je nach Messmaschine unterschiedlich. Für Klingelnberg-Maschinen gilt beispielsweise die folgende Konvention.

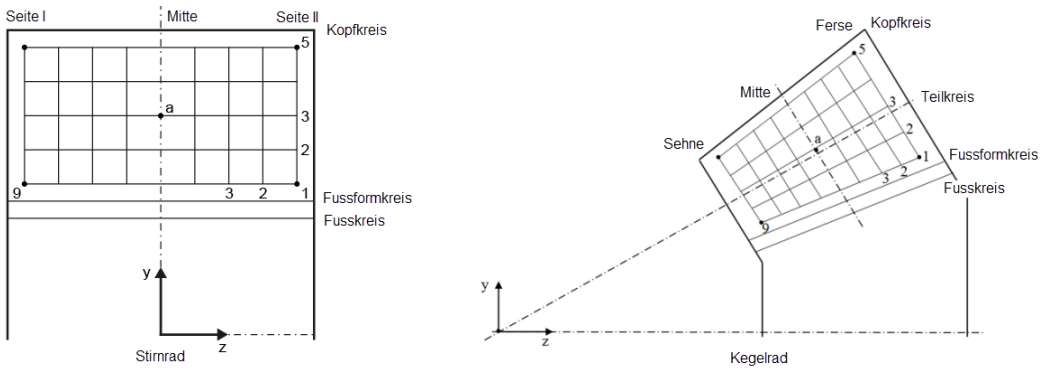


Abbildung 14.62: Messgitterkonvention für Stirnräder und Kegelräder bei Klingelnberg-Maschinen

Die Reihenfolge der Indexnummern für Punkte und Schnitte sind nach ISO/TR 10064-6 festgelegt, das heißt, der Index für die Zeilen läuft von unten nach oben, der Index der Spalten von Seite II (Ferse) zu Seite I (Zehe).

14.20 Einstellungen

Zugriff auf das Fenster `Modulspezifische Einstellungen` erhalten Sie über das Menü `Berechnung`, dort unter dem Menüpunkt `Einstellungen`. Diese sind bei Stirnradberechnungen äusserst umfangreich. Sie erlauben es, verschiedenste Spezialfunktionen zu aktivieren. Im Normalfall müssen die Einstellungen nicht verändert werden.

14.20.1 Allgemein

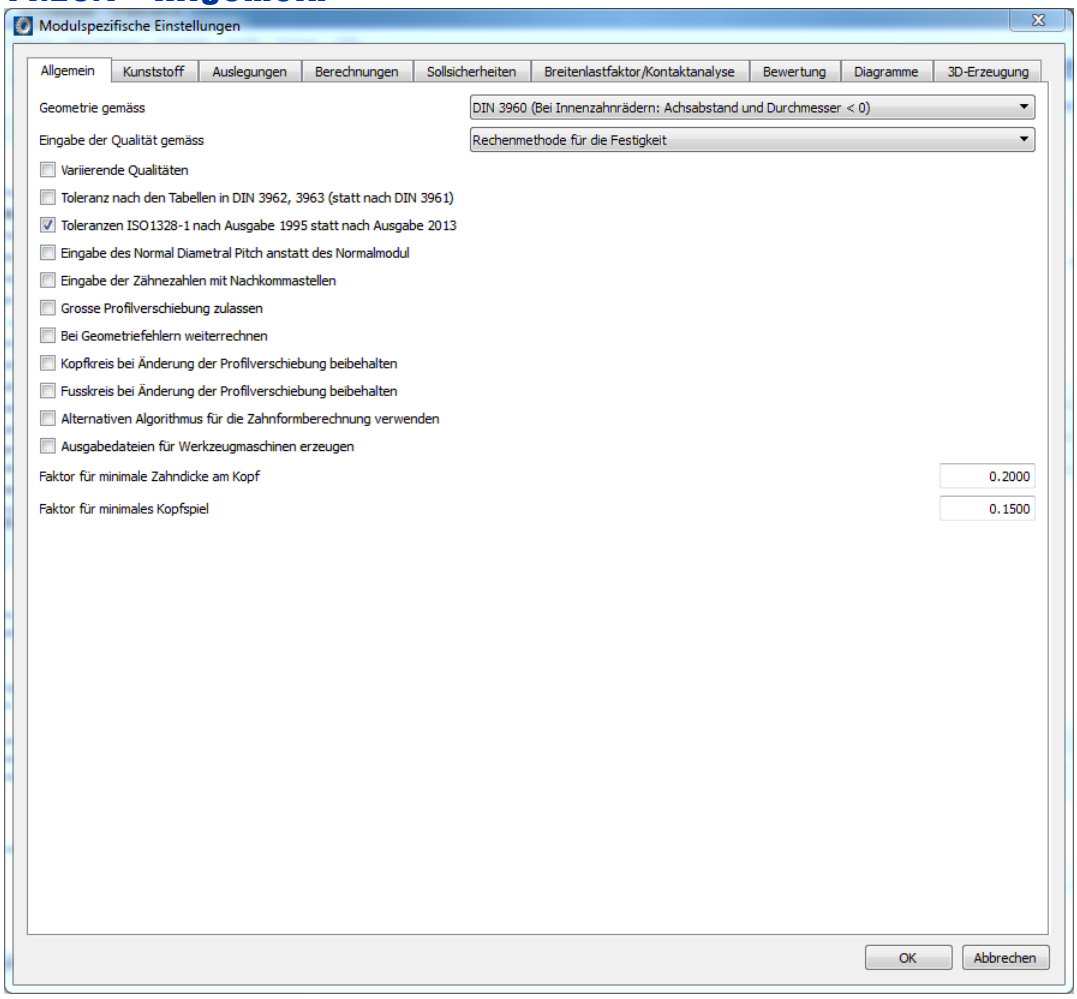


Abbildung 14.64: Tab `Allgemein` in `Modulspezifische Einstellungen`

14.20.1.1 Eingabe der Qualität

Die Herstellabweichungen, welche im Protokoll ausgegeben und für gewisse Faktoren der Festigkeitsberechnung verwendet werden, sind nach Norm DIN 3961, ISO 1328 oder AGMA 2015 bestimmt. Welche Norm verwendet wird, kann vorgegeben werden. Bei der Einstellung `Rechenmethode für die Festigkeit` wird diejenige Norm verwendet, welche der Festigkeitsmethode am besten zugeordnet ist (beispielsweise wird die ISO 1328 verwendet, wenn die Rechenmethode ISO 6336 eingesetzt wird).

14.20.1.2 Variierende Qualitäten

Auswahl dieser Option blendet den Plus-Button neben der Qualitätseingabe in der Hauptmaske ein, wo dann die Toleranzen einzeln manuell definiert werden können.

Genauere Beschreibung bei den Qualitäten (siehe Seite II-11).

14.20.1.3 Fp-Toleranz nach Tabellen in DIN3962

Dei Teilungs-Gesamtabweichung Fp nach den Tabellen in DIN3962 unterscheidet sich teilweise stark von Fp, berechnet nach den Formeln in DIN3961.

14.20.1.4 Toleranzwerte extrapolieren

Toleranzen nach ISO 1328 (Ausgabe 2013), AGMA 2000 und AGMA 2015, werden nach den Formeln der jeweiligen Norm mit den effektiven geometrischen Daten (m_n, d, b…) berechnet. Der Gültigkeitsbereich ist jeweils angegeben. Beispielsweise gelten die Toleranzen nach ISO 1328 für einen Modulbereich 0.5mm <= m_n <= 70 mm. Bei Verzahnungen, welche ausserhalb des Gültigkeitsbereichs liegen, gelten die Formeln nicht. In der Praxis, mangels anderer Informationen, werden die Formeln dennoch verwendet. In KISSsoft wird zur Bestimmung üblicherweise der entsprechende Grenzwert verwendet (also für einen Modul = 80mm bei ISO, die Toleranz mit 70 mm bestimmt). Alternativ kann der Flag ‚`Toleranzwerte extrapolieren`‘ aktiviert werden, dann werden die Toleranzen mit dem effektiven Wert berechnet (also mit 80 mm).
DIN 3961 und ISO 1328 (Ausgabe 1996) berechnen die Toleranzen mit geometrischen Mittelwerten, hier kann keine Extrapolation gemacht werden.

14.20.1.5 Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls

Auswahl dieser Option ersetzt das Eingabefeld `Normalmodul` im Eingabefenster `Basisdaten` bzw. `Geometrie` durch ein Eingabefeld für den Diametral Pitch.

14.20.1.6 Eingabe der Zähnezahlen mit Nachkommastellen

Es ist möglich, in KISSsoft mit gebrochenen Zähnezahlen zu rechnen. Nutzen Sie diese Option für Kreissegmente oder unsymmetrische Zähne.

14.20.1.7 Grosse Profilverschiebung zulassen

Die Bandbreite der ausführbaren Profilverschiebungen ($-1.2 \leq x^* \leq +1.5$) kann mit dieser Option wesentlich vergrössert werden. Dies ist für Spezialfälle sehr nützlich. Geeignet für: Stirnräder, Kegelräder, Schnecken, Schraubräder.

14.20.1.8 Bei Geometriefehlern weiterrechnen

Bei schwerwiegenden Geometriefehlern wie spitzer Zahn, Eingriffsstörung und anderen bricht das Programm nicht ab, sondern rechnet weiter. Die Option erlaubt es, in kritischen Fällen weiterrechnen zu können, die Ergebnisse sind aber mit entsprechender Vorsicht zu verwenden!

14.20.1.9 Kopfkreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten

Normalerweise wird in KISSsoft das Bezugsprofil festgehalten, Kopf- und Fusskreis werden angepasst. Wenn diese Option aktiviert ist, wird der Kopfkreis festgehalten und das Bezugsprofil angepasst, wenn die Profilverschiebung geändert wird. Der Kopfkreis wird festgehalten, solange Zähnezahl und Stirnmodul unverändert bleiben.

14.20.1.10 Fusskreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten

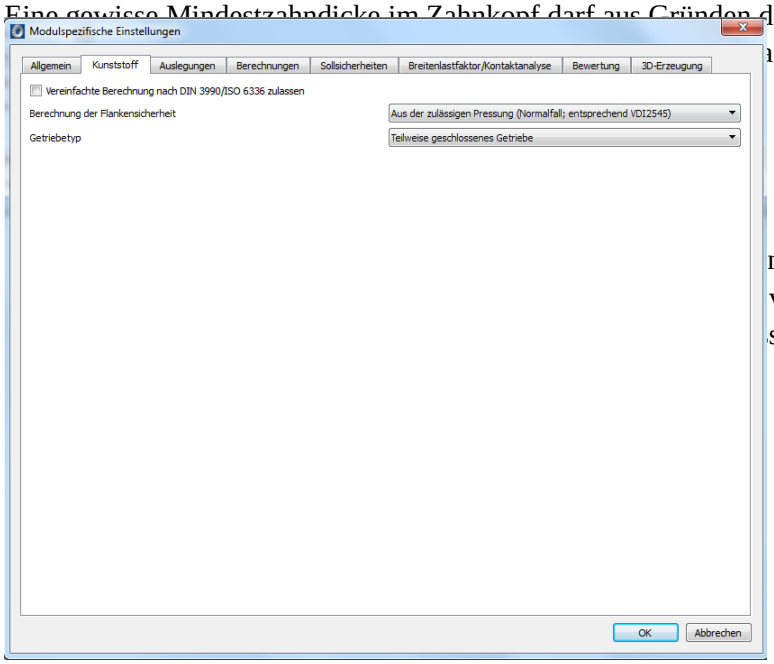
Normalerweise wird in KISSsoft das Bezugsprofil festgehalten, Kopf- und Fusskreis werden angepasst. Wenn diese Option aktiviert ist, wird der Fusskreis festgehalten und das Bezugsprofil angepasst, wenn die Profilverschiebung geändert wird.

Der Fusskreis wird festgehalten, solange Zähnezahl und Stirnmodul unverändert bleiben.

14.20.1.11 Alternativen Algorithmus für die Zahnformberechnung verwenden

Die Zahnformberechnung nutzt einen sehr zuverlässigen Algorithmus zur Bestimmung der Punkte auf der Zahnform. In einen wenigen Sonderfällen findet der Algorithmus allerdings keine sinnvolle Lösung. Hier kann die Verwendung eines allternativen Algorithmus Abhilfe schaffen.

14.20.1.12 Faktor für minimale Zahndicke am Kopf

Eine gewisse Mindestzahndicke im Zahnkopf darf aus Gründen der Fertigung nicht


aktor. Nach DIN

nrades und dem
vorgegeben wer-
skreis-Abmasse)

Abbildung 14.65: Tab `Kunststoff` in `Modulspezifische Einstellungen`

14.20.2.1 Vereinfachte Berechnung nach DIN 3990/ISO 6336 zulassen

Mit dieser Option wird die Berechnung von Kunststoffen mit den Rechenmethoden für Stahlzahnräder zugelassen. Die Berechnung erfolgt mit den Dauerfestigkeitswerten, die in der Werkstoffdatenbank eingetragen sind. Die Werte für die mitgelieferten Kunststoffe gelten für Ölschmierung, eine Temperatur von 70° und eine Lastwechselzahl von 10^{8}. Im Gegensatz zur Berechnung nach VDI 2545 oder VDI 2736 entfällt hier die Abhängigkeit der Festigkeitswerte von der Temperatur und Schmierungsart.

Die Berechnung erfolgt wie für Vergütungsstahl mit der entsprechenden Wöhlerlinie nach ISO 6336.

14.20.2.2 Berechnung der Flankensicherheit

Bei den Zahnrädern aus Kunststoff wird nach VDI 2545 oder 2736 (in Analogie zu der Berechnung von Stahlrädern) die Flankensicherheit über die Hertzsche Pressung mit dem zulässigen Werkstoffwert für Pressung σ_{Hlim} bestimmt. Bei Messungen von Kunststoffzahnrädern wird aber häufig festgestellt, dass die Zahnflanken verschleissen; ähnlich wie dies bei Schneckenrädern auftritt. In KISSsoft steht deshalb als Alternative auch die Berechnung der Verschleiss-Sicherheit zur Verfügung. Die Berechnung der Flankensicherheit über σ_{Hlim} wird ausgeführt, falls in der Werkstoffdatenbank (bzw. in der dort eingetragenen Werkstoffdatei mit erweiterten Daten) Daten zu σ_{Hlim} vorhanden sind.
Die Berechnung der Verschleiss-Sicherheit wird ausgeführt, falls in der Werkstoffdatenbank Verschleiss-Daten vorhanden sind. Sind Daten für beide Berechnungen vorhanden, werden auch beide Berechnungen ausgeführt. Falls nur Daten für eine Berechnung vorhanden sind, wird automatisch die entsprechende Sicherheit angezeigt.

14.20.2.3 Werkstoffpaarungsabhängige Eigenschaften

Reibungskoeffizient, Verschleissfaktoren und Wärmeübergangsbeiwerte, die in hohem Mass von der ausgewählten Werkstoffkombination abhängen, können jetzt in separaten .DAT-Dateien festgelegt werden. Die werkstoffabhängigen Eigenschaften werden in den Dateien CoefficientOfFriction.DAT, WearFactors.DAT und HeatTransferCoefficient.DAT festgelegt, die im Verzeichnis kiss/dat zu finden sind.

Um diese Option zu aktivieren, gehen Sie zu `Modulspezifische Einstellungen` -> `Kunststoff` und wählen Sie die Eigenschaften, für die die werkstoffabhängigen Eigenschaften aus einer Datei eingelesen werden sollen. Sind die

Optionen aktiviert, werden die Werte für den Reibungskoeffizienten und den Verschleissfaktor (in den einzelnen .DAT-Werkstoffdateien) mit den Werten der .DAT-Dateien der Werkstoffpaarung überschrieben. Für den Wärmeübergangsbeiwert werden die Werte der VDI 2736-2 mit den Werten in der Datei HeatTransferCoefficient.DAT überschrieben.

Die Kennwerte für die Werkstoffpaarung sind in Abbildung 65a dargestellt. Werkstoffpaarungen werden angegeben als Werkstoff ID-Nummer_Werkstoff ID-Nummer_. Eine .DAT-Datei enthält verschiedene Möglichkeiten für die Beschreibung einer TABLE FUNCTION. Die Werkstoff-ID-Nummer ist im Datenbanktool -> `Werkstoff Zahnräder` -> `Spalte ID` zu finden. Die Funktion ist auch für benutzerdefinierte Werkstoffe zu verwenden.

```
-- Coefficient of friction for plastic/plastic combination
-- Combination PA66(VDI2736) and POM(VDI2736)
-- Lubricant type: 0-Oil 1-Grease 2-Dry running
:TABLE FUNCTION 10491_10492_COF
      INPUT X SchmierTyp TREAT LINEAR
DATA
      0      1      2
      0    0.2   0.40
END
-----------------------------------------
-- Wear factor for plastic/plastic combination for dry running
-- Combination PA66(VDI2736)_POM(VDI2736)
-- in 10^-6 mm^3/Nm
:TABLE FUNCTION 10491_10492_dry
      INPUT X MaterialID TREAT LINEAR
      INPUT Y ZahnTempFlanke  TREAT LINEAR
DATA
      10491    10492
 40    2.00     1.05
 60    5.60     6.50
 80    12.0     10.4
END
-----------------------------------------
-- Heat transfer factor Kroot for plastic/plastic combination
-- Combination PA66(VDI2736)_POM(VDI2736)
:TABLE FUNCTION 10491_10492_Kroot_dry
      INPUT X MaterialID TREAT LINEAR
DATA
      10491    10492
       1500     1500
END
```

Abb. 14.65a: Definition der Eigenschaften für Werkstoffkombinationen in der entsprechenden DAT-Datei

14.20.2.4 Zulässiger maximaler Verschleiss der Zahndicke

Bei der Berechnung der Verschleisssicherheit (siehe Seite II-206) muss ein zulässiger Verschleissgrenzwert vorgegeben werden. Ein üblicher Wert für Kunststoff

ist 15% (Verschleiss der Zahndicke im Teilkreis). Ist kein oder wenig Verschleiss tolerierbar, ist eine Vorgabe von 5-10% zu empfehlen.

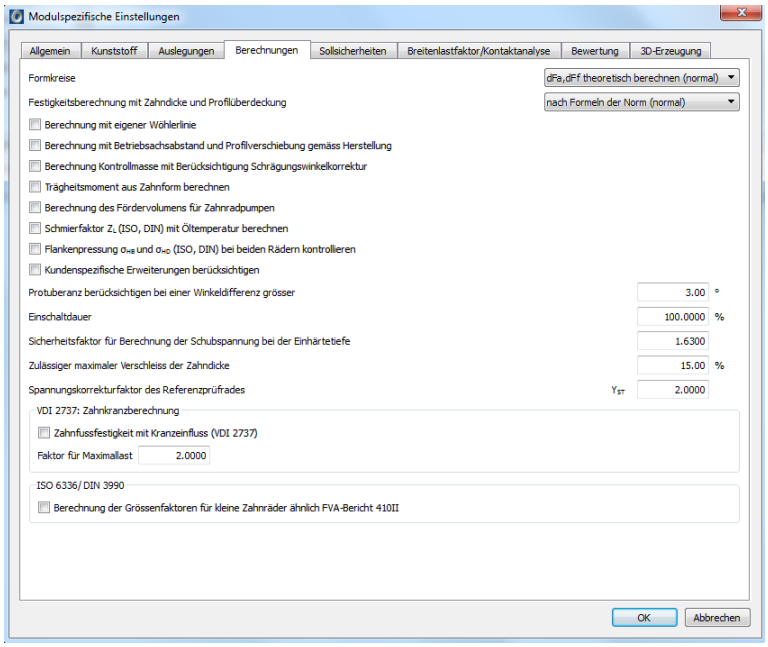


Abbildung 14: Tab `Berechnungen` in `Modulspezifische Einstellungen`

14.20.3 Planeten

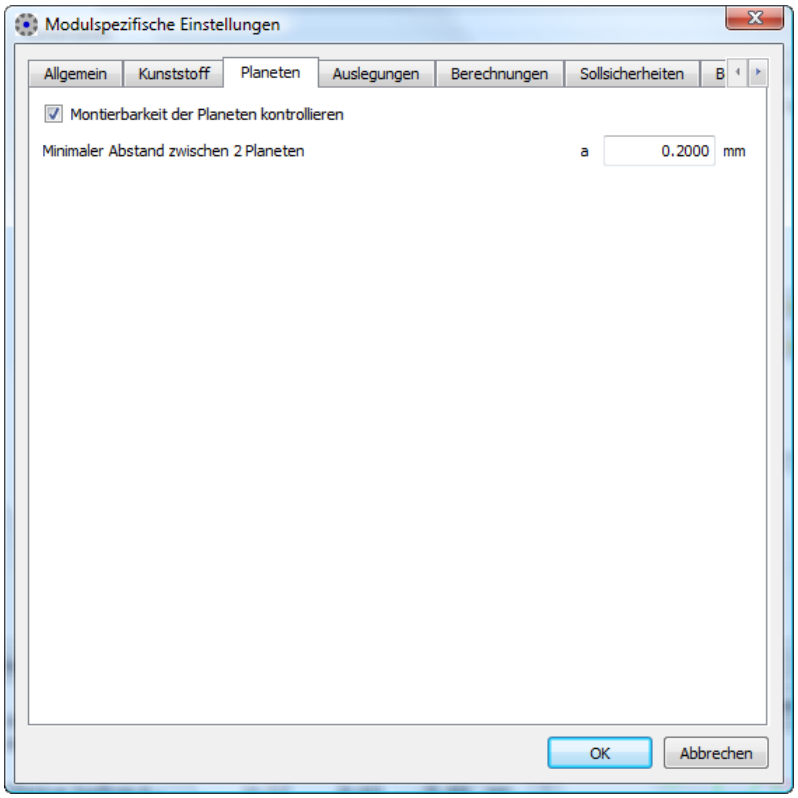


Abbildung 14.66: Tab `Planeten` in `Modulspezifische Einstellungen`

Montierbarkeit der Planeten kontrollieren

Planeten werden normalerweise auf dem Planetenträger mit konstanter Teilung angeordnet (bei 3 Planeten jeweils bei 120 Grad etc.). In diesem Falle müssen die Zähnezahlen gewisse Bedingungen erfüllen, damit die Planeten montiert werden können. Wenn die Checkbox aktiviert ist, wird die Kontrolle von KISSsoft durchgeführt.

Minimaler Abstand zwischen 2 Planeten

Ein Mindestabstand zwischen den Kopfkreisen zweier Planeten kann über dieses Eingabefeld vorgegeben werden. Wird der Mindestabstand unterschritten, erhalten Sie eine Warnung.

14.20.4 Auslegungen

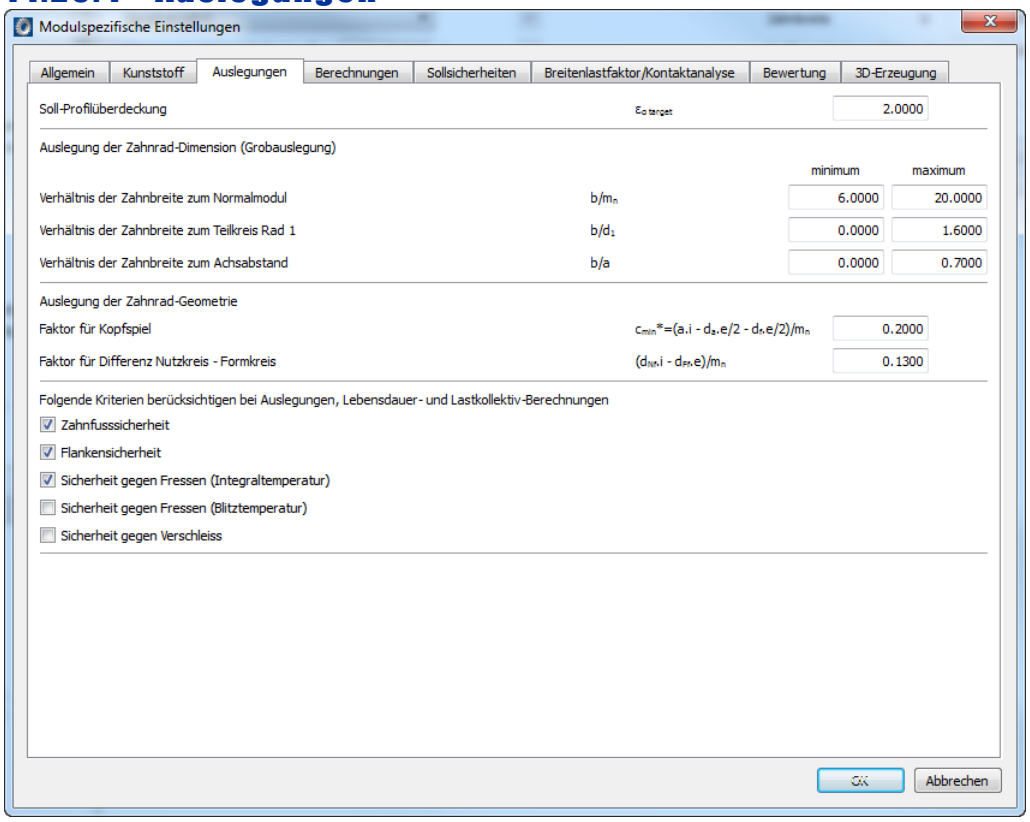


Abbildung 14.67: Tab `Auslegungen` in `Modulspezifische Einstellungen`

14.20.4.1 Soll-Profilüberdeckung

Die gewünschte Profilüberdeckung für die Auslegung von Hochverzahnungen (siehe Seite II-421) kann vorgegeben werden.

14.20.4.2 Verhältnis der Zahnbreite zum Normalmodul

Das Verhältnis Zahnbreite/Normalmodul ist eine charakteristische Grösse für die vernünftige Dimensionierung von Zahnradstufen. Bei zu schmalen Zahnrädern ist die axiale Steifigkeit der Zähne nicht gewährleistet, b/m_n sollte deshalb grösser als 6 sein (siehe Niemann, Tafel 22.1/7 [65]).

Bei zu breiten Zahnrädern ist das homogene Tragen über der gesamten Zahnbreite kritisch, je nach Bauform und Verzahnungsqualität sollte b/m_n kleiner als 15..40 sein (siehe Niemann, Tafel 22.1/10 [65]).

14.20.4.3 Verhältnis der Zahnbreite zum Teilkreis Rad 1

Das Verhältnis Zahnbreite/Ritzelteilkreis ist eine charakteristische Grösse für die vernünftige Dimensionierung von Zahnradstufen. Je nach Wärmebehandlung sollte dieses Verhältnis kleiner als 0.8 ...1.6 sein (siehe Niemann, Tafel 22.1/5 [65]).

14.20.4.4 Verhältnis der Zahnbreite zum Achsabstand

Das Verhältnis Zahnbreite/Achsabstand ist eine charakteristische Grösse für den Aufbau von Norm-Baukastengetrieben. Je nach Steifigkeit des Gehäuses sollte dieser Wert kleiner als 0.3 ...0.5 sein (siehe Niemann, Tafel 22.1/6 [65]).

14.20.4.5 Auslegung der Zahnrad-Geometrie

Die Faktoren für Kopfspiel und Differenz Nutzkreis-Formkreis (auch ‚Formübermass' genannt) sind Einstellungen, welche für Funktionen zur Auslegung des Bezugsprofils im Tab ‚Bezugsprofil' sowie in der Feinauslegung benötigt werden. Dort kann beispielsweise verlangt werden, dass das Bezugsprofil so verändert wird, dass das Formübermass genau erreicht und das Mindest-Kopfspiel nicht unterschritten wird.

14.20.5 Berechnungen

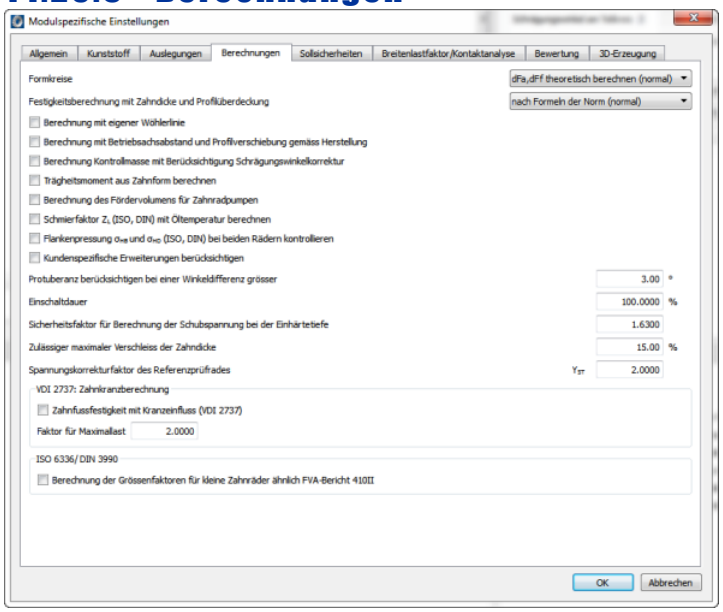


Abbildung 14.68: Tab `Berechnungen` in `Modulspezifische Einstellungen`

14.20.5.1 Formkreise aus Zahnform berechnen

In der Zahnformberechnung wird das Herstellverfahren simuliert. Dabei wird der effektive Unterschnitt im Zahnfuss berechnet. Mit der Option `Formkreise aus der Zahnform berechnen` wird bei jedem Berechnungsgang die Zahnform berechnet, falls vorhanden der Unterschnitt bestimmt und in die Berechnung übertragen. Die Profilüberdeckung sowie die Fuss- und Kopfformkreise (erzeugte Nutzkreise) werden damit entsprechend berechnet. Ist die Option nicht gesetzt, wird Fuss- und Kopfnutzkreis nach der üblichen Methode für Evolventen ohne Berücksichtigung eines Unterschnitts bestimmt, siehe z.B. DIN 3960. Auch der Hinweis betreffend Unterschnitt wird nur aus Formeln der DIN 3960 abgeleitet.

Es kann gewählt werden, ob der Fussformkreis, der Kopfformkreis oder beide aus der Zahnform übernommen werden sollen. Bei Zahnstangen wird der Formkreis bislang nicht aus der Zahnform übernommen.

HINWEIS:

Wenn diese Option aktiviert ist und Profilkorrekturen vorgegeben werden, dann wird der berechnete Formkreis beim Beginn der Korrektur sein. Damit ergeben

sich dann häufig sehr kleine Profilüberdeckungen εα.i und εα.e. Dies ist korrekt, da ab Beginn der Korrektur die Zahnform nicht mehr exakt mit der Evolvente übereinstimmt. Die Meldung, die dann erfolgt, dass die Profilüberdeckung ungenügend ist, verunsichert hingegen den Anwender. Wenn die Profilkorrektur korrekt ausgelegt ist, so dass unter Last der Zahneingriff über die ganze Zahnhöhe erfolgt, kann die Meldung ignoriert werden, da unter Last die Profilüberdeckung der theoretischen Profilüberdeckung εα entspricht. Wir empfehlen grundsätzlich, diese Option bei Verwendung von Profilkorrekturen NICHT anzuwenden.

14.20.5.2 Berechnung mit eigener Woehlerlinie

Die Wöhlerlinie von metallischen Werkstoffen wird im Normalfall mit den Dauerfestigkeitswerten sigFlim, sigHlim, welche in der Datenbank eingetragen sind, und dem Zeitfestigkeitswert Y_{NT} (Fuss) und Z_{NT} (Flanke) gemäss ISO, AGMA oder DIN bestimmt. Wenn diese Option aktiviert wird und beim Werkstoff eigene Wöhlerlinien eingetragen sind, dann wird die Festigkeitsberechnung mit der eigenen Wöhlerlinie durchgeführt.

Bei Kunststoffen werden mit eigenen Woehlerlinien berechnet, der Flag `Berechnung mit eigener Woehlerlinie` hat bei Kunststoffen keinen Einfluss.

Hinweise zur Rechenmethode bei Verwendung eigener Woehlerlinien:

- Eingesetzt werden können Rechenmethoden nach ISO und DIN für metallische Werkstoffe
- Die Woehlerkurve sind in einer Datei abgelegt (siehe bei: Datenbank). Die ertragbare Spannung (sigFadm für Fuss und/oder sigHadm für Flanke) des Werkstoffs wird entsprechend der Zyklenzahl NL bestimmt.
- Die Dauerfestigkeitswerte sigFlim und sigHlim, welche direkt in der Datenbank eingetragen sind, sind weiterhin zu dokumentarischen Zwecken notwendig und sollten in sinnvollem Zusammenhang mit den Daten der Woehlerlinie stehen. Wir empfehlen für sigFlim/sigHlim den Wert von sigFadm/sigHadm bei NL=10^7 zu verwenden.
- Der Lebensdauerfaktorfaktor Y_{NT} und Z_{NT} wird wie folgt bestimmt und protokolliert: Y_{NT} = sigFadm / sigFlim, Z_{NT} = sigHadm / sigHlim
- Die weiteren Faktoren, welche den zulässigen Werkstoffwert beeinflussen wie Ydrel, YRrelT, YX, ZL, ZV, ZR und ZW, werden gemäss der gewählten Rechenmethode (ISO oder DIN) berechnet und verwendet. Deshalb ist der aus-

gewiesene zulässige Werkstoffwert sigFG oder sigHG nicht exakt gleich dem Wert sigFadm/sigHadm aus der Woehlerlinie.

14.20.5.3 Berechnung mit Betriebsachsabstand und Profilverschiebung gemäss Herstellung

Die Stirnradgeometrie nach DIN 3960 beruht auf der Berechnung der (theoretischen) spielfreien Verzahnung. Damit ist die Summe der Profilverschiebung der einzelnen Räder über den Achsabstand festgelegt.

Mit dieser Option können die Profilverschiebungen unabhängig vom Achsabstand eingegeben werden. Dies ist sehr nützlich, um die Grenzlagen einer Verzahnung (Spiel, Überdeckung etc.) bei stark variierendem Achsabstand zu überprüfen (z. B. bei grossen Achsabstand-Toleranzfeldern).

14.20.5.4 Trägheitsmoment aus Zahnform berechnen

Das Trägheitsmoment der Verzahnung wird im Bereich Kopf- bis Fussdurchmesser exakt auf Grund der Zahnform berechnet. Dazu wird die Zahnformberechnung von KISSsoft automatisch bei jeder Berechnung ausgeführt und von der effektiven Zahnform durch numerische Integration das Trägheitsmoment bestimmt. Das Ergebnis wird im Berechnungsprotokoll ausgegeben. In der Feinauslegung wird die Berechnung ebenfalls angewandt und Resultate dokumentiert.

14.20.5.5 Berechnung des Fördervolumens der Zahnradpumpen

Diese Option führt die Berechnung des Transportvolumens ohne Berücksichtigung des Rückführvolumens durch. Aktivieren Sie diese Option, wird durch numerische Integration der Zahnlücken das Transportvolumen berechnet und im Protokoll ausgegeben. Ausserdem wird bei der Feinauslegung bei jeder Variante zusätzlich das Transportvolumen berechnet und ausgegeben. Damit kann bspw. die Variante mit dem grösstem Fördervolumen gefunden werden.

14.20.5.6 Berechnung des Fördervolumens der Zahnradpumpen

Gemäss ISO 6336 (oder DIN 3990) wird im Einzeleingriffspunkt B die Hertzsche Pressung nur für das treibende Rad und in D die Pressung nur für das getriebene Rad kontrolliert. Mit dieser Option werden beide Räder in B oder D kontrolliert, ja nachdem, in welchem Punkt die grössere Hertzsche Pressung besteht.

14.20.5.7 Kundenspezifische Erweiterungen berücksichtigen

Wurden kundenspezifische Erweiterungen der Software von der Firma KISSsoft AG zugefügt, können diese hier zur Berücksichtigung angewählt werden.

14.20.5.8 Schmierfaktor mit Öltemperatur berechnen

Abweichend zur ISO 6336 und DIN 3990, welche die Berechnung immer mit der Viskosität des Öls bei J= 40oC durchführen, wird durch Aktivieren der Checkbox der Schmierfaktor ZL mit der Viskosität des Öls bei Betriebstemperatur berechnet. Auch der Werstoffpaarungsfaktor ZW wird mit der Viskosität bei Betriebstemperatur berechnet, falls die Option gesetzt ist.

14.20.5.9 Festigkeitsberechnung bei mittlerer Toleranzlage (der Zahnform)

Standardmässig werden zur Berechnung Werte für die theoretische Verzahnung (ohne Abmasse) herangezogen. Aktivieren Sie diese Checkbox, rechnet KISSsoft mit den mittleren Abmassen für Achsabstand, Fusskreis und Zahndicke. Diese Option eignet sich für den Einsatz bei grossen Toleranzen.

Diese Option hat keinen Einfluss bei Berechnungen nach AGMA.

14.20.5.10 Protuberanz berücksichtigen

Falls Winkelunterschied (Protuberanz, bzw. Knickfussflanke) zu Eingriffswinkel grösser als die hier definierte maximale Differenz ist, wird der Einfluss auf die Kopf- und Fussformkreise, sowie die Profilüberdeckung berücksichtigt. Es ergibt sich dann eine entsprechende Verkleinerung der Überdeckung.

14.20.5.11 Einschaltdauer

Die Einschaltdauer wird bei der Berechnung der Lastwechselzahl mitberücksichtigt (multipliziert mit der Lebensdauer).

Die Einschaltdauer wird auch bei Kunststoffzahnrädern bei der Berechnung der Flanken- und Fusstemperatur berücksichtigt; sowie bei Schneckengetrieben bei der Berechnung der thermischen Sicherheit.

Hinweis zur Temperaturberechnung:

Angenommen wird, dass Wärme dauernd abgeführt wird, hingegen nur während der vorgegebenen Einschaltdauer Wärme zugeführt wird. Die Voraussetzung hier-

zu ist, dass das Getriebe während kurzer Zeit läuft (maximal 15 Minuten) und dann wieder abgestellt wird. Falls dies nicht zutrifft, muss die Einschaltdauer auf 100% gestellt werden.

14.20.5.12 Sicherheitsfaktor für Berechnung der Schubspannung bei EHT

Der Sicherheitsfaktor wird mit der Schubspannung multipliziert, mit welcher dann die Härte berechnet wird und dann aus dieser die Einhärtetiefe bestimmt wird.

14.20.5.13 VDI 2737: Zahnkranzberechnung

Die Festigkeitsberechnung von Innenverzahnungen bedarf in den meisten Fällen einer wesentlichen Ergänzung. Oft liegt eine Zahnkranzbeanspruchung vor, die sich auf die Tragfähigkeit auswirken kann. Die VDI 2737 ist heute die einzige Richtlinie, welche die Zahnkranzbeanspruchung und damit verbundene Einflüsse berücksichtigt. Die Berechnung erfolgt in zwei Schritten

1. Die Zahnfussbruchsicherheit (statisch und dauerfest) ohne Berücksichtigung des Zahnkranzeinflusses.
2. Zahnfussbruchsicherheit mit Zahnkranzeinfluss. Zu diesem Fall kann das Spannungsmaximum im Zahnfuss ausserhalb des Zahneingriffs unter Umständen grösser werden als die eigentliche Biegespannung im belasteten Zahn.

Der Kerbfaktor Y_S wird wie bei ISO 6336:2006 an der Stelle bestimmt, an der die Tangente an die Flanke mit der Zahnmittellinie einen Winkel von 60° einschliesst.

Die Resultate der Berechnung nach VDI 2737 befinden sich im normalen Protokoll in einem eigenen Abschnitt.

Faktor für Maximallast (VDI 2737)

Zur Berechnung der statischen Sicherheit nach VDI 2737 wird ein Maximallastfaktor eingegeben, der mit dem Nenndrehmoment multipliziert wird. Für die Berechnung der Dauerfestigkeit wird das Nenndrehmoment, wie üblich, mit dem Anwendungsfaktor K_A multipliziert.

14.20.5.14 Berechnung der Grössenfaktoren für kleine Zahnräder

Berechnung der Grössenfaktoren für kleine Zahnräder gemäss FVA-Bericht 410:

Bei mn < 1 werden die Grössenfaktoren (nach DIN oder ISO) ZX und YX > 1.

HINWEIS

Wird diese Methode verwendet, dann sollten die bisher verwendeten Sollsicherheiten eventuell angepasst werden, da sich nun deutlich höhere rechnerische Sicherheiten ergeben.

14.20.6 Sollsicherheiten

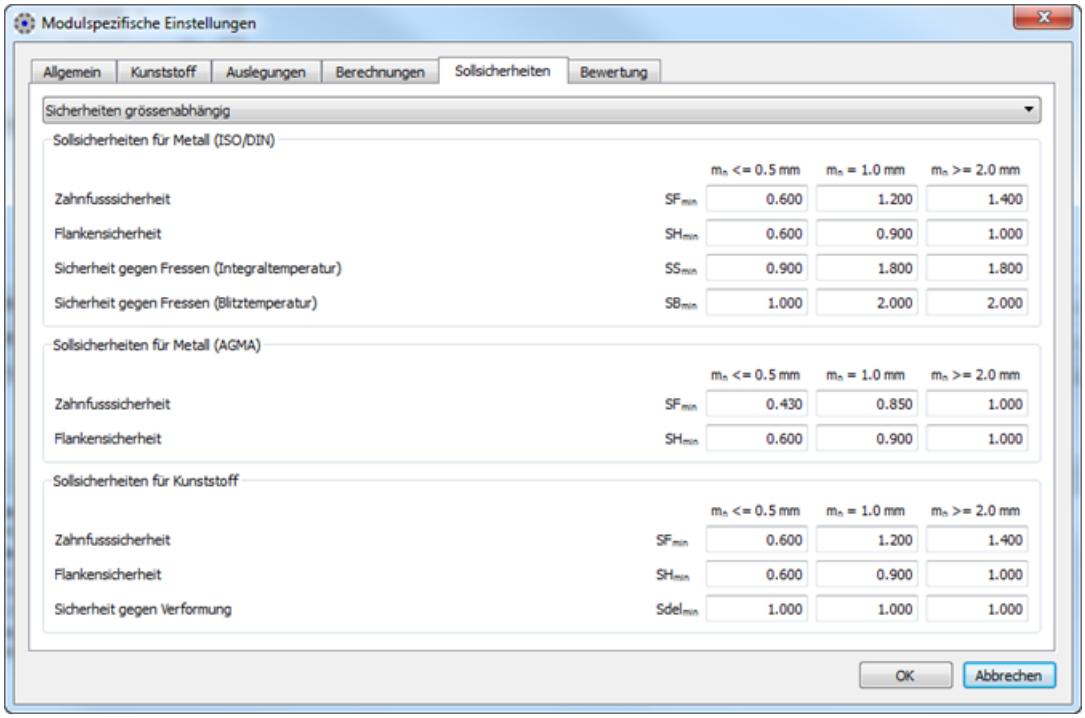


Abbildung 14.69: Tab `Sollsicherheiten` im Fenster `Modulspezifische Einstellungen`

Die Vorgabe der Sollsicherheiten ist wichtig für alle Lebensdauerberechnungen sowie für die Grob- und Feinauslegung.

Die Berechnung der Zuverlässigkeit mit der Weibull-Verteilung verwendet die berechnete Lebensdauer, berücksichtigt somit auch die Sollsicherheiten. Falls die Zuverlässigkeit ohne Berücksichtigung von Sollsicherheiten erfolgen soll, müssen diese auf 1.0 gesetzt werden.

Sicherheiten nicht grössenabhängig

Die Erfahrung hat gezeigt, dass bei kleineren Modulen wesentlich kleinere Mindestsicherheiten verwendet werden können. Die Normen geben hierzu jedoch keinen Hinweis, es beruht auf Erfahrung mit vielen Anwendungen. Falls jedoch eine

Grössenabhängigkeit nicht erwünscht ist, kann deshalb die Variante "Sicherheit nicht grössenabhängig" gewählt werden.

Minimale Sicherheit für die Berechnung nach AGMA

In der Zahnfestigkeitsberechnung nach AGMA 2001 ist die zulässige Zahnbiegespannung sat um einen Faktor 2 kleiner als in der ISO 6336. Obwohl in seiner Bedeutung ähnlich, muss der entsprechende s_{at}-Wert der ISO mit einem Faktor 2 multipliziert werden, dem Spannungskorrekturfaktor Y_{st} des Bezugsrads. Wird also die Zahnfestigkeit nach AGMA 2001 berechnet, fällt die resultierende Sicherheit um ungefähr 50% kleiner aus als bei Berechnung mit ISO 6336. Folglich ist die einzufordernde Sicherheit bei Berechnung nach AGMA 2001 kleiner.

Service Faktor

Einige Anwendungen der AGMA-Rechenmethode verlangen die Vorgabe eines Service-Faktors. Dies ist an sich nichts anderes als die Vorgabe einer Mindest-Sicherheit. Auf Wunsch kann deshalb der Service Faktor C_{SF} für die Flankenfestigkeit und K_{SF} für die Zahnbiege-Festigkeit eingegeben werden.

14.20.7 Kontaktanalyse/Breitenlastfaktor

14.20.7.1 Kontaktanalyse

Berechnungsmethode Eingriffssteifigkeit: Es kann zwischen der Berechnungsmethode nach Weber/Banaschek [69] (Dynamische Steifigkeitsberechnung, Standardeinstellung), nach ISO 6336-1 Methode B und Eigener Eingabe gewählt werden.

Einzeleingriffssteifigkeit: Eigene Eingabe der Einzeleingriffssteifigkeit wenn unter Berechnungsmethode Eingriffssteifigkeit 'Eigene Eingabe' eingestellt wurde.

Scheiben Kopplungsfaktor: Kopplungsfaktor mit der für die Kopplung der einzelnen Scheiben des diskretisierten Verzahnungsmodells.

Randabschwächungsfaktor: Randabschwächungsfaktor für die Steifigkeitsabschwächung am Rand bei Schrägverzahnungen.

Korrekturfaktor Steifigkeit (nach Winter): Korrekturfaktor für die Hertz’sche Abplattung nach Versuchen von Winter/Podlesnik [95].

Plastische Verformung berücksichtigen: Mit dieser Einstellung können Sie festlegen, ob bei der Kontaktanalyse eine plastische Verformung berücksichtigt werden soll oder nicht. Wird eine Plastizität berücksichtigt, wird die aus der elastischen Kontakttheorie berechnete maximale Flankenpressung auf der Grundlage der eingestellten „Maximal zulässigen Flankenpressung" verkürzt. Wird die maximale

elastische Flankenpressung überschritten, werden die Radien der Kontaktkörper lokal verändert, sodass die resultierende elastische Flankenpressung diesem Maximum entspricht. Es wird nur ein Prozentsatz der neuen Radien auf Grundlage der eingestellten „Gewichtung der plastischen Verformung" verwendet.

14.20.7.2 Darstellung

Einheit Drehwegabweichung: Hier kann zwischen der Länge auf der Eingriffsstrecke (Drehwegfehler) und dem Winkel am getrieben Rad (Drehwinkelfehler) gewählt werden.

Zeichne Daten über Eingriffslinie: Ist diese Option aktiviert, werden die Resultate der Kontaktanalyse in den 3D-Diagrammen quadratisch dargestellt. Hierdurch sind die Daten für einen Export als Matrix geeignet.

Flankenspiel bei der Grafik der Drehwegabweichung berücksichtigen: Mit dieser Einstellung wird das Flankenspiel bei der Drehwegabweichung berücksichtigt. Dies verursacht eine Verschiebung des Betrags der Drehwegabweichung bei gleichbleibender Amplitude.

Resultate glätten: Diese Funktion verwendet einen Tiefpassfilter zur Glättung der Resultate (Hertz'sche Pressung, Zahnfussspannung Rad 1/2, Sicherheit gegen Fressen und Sicherheit gegen Micropitting). Im Standardfall ist dieser deaktiviert, kann jedoch bei starkem numerischen Rauschen auf den Resultaten verwendet werden, um diese zu glätten.

Analysebereich Zahnhöhe: Definiert den maximalen Bereich entlang der Zahnhöhe für die Auswertung der Resultate (Hertz'sche Pressung, Zahnfussspannung Rad 1/2, Sicherheit gegen Fressen und Sicherheit gegen Micropitting). Diese Einstellung erzeugt zusätzliche Resultate und verändert die Ergebnisse der Kontaktanalyse nicht.

Analysebereich Zahnbreite: Definiert den maximalen Bereich entlang der Zahnbreite für die Auswertung der Resultate (Hertz'sche Pressung, Zahnfussspannung Rad 1/2, Sicherheit gegen Fressen und Sicherheit gegen Micropitting). Diese Einstellung erzeugt zusätzliche Resultate und verändert die Ergebnisse der Kontaktanalyse nicht.

Spannungsüberhöhung durch Kopfrundung interpolieren: Die Berechnung der Zahnform führt im Falle einer Kopfrundung zu einer schlagartigen Änderung der Krümmungsradien. Dies wiederum führt zu Spannungsüberhöhungen an diesem Übergang bei der Berechnung der Kontaktanalyse. Es kann deshalb ausgewählt werden, ob mit der mathematischen Lösung gerechnet werden soll, oder ob diese Überhöhung interpoliert werden soll.

14.20.7.3 Breitenlastfaktor

Lastverteilung der Eingriffe iterieren: Betrifft nur Planetenstufen: Wenn zur Definition der Achslage Wellendaten verwendet werden, wird in der Wellenberechnung bei der Berechnung der Biegung erstmals angenommen, dass die Lastverteilung über der Zahnbreite konstant ist. Dies ist eine akzeptable Näherung, falls die Lastverteilung relativ gut verteilt ist, der Breitenlastfaktor folglich nicht grösser als 1.3 (maximal 1.5) ist. Ist die Lastverteilung ungünstiger, so sollte die Lastverteilung in der Wellenberechnung zurückübertragen werden und eine nächste Berechnung der Biegung mit der modifizierten (nicht linearen) Lastverteilung durchgeführt werden. Damit ergibt sich eine modifizierte, genauere Lastverteilung. Diese iterative Bestimmung der Lastverteilung über alle Eingriffe erfolgt dann so lange bis die Lastverteilung in allen Eingriffen nicht mehr ändert. Beachten Sie, dass diese Option nur dann Wirkung zeigt, wenn mindestens eine der Deformationskomponenten mit der Wellenberechnung verknüpft ist.

Zahneingriffssteifigkeit: Legt fest ob die Zahneingriffssteifigkeit nach ISO 6226 ($C_{\gamma\beta}$) berechnet wird (standard) oder ob diese nach AGMA 927-01 konstant ist mit C_m = 11 N/mm/µm.

Berechnung ISO 6336, Anhang E: Hier kann die Berücksichtigung der ISO-Faktoren K_V,K_A und K_γ bei der proportionalen Achsschränkung und Achsneigung ($f_{\Sigma\beta-p}$, $f_{\Sigma\delta-P}$) und der Lastverteilungsrechnung definiert werden.

Berechnung Torsions-Widerstandsmoment: Wird im Dialog '`Achslage definieren`' die Berechnung auf der Torsionsverformung auf 'Eigene Eingabe' gesetzt wird für die Berechnung der hier eingestellte Durchmesser verwendet.

14.20.8 Bewertung

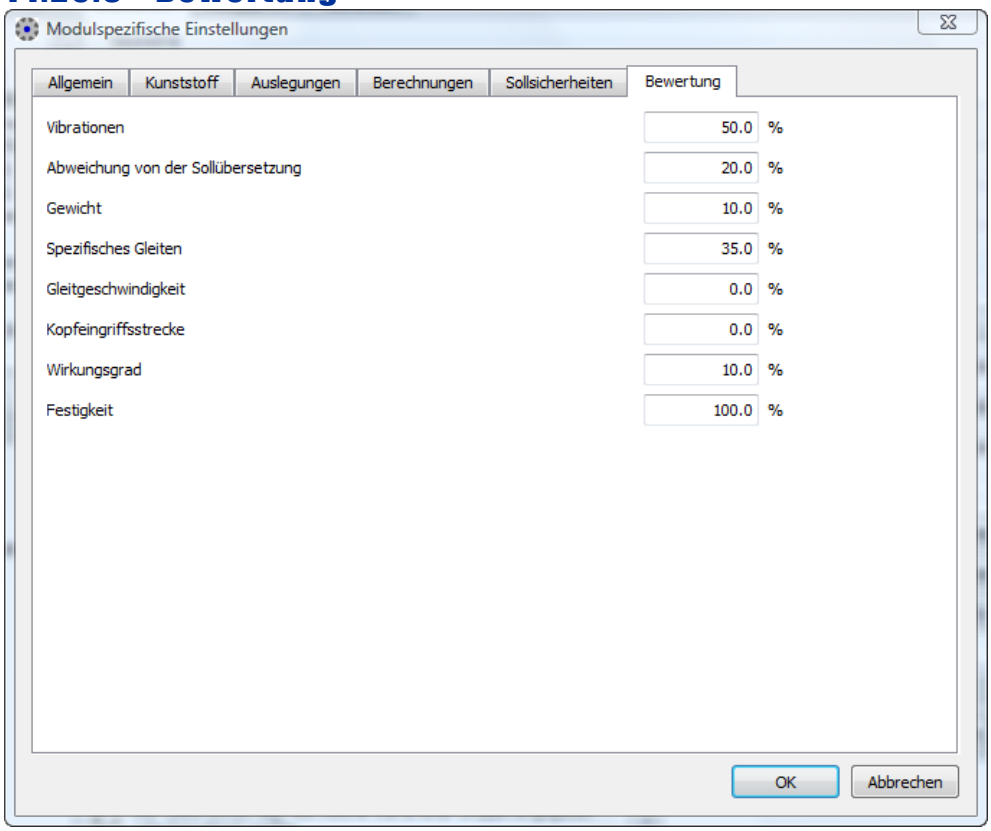


Abbildung 14.70: Tab `Bewertung` im Fenster `Modulspezifische Einstellungen`

Gewichtung der einzelnen Komponenten zur Bewertung des `Summary`-Koeffizienten in der Feinauslegung. (s. Abschnitt "Resultate" auf Seite II-192)

14.20.9 Diagramme

14.20.9.1 Werte auf der x-Achse bei Diagrammen

Unterschiedliche Werte für die x-Achse können mit Hilfe der Dropdown-Liste ausgewählt werden.

Zur Auswahl stehen der Wälzwinkel, die Länge (Eingriffstrecke), der Durchmesser von Rad A und der Drehwinkel.

Weiter steht für die 3D-Diagramme die Wahl frei, ob X-Achse (Eingriffslinie) und Y-Achse (Zahnbreite) massstäblich oder nicht dargestellt werden soll.

HINWEIS

Bei Anwahl des Drehwinkels für die x-Achse ist die Mittelachse des Zahnrades bei 0°.

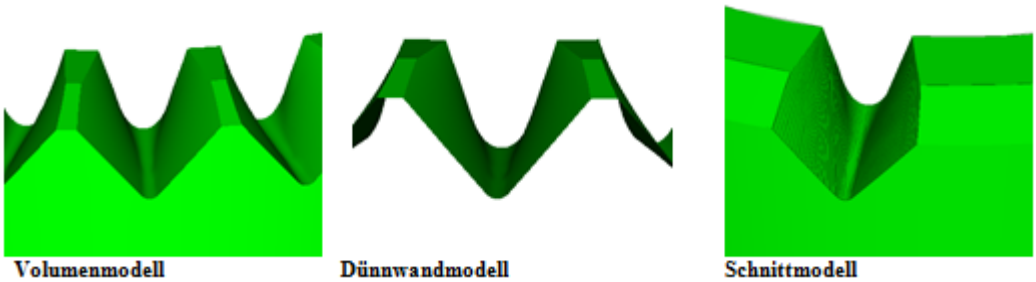
14.20.9.2 Schrägungswinkelkorrektur, parallel

Die Eingabe betrifft die Darstellung im Flankenliniendiagramm. Bei Wahl der 'Herstellung mit angepasstem Schrägungswinkel β_{eff}' wird die Schrägungswinkelkorrektur in den Schrägungswinkel β eingerechnet, Zahnweiten- und Rollenmasse werden mit dem modifizierten Winkel β_{eff} bestimmt.

14.20.10 3D-Erzeugung

Hier können die Parameter zur Erzeugung von 3D-Modellen geändert werden.

- Unter **"Modell"** wird der Typ des zu generierenden Modells ausgewählt (Volumenmodell, Dünnwandmodell, Schnittmodell). Das Volumenmodell kann für weitere Anwendungen wie CNC Verarbeitung oder Finite Elemente Analyse verwendet werden. Das Dünnwandmodell eignet sich am besten für die Zahnkontaktanalyse. Das Schnittmodell ist nur für Zahnräder, welche die Schnittsimulation zur Erzeugung verwenden, wie Kronenrad oder Globoid-Schneckenrad geeignet, und dient zur Darstellung des Schnittherstellungsprozesses.



- Im Eingabefeld **Anzahl der Herstellungsschritte** wird die Zahl der Schnitte pro halbe Teilung für den Schnittprozess festgelegt. Der Minimalwert ist 1, und der Standardwert ist 20. Die Qualität des erstellten Modells kann erhöht werden indem die Anzahl der Herstellungsschritte erhöht wird, wobei jedoch auch die Möglichkeit von Herstellfehlern erhöht wird. Der Skalierfaktor dient zur Lösung von Fehlerproblemen. Wenn die Erstellung fehlschlägt, ist es empfehlenswert eine kleinere Anzahl von Herstellschritten und einen höheren Skalierfaktor zu wählen.

- Die **Anzahl Schnitte über die Zahnradbreite** definiert die Anzahl der Schnitte über die Zahnbreite für die Aproximation der Zahnflankenform. Der Minimalwert ist 2, und er Standartwert 11. Normalerweise kann die Qualität des Modells verbessert werden durch die Erhöhung dieses Wertes, aber es ist empfehlenswert nicht eine allzu hohe Anzahl verglichen mit der Zahnbreite zu wählen. Dieser Faktor betrifft Zahnradmodelle, welche die Schnittsimulation verwenden und Zahnradmodelle zusammengesetzt aus mehreren Querschnitten, wie Spiralkegelräder und Stirnräder mit Steigungskorrekturen.
- Der **Skalierfaktor für das Schnittmodell** dient der Vergrösserung des Modells während der Schnittsimulation. Der Minimalwert ist 1, und der Standartwert 10. Manchmal kann die Schnittsimulation fehlschlagen, bedingt durch einen internen Operationsfehler des Parasolidkerns, vor allem dann, wenn das Modell einen sehr kleinen Modul oder einen grosse Anzahl von Erstellungsschritten hat. Um solche Operationsfehler zu vermeiden, kann das mit dem Skalierfaktor vergrösserte Modell für den Schnittprozess verwendet werden. Folglich kann das Schnittmodel andere Dimensionen als das eigentliche Design haben. Das Volumenmodell und das Dünnwandmodell werden nach der Operation automatisch zurückskaliert und haben somit die gleichen Dimensionen wie das eingegebene Zahnrad.
- Die **Toleranz der Modellbearbeitung** bestimmt die Toleranz für die internen Operationen des Parasolidkerns wie zum Beispiel die Sehnenapproximation oder Kollisionsprüfung bei booleschen Operationen. Der Standardwert ist 1 μm.
- Die **Renderingqualität** bestimmt die Auflösung der erstellten Grafiken im 3D Geometrie ansicht. Das beeinflusst nur die Anzeigegenauigkeit (Bedienbarkeit) des Viewers und nicht die Qualität des erstellten Modells. Falls die Rotationsoperation im Viewer langsam ist, kann der Qualitätswert erhöht werden um die Operation zu beschleunigen. Der Standardwert ist 5 μm.
- Mit „**Konstanter Fussrundungsradius entlang der Zahnbreite**" wird die Methode für die Fussradiusgenerierung des Kegelrads festgelegt. Der Fussrundungsradius des Kegelrads ändert sich um den Faktor des Normalmoduls entlang der Zahnbreite. Wird dieser Flag gesetzt, so wird im mittleren Teil der mit dem Normalmodul definierte konstante Fussrundungsradius verwendet. (Für Kegelräder erhältlich)
- Die „**Konstante Protuberanz entlang der Zahnbreite**" legt die Protuberanz des Bezugsprofils des Kegelrads fest. Die Protuberanz des Bezugsprofils des Kegelrads ändert sich um den Faktor des Normalmoduls entlang der Zahnbreite. Wird dieser Flag gesetzt, so wird im mittleren Teil die mit dem Normalmodul definierte konstante Protuberanz verwendet. (Für Kegelräder erhältlich)

- Wird „**2D-Geometrie für Innen- und Aussenseite anzeigen**" aktiviert, werden die Zahnformen der Innen- und Aussenseite in 2D-Geometrie grafisch dargestellt. (Für Kegelräder erhältlich)
- Wird „**Zahnsystemmodell in der gespeicherten Position erstellen**" aktiviert, wird das Systemmodell an der von Ihnen gespeicherten Position generiert. Diese Position ist in der Berechnungsdatei gespeichert und Sie können die Kontrollposition des Tragbilds für künftige Zwecke wiederherstellen. (Für Kegelräder erhältlich)
- Die „**Anzahl der Punkte auf der Schnittkante für Spline-Approximation**" legt die Anzahl der Modellier-(Zwischen-)Punkte an jeder Schnittkante für die Splinekurven-Approximation für den Fussbereich bzw. die Zahnflanke fest.das Bild zeigt die schematische Darstellung der Abtastung des Punkts, der verwendet werden soll. Die Endpunkte (Knoten) werden entfernt, da sie der Kurve eine extreme Welligkeit verleihen. Wir verwenden nur die Zwischenpunkte auf der Schnittkante, unter der Annahme, dass der parametrische Abstand zwischen den Punkten gleich ist. Normalerweise wird empfohlen, mehr Punkte im Fussbereich zu verwenden, der optimale Wert ist jedoch vom Benutzer anhand des Modells zu ermitteln. (Für Globoidschneckenräder erhältlich)
- „**Vergrösserungsfaktor für den Schneckenrad-Fräser**" legt den Faktor für die Vergrösserung des Schneckenrad-Fräsers fest. Für die Implementierung des Übermass-Werkzeugs gibt es verschiedene Methoden. Dazu gehört die Axialteilungsmethode, die Grundkreisteilungsmethode, die Sondergewindemethode und die Normalteilungsmethode. KISSsoft verwendet die Normalteilungsmethode, da diese praktisch als Industriestandard gilt. Die Methode beruht auf dem Prinzip, dass für den Schneckenrad-Fräser die gleiche Normalteilung und der gleiche Eingriffswinkel am Normalschnitt wie für die Schnecke verwendet wird. Der Fräsabstand zwischen Werkzeug und Rad wird dann entsprechend verändert, damit das gewünschte Ergebnis für Fuss- und Kopfkreisdurchmesser des Rades erzielt wird. Wird mit dem Vergrösserungsfaktor gearbeitet, stimmt die generierte Fläche nicht mit der Schneckenfläche überein und liefert kein optimales Tragbild. Daher sollte der Vergrösserungsfaktor nicht verwendet werden, vor allem wenn Sie keine konventionelle Fräsmethode einsetzen, aber die theoretische Flächengeometrie anwenden wollen. In der Praxis erhöht sich die Zahndicke des Fräsers, um die Zahndickentoleranz des Schneckenrads zu berücksichtigen. In diesem Fall sollte ein kleiner Vergrösserungsfaktor für die Kompensation der Toleranz verwendet werden, um den besten Eingriff zu erhalten. (Für Globoidschneckenräder erhältlich)
- Mit „**Fräserschaftwinkeländerung des Fräsers**" kann der Achswinkel des Schneckenrad-Fräsers während der Frässimulation verändert werden. Der Winkel kann positiv und negativ sein, der positive Winkel wird wie unten gezeigt definiert. (Für Globoidschneckenräder erhältlich)

- Mit „**Eingriffswinkeländerung des Schneckenrad-Fräsers im Normalschnitt**" wird festgelegt, dass der Schneckenrad-Fräser einen anderen Eingriffswinkel als die Schnecke hat. (Für Globoidschneckenräder erhältlich)
- Mit „**Flankenform des Schneckenrad-Fräsers**" wird für den Schneckenrad-Fräser eine andere Zahnform als für die Schnecke eingestellt. Zahlreiche wissenschaftliche Untersuchungen zeigen, dass unterschiedliche Zahnformen ein besseres Tragbild bei Schneckenrädern ermöglichen. Diese Einstellung wird für diesen Zweck verwendet. Wird diese Option nicht aktiviert, wird für den Fräser die gleiche Zahnform wie für die Schnecke benutzt. (Für Globoidschneckenräder erhältlich)

14.21 Zahndicken

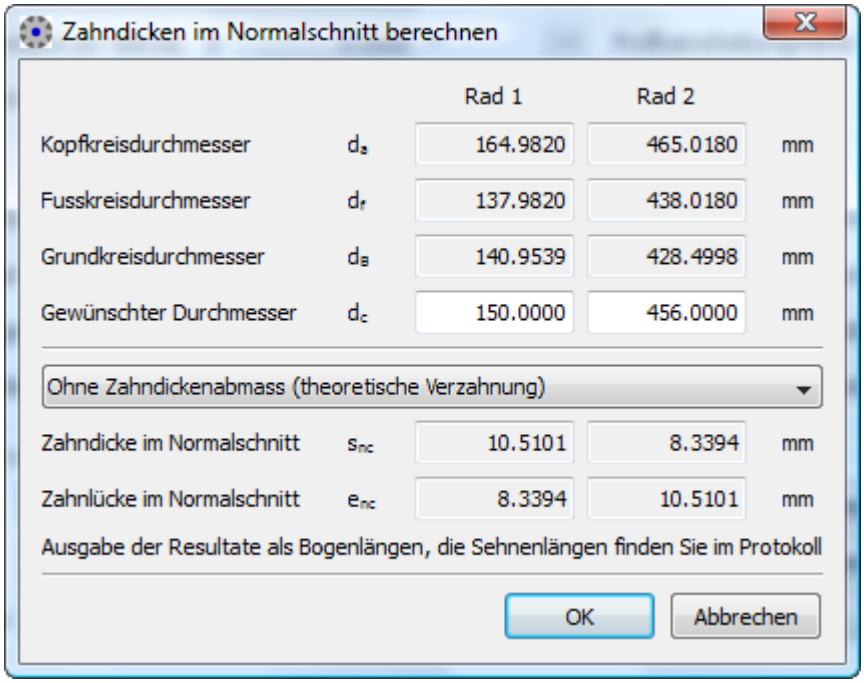


Abbildung 14.71: Dialogfenster `Zahndickensehnen`

Unter dem Menüpunkt `Berechnung > Zahndicken` kann für einen beliebigen Durchmesser die Normalzahndicke und die Normallückenweite berechnet werden.

Ausgegeben wird die Zahndicke als Bogenlänge und als Sehnenlänge; zur Messung der Zahndicke wird auch die Höhe über der Sehne mit den Zahndickenabmassen angegeben.

Kapitel 15
Kegel- und Hypoidräder

Berechnung der Geometrie und Festigkeit von gerade-, schräg- und bogenverzahnten Kegelrädern (Radachsen schneiden sich, Achsversatz gleich 0) und Hypoidrädern (Radachsen kreuzen sich, Achsversatz ist ungleich 0). Geometrie nach ISO10300, ISO23509 und DIN3971, Toleranzen nach ISO17485 und DIN 3975, Festigkeitsberechnung nach ISO10300 (Methode der Ersatzstirnradverzahnung), AGMA 2003, DIN 3991 oder Klingelnberg Werksnorm KN3030. Die Berechnung beinhaltet die Geometrie von Kegelrädern nur soweit, als diese unabhängig von der Herstellungsart und für die Festigkeitsberechnung (s. Abschnitt "Rechenmethode Festigkeit" auf Seite II-249) notwendig ist.

15.1 Berechnungsgrundlagen

15.1.1 Allgemein

Die Geometrie von Kegelrädern wird gemäss ISO10300, ISO23509 oder DIN 3971 berechnet. Die Festigkeitsberechnung wird in zwei Schritten ausgeführt. Zuerst erfolgt die Bestimmung einer Ersatz-Stirnradverzahnung, die anschliessend für die Festigkeitsberechnung ähnlich zu Stirnrädern verwendet wird. Das Verfahren ist in [24], [45] und [66] beschrieben.

Zusätzlich haben Hersteller von Kegelrad-Werkzeugmaschinen (wie z. B. Klingelnberg, Deutschland) eigene Methoden, die leichte Abweichungen von den genannten Verfahren aufweisen.

Hypoid-Kegelräder, Kegelräder mit Achsversatz, werden vor allem in Fahrzeug-Achsgetrieben verwendet. Die Festigkeitsberechnung erfolgt über die Bestimmung einer Ersatz-Stirnverzahnung. Die Berechnung der Zahnfuss-, Flanken- sowie der Fresssicherheit, die bei Hypoidrädern wichtig ist, wird nach Klingelnberg Werknorm KN3030 berechnet.

15.1.2 Übersicht zu Kegelrad Herstellverfahren und deren Bezeichnungen

Kegelräder werden mit unterschiedlichen Verfahren hergestellt. Im Gegensatz zu Stirnrädern sind die Zahnlängsform und die Zahnhöhenform je nach Herstellverfahren unterschiedlich. Gerade bei den bogenverzahnten Kegelrädern gibt es für die Herstellverfahren eine Vielzahl an Begriffen, wobei nachfolgend die wichtigsten erwähnt werden sollen.

Die wichtigste Unterscheidung ist die Zahnlängsform, welche entweder als Kreisbogen (Face Milling Verfahren), Epizykloide oder Evolvente (Face Hobbing Verfahren) ausgeführt wird. Die Kreisbogenverzahnung wurde von der Firma Gleason entwickelt und entsteht durch das einzelteilende Prinzip: jede Lücke wird einzeln gefräst, anschliessend dreht (teilt) das Rad eine Zahnlücke weiter. Die epizykloidische Verzahnung wurde von Oerlikon und Klingelnberg angewandt und entsteht, wenn das sich Rad während dem Fräsen kontinuierlich dreht (teilt). Die evolventische Zahnlängsform entsteht ausschliesslich mit dem Palloidverfahren. Obwohl mittlerweile die marktführenden Maschinenhersteller Klingelnberg und Gleason sowohl Face Milling als auch Face Hobbing Verzahnungen herstellen können, sind diese Firmennamen in der Literatur immer noch mit den traditionellen Verfahren verbunden. Weitere Einzelheiten sind unter Abschnitt 15.1.3 und 15.2.1 aufgeführt.

Für geradverzahnte Kegelräder gibt es weitere Verfahren, welche hier nicht aufgeführt sind.

15.1.3 Berechnung nach Klingelnberg, Gleason und Oerlikon

Die Festigkeitsberechnung nach ISO 10300 oder nach DIN 3991 berücksichtigt für die Berechnung des Ersatzstirnrades nur die Verhältnisse (Modul, Schrägungswinkel) in der Mitte der Zahnbreite. Die Form des Kegels und das Herstellverfahren werden nicht berücksichtigt. Damit ist die Festigkeitsberechnung in KISSsoft unabhängig vom Verfahren anwendbar, insbesondere für Klingelnberg und Gleason. Dies entspricht auch der Erfahrung, dass die Tragfähigkeit bogenverzahnter Kegelräder nur in geringem Mass vom Herstellverfahren abhängig ist.

Die Geometrie-Berechnung in KISSsoft bestimmt die Abmessungen, wie Durchmesser und Zahndicke, in der Mitte der Zahnbreite. Die Durchmesser am äusseren und inneren Ende der Zahnbreite werden ebenfalls berechnet. Diese hängen von der Kegel-Bauform ab. Die Ergebnisse können von den wahren Verhältnissen etwas abweichen, da insbesondere das Gleason-Verfahren in der Literatur nur ungenügend beschrieben ist.

- **Klingelnberg-Verfahren:**
  Die Berechnungsmethode `Kegelrad (KN3028 und KN3030) und Hypoidräder (KN3029 und KN3030)` erlaubt die komplette Berechnung der Geometrie und der Festigkeit und die Kontrolle der Herstellung nach Klingelnberg-Werksnorm. Die Maschinen-Einstellungen für die gewählte Klingelnberg-Maschine werden jedoch nicht berechnet. Wenn Sie Daten ab Formularen von Klingelnberg-Programmen eingeben, ist zu beachten, dass Verzahnungsdaten, wie Modul und Schrägungswinkel, immer für die Mitte der Zahnbreite gelten (sofern nicht explizit etwas anderes angegeben wird).

- **Gleason-Verfahren:**
  Kegelräder werden häufig durch die Firma Gleason ausgelegt. Je nach von Gleason verwendetem Rechenprogramm werden die Verzahnungsdaten, wie Modul und Schrägungswinkel, entweder für das äussere Ende der Zahnbreite oder für die Mitte der Zahnbreite angegeben.
  Das Dialogfenster `Umrechnung aus GLEASON Datenblättern` erlaubt die Umrechnung von Gleason-Daten vom äusseren Ende der Zahnbreite in die Daten in Mitte Zahnbreite (siehe Seite II-242). Nach erfolgter Umrechnung kann die Festigkeitsberechnung ausgeführt werden. Die Kegel-Abmessungen (Kopf- und Fussdurchmesser) stimmen nicht immer exakt mit der tatsächlichen Geometrie überein, sind aber ausreichend genau, um die Einbauverhältnisse (in einem Getriebe) überprüfen zu können. Die Herstellbarkeit auf Gleason-Maschinen wird nicht überprüft.

- **Oerlikon-Verfahren:**
  Das Verfahren nach Oerlikon entspricht weitgehend dem Klingelnberg-Verfahren (Kegel-Bauform Klingelnberg wählen).

.

15.2 Basisdaten

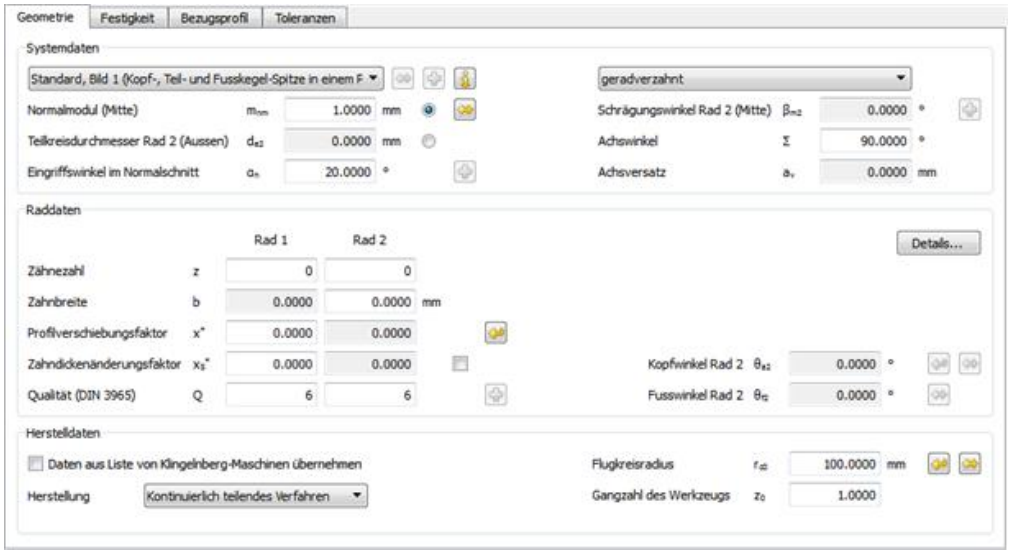


Abbildung 15.1: Eingabefenster `Basisdaten`

15.2.1 Normalmodul (Mitte)

Bei Kegel- und Hypoidrädern wird meist der Teilkreis äusseren Ende des Kegels von Rad 2 (de2) eingegeben, bei der Grundbauform 'Oerlikon' wird der Teilkreis von Rad 2 in der Mitte angegeben (dm2). Als Alternative kann der Normalmodul in der Mitte der Zahnbreite eingegeben werden. Sind statt des Moduls Teilung, Stirnmodul oder Diametral Pitch bekannt, können Sie über den - Button ein Dialogfenster öffnen, das die Umrechnung ermöglicht. Bevorzugen Sie die Übergabe des Diametral Pitch statt des Normalmoduls, können Sie `Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls` unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein` aktivieren.

15.2.2 Teilkreisdurchmesser Rad 2

Bei Änderungen in der Grösse des Kegelradsatzes, kann über den Button der neue äussere Teilkreisdurchmesser von Rad 2 eingegeben werden. Das ist für den Konstrukteur handlich, da sehr häufig die Platzverhältnisse für den Einbau des grösseren Rades vorgegeben sind. Der Modul wird dabei zwangsläufig neu gerechnet.

15.2.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel $\alpha_n = 20^o$. Kleinere Eingriffswinkel können bei grösseren Zähnezahlen verwendet werden, um höhere Überdeckungen zu erreichen. Grössere Eingriffswinkel erhöhen die Festigkeit und erlauben eine kleinere Zähnezahl ohne Unterschnitt, wobei die Überdeckung abnimmt.

Für Hypoidräder können über den -Button die Eingriffswinkel für die Zugflanke und die Schubflanke unabhängig voneinander eingegeben werden. Die Zugflanke ist die konkave Flanke des Ritzels und die konvexe Flanke des Rades, die Schubflanke die konvexe Flanke des Ritzels und die konkave Flanke des Rades.

15.2.4 Eingriffswinkel Zug-/Schubflanke : Hypoidräder

Bei Kegelrädern liegen im Allgemeinen günstigere Beanspruchungsverhältnisse vor, wenn die konkave Ritzelflanke antreibt, d. h. wenn Drehrichtung und Spiralrichtung des treibenden Ritzels gleichsinnig verlaufen.

Generell wird am Ritzel die konkave Flanke als Zugflanke (Index D für "Drive"), die konvexe Flanke als Schubflanke (Index C für "Coast") bezeichnet. Beim Tellerrad wird die konkave Flanke als Schubflanke (Index C), die konvexe Flanke als Zugflanke (Index D) bezeichnet. Da der wirksame Normaleingriffswinkel an der Zugflanke um den Grenzeingriffswinkel grösser, an der Schubflanke um den Grenzeingriffswinkel kleiner als der Eingriffswinkel in Normalschnitt wird, können die Normaleingriffswinkel Zugflanke und Schubflanke unabhängig eingegeben werden.

Bei Hypoidrädern wird gemäss ISO23509 der Nenn-Eingriffswinkel („Nominal design pressure angle“) α_{dD}, α_{dC} eingegeben. Daraus wird der Erzeugte Eingriffswinkel („Effective pressure angle“) α_{nD}, α_{nC} und der Effektive Eingriffswinkel („Generated pressure angle“) α_{eD}, α_{eC} berechnet, jeweils für Zug- (Index D für „Drive“) und Schub-Seite (Index C für „Coast“).

Die Gleichungen gemäss ISO23509 lauten:

$\alpha_{nD} = \alpha_{dD} + f\alpha_{lim} * \alpha_{lim}$

$\alpha_{eD} = \alpha_{nD} - \alpha_{lim}$

Falls folglich α_{nD} gegeben ist, kann α_{dD} wie folgt berechnet werden:

$\alpha_{dD} = \alpha_{nD} - f\alpha_{lim} * \alpha_{lim}$

$\alpha_{dC} = \alpha_{nC} + f\alpha_{lim} * \alpha_{lim}$

oder falls α_{eD} gegeben ist, kann α_{dD} wie folgt berechnet werden:

$\alpha_{dD} = \alpha_{eD} + \alpha_{lim} * (1- f\alpha_{lim})$

$\alpha_{dC} = \alpha_{eC} - \alpha_{lim} * (1- f\alpha_{lim})$

Der Grenzeingriffswinkel α_{lim} wird von KISSsoft berechnet und im Protokoll ausgegeben.

Der Einflussfaktor Grenzeingriffswinkel $f\alpha_{lim}$ wird eingeführt, um bei der Berechnung der Flankenwinkel am Werkzeug nicht immer den vollen Betrag des Grenzeingriffswinkels berücksichtigen zu müssen. Bei Formmessern (Klingelnberg-Verfahren) wird $f\alpha_{lim} = 0$ gesetzt, beim Verfahren mit konstanter Fusslücke (Gleason) wird circa $f\alpha_{lim} = 0.5$ gesetzt, sonst wird oft $f\alpha_{lim} = 1.0$ gesetzt.

Falls keine genaueren Angaben vorliegen, kann die Berechnung jeweils mit dem Eingriffswinkel im Normalschnitt durchgeführt werden (mit $\alpha_{dD} = \alpha_{dC} = \alpha_n$ und $f\alpha_{lim} = 1.0$).

HINWEIS

Diese Eingabefelder stehen nur bei Auswahl von Hypoid-Kegelräder Festigkeitsberechnungen (s. Abschnitt "Rechenmethode Festigkeit" auf Seite II-249) zur Verfügung.

15.2.5 Spiral- und Schrägungswinkel

Der Winkel wird in der Mitte der Zahnbreite übergeben. Bei schrägverzahnten Kegelrädern bleibt der Schrägungswinkel über die Zahnbreite konstant. Bei bogenverzahnten Kegelrädern ändert sich der Spiralwinkel über die Zahnbreite.

Im Falle von Hypoidrädern wird der Spiralwinkel in der Mitte der Zahnbreite für Rad 2 eingegeben und daraus der Wert für Rad 1 (Ritzel) berechnet.

Der Spiralwinkel in der Mitte der Zahnbreite kann frei gewählt werden, wobei für optimales Laufverhalten jedoch ein grösserer Winkel im Bereich von 30 bis 45 ° zu empfehlen ist. Dieser Richtwert sollte nur unterschritten werden, wenn die Lagerbelastung reduziert werden muss.

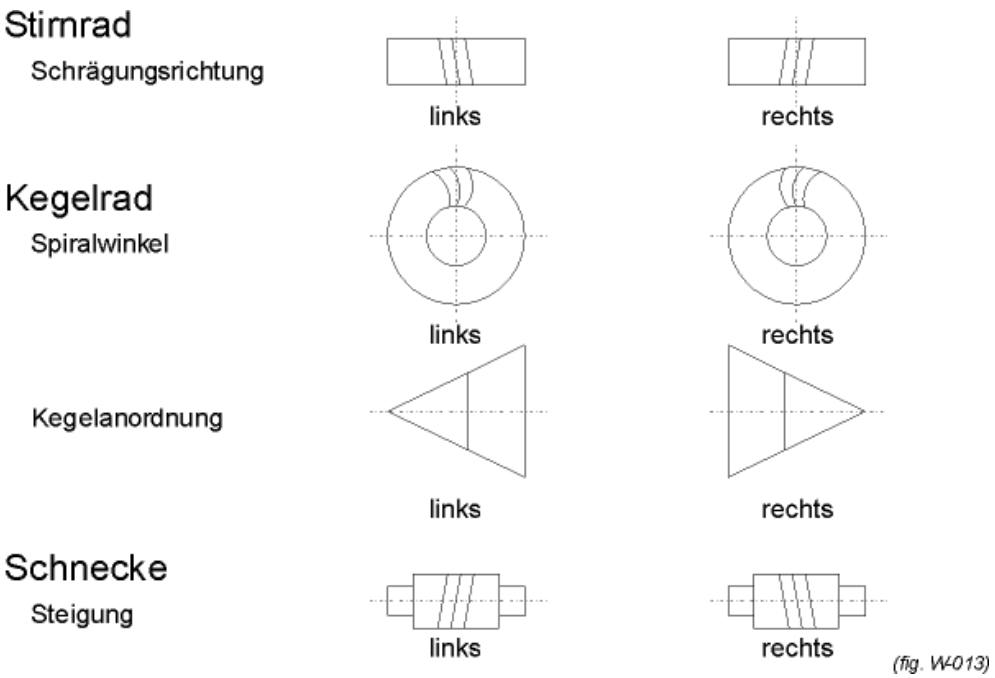


Abbildung 15.2: Spiral- und Schrägungswinkel

Klicken des -Buttons rechts neben dem Eingabefeld des Spiralwinkels öffnet das Fenster `Zusatzdaten Spiralwinkel`, das im Falle bogenverzahnter Kegelräder die Überprüfung des inneren und äusseren Spiralwinkels erlaubt.

15.2.6 Achswinkel

Der Achswinkel bei Kegelrädern beträgt im Normalfall 90°. Die Rechnung ist aber für beliebige Achswinkel möglich.

15.2.7 Achsversatz

Bei Kegelrädern ohne Achsversatz schneiden sich die Achsen der Kegelrädern in einem Punkt. Bei Kegelrädern mit Achsversatz kreuzen sich die Achsen. Diese Anwendung ermöglicht grössere Überdeckungen und höhere Festigkeit im Zahnfuss, und wird vor allem im Fahrzeugbau ausgeführt. Diese Paarung wird als Hypoid-Kegelrad bezeichnet und ist in Abb. 15.3 dargestellt.

HINWEIS

Bei Hypoidkegelrädern wird fast ausschliesslich ein positiver Achsversatz angewandt, da nur damit die obigen Eigenschaftsverbesserungen erreicht werden.

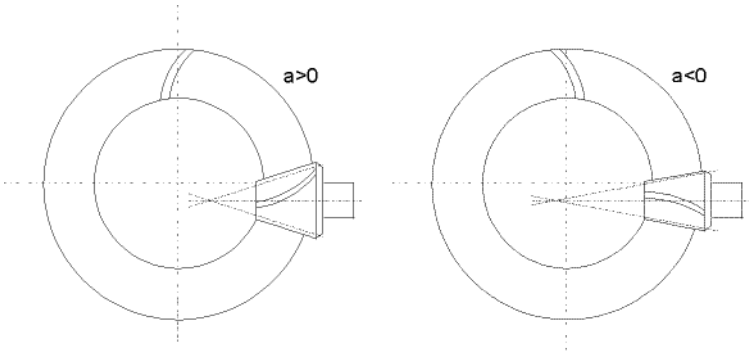


Abbildung 15.3: Hypoid-Kegelrad Konfigurationen. Positiver Achsversatz (a > 0): Rad 1 linksspiralig, Rad 2 rechtsspiralig. Negativer Achsversatz (a < 0): Rad 1 rechtsspiralig, Rad 2 linksspiralig

15.2.8 Zähnezahl

Anhaltswerte für Kegelräder mit Achswinkel 90 Grad finden Sie in Tab. 15.1.

u	1	1.25	2	2.5	3	4	5	6
z_1	18..40	17..36	15..30	13..26	12..23	10..18	8..14	7..11

Tabelle 15.1: Gemäss Niemann [66] empfohlene Paarung Übersetzungsverhältnis u - Zähnezahl Ritzel z_1

15.2.9 Zahnbreite

Die Zahnbreite sollte im Normalfall nicht grösser sein wie in den Empfehlungen (Verhältnis zu Kegellänge, Modulverhältnis (siehe Seite II-263)). Wird die Zahnbreite zu gross, verschlechtert sich das Tragbild.

15.2.10 Profilverschiebungsfaktor

Anhaltswerte für den Profilverschiebungsfakor von Kegelrädern mit Achswinkel 90 Grad finden Sie in Tab. 15.2.

u	1	1.12	1.25	1.6	2	2.5	3	4	5	6
x^*	0.00	0.10	0.19	0.27	0.33	0.38	0.40	0.43	0.44	0.45

Tabelle 15.2:Gemäss Niemann, 24/4 [66] empfohlene Paarung Übersetzungsverhältnis u - Profilverschiebungsfaktor x^*

Durch Klicken des -Buttons rechts neben dem Eingabefeld des Profilverschiebungsfaktors liefert den minimalen Profilverschiebungsfaktor des Ritzels zur Vermeidung von Unterschnitt, sowie den empfohlenen Wert gemäss Niemann [66].

HINWEIS

Gemäss der Norm ISO23509 sind zwei verschiedene Datentypen möglich, um die Zahnhöhenfaktoren und Profilverschiebung zu beschreiben. Die Formeln zur Umrechnung zwischen den zwei Datentypen sind unter ISO23509, Kapitel 7, aufgeführt. Darüber hinaus sind auf Gleason Berechungsblätter teilweise die Faktoren K und C1 aufgeführt. Diese sind zwar ähnlich zu Datentyp II, weichen aber leicht davon ab. Durch Klicken des Knopfes können die Daten von Datentyp II umgerechnet werden.

15.2.11 Zahndickenänderungsfaktor

Anhaltswerte für Kegelräder mit Achswinkel 90 Grad finden Sie in Tab. 15.3.

u	1	1.12	1.25	1.6	2	2.5	3	4	5	6
x_s	0.00	0.010	0.018	0.024	0.030	0.039	0.048	0.065	0.082	0.100

Tabelle 15.3: Gemäss Niemann [66] empfohlene Paarung Übersetzungsverhältnis u - Zahndickenänderungsfaktor x_s

HINWEIS

Bei Verwendung von Standardwerkzeugen wie bei Klingelnberg Palloid oder Zyklo-Palloid®, müssen die Zahndickenänderungsfaktoren aus der Norm entnommen werden.

15.2.12 Qualität

In diesem Eingabefeld können Sie die Verzahnungsqualität auf Basis der in Klammer angegebenen Norm eintragen. Sie können die zugrundeliegende Norm unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein > Eingabe der Qualität ändern`. Die Verzahnungsqualität nach ISO17485 entspricht ungefähr der gleichen Qualität nach DIN 3965.

Hinweise zur erreichbaren Qualität finden Sie bei den Herstellverfahren (siehe Seite II-240).

15.2.13 Kopf- und Fusskegelwinkel

Aus Kopf- und Fusswinkel werden alle notwendigen Masse für die Erstellung der Kegelradzeichnung berechnet. Diese sind Kopf- und Fusskreisdurchmesser am Aussen- und Innenkegel und Zahndickenmasse am äusseren und inneren Kegeldurchmesser (s. Abb. 15.4). Die hier dargestellten Werte werden im Hauptprotokoll ausgedruckt. Bei bogenverzahnten Kegelrädern werden die Kopf- und Fusswinkel anhand der gewählten Methode berechnet [ISO23509, DIN3971]. Bei Kegelradform 2 (Gleason) kann der Kopfwinkel eingegeben werden; der Fusskegel des Gegenrads wird daraus berechnet.

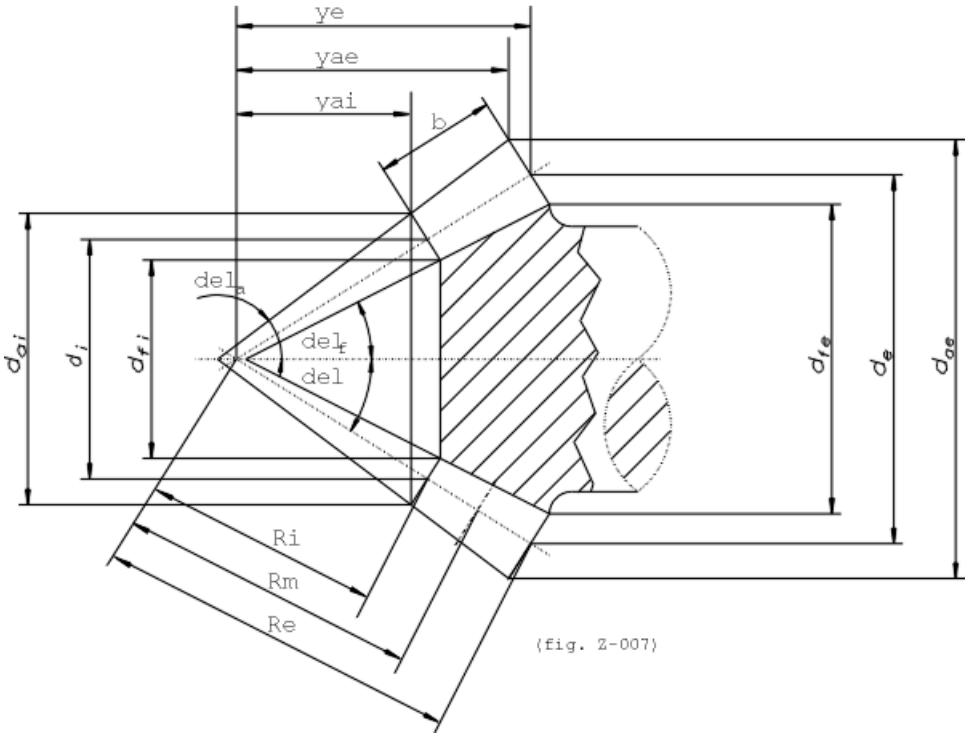


Abbildung 15.4: Bemassung des Kegelrads

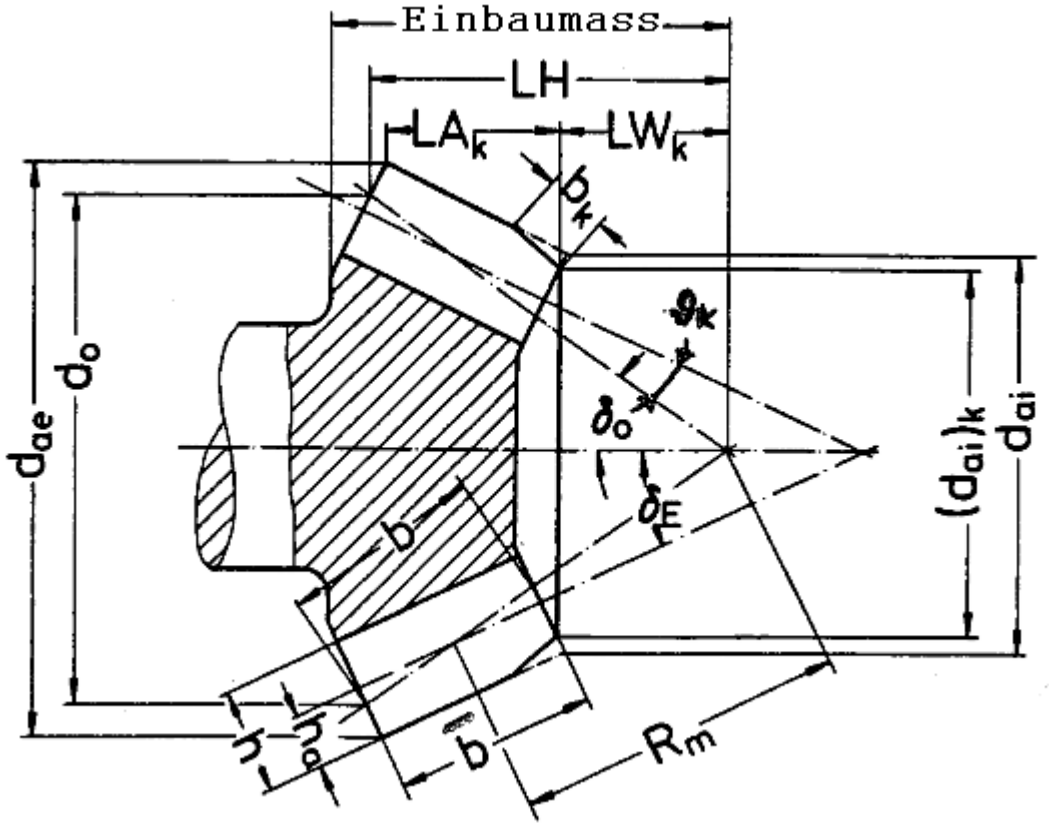


Abbildung 15.5: Bemassung des Kegelrads nach Klingelnberg

15.2.14 Winkelkorrekturen

In ungünstigen Fällen kann es vorkommen, dass der Messerkopf in unmittelbar neben der Verzahnung befindliche Wellenzapfen schneidet. Falls sich dies nicht durch Änderung der Konstruktion oder der Verzahnungsdaten umgehen lässt, kann die Messerkopfebene im Berechnungspunkt bei d_m von Rad und Ritzel um einen kleinen Winkel ϑ_k aus der Solllage $\delta_{o1,2}$ heraus in den Erzeugungskegelwinkel $\delta_{E1,2}$ gekippt werden. Siehe Abb. 15.7.

15.2.15 Details der Geometrie

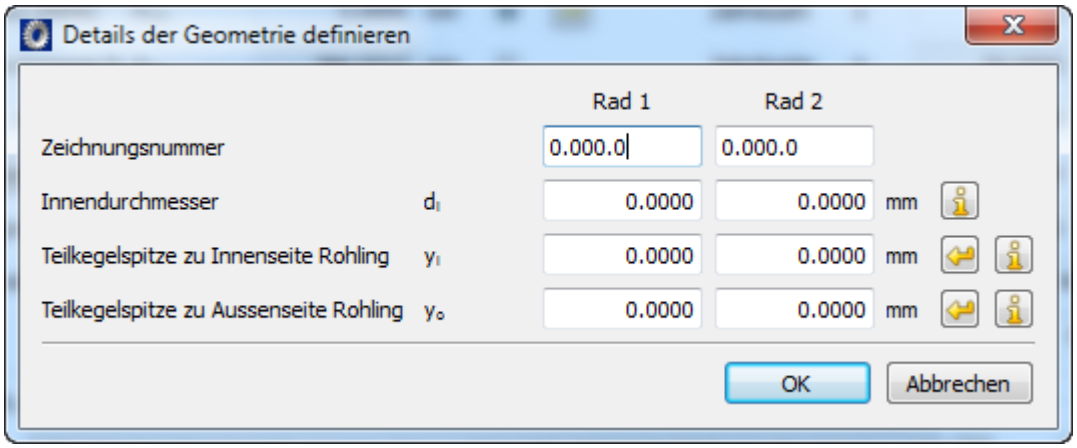


Abbildung 15.6: Dialogfenster `Details der Geometrie definieren`

Klicken des `Details...`-Buttons rechts oben im Bereich Geometrie öffnet das Dialogfenster `Details der Geometrie definieren`. Darin können Sie folgenden Parameter übergeben.

Hier nicht beschriebene Parameter sind:

- Innendurchmesser (siehe Seite II-14)

15.2.15.1 Teilkegelspitzen zu Aussen-/Innenseite Rohling

Die Teilkegelspitze zur Innenseite des Rohlings ist die Distanz in axialer Richtung der Teilkegelspitze zur Vorderseite des Rohlings.

Die Teilkegelspitze zur Aussenseite des Rohlings ist die Distanz in axialer Richtung der Teilkegelspitze zur Rückseite des Rohlings.

15.2.16 Herstellverfahren

Tab. 15.10 stellt den Zusammenhang zwischen Herstellverfahren und erreichbarer Verzahnungsqualität dar.

Verfahren	**Erreichbare Verzahnungsqualität (ISO17485, DIN 3965)**
Nur Fräsen	8
Läppen	7
Hartverzahnen	6

Schleifen	6

Tabelle 15.10: Zusammenhang Herstellverfahren - Verzahnungsqualität

15.3 Bauform

Die Dropdownliste für die Bauform finden Sie oben links im Tab Geometrie.

Wie dargestellt in Abb. 15.7 stehen folgende Kegelradformen zur Auswahl:

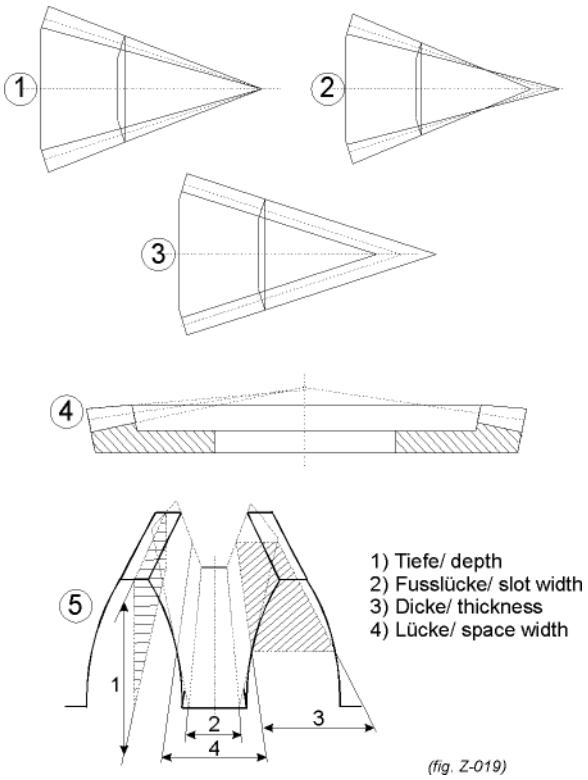


Abbildung 15.7: Grundbauformen von Kegelrädern

- Standard, Bild 1 (Kopf-, Teil- und Fusskegel-Spitze in einem Punkt)
  Berechnung der Geometrie erfolgt nach ISO23509. Es wird kein Achsversatz berücksichtigt. Bei Anwendung des Auslegungsknopfes werden die Kegelwinkel so gerechnet, dass sich die Kegel im Kreuzungspunkt der Radachsen treffen (ähnlich zu Standard nach ISO23509, Annex C.5.2). Das Kopfspiel ist dabei nicht konstant. Typische Anwendung sind formgeschmiedete, gespritzte oder gesinterte Kegelräder, wie beispielsweise Differentialkegelräder.
- Standard, Bild 4 (Teil- und Fusskegelspitze in einem Punkt)
  Berechnung der Geometrie erfolgt nach ISO23509. Es wird kein Achsversatz berücksichtigt. Bei Anwendung des Auslegungsknopfes werden die Kegelwinkel nach Standard gerechnet (ISO23509, Annex C.5.2). Das Kopfspiel ist konstant.

- Standard, Bild 2 (Kopf-, Teil- und Fusskegelspitze NICHT in einem Punkt)
  Berechnung der Geometrie erfolgt nach ISO23509. Es wird kein Achsversatz berücksichtigt. Bei Anwendung des Auslegungsknopfes werden die Kegelwinkel nach Standard gerechnet (ISO23509, Annex C.5.2), es sind jedoch manuelle Eingaben für Kopf- und Fusswinkel möglich. Die Kegelwinkel des Gegenrades werden unter Berücksichtigung eines konstantes Kopfspiels errechnet.

- konstante Fusslücke, Bild 2 (Gleason)
  Berechnung der Geometrie erfolgt nach ISO23509. Es kann wahlweise ohne Achsversetzung (Methode 0, Spiralkegelräder) oder mit Achsversetzung (Methode 1, Hypoidräder) gerechnet werden. Bei Anwendung des Auslegungsknopfes werden die Kegelwinkel nach „constant slot width" (ISO23509, Annex C.5.2) gerechnet. Das Kopfspiel ist konstant. Die Lücke 2 in Bild 5 ändert sich nicht. Typische Anwendung dazu ist die geschliffene Kegelrad-Verzahnung im Completingverfahren (Duplex), wo Ritzel und Tellerrad in jeweils einem Arbeitsgang geschliffen werden. Dazu werden Maschinen benötigt, welche über die Zusatzbewegung Helical Motion verfügen.

- nicht konstante Fusslücke, Bild 2 (Gleason)
  Berechnung der Geometrie erfolgt nach ISO23509. Es kann wahlweise ohne Achsversetzung (Methode 0, Spiralkegelräder) oder mit Achsversetzung (Methode 1, Hypoidräder) gerechnet werden. Bei Anwendung des Auslegungsknopfes werden die Kegelwinkel nach „modified slot width" gerechnet (ISO23509, Annex C.5.2.). Die Lücke 2 in Bild 5 verändert sich. Typische Anwendung ist das 5-Schnitt Verfahren, wo das Ritzel mit 2 verschiedenen Maschineneinstellungen hergestellt wird und somit eine modifizierte Lückenweite entsteht. Die Kegelform wird oft auch TRL (Tilted Root Line) genannt. Die Verzahnung kann geschliffen oder geläppt werden.

- Konstante Zahnhöhe, Bild 3 (Klingelnberg)
  Berechnung der Geometrie erfolgt nach ISO23509. Es kann wahlweise ohne Achsversetzung (Methode 0, Spiralkegelräder) oder mit Achsversetzung (Methode 3, Hypoidräder), bzw. KN3028 und KN3029 gerechnet werden. Die Kopf- und Fusskegel sind parallel. Anwendungen sind das Zyklo-Palloid®-Verfahren und das Palloidverfahren. Die Zyklo-Palloid®-Verzahnung kann nach dem Härten hartverzahnt (HPG, HPG-S) oder geläppt werden. Die Palloidverzahnung zeichnet sich durch eine evolventische Zahnlängform aus mit konstantem Normalmodul über die Zahnbreite. Die Verzahnung wird nach dem Härten üblicherweise geläppt.

- Konstante Zahnhöhe, Bild 3 (Oerlikon)
  Berechnung der Geometrie erfolgt nach ISO23509. Es kann wahlweise ohne Achsversetzung (Methode 0, Spiralkegelräder) oder mit Achsversetzung (Methode 2, Hypoidräder) gerechnet werden. Die Kopf- und Fusskegel sind paral-

lel. Anwendungen sind die Oerlikon Verfahren wie Spiroflex und Spirac. Die Verzahnung wird nach dem Härten meistens geläppt.

15.3.1 Umrechnung oder Eingabe von Gleason Verzahnungsdaten

Im Tab 'Geometrie', in der Gruppe 'Systemdaten' gibt es links oben eine Auswahlliste (Dropdownliste). Wird hier die Variante Gleason mit 'Konstante Fusslücke' oder 'Nicht konstante Fusslücke' ausgewählt, werden der Umrechnungs- und der Plusknopf aktiviert. Diese beiden Knöpfe geben dem Benutzer die Möglichkeit, Daten nach Gleason-Definition einzugeben.

Der Umrechnenknopf wird gewählt wenn ein Gleason Datenblatt vorhanden ist. Der Benutzer kann dann die Daten ins Fenster wie in Bild 14.3 eintragen und dann Berechnen drücken. Ist die Berechnung abgeschlossen, werden die Knöpfe Protokoll und Übernehmen aktiv. Mit Klick auf den Protokoll Knopf wird ein Kurzprotokoll generiert. Wird ein vollständiges Protokoll gewünscht, muss der Knopf  im Hauptmenu benutzt werden. Mit dem Knopf Übernehmen werden die Da-

ten ins Hauptfenster übernommen.

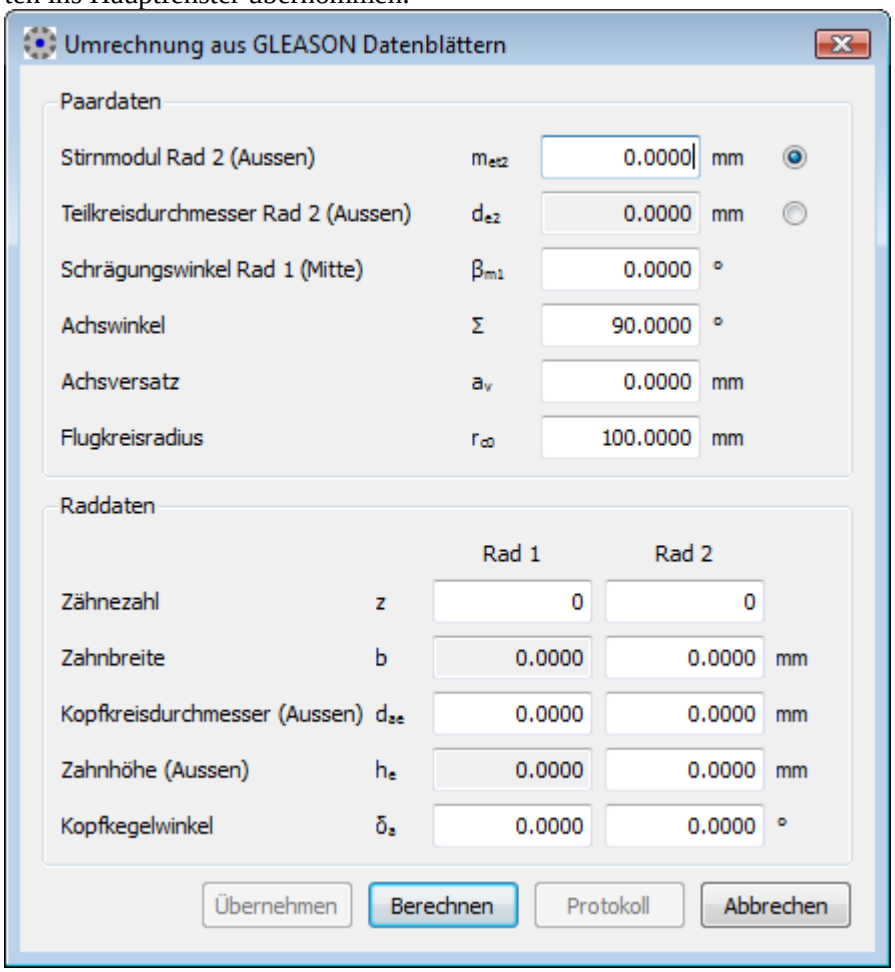


Abbildung 15.8: Umrechnung aus Gleason Datenblättern

Wird der Plusknopf gewählt, geht das Dialogfenster in Abbildung 15.9 auf. Hier können Kegelraddaten nach Gleason methode direkt eingegeben werden. Die Geometrie-Resultate werden nicht ganz genau mit dem Gleason Datenblatt übereinstimmen, sind aber gut genug für eine Festigkeitsberechnung ISO

10300 (oder AGMA, DIN).

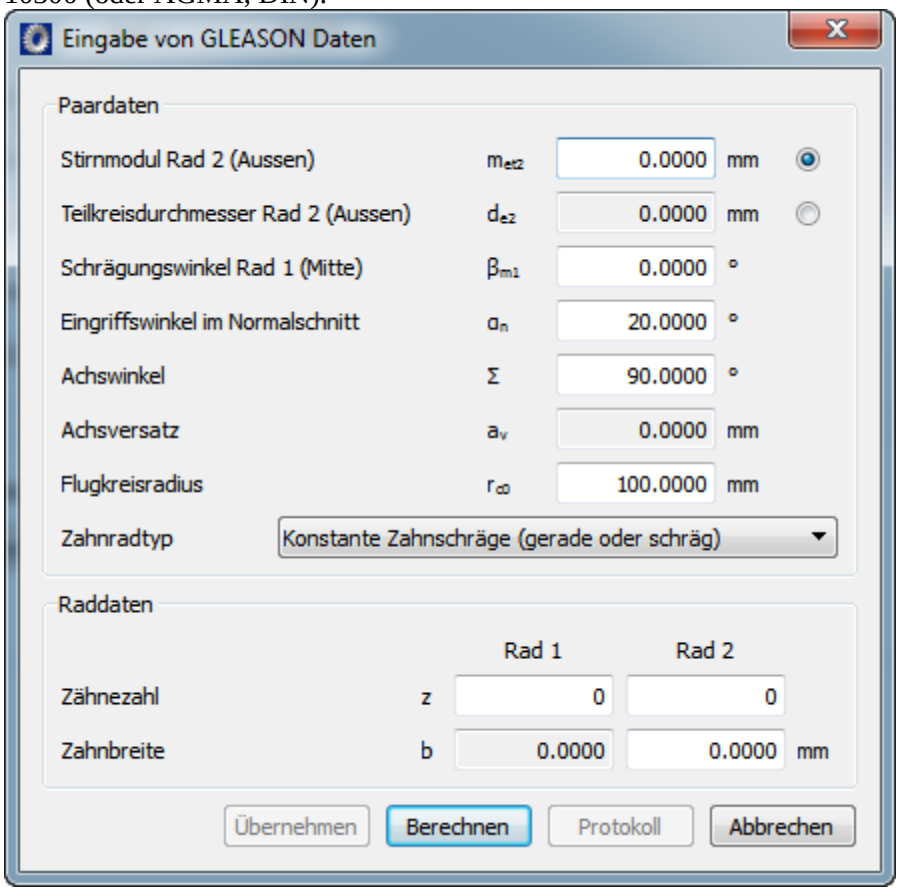


Abbildung 15.9: Eingabe von Gleason Daten

In der Auswahlliste ‚Zahnradtyp' kann zwischen verschiedenen Gleason-Methoden gewählt werden (als Standard gilt konstante Zahnschräge):

1. `Konstante Zahnschräge (gerade oder schräg)`
   Konstante Zahnschräge steht für ein Kegelrad konstantem Schrägungswinkel. Der Benutzer kann den Schrägungswinkel modifizieren, um die Geometriedaten mit den Zerol Geometriedaten zu vergleichen wenn nötig. Wird der Dialog mit dem Knopf Übernehmen geschlossen, dann wird die Berechnung standardmässig mit der Auswahl „Standard, Bild 4 (Teil- und Fusskegelspitze in einem Punkt)" durchgeführt.

2. `Duplex (konstante Fusslücke)`
   Duplex ist die Bezeichnung für Kegel- und Hypoidräder welche mit konstanter Fusslücke über die gesamte Zahnlänge bei beiden Rädern gefertigt werden. Diese Zahnradtypen haben normalerweise einen Spiralwinkel von 35° in der Mitte der Zahnbreite mit einer kontinuierlichen Veränderung des

Spiralwinkels in Längsrichtung. Wird Duplex (Konstante Fussslücke) gewählt und der Dialog mit dem Knopf Übernehmen geschlossen, dann wird die Berechnung standardmässig mit der Auswahl „Konstante Fusslücke" durchgeführt.

3. `Spiralverzahnt, Standard (nicht konstante Fusslücke)`
   Diese Zahnradtypen haben normaler Weise einen Spiralwinkel von 35° in der Mitte der Zahnbreite mit einer kontinuierlichen Veränderung des Spiralwinkels in Längsrichtung. Dieser Typ ist bezeichnet mit „nicht konstante Fusslücke". Wird diese Auswahl getroffen und auf Übernehmen gedrückt, wird die Berechnung standardmässig mit „Nicht konstante Fusslücke" durchgeführt. In diesem Fall ist die Fusslücke des Zahnradpaares konstant auf der ganzen Zahnlänge und eine allfällige Lückenmodifikation ist auf dem Ritzel.

4. `Zerol "Duplex taper"`
   Hier handelt es sich um ein Zerol-Ddesign (siehe bei Zerol), jedoch wird eine Fusskegelwinkel-Variation gemacht, um die Duplex-Abmessungen zu erreichen. Wird Zerol Duplex gewählt und der Dialog mit dem Knopf Übernehmen geschlossen, dann wird die Berechnung standardmässig mit der Auswahl „Konstante Fusslücke" durchgeführt.

5. `Zerol "Standard"`
   Zerol-Standard ist ein Zahnradpaar mit einem Spiralwinkel von weniger als 10° in der Mitte der Zahnbreite mit einer kontinuierlichen Veränderung des Spiralwinkels in Längsrichtung. Der innere Spiralwinkel ist meist negativ. Um dem Programm die Berücksichtigung der Änderung über die Zahnlänge zu ermöglichen, wird im Fall von b=0 ein Wert von b=0.001 angenommen. Wird der Dialog mit dem Knopf Übernehmen geschlossen, wird die Berechnung standardmässig mit „Nicht konstante Fusslücke" durchgeführt.

15.4 Herstellung



Abbildung 15.10: Eingabefenster `Herstellung`

Die Herstellung von bogenverzahnten Kegelrädern ist eng verknüpft mit den Verfahren. Grundsätzlich wird unterschieden zwischen Kreisbogenverfahren, traditionell als Gleason Verfahren bekannt, und dem kontinuierlichen Teilverfahren, traditionell als klingelnberg und Oerlikon bekannt. Weitere Einzelheiten dazu siehe unter Berechnungsverfahren.

15.4.1 Flugkreisradius

Bei bogenverzahnten Kegelrädern beeinflusst die Grösse des Flugkreisradius r_{c0} die Krümmung der Flanken und somit auch Eigenschaften des Kegelradpaares. Das gilt einerseits für das Verlagerungsverhalten des Tragbildes und die Festigkeit, was bei Berechnung nach ISO10300 im Stirnfaktor K_{Fa} berücksichtigt wird.

HINWEIS

Diesen Parameter gibt es nicht im Falle der Festigkeitsberechnung nach Klingelnberg, dort wird der Flugkreisradius zusammen mit dem Maschinentyp gewählt.

15.4.2 Gangzahl des Werkzeugs

Die Gangzahl beschreibt die Anzahl der Messergruppen auf dem Messerkopf, welcher für die Herstellung der bogenverzahnten Kegelräder verwendet wird und beeinflusst bei den kontinuierlichen Teilverfahren zusammen mit dem Flugkreisradius die Zahnlängskrümmung. Die Gangzahl gemäss ISO23509, Annex E oder nach Herstellerangaben eingetragen werden.

15.5 Belastung

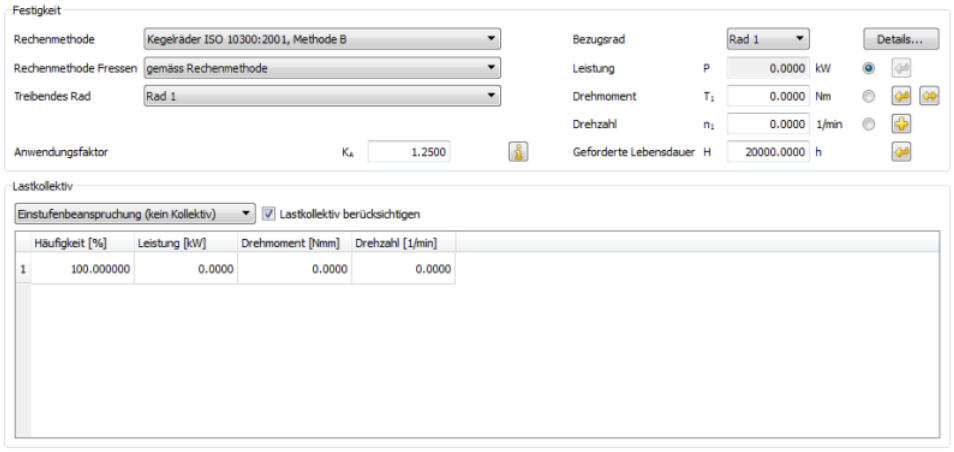


Abbildung 15.11: Eingabefenster `Belastung`

15.5.1 Rechenmethode Festigkeit

Folgende Methoden stehen zur Auswahl:

1. **Kegelräder, nur Geometrieberechnung**
   Führt keine Festigkeitsberechnungen aus. Es werden nur die geometrischen Grössen, wie bspw. die Eingriffslinie, berechnet.

2. **Kegelräder, statische Berechnung**
   Implementiert ist die Festigkeitsberechnung für Stirnräder (s. Abschnitt "Rechenmethoden" auf Seite II-22).

3. **Differential, statische Berechnung**
   Für Differentiale wird die statische Berechnung angewendet. Die Berechnung wird mit der höchsten Umfangskraft F_1 oder F_2 ausgeführt, siehe Abb. 15.12

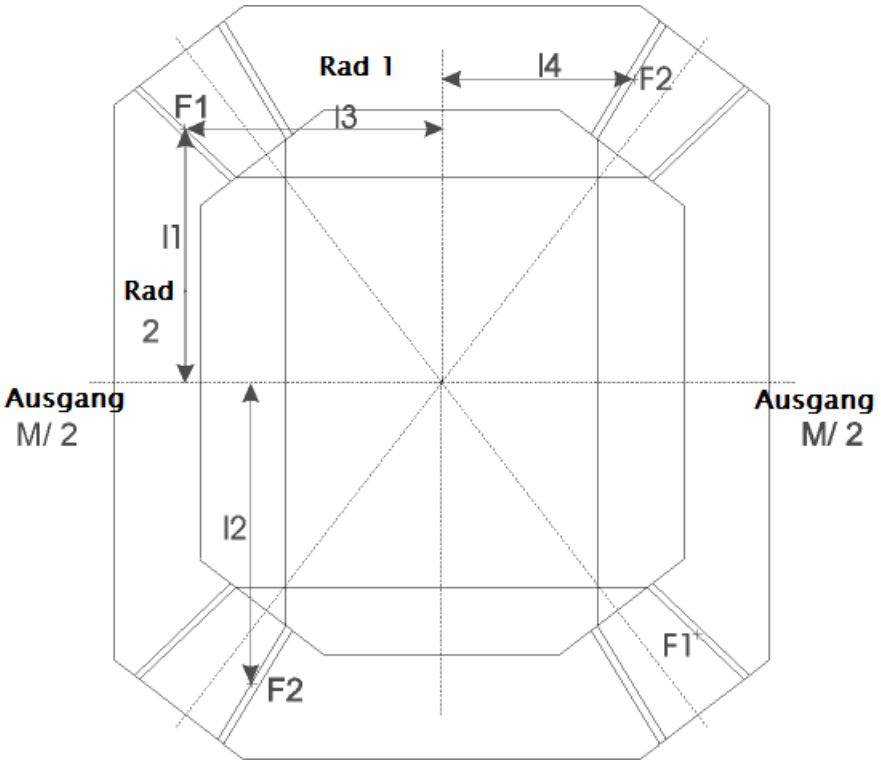


Abbildung 15.12: Kegelräder im Differentialgetriebe

$$M = 2 \cdot F_1 \cdot l_1 + 2 \cdot F_2 \cdot l_2 \qquad (13.1)$$

$$F_1 = F_2 \cdot \frac{l_4}{l_3} \qquad (13.2)$$

$$l_1 = \sqrt{R_{m1}^2 - \left(\frac{d_{m1}}{2}\right)^2} - 0.5 \cdot \tan(\delta_1) \cdot (d_{am1} - d_{m1}) \qquad (13.3)$$

$$l_2 = \frac{d_{am2}}{2} \qquad (13.4)$$

$$l_3 = \frac{d_{am1}}{2} \qquad (13.5)$$

$$l_4 = \sqrt{R_{m2}^2 - \left(\frac{d_{m2}}{2}\right)^2} - 0.5 \cdot \tan(\delta_2) \cdot (d_{am2} - d_{m2}) \qquad (13.6)$$

4. **Kegelräder, ISO 10300, Methode B (C)**
   ISO 10300, Teil 1,2,3: Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern.

5. **Kegelräder nach ISO/CD 10300 (2011)**
   Vorab-Version der nächsten Ausgabe der ISO 10300.

6. **Kegelräder AGMA 2003-B97 oder AGMA 2003-C10**
   ANSI/AGMA 2003-B97 oder AGMA 2003-C10: Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth

7. **Kegelräder DIN 3991**
   DIN 3991, Teile 1, 2, 3, 4: Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern. Die Berechnung erfolgt grundsätzlich nach Methode B, die Berechnung des Zahnformfaktors nach Methode C.

8. **Kegelräder Klingelnberg KN 3028/KN 3030**
   Berechnung analog Klingelnberg-Werknorm KN 3028 und KN 3030. Diese basieren hauptsächlich auf DIN-Normen. Die Berechnung liefert die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm der Firma Klingelnberg.

9. **Kegelräder Klingelnberg Palloid KN 3025/KN 3030**
   Berechnung analog Klingelnberg-Werknorm KN 3025 und KN 3030. Diese basieren hauptsächlich auf DIN-Normen. Die Berechnung liefert die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm der Firma Klingelnberg.

10. **Kegelräder Kunststoff**
    Berechnet wird das äquivalente Stirnradpaar (s.a. DIN 3991). Damit wird die Berechnung nach Niemann/VDI/VDI-mod. analog der Stirnradberechnung (siehe Seite II-3) ausgeführt.

11. **DNV41.2, Rechenvorschrift für Schiffe**
    Die Rechenvorschrift der Det Noske Veritas [93] für Schiffsgetriebe entspricht im Prinzip der ISO 10300 (Fuss, Flanke) und der ISO 13989 (Fressen), hat aber einige sehr markante Unterschiede, insbesondere bei den Woehlerlinien. Beachten Sie die speziell dafür erhältliche Anleitung kisssoft-anl-076-DE-Application_of_DNV42_1.pdf.

12. **Hypoid-Kegelräder nach ISO 10300**
    Hypoid-Kegelräder nach ISO 10300 mit der vorgeschlagenen Erweiterung gemäss FVA411. Die ISO 10300 (Ausgabe 2001) gilt für Kegelräder. Eine Erweiterung der Rechenmethode auf Hypoid-Räder ist in Diskussion. In Deutschland wurde eine Erweiterung im Rahmen des FVA411-Forschungsauftrags vorgeschlagen. Diese Methode ist bereits im Buch ‚Kegelräder' von Klingelnberg [87] dokumentiert. Die Methode nach FVA411 weicht nur wenig vom noch nicht öffentlich publizierten Vorschlag der ISO 10300-Erweiterung ab.

13. **Hypoid-Kegelräder, nur Geometrieberechnung**
14. **Hypoid-Kegelräder, nach Klingelnberg KN3029/KN3030**
    Berechnung analog Klingelnberg-Werknorm KN 3029 und KN 3030. Diese basieren hauptsächlich auf DIN-Normen. Die Berechnung liefert die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm der Firma Klingelnberg.
15. **Hypoid-Kegelräder, nach Klingelnberg KN3026/KN3030**
    Berechnung analog Klingelnberg-Werknorm KN 3026 und KN 3030. Diese basieren hauptsächlich auf DIN-Normen. Die Berechnung liefert die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm der Firma Klingelnberg.

HINWEIS

Weiter Hinweise zur Festigkeitsberechnung nach Klingelnberg finden Sie in Abschnitt 15.5.

15.5.2 Geforderte Lebensdauer

In das Eingabefeld wird die geforderte Lebensdauer direkt eingegeben.

Der -Button ermöglicht die Auslegung derselben. Basierend auf den Mindestsicherheiten für Zahnfuss- und Flankenfestigkeit wird für alle Zahnräder und die eingegebene Belastung die Lebensdauer (in Stunden) berechnet. Die Lebensdauer wird nach ISO 6336-6 mit der Palmgren-Miner-Regel berechnet. Im Dauerfestigkeitsbereich kann in Abweichung von ISO 6336 die Wöhlerlinie in modifizierter Form angewählt werden. Ausgegeben wird die Lebensdauer des Systems, also die Mindestlebensdauer aller Zahnräder der Konfiguration. Die Auslegung der Lebensdauer über den -Button ist mit oder ohne Definition eines Lastkollektivs (siehe Seite II-50) möglich. Ausführliche Informationen zur Definition von Lastkollektiven finden Sie in Abschnitt 14.19 (siehe Seite II-50).

15.5.3 Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Der -Button neben dem Eingabefeld der Leistung (des Drehmoments) berechnet eine Leistung (ein Drehmoment) so, dass ein vorgegebenes Sicherheitsminimum (siehe Seite II-217) eingehalten wird. Klicken des -Buttons neben dem Eingabefeld der Leistung ermöglicht im Fenster `Lastkollektiv definieren (siehe Seite II-50)` die Übergabe einer Häufigkeitsverteilung von Leistung, Drehmoment und Drehzahl. Der -Buttons rechts neben dem Eingabefeld der Drehzahl öffnet das Fenster `Drehrichtung definieren`, in dem Sie den Drehsinn des Kegelrads gemäss Abb. 16.6 auf Seite II-301 vorgeben können.

15.5.4 Details der Festigkeit

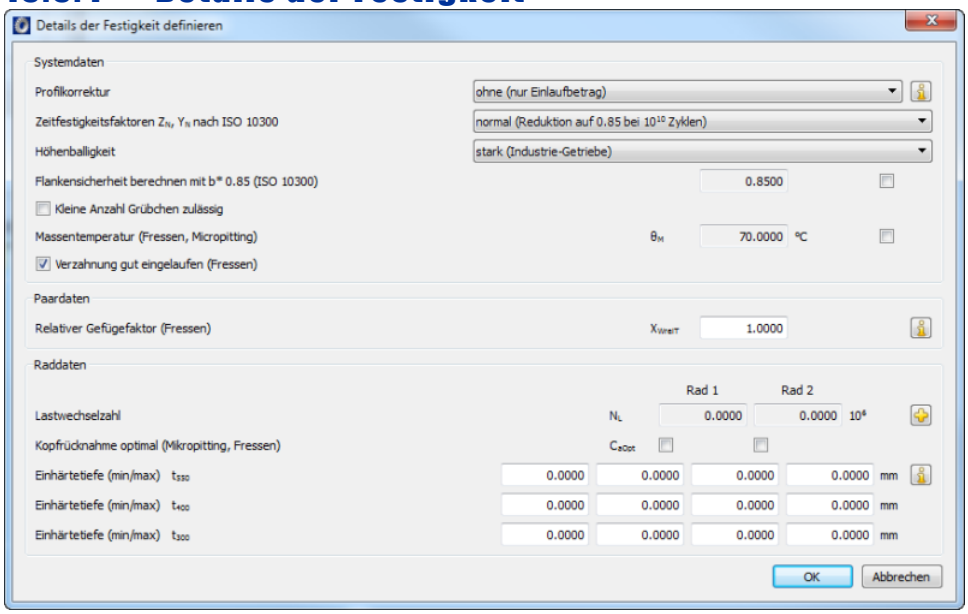


Abbildung 15.13: Dialogfenster `Details der Festigkeit definieren`

Klicken des `Details...`-Buttons rechts oben im Bereich `Festigkeit` öffnet das Dialogfenster `Details der Festigkeit definieren`.

An anderer Stelle beschriebene Parameter sind:

- Zeitfestigkeit (siehe Seite II-35)
- Die Eingabe der Art der `Höhenballigkeit`: Beeinflusst die Berechnung der Kontaktfläche (nur bei ISO 10300) und des Lastverteilungsfaktors Z_{LS}. Die Ausgabe von 2001 der ISO 10300 verwendet diese Variante noch nicht.
- Kleine Grübchen (siehe Seite II-42)
- Relativer Gefügefaktor (siehe Seite II-43)
- Lastwechselzahl (siehe Seite II-44)
- Wechselbiegungsfaktor (siehe Seite II-57)

15.5.4.1 Profilkorrektur

Die Profilkorrektur ist bei Kegelrädern nicht üblich und mit dem Hersteller bezüglich der Machbarkeit vorher abzustimmen. Standardmässig wird der Einlaufbetrages gemäss ISO10300 eingetragen.

15.5.4.2 Flankensicherheit mit 0.85*b berechnen (ISO 10300)

Die Flankensicherheit nach ISO 10300 wird mit der Länge der Kontaktlinie auf Zahnhöhenmitte l_{bm} berechnet. Setzen Sie einen Haken in diese Checkbox, wird, abweichend von der ISO 10300, mit der modifizierten Breite

$$b' = (faktor) \cdot b$$

gerechnet.

Üblich als Tragbildbreite ist 0.85*Zahnbreite (wird z.B. von DIN 3991 so vorgeschrieben. Bei vorliegender Erfahrung kann dieser Wert modifiziert werden.

HINWEIS

Diese Eingabe ist nur bei Rechenmethode ISO10300 sichtbar.

15.5.4.3 Lastkollektive mit negativen Elementen

Lastkollektive mit negativen Lastkollektiv-Elementen (T < 0 und/oder n < 0) können wahlweise wie folgt berechnet werden (wird nur auf Elemente, bei welchen der Wechselbiegungsfaktor YM=1.0 ist, angewendet).

WICHTIG:

Ein Lastkollektiv-Element wird dann als negativ bewertet, wenn die Nicht-Arbeitsflanke belastet wird.

Faktor für Drehmoment	Faktor für Drehzahl	Belastete Flanke	Lastkollektiv-Element ist
+	+	Arbeitsflanke (*)	Positiv bewertet
+	-	Arbeitsflanke (*)	Positiv bewertet
-	+	Nicht-Arbeitsflanke	Negativ bewertet
-	-	Nicht-Arbeitsflanke	Negativ bewertet

(*) Arbeitsflanke, wie eingegeben in Tab Festigkeit

Tabelle 14.10: Bewertung eines Lastkollektivelements in Abhängigkeit der Vorzeichen

Zur Auswahl unter `Details` im Tab `Belastung`, Gruppe `Festigkeit` kann festgelegt werden:

- Für die Berechnung der Grübchen-Sicherheit
  - Alle negativen LK-Elemente positiv werten (wie bisher)
  - Nur positive LK-Elemente werten
  - Nur negative LK-Elemente werten
  - Beide Fälle rechnen und ungünstigeren Fall dokumentieren
- Für die Berechnung der Zahnfuss-Sicherheit
  - Alle negativen LK-Elemente positiv werten (wie bisher)
  - Bei negativen LK-Elementen Fussspannung mit 1/0.7 erhöhen
  - Bei positiven LK-Elementen Fussspannung mit 1/0.7 erhöhen
  - Beide Fälle rechnen und realistischeren Fall dokumentieren

15.5.5 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt Tabelle 15.4. Ausführlichere Angaben finden Sie in ISO 10300, ISO 6336, DIN 3990, DIN 3991.

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleichmässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 15.4: Zuordnung Arbeitsweise → Anwendungsfaktor

15.6 Bezugsprofil

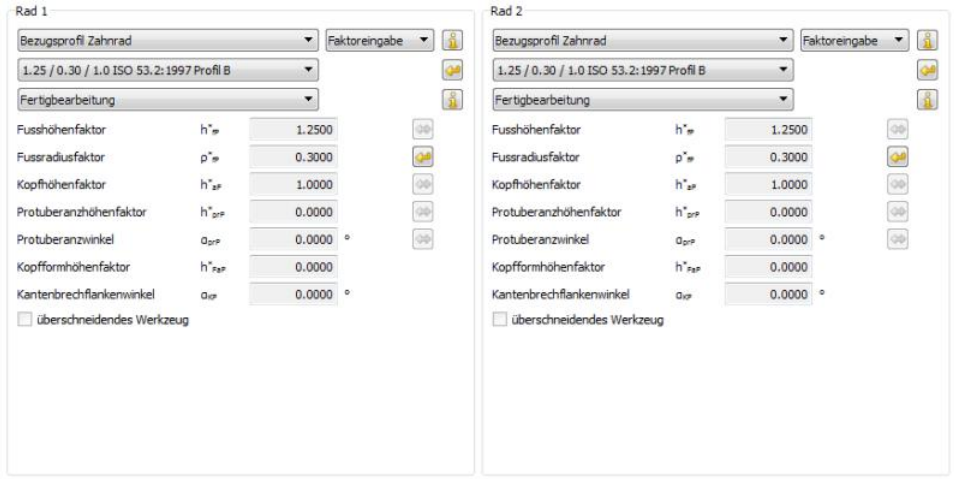


Abbildung 15.14: Tab Bezugsprofil

15.6.1 Standardwerte für Kopfgrundspiel

Das Kopfgrundspiel liegt bei Spiralkegelrädern üblicherweise bei 0.2 bis 0.3 mal mittlerem Normalmodul. Bei Verzahnungen die mit Werkzeugneigung (Tilt) gefertigt werden, wird ein grösseres Spiel verwendet, um ein Auflaufen des Zahnkopfes im Fuss des Gegenrades zu vermeiden.

Standardwerte sind (gemäss Buch ‚Kegelräder' von Klingelnberg [87]):

Verfahren „Gleason, modified slot width":	0.3
Verfahren „Gleason, constant slot width":	0.35
Verfahren „Klingelnberg, Palloid":	0.3
Verfahren „Klingelnberg, Zyklo-Palloid":	0.25
Verfahren „Oerlikon":	0.25

15.6.2 Standardwerte für Kopfhöhenfaktoren

Der Kopfhöhenfaktor beträgt üblicherweise 1.0.

15.7 Kontaktanalyse

Die Kontaktanalyse berechnet im Modul Kegel- und Hypoidräder die Eingriffslinie unter Last für gerad-, schräg-, und bogenverzahnte Kegelräder. Hypoidräder werden nicht unterstützt.

Für die Analyse wird das Kegelradpaar mit Ersatz-Stirnradverzahnungen approximiert. Jedes dieser zwei Stirnradpaare besitzt eine über die Zahnbreite variable Zähnezahl, Wälzkreisdurchmesser und Schrägungswinkel (Bogenverzahnung). Für eine genauere Beschreibung zur Theorie der Kontaktanalyse lesen Sie bitte das Kapital Stirnrad Kontaktanalyse (siehe Seite II-155) und [69].

Achslage

Die Kontaktanalyse berücksichtigt die eingegebene H-, G- und V-Verlagerung sowie die Richtung der Torsion. Wie bei der Kontaktanalyse für Stirnradpaare kann auch bei der Berechnung von Kegelrädern die Deformation der Wellen berücksichtigt werden (siehe Kapitel Berücksichtigung der Wellenbiegung (siehe Seite II-82)). Im Protokoll der Kontaktanalyse wird bei der Berücksichtigung der Wellendeformation zusätzlich die äquivalente H-, G- und V-Verlagerung dokumentiert

15.8 Korrekturen

Im Eingabefenster `Korrekturen` können Sie Profil- und Flankenlinienkorrekturen, einen Kopfkantenbruch oder eine Kopfrundung definieren und die Eintauchtiefe der Schleifscheibe kann festgelegt werden.

Angaben zu Kopfkantenbruch sowie den Profil- und Flankenlinienkorrekturen finden Sie in Kap.14.7. (s. Abschnitt "Korrekturen" auf Seite II-105)
Bei Kegelrädern werden nicht alle Korrekturen, welche bei Stirnrädern Verwendung finden, aus herstelltechnischen Gründen verwendet.

Kopfhöhenänderungen werden bei Kegelrädern in Spezialfällen verwendet, um ein genügendes Kopfspiel zu erhalten. Die Definition der einzugebenden Daten sind in Abb. 15.15 dargestellt.

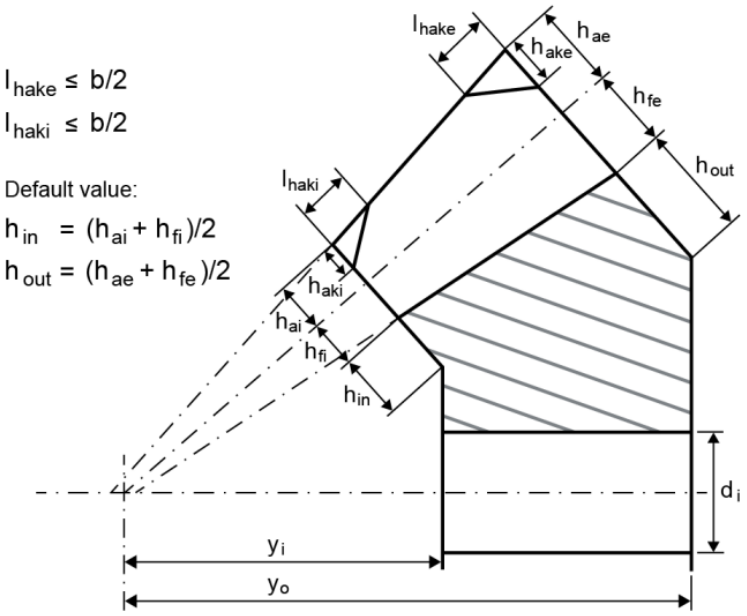


Abbildung 15.15: Kopfhöhenänderungen bei Kegelrädern

Mit dem Auslegungsknopf zur Kopfhöhenänderung auf der Innenseite kann ein Vorschlag entsprechend der Länge bk (Breite der Kopfrücknahme) nach Klingelnberg Werknorm für eine konstante Kopfbreite mit 0.2*Normalmodul erzeugt werden. Dazu wird die Berechnung nach Klingelnberg KN3028 vorausgesetzt.

Der Radkörper kann an der Innen- und Aussenseite mit den Längen und Breitenangaben modifiziert werden (für die 3D-Darstellung). Mit dem Umrechnungsknopf können Modifikationen mit achsparalleler Lage erhalten werden. Im Fenster, welches sich dann öffnet, wird mit der Auslegungsfunktion für die Aussenseite die maximal mögliche Höhe der Modifikation h_ake bis zum Teilkegeldurchmesser aussen vorgeschlagen. Die maximal mögliche Länge der Modifikation l_hake ist begrenzt bis zur Hälfte der Zahnbreite, damit das 3D Modell des Kegelrad in Zahnmitte die unveränderte Zahnhöhe beibehält.

Mit der Option ‚`Radkörper erweitert`' können Sonderformen des Radkörpers erzeugt werden (Abb. 15.16)

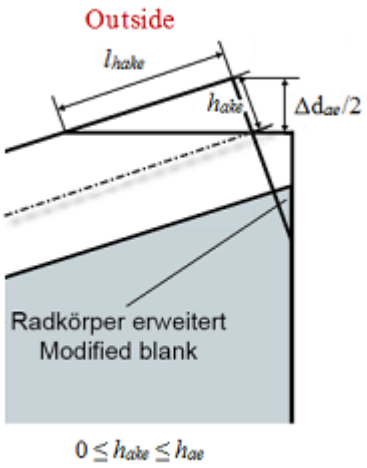


Abbildung 15.16: Radkörpermodifikation an der Kegelrad-Aussenseite

Auch für die Innenseite kann ein Umrechnungsknopf verwendet werden. Im Fenster, welches sich dann öffnet, wird mit der Auslegungsfunktion für die Innenseite die maximal mögliche Höhe der Modifikation h_aki bis zum Teilkegeldurchmesser innen vorgeschlagen.

Mit der Option ‚`Radkörper erweitert`' können Sonderformen des Radkörpers erzeugt werden (siehe Abb. 15.17). Der Auslegungsknopf in diesem Fenster zu ‚`Distanz in Achsrichtung zur Teilkegelspitze yaimod`' berechnet yai so, dass der Kegelradkörper eine Form entsprechend Δyai=0 erhält, siehe Abb. 15.17 unten, links oder rechts.

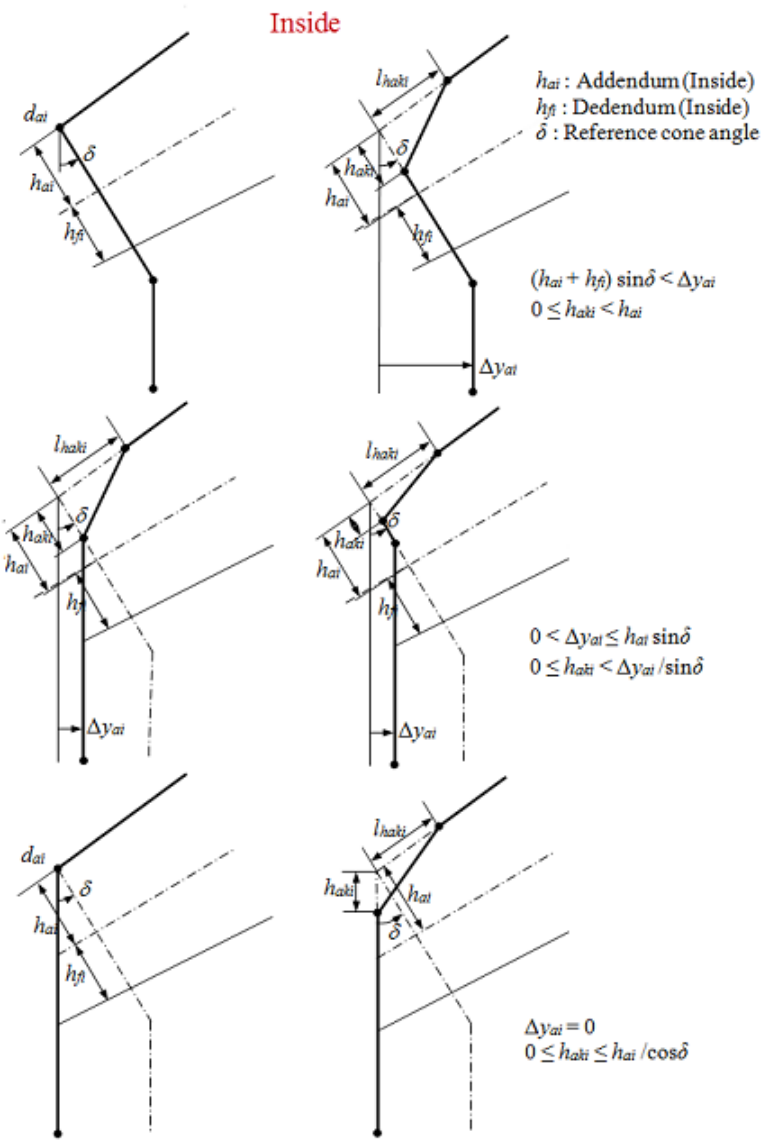


Abbildung 15.17: Radkörpermodifikation an der Kegelrad-Innenseite

15.9 Grobauslegung

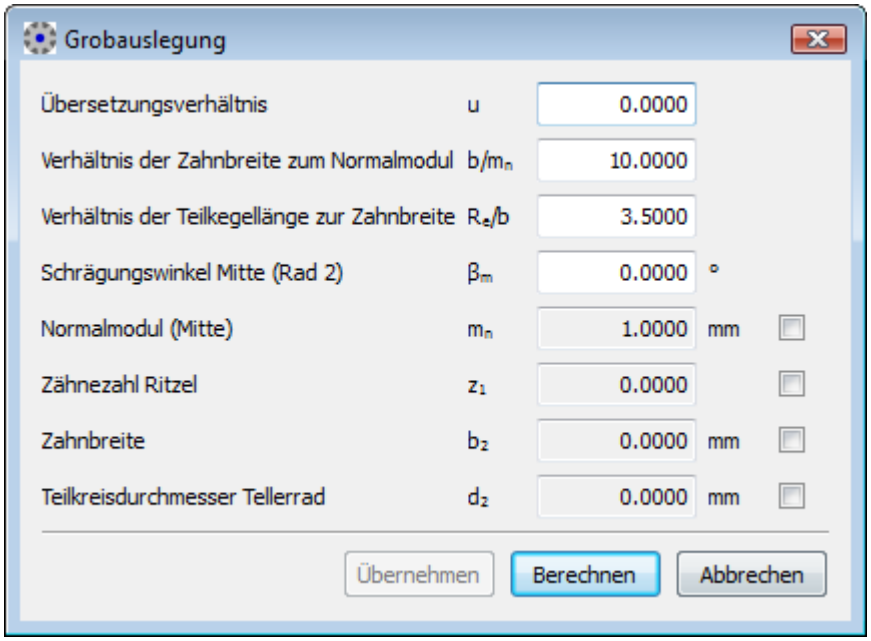


Abbildung 15.18: Dialogfenster `Grobauslegung`

Die Auslegung von Kegelrädern und Hypoidrädern nach den Vorschlägen der Fachliteratur [Kegelräder, Hrsg. Klingelnberg] ergibt geometrisch vernünftig ausgelegte Zahnrad-Paarungen. In Bezug auf die Sollsicherheiten gegen Zahnbruch und Pitting ist die Auslegung nicht exakt, sondern beruht auf recht allgemeinen Erfahrungswerten. Die Nachrechnung der so ausgelegten Verzahnung wird deshalb gewisse Abweichungen von den angestrebten Sicherheiten ergeben.

Durch Ändern des Moduls und der Zahnbreite können Sie anschliessend die gewünschten Sicherheiten dann problemlos erreichen.

15.9.1 Zahnbreitenverhältnis

Die Zahnbreite sollte im Verhältnis zu der äusseren Teilkegellänge je nach dem Verwendungszweck der Getriebe den nachfolgenden Werten entsprechen:

Leicht und mittelschwer beanspruchte Getriebe für Maschinen und Fahrzeuge	$3.5 \leq (Re/b) \leq 5.0$
Hochbeanspruchte Getriebe für Maschinen und Fahrzeuge	$3.0 \leq (Re/b) \leq 3.5$

15.9.2 Modulverhältnis

Der Normalmodul sollte im Verhältnis zur Zahnbreite innerhalb gewisser Grenzen liegen, die nur aus besonderen Gründen zu verlassen sind:

Oberflächengehärtete, zahnbruchgefährdete Kegelräder:	$7 \leq (b/mn) \leq 12$
Pittinggefährdete oder vergütete und ungehärtete Kegelräder:	$10 \leq (b/mn) \leq 14$

15.10 Feinauslegung

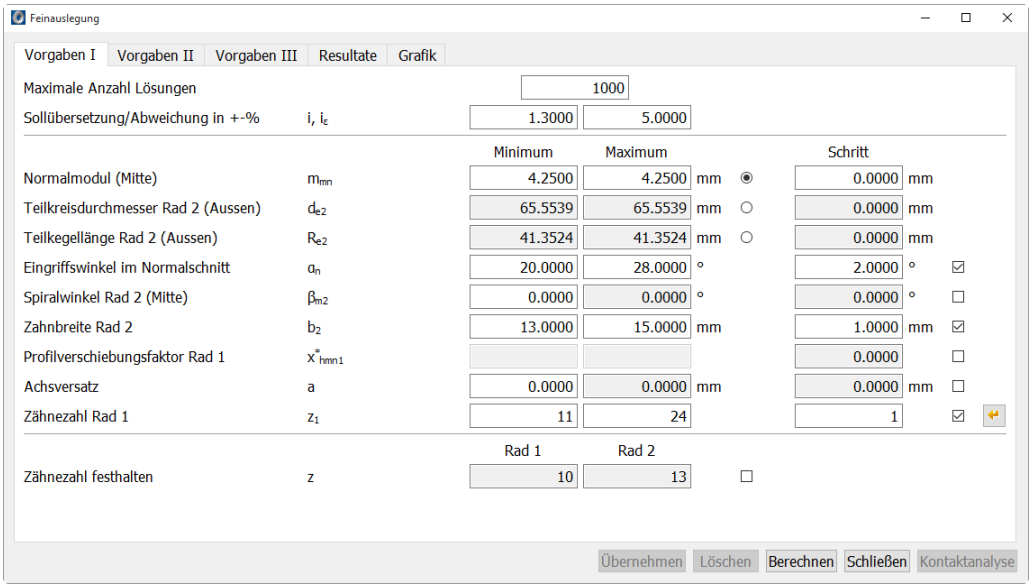


Abbildung 15: Tab `Vorgaben I` im Fenster `Feinauslegung`

Wählen Sie zum Starten der `Feinauslegung` im Menü `Berechnung` die Option `Feinauslegung` oder das Symbol  aus der Symbolleiste.

Auf Eingabe einer Soll-Übersetzung, eines Achsabstandes und von Intervallen für Modul, Schrägungswinkel, Eingriffswinkel usw. erfolgt Berechnung und Ausdruck von Vorschlägen für Zähnezahl, Modul, Schrägungswinkel und Profilverschiebung mit Angabe der Abweichung von der Sollübersetzung, des spezifischen Gleitens, der Überdeckungen. Dieses Modul erlaubt auch die Auslegung von Planetenstufen und Stirnradstufen mit Wechselrädern.

Alle gefundenen Varianten werden nach verschiedensten Kriterien (Genauigkeit der Übersetzung, Gewicht, Festigkeit, etc.) bewertet.

Wichtige Parameter können je nach Bedarfsfall eingeschränkt werden (Mindest-Zähnezahl, tolerierter Unterschnitt etc.). Neben den Textprotokollen mit den Lösungen und der Bewertung ist auch eine grafische Darstellung der Bewertung möglich.

15.10.1 Notwendige Eingaben in den Standardtabs

In den Standardtabs `Basisdaten` bzw. `Geometrie` und `Festigkeit` müssen folgende Daten korrekt eingegeben sein, bevor die Feinauslegung gestartet wird, damit die Berechnung die gewünschten Resultate erzielt.

Geometrie:

- Bezugsprofil
- Bauform: Standard, Gleason, Klingelnberg

Festigkeit:

- Werkstoffe
- Leistung/Drehzahl
- Anwendungsfaktor
- Lebensdauer (Lebensdauer)
- Schmierung

15.10.2 Vorgaben I

15.10.2.1 Maximale Anzahl Lösungen

Wenn das Programm mehr als die angegebene Anzahl Lösungen findet, wird eine Warnung angezeigt und im Protokoll ein entsprechender Vermerk eingetragen.

HINWEIS

Eine abschliessende Auswertung sollte nur vorgenommen werden, wenn alle möglichen Lösungen angezeigt werden. Andernfalls riskieren Sie, dass die optimale Lösung möglicherweise nicht angezeigt wird.

15.10.2.2 Normalmodul (Mitte), Teilkreisdurchmesser, Teilkegellänge

Die Radgrösse kann wahlweise über die drei Optionen variiert und eingeschränkt werden.

15.10.3 Vorgaben II

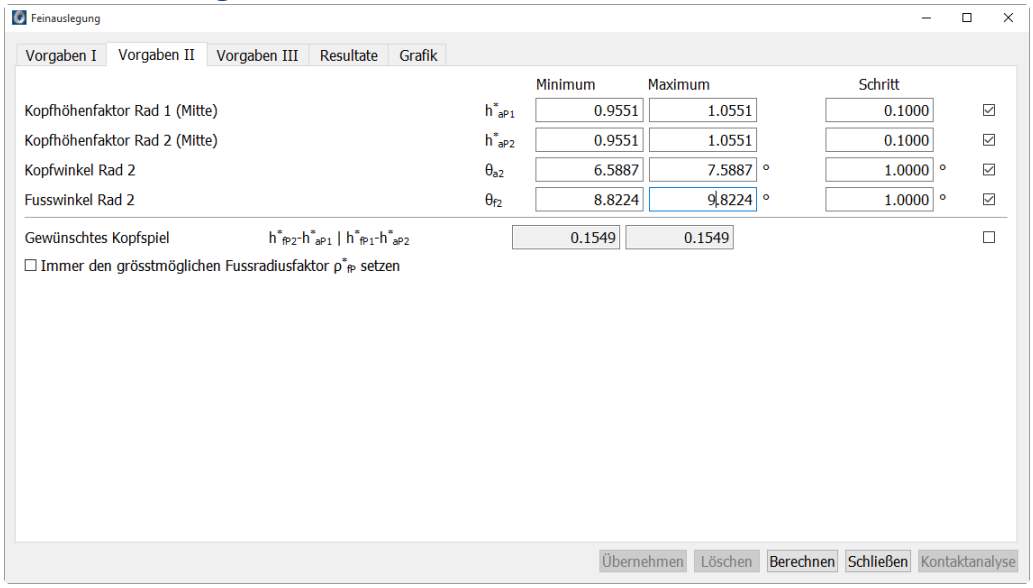


Abbildung 15: Tab `Vorgaben II` im Fenster `Feinauslegung`

Im Tab `Vorgaben II` können weitere Parameter variiert werden.

15.10.3.1 Kopfhöhenfaktor Rad 1 (Mitte), Kopfhöhenfaktor Rad 2 (Mitte)

Die Variierung der Kopfhöhenfaktoren Rad 1 und Rad 2 ermöglicht eine Bezugsprofilvariierung der Kegelräder. Die Fusshöhenfaktoren des Gegenrades (Rad 2 und Rad 1) werden dann aus dem Kopfhöhenfaktor und der Vorgabe ‚gewünschtes Kopfspiel' berechnet.

15.10.3.2 Kopfwinkel Rad 2, Fusswinkel Rad 2

Die Variierung der Kopf- und Fusswinkel am Rad 2 ermöglicht eine Zahnhöhenvariierung entlang der Zahnbreite. Die Kopf- und Fusswinkel am Gegenrad (Rad 1) werden mit der Vorgabe eines konstanten Kopfspieles (parallele Kopfkegel und Fusskegel zum Gegenrad) berechnet.

Einschränkungen aufgrund der Bauformen: Die Variierung der Kegelwinkel ist bei den Bauformen ausgeschlossen, welche keine Änderung der Winkel zulassen. Bei der Bauform ‚Standard, Bild 1' sind keine Variierungen von Kopf- und Fusskegelwinkel möglich. Bei der Bauform ‚Standard, Bild 4' ist die Variierung des Kopfkegelwinkels möglich, aber nicht des Fusskegelwinkels. Bei den Bauformen ‚Kon-

stante Zahnhöhe, Bild 3‘ sind keine Variierungen von Kopf- und Fusskegelwinkel möglich.

HINWEIS

Diese Variierungen in Vorgaben II sind sinnvoll bei Differential Kegelrädern, welche bezüglich der Herstellung grosse geometrische Freiheiten aufweisen. Beachten Sie, dass bei den konventionellen Herstellarten wie Klingelnberg oder Gleason, die dort üblichen Vorgaben eingehalten werden müssen.

15.10.4 Vorgaben III

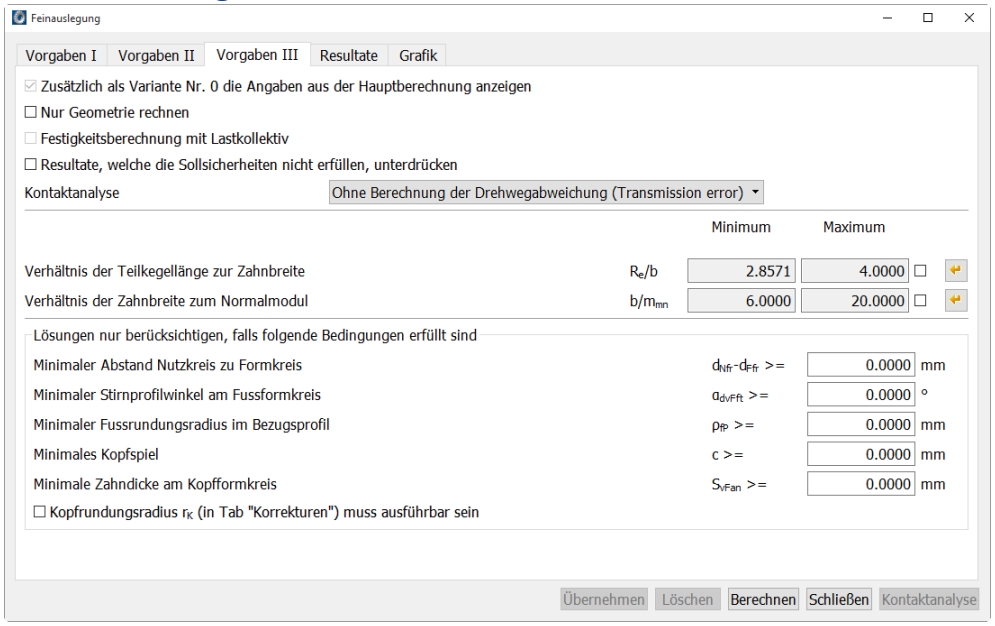


Abbildung 15: Tab `Vorgaben III` im Fenster `Feinauslegung`

Im Tab `Vorgaben III` können weitere Parameter definiert werden.

1. **Zusätzlich als Variante 0 die Angaben aus der Hauptberechnung anzeigen**

Die Verzahnungsdaten, welche im KISSsoft-Basis-Tab stehen, können zusätzlich als Variante mit Nummer 0 angezeigt werden (Tabelle und

Grafik). Voraussetzung ist, **dass die Daten beim Start der Feinauslegung konsistent sind.**

2. Nur Geometrie rechnen

Mit dieser Einstellung wird keine Festigkeitsberechnung durchgeführt.

3. Festigkeitsberechnung mit Lastkollektiv

Um Berechnungen mit Lastkollektiv durchführen zu können, muss im KISSsoft-Hauptfenster VOR dem Start der Feinauslegung ein Lastkollektiv gesetzt sein und einmal durchgerechnet werden (damit die Daten konsistent sind). In diesem Fall erfolgt beim Start der Feinauslegung die Abfrage, ob die Berechnung mit Lastkollektiv durchgeführt werden soll. Der Flag im Fenster zeigt nur an, ob mit oder ohne Lastkollektiv gerechnet wird; er kann nicht verändert werden.

4. Resultate, welche die Sollsicherheiten nicht erfüllen, unterdrücken

Varianten, welche die vorgegebenen Mindestsicherheiten (siehe `Berechnung > Einstellungen > Sollsicherheiten`) unterschreiten, werden verworfen.

5. Drehwegabweichung (Transmission Error)

Ist die Option ‚Berechnen mit Drehwegabweichung' gewählt, wird die Kontaktanalyse für jede Variante durchgeführt.

Während der Kontaktanalyse für die Drehwegabweichung werden, um aussergewöhnliche Vorkommnisse zu vermeiden, die Standardeinstellungen verwendet, ausgenommen sind Reibwert und Berechnungsgenauigkeit. Die Vorgabe erfolgt im Grundprogramm, im Tab ‚Kontaktanalyse'. Bei der Definition der Berechnungsgenauigkeit empfehlen wir die „mittlere" oder „tiefe" zu wählen, um die Berechnungszeit zu reduzieren. Folgedessen kann es sein, dass die Drehabweichung in der Feinauslegung eventuell nicht genau identisch ist mit jener aus der Kontaktanalyse, je nach den gewählten Einstellungen.

Die Standardeinstellungen sind:

- Berechnung für: rechte Flanke
- Drehmoment Rad A: nicht berücksichtigt
- Drehmoment Rad B: nicht berücksichtigt
- Teillast für die Berechnung: 100 %
- Achsabstand: Mittleres Achsabstandsabmass
- Teilungseinzelabweichung: 0 mm

Die Liste der Resultate zeigt:

- Drehwegabweichung (PPTE)
- Durchschnittlicher Verschleiss auf der Zahnflanke (delwn1, delwn2)
- Maximale Blitztemperatur (theflamax)
- Variation der Lagerkräfte (VarL)

Die Berechnung mit Drehwegabweichung dauert spürbar länger. Wir empfehlen deshalb die Anzahl der zu berechnenden Varianten zu limitieren,

bevor Sie die Berechnung starten

15.10.4.1 Verhältnis der Teilkegellänge zur Zahnbreite

Ein üblicher Auslegungskennwert bei Kegel- und Hypoidrädern ist der Kennwert ‚Verhältnis der Teilkegellänge zur Zahnbreite'. Wenn der Haken gesetzt ist, werden Lösungen, welche ausserhalb dieses Bereiches sind, verworfen.

HINWEIS

Setzen Sie den Bereich relativ eng, wenn Sie bogenverzahnte Kegelräder rechnen. Bei Differential Kegelrädern sollten Sie den Bereich relativ gross wählen.

15.10.4.2 Verhältnis der Zahnbreite zum Normalmodul

Ein üblicher Auslegungskennwert bei Kegel- und Hypoidrädern ist der Kennwert ‚Verhältnis der Zahnbreite zum Normalmodul'. Kleine Werte führen zu tendenziell grossen Modulen und fussfestigkeitsoptimierte Auslegungen. Wenn der Haken gesetzt ist, werden Lösungen, welche ausserhalb dieses Bereiches sind, verworfen.

HINWEIS

Setzen Sie den Bereich relativ eng, wenn Sie bogenverzahnte Kegelräder rechnen. Bei Differential Kegelrädern sollten Sie den Bereich relativ gross wählen

15.10.4.3 Lösungen nur berücksichtigen, falls folgende Bedingungen erfüllt

Der Anwender kann weitere Kriterien festlegen, um ungewünschte Lösungen verwerfen zu lassen. Diese Werte werden an der Stirnersatzverzahnung berechnet und geprüft.

1. Minimaler Abstand Nutzkreis zu Formkreis d_{Nf} - d_{Ff}

Falls der Fussnutzkreis den Fussformkreis unterschreitet, kommt es zu Eingriffsstörungen. Ein Mindestwert für den Abstand zwischen

Fussnutzkreis und Fussformkreis, also zwischen genutzter und hergestellter Evolvente, kann hier vorgegeben werden. Der Eingabewert ist die

Mindestdifferenz der beiden Durchmesser. In der Resultateansicht werden nur Lösungen grösser oder gleich dem Eingabewert berücksichtigt.

2. Minimaler Stirnprofilwinkel am Fussformkreis alphafF

Damit bei Differential Kegelrädern eine axiale Entformbarkeit des Werkstückes aus dem Schmiedewerkzeug gewährleistet ist, ist ein minimaler

Profilwinkel in Stirnschnitt erforderlich. In der Resultateansicht werden nur Lösungen grösser oder gleich dem Eingabewert berücksichtigt.

3. Minimaler Fussausrundungsradius im Bezugsprofil rhofp

Aus Herstellbarkeitsgründen kann ein minimaler Fussausrundungsradius erforderlich sein (Absolutwert in mm). In der Resultateansicht werden nur

Lösungen grösser oder gleich dem Eingabewert berücksichtigt.

4. Minimales Kopfspiel c

Aus Herstellbarkeitsgründen kann ein minimales Kopfspiel erforderlich sein (Absolutwert in mm). Dieser wird mit dem Kopfspiel c verglichen. In der

Resultateansicht werden nur Lösungen mit einem Kopfspiel grösser oder gleich dem Eingabewert dargestellt.

5. Minimale Zahndicke am Kopfformkreis sFvan

Damit ein gewünschter Kopfrundungsradius angebracht werden kann, ist die minimale Zahndicke am Kopfformkreis sFvan massgebend. Die

Kopfhöhenänderungen aus dem Tab ‚Korrekturen' werden dabei berücksichtigt. In der Resultateansicht werden nur Lösungen mit einer Zahndicke

am Kopfformkreis grösser oder gleich dem Eingabewert dargestellt.

Die Zahndicke sFvan wird in Mitte der Zahnbreite kontrolliert. Falls erwünscht ist, dass auch die Zahndicke aussen und innen bei den Schnitten I und II kontrolliert wird,

muss bei den modulspezifischen Einstellungen die "Ergänzungen für Differentiale" aktiviert werden.

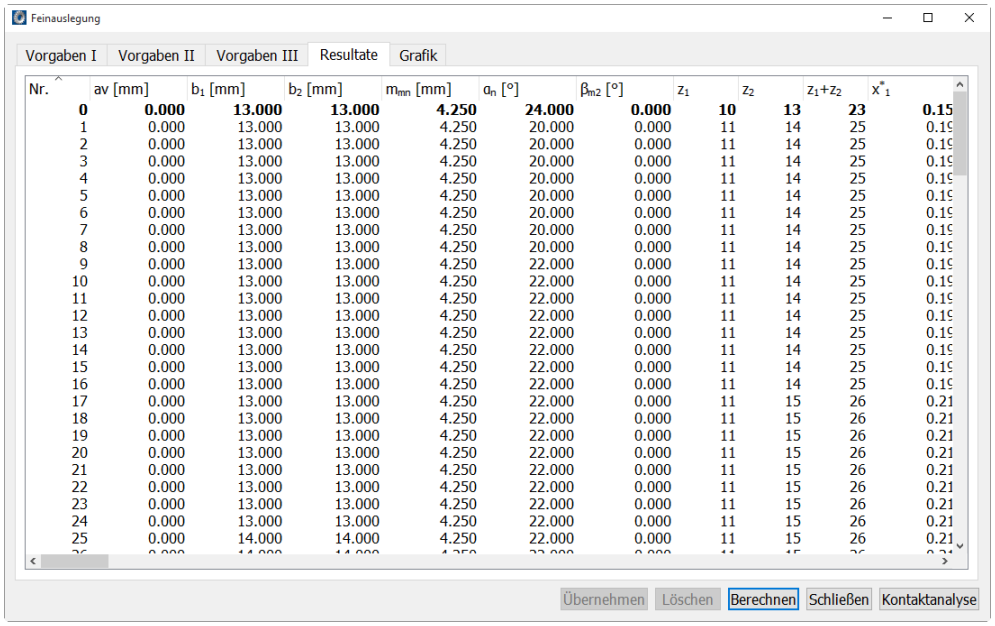
6. Kopfrundung rK (im Tab ‚Korrekturen') muss ausführbar sein

In der Resultateansicht werden nur Lösungen dargestellt, welche den Kopfrundung rK gemäss den Eingaben im Tab ‚Korrekturen' ausführen kann.

HINWEIS

Wenn in ‚Modulspezifischen Einstellungen – Differentiale' der Haken gesetzt ist, werden diese Kriterien zusätzlich in einem Schnitt ‚innen' und einem Schnitt ‚aussen' geprüft und nur Lösungen berücksichtigt, welche die vorgegebenen Kriterien erfüllen.

15.10.5 Resultate



Nr.	av [mm]	b_1 [mm]	b_2 [mm]	m_{mn} [mm]	α_n [°]	β_{m2} [°]	z_1	z_2	z_1+z_2	x^*_1
0	**0.000**	**13.000**	**13.000**	**4.250**	**24.000**	**0.000**	**10**	**13**	**23**	**0.15**
1	0.000	13.000	13.000	4.250	20.000	0.000	11	14	25	0.19
2	0.000	13.000	13.000	4.250	20.000	0.000	11	14	25	0.19
3	0.000	13.000	13.000	4.250	20.000	0.000	11	14	25	0.19
4	0.000	13.000	13.000	4.250	20.000	0.000	11	14	25	0.19
5	0.000	13.000	13.000	4.250	20.000	0.000	11	14	25	0.19
6	0.000	13.000	13.000	4.250	20.000	0.000	11	14	25	0.19
7	0.000	13.000	13.000	4.250	20.000	0.000	11	14	25	0.19
8	0.000	13.000	13.000	4.250	20.000	0.000	11	14	25	0.19
9	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	14	25	0.19
10	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	14	25	0.19
11	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	14	25	0.19
12	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	14	25	0.19
13	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	14	25	0.19
14	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	14	25	0.19
15	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	14	25	0.19
16	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	14	25	0.19
17	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	15	26	0.21
18	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	15	26	0.21
19	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	15	26	0.21
20	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	15	26	0.21
21	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	15	26	0.21
22	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	15	26	0.21
23	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	15	26	0.21
24	0.000	13.000	13.000	4.250	22.000	0.000	11	15	26	0.21
25	0.000	14.000	14.000	4.250	22.000	0.000	11	15	26	0.21

Abbildung 15: Tab `Resultate` im Fenster `Feinauslegung`

Klicken des `Protokoll`-Buttons öffnet den Editor mit einer Auflistung der besten Resultate. Die Kriterien für die Beurteilung der besten Varianten werden hier kurz beschrieben. Beachten Sie, dass diese Kriterien nicht in jedem Fall zutreffen, sondern in bestimmten Anwendungen hinterfragt werden müssen!

15.10.6 Grafik

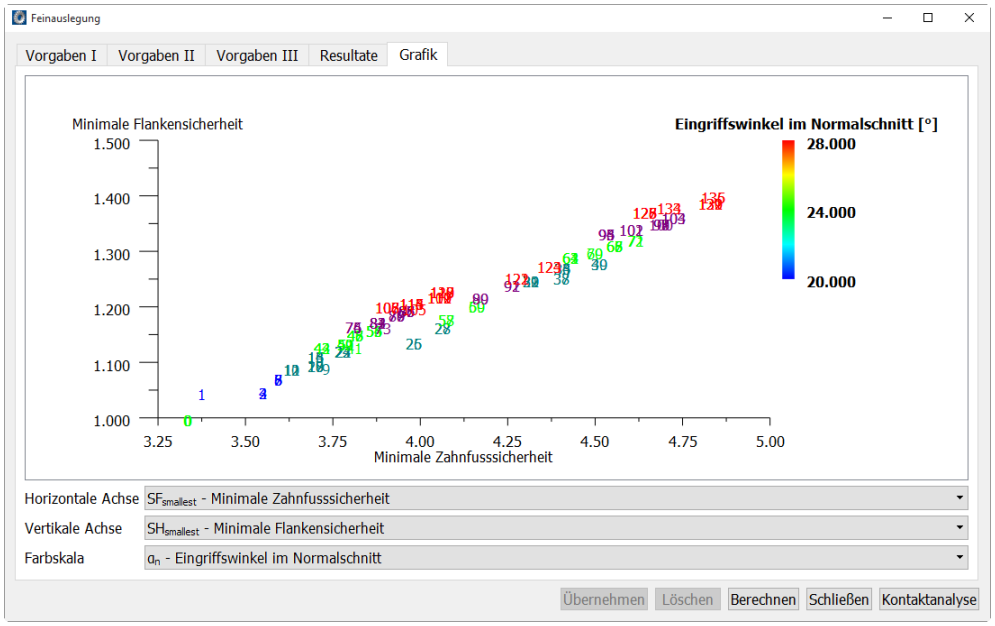


Abbildung 15: Tab `Grafik` im Fenster `Feinauslegung`

Die Grafik in der Feinlauslegung erlaubt einen schnellen Überblick über die Menge an Lösungen. Es können gleichzeitig drei Parameter angezeigt, die in den Auswahllisten geändert werden können. Neben den beiden Achsen wird der dritte Parameter als Farbe dargestellt.

15.11 Hinweise zur Berechnung nach Klingelnberg

15.11.1 Kegelräder mit Zyklo-Palloid®-Verzahnung

Geometrie, Herstellbarkeit und Festigkeitsberechnung von Kegelrädern nach dem Klingelnberg-Verfahren Zyklo-Palloid® Verfahren.

Gemäss der Klingelnberg-Werknorm KN 3028 (Geometrie und Herstellung) und KN 3030 (Festigkeitsberechnung) wird eine komplette Berechnung für Zyklo-Palloid®-Verzahnungen durchgeführt:

- Berechnung der Maschinendistanz für die Maschinentypen FK41B, AMK400, AMK635, AMK855, AMK1602 mit allen entsprechenden Messerköpfen, Flugkreisradien und Gangzahlen. Ausgabe einer Warnung, falls Maschinentyp oder Messerkopf falsch gewählt werden.
- Achswinkel, Winkelkorrekturen beliebig wählbar.
- Gesamte Geometrie, Modulen (Innen, Mitte, Aussen), Spiralwinkel (Innen, Aussen), Kontrolle auf Verschnitt, Unterschnittfreiheit, Berechnung der Profilverschiebung für ausgeglichenes Gleiten, Kontrolle auf rückwärtiges Ausschneiden, Kontrolle und Berechnung der erforderlichen Kopfkürzung am Innendurchmesser, Profil- und Sprungüberdeckung, Zahnformfaktor und Spannungs- Korrekturfaktor.
- Berechnung aller Verzahnungsmasse.
- Berechnung der Grübchen-, der Zahnfuss-, sowie der Fresstragfähigkeit (nach dem Integraltemperatur-Kriterium) mit allen Anpassungen der Werksnorm KN 3030.

15.11.2 Hypoidräder mit Zyklo-Palloid-Verzahnung

Geometrie, Herstellbarkeit und Festigkeitsberechnung von Hypoidrädern (Kegelräder mit Achsversatz) nach dem Klingelnberg-Verfahren.

Gemäss der Klingelnberg-Werknorm KN 3029 (Geometrie und Herstellung) und KN 3030 (Festigkeitsberechnung) wird eine komplette Berechnung für Zyklo-Palloid-Verzahnungen durchgeführt:

- Berechnung der Maschinendistanz für die Maschinentypen FK41B, KNC40, KNC60, AMK855, AMK1602 mit allen entsprechenden Messerköpfen, Flugkreisradien und Gangzahlen. Ausgabe einer Warnung, falls Maschinentyp oder Messerkopf falsch gewählt werden.

- Achswinkel, Winkelkorrekturen, Eingriffswinkel für Zug- und für Schub-Flanke beliebig wählbar.
- Gesamte Geometrie mit Berechnung der Zahnbreiten, Modulen (Innen, Mitte, Aussen), Spiralwinkel (Innen, Aussen), Kontrolle auf Verschnitt, Unterschnittfreiheit, Berechnung der Lückenweiten, Kontrolle auf rückwärtiges Ausschneiden, Kontrolle und Berechnung der erforderlichen Kopfkürzung am Innendurchmesser, Profil- und Sprungüberdeckungen, Zahnformfaktor, Spannungs- und Korrekturfaktor, entsprechend der Anwendung für die Zug- oder die Schubflanke.
- Berechnung aller Verzahnungsmasse.
- Berechnung der Grübchen-, der Zahnfuss-, sowie der Fresstragfähigkeit (nach dem Integraltemperatur-Kriterum für das Ersatz-Schraubrad) mit allen Anpassungen der Werksnorm KN 3030.

15.11.3 Normalmodulbereiche für Klingelnberg-Maschinen (Zyklo-Palloid)

Maschine	**Flugkreisradius** r_{∞}	**Normalmodul** m_{mn}	
FK41B	25	0.25 ...	1.6
	30	0.25 ...	1.6
	40	0.25 ...	1.6
AMK400	55	1.1 ...	4.0
	100	2.4 ...	5.2
	135	3.5 ...	8.0
	170	3.5 ...	13.0
AMK635	55	1.1 ...	4.0
	100	2.4 ...	5.5
	135	3.5 ...	8.0
	170	6.5 ...	13.0
	210	7.0 ...	13.0
AMK855	135	3.5 ...	8.0
	170	6.5 ...	13.0
	210	7.0 ...	15.5
	260	7.0 ...	15.5

AMK1602	270	8.0 ...	17
	350	14.0 ...	25.0
	450	17.0 ...	34.0
KNC25	30	0.5 ...	5.5
	55	0.5 ...	5.5
	75	0.5 ...	5.5
	100	0.5 ...	5.5
KNC40	30	1.0 ...	1.6
	55	1.1 ...	4.0
	75	2.0 ...	4.5
	100	2.4 ...	5.5
	135	3.5 ...	8.0
KNC60	75	2.0 ...	4.5
	100	2.4 ...	5.5
	135	3.5 ...	8.0
	170	6.5 ...	14.0

Tabelle 15.11: Normalmodulbereiche für Klingelnberg-Maschinen

15.11.4 Kegelräder mit Palloid Verzahnung

Geometrie und Festigkeitsberechnung von Kegelrädern nach dem Klingelnberg Palloid Verfahren.

Gemäss der Klingelnberg-Werksnorm KN3025 (Geometrie, Ausgabe Nr. 10) und KN3030 (Festigkeitsberechnung) wird eine komplette Berechnung für Palloid Verzahnungen durchgeführt.

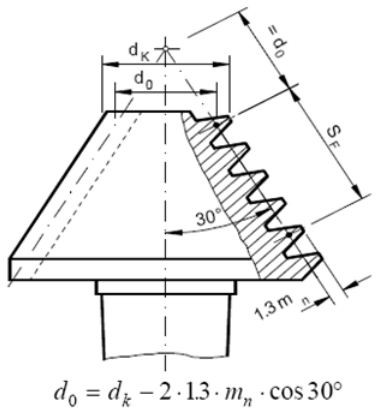
- Berücksichtigung der Palloid Fräser Abmessungen mittels kleiner Durchmesser dK und Fräser Schnittlänge SF, Eingabe von Sonderfräsern möglich
- Ausgabe einer Warnung, falls Fräser am inneren oder äusseren Zahnende das Planrad nicht überdecken
- Achswinkel, Winkelkorrekturen sind beliebig wählbar

- Gesamte Geometrie, Modulen (Innen, Mitte, Aussen), Spiralwinkel (Innen, Mitte, Aussen), Berechnung der Profilverschiebung für ausgeglichenes Gleiten und Unterschnittfreiheit, Kontrolle und Berechnung der erforderlichen Kopfkürzung am Innendurchmesser, Profil- und Sprungüberdeckung, Zahnformfaktor und Spannungs-Korrekturfaktor
- Berechnung aller Verzahnungsmasse
- Berechnung der Kräfte bei Tragbildkernlage bei der Teilkegellänge Rpr und Rm
- Berechnung der Grübchen-, der Zahnfuss-, sowie der Fresstragfähigkeit (nach dem Integralkriterium) mit allen Anpassungen der Werksnorm KN 3030 (mit Berücksichtigung der Kräfte bei der Teilkegellänge Rpr)

HINWEIS

Für die Übertragung nach KISSsys werden die Kräfte bei der Teilkegellänge Rm verwendet, damit die Berechnung der Kräfte unabhängig vom Verzahnverfahren ist. Die Annahme der theoretischen Tragbildkernlage in der Klingelnberg-Werksnorm lässt sich bei der Herstellung kaum prozesssicher umsetzen.

15.11.5 Definitionen und Abmessungen der Standardfräser für Palloid-Verzahnungen



$$d_0 = d_k - 2 \cdot 1.3 \cdot m_n \cdot \cos 30°$$

	Reihe A		Reihe B		Reihe C	
m_n	d_k	S_F	d_k	S_F	d_k	S_F
1	14	13	18	16	18	19
1.25	17	16	21	20	21	24
1.50	20	19	24	24	24	29
1.75	23	22	27	28	27	33
2	26	26	30	32	30	38
2.25	29	29	32	36	32	43
2.50	32	32	35	40	35	48
2.75	34	35	37	44	37	52
3	36	38	39	48	39	57
3.25	38	41	42	52	42	62
3.50	40	44	44	55	44	66
3.75	42	48	46	59	46	71
4	44	51	49	63	49	76
4.25	46	54	51	67	51	81
4.50	48	57	53	71	53	85
5	52	63	58	79	58	95
5.50	56	70	63	87	63	104
6	60	76	67	95	67	114
6.50	64	82	72	103	72	123
7	68	88	77	110	77	132
7.50			81	118		
8			86	126		

Abbildung 15.14: Abmessungen der Standardfräser

15.11.6 Mindestsicherheiten

Folgende Mindestsicherheiten werden empfohlen:

Einsatzszenario	Mindestsicherheiten
Flanke	1.1 ... 1.2
Fuss	1.5 ... 1.6
Fressen	1.8 ... 2.0

Tabelle 15.12: Empfohlene Mindestsicherheiten

15.11.7 Oberflächenrauhigkeit Zahnfuss

Behandlung	Rauhigkeit [mm]
vergütet	0.016
geläppt	0.016
hartverzahnt	0.008

Tabelle 15.13: Oberflächenrauhigkeitswerte

15.11.8 Verzahnungsqualität Kegelräder

Behandlung	Qualitätszahl
vergütet	7
geläppt	7
hartverzahnt	6

Tabelle 15.14: Verzahnungsqualität bei Kegelrädern

15.11.9 Kennzahl

Das Produkt des Schmier-, Geschwindigkeits- und Rauheitfaktors $Z_L Z_V Z_R$ ist für verschiedene Oberflächenbehandlungen in Tab. 15.15 dargestellt:

Behandlung	Kennzahl $Z_L Z_V Z_R$
vergütet	0.85
geläppt	0.92
hartverzahnt	1.0

Tabelle 15.15: Kennzahl $Z_L Z_V Z_R$ in Abhängigkeit der Oberflächenbehandlung

HINWEIS

Eine ähnliche Definition finden Sie in ISO 10300-2:2001, Abschnitt 14.4. Dort ist die Kennzahl ausserdem abhängig von der gemittelten Rauhtiefe R_z.

15.11.9.1 Teilungs-Einzelabweichung

Berechnung erfolgt gemäss DIN 3965.

15.11.9.2 Eingriffsfedersteifigkeit

Die Eingriffssteifigkeit wird konstant angenommen zu

$$c_g = 20 \frac{N}{mm \cdot \mu m}$$

15.12 Einstellungen

Im Menü `Berechnung` finden Sie die Option `Einstellungen`. Klicken dieses Untermenüs öffnet das Fenster `Modulspezifische Einstellungen`. Dort haben Sie Zugriff auf die unten aufgeführten Tabs, die die Übergabe weiterer Berechnungsparameter ermöglichen. (nicht beschriebene Parameter (siehe Seite II-202))

15.12.1 Allgemein

Bei Montage kann ein zusätzliches Flankenspiel durch Änderung des Einbaumasses erreicht werden. Einerseits kann das zusätzlich gewünschte Flankenspiel $\Delta j*$ (Eingabe als Faktor in Modul) vorgegeben werden. Damit wird die erforderliche axiale Verschiebung der Ritzelwelle $\Delta\alpha 1$ und der Radwelle $\Delta\alpha 2$ nach ISO/TR 22849 berechnet. Weiter wird für eine vorgegebene Änderung des Einbaumasses das erreichte zusätzliche Flankenspiel berechnet.

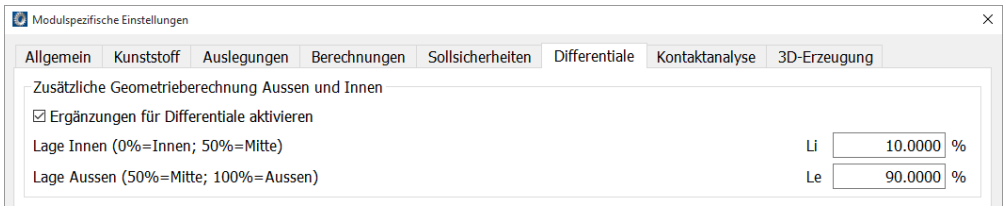
15.12.2 Berechnungen

15.12.2.1 Reibungskoeffizient für Hypoidräder

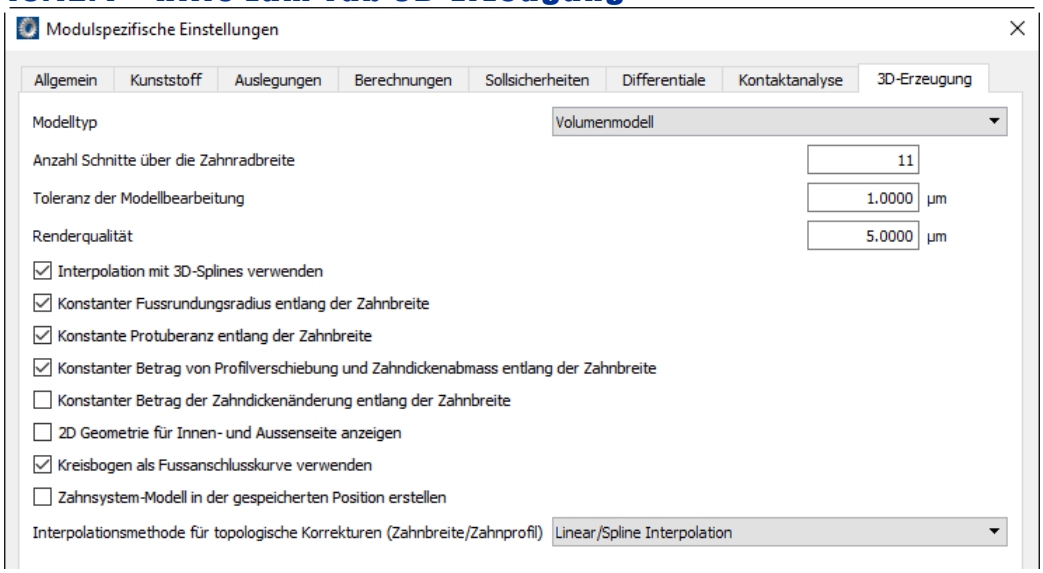
Aufgrund des Längsgleiten ist die Verlustleistung bei Hypoidkegelrädern grösser als bei Spiralkegelrädern. Deshalb kann bei der Berechnung der Verzahnungskräfe nach KN3030 ein Reibungskoeffizient berücksichtigt werden. Die Grösse des Reibungskoeffizienten kann unter Modulspezifische Einstellungen eingetragen werden, falls gewünscht.

15.12.3 Differentiale

Wenn die Erweiterungen für Differentiale ativiert werden, werden an den Positionen Li und Le die Geometrieparameter berechnet. Im Report werden die Daten der Ersatzstirnradverzahnung der beiden Positionen zusätzlich dokumentiert. Zusätzlich ist es dann möglich, die Kopfhöhenänderung bis unterhalb vom Teilkegel anzuwenden.



15.12.4 Hilfe zum Tab 3D-Erzeugung



<Abbildung 15: Tab `3D-Erzeugung` in `Modulspezifische Einstellungen`

HINWEIS:

Für genauere Instruktionen zu diesen Eingaben verlangen Sie das Dokument KISSsoft-anl-068-E-3D Geometry of Spiral Bevel Gear.pdf beim KISSsoft Support.

15.12.5 Faktoren

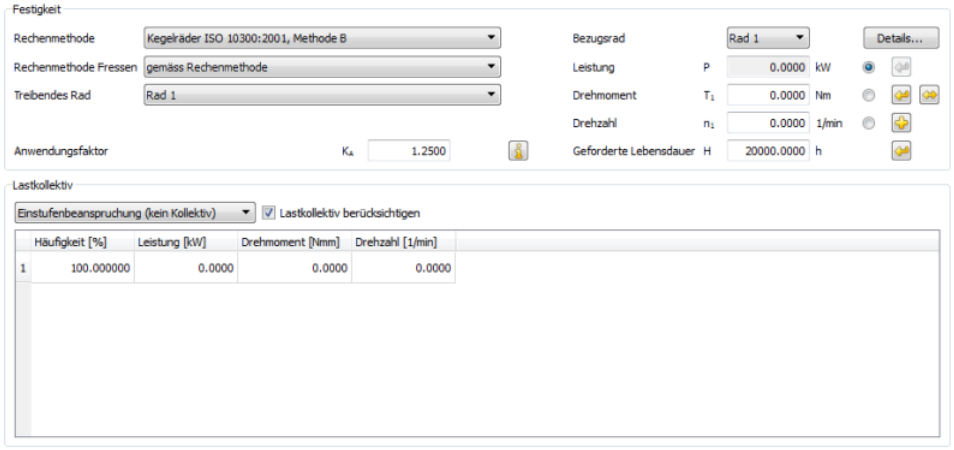


Abbildung 15.10: Eingabefenster `Belastung`

15.12.5.1 Lagerungsfaktor

In den Tabellen 15.5 ÷15.7 finden Sie die Abbildungen Lagerungsart → Lagerungsfaktor für verschiedene Normen.

Lagerung von Ritzel und Tellerrad	**Lagerungsfaktor**		
	a	**b**	**c**
beide beidseitig	1.00	1.05	1.20
eins beidseitig, eins fliegend	1.00	1.10	1.32
beide fliegend	1.00	1.25	1.50

a	:	Tragbild wird im Getriebe unter Volllast geprüft
b	:	Tragbild wird im Getriebe unter Teillast geprüft
c	:	Tragbild wird nur bei einzelnen Proben geprüft

Tabelle 15.5: Lagerungsfaktor nach ISO 10300

Lagerung von Ritzel und Tellerrad	**Lagerungsfaktor**

beide beidseitig	1.10
eins beidseitig, eins fliegend	1.25
beide fliegend	1.50

Tabelle 15.6: Lagerungsfaktor nach DIN 3991

Lagerung von Ritzel und Tellerrad	**Lagerungsfaktor**
beide beidseitig	1.10
eins beidseitig, eins fliegend	1.10
beide fliegend	1.25

Tabelle 15.7: Lagerungsfaktor nach AGMA 2003

Die Breitenfaktoren $K_{H\beta}$,$K_{F\beta}$ und $K_{B\beta}$ werden gemäss Norm aus dem Lagerungsfaktor $K_{H\beta be}$ wie folgt berechnet:

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{B\beta} = 1.5 \cdot K_{H\beta be} \tag{15.7}$$

15.12.5.2 Dynamikfaktor

Die Berechnung des Dynamikfaktors K_v nach Klingelnberg erfolgt mit Hilfe eines Faktors K_1 entweder für Vorausberechnungen aufgrund der geplanten Herstellart (geläppt, HPG) oder aufgrund der ermittelten Verzahnungsqualität (s.a. Klingelnberg Norm KN 3030, Tabelle 5.2-1 oder 5.2-2).

15.12.5.3 Kegelradfaktor Flanke und Fuss

Die Berechnung der Festigkeit von Kegelrädern erfolgt über die Ersatz-Stirnradverzahnung mit Gleichungen, welche an sich für Stirnräder gelten. Mit den Kegelradfaktoren werden systematische Unterschiede in der Berechnung zwischen Stirnrädern und Kegelrädern korrigiert. Die Faktoren werden durch die entsprechenden Normen vorgeschrieben.

Norm	**Kegelradfaktor Flanke Z_K**

ISO 10300	0.80
Niemann	0.85

Tabelle 15.8: Kegelradfaktor Flanke Z_K in Abhängigkeit der Norm

Norm	**Kegelradfaktor Fuss Y_K**
ISO 10300	wird berechnet, siehe Teil 3 der Norm
Niemann	1.00

Tabelle 15.9: Kegelradfaktor Fuss Y_K in Abhängigkeit der Norm

15.12.6 Kontaktanalyse

Berechnungsmethode Eingriffssteifigkeit: Es kann zwischen der Berechnungsmethode nach Weber/Banaschek [69] (Dynamische Steifigkeitsberechnung, Standardeinstellung), nach ISO 6336-1 Methode B und Eigener Eingabe gewählt werden.

Einzeleingriffssteifigkeit: Eigene Eingabe der Einzeleingriffssteifigkeit wenn unter Berechnungsmethode Eingriffssteifigkeit 'Eigene Eingabe' eingestellt wurde.

Scheiben Kopplungsfaktor: Kopplungsfaktor mit der für die Kopplung der einzelnen Scheiben des diskretisierten Verzahnungsmodells.

Randabschwächungsfaktor: Randabschwächungsfaktor für die Steifigkeitsabschwächung am Rand bei Schrägverzahnungen.

Korrekturfaktor Steifigkeit (nach Winter): Korrekturfaktor für die Hertz'sche Abplattung nach Versuchen von Winter/Podlesnik [95].

Plastische Verformung berücksichtigen: Mit dieser Einstellung können Sie festlegen, ob bei der Kontaktanalyse eine plastische Verformung berücksichtigt werden soll oder nicht. Wird eine Plastizität berücksichtigt, wird die aus der elastischen Kontakttheorie berechnete maximale Flankenpressung auf der Grundlage der eingestellten „Maximal zulässigen Flankenpressung" verkürzt. Wird die maximale elastische Flankenpressung überschritten, werden die Radien der Kontaktkörper lokal verändert, sodass die resultierende elastische Flankenpressung diesem Maximum entspricht. Es wird nur ein Prozentsatz der neuen Radien auf Grundlage der eingestellten „Gewichtung der plastischen Verformung" verwendet.

15.12.7 Darstellung

Resultate glätten: Diese Funktion verwendet einen Tiefpassfilter zur Glättung der Resultate (Hertz'sche Pressung, Zahnfussspannung Rad 1/2, Sicherheit gegen Fressen und Sicherheit gegen Micropitting). Im Standardfall ist dieser deaktiviert, kann jedoch bei starkem numerischen Rauschen auf den Resultaten verwendet werden, um diese zu glätten.

Analysebereich Zahnhöhe: Definiert den maximalen Bereich entlang der Zahnhöhe für die Auswertung der Resultate (Hertz'sche Pressung, Zahnfussspannung Rad 1/2, Sicherheit gegen Fressen und Sicherheit gegen Micropitting). Diese Einstellung erzeugt zusätzliche Resultate und verändert die Ergebnisse der Kontaktanalyse nicht.

Analysebereich Zahnbreite: Definiert den maximalen Bereich entlang der Zahnbreite für die Auswertung der Resultate (Hertz'sche Pressung, Zahnfussspannung Rad 1/2, Sicherheit gegen Fressen und Sicherheit gegen Micropitting). Diese Einstellung erzeugt zusätzliche Resultate und verändert die Ergebnisse der Kontaktanalyse nicht.

Kapitel 16
Kronenräder

Kronenräder sind an sich eine Sonderausführung von Kegelrädern. Das Ritzel ist ein normales Stirnrad, das Kronenrad weisst hingegen eine komplexe 3D-Zahnform auf. Gegenüber dem Kegelrad ist das Kronenrad absolut unempfindlich gegen eine axiale Verschiebung. Der Aufwand bei der Montage ist deshalb sehr viel geringer.

Das KISSsoft Berechnungsmodul `Kronenräder` berechnet die Geometrie der Paarung von gerad- oder schrägverzahnten Stirnrad-Ritzeln mit Kronenrädern mit Achsversatz und mit beliebigem Achswinkel Σ. Die Festigkeitsberechnung und die 2D-Geometrie wird hingegen für Achsversatz 0 mm und Achswinkel Σ=90° berechnet. Für alle anderen Fälle wird die Vorauslegung mit diesen Einschränkungen durchgeführt, anschliessend kann das 3D-Volumenmodell mit dem gewünschten Achsversatz und Achswinkel ergänzt werden. Das `Geometrie`-Dockfenster ermöglicht die simultane Darstellung der Zahnform des Kronrads für den inneren, mittleren und äusseren Durchmesser oder für eine beliebige Anzahl von Schnitten. Nutzen Sie dieses Tool zur Kontrolle auf Unterschnitt und spitzen Zahn am Innen- bzw. Aussendurchmesser des Kronrads. Im Eingabefenster (Tab) `Korrekturen` finden Sie die Eingabefelder Wert/Länge der Kopfhöhenänderung aussen (innen) hake(i), lake(i), die Ihnen weitere Parameter für die Vermeidung von spitzem Zahn zur Verfügung stellen. Die Berechnung der Zahnform am Kronenrad erfolgt über Simulation der Herstellung mit einem Stossrad. Die Festigkeitsberechnung basiert auf dem Einsatz etablierter Stirn- bzw. Kegelradnormen.

16.1 Berechnungsgrundlagen

Ein Kronenrad hat Ähnlichkeiten mit einer gebogenen Zahnstange. Im Gegensatz zu diesem einfachsten aller Getriebe kämpft der Ingenieur bei der Auslegung eines Kronenrads aber ständig mit den Einschränkungen, die durch eben diese Biegung entstehen. Da die Zahnflanke bei einem geradverzahnten Kronenrad parallel zu einem Radius des Kronenrades verlaufen muss - das eingreifende Ritzel hat Flanken parallel zur eigenen Achse - ergibt sich aus dem Strahlensatz sofort, dass der Eingriffswinkel von aussen nach innen abnehmen muss. Als zentrale Formel für die Auslegung der Geometrie von Kronenrädern, hier der Übersichtlichkeit halber nur für Geradverzahnung betrachtet, gilt die Gleichung [3]

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2 \cdot \cos \alpha_n}{\cos \alpha_2} \tag{16.1}$$

mit

d_2	Durchmesser Kronrad
m_n	Normalmodul Ritzel
z_2	Zähnezahl Kronrad
α_n	Eingriffswinkel Ritzel am Teilkreis
α_2	Eingriffswinkel Kronrad für Durchmesser d_2

Daraus lässt sich bspw. der Eingriffswinkel vom Aussendurchmesser zum Innendurchmesser ermitteln. Sind die Zahnflanken innen steil, wird die Evolvente kurz und es trägt nur noch ein kleiner Teil der Zahnhöhe. Richtung Kronradmittelpunkt wächst die Gefahr eines Unterschnitts, der den nutzbaren Bereich weiter einschränkt. Insgesamt ergeben sich daraus ein minimaler Innendurchmesser und ein maximaler Aussendurchmesser, welche die Gesamtzahnbreite des Kronenrades limitieren. Hier liegt ein wesentlicher Unterschied zu einem Kegelradsatz: während Kegelräder durch die Vergrösserung der Zahnbreite höhere Drehmomente übertragen können, sind bei einer Paarung von Kronenrad zu Stirnrad-Ritzel hier enge Grenzen gesetzt. Durch geschickte Wahl des Breitenversatzes b_v, d.h. durch Verschieben der Zahnbreiten- Mitte gegenüber dem Teilkreis, kann die maximal zulässige Zahnbreite optimiert werden.

Bei der Auslegung eines Kronenrades ist es sinnvoll, durch die Festlegung eines minimalen und eines maximalen Eingriffswinkels zunächst die erreichbaren Innen- und Aussendurchmesser zu bestimmen. Sind durch äussere Rahmenbedingungen Grenzen bezüglich dieser Durchmesser gesetzt (üblicherweise beim Aussendurch-

messer), ergibt Umstellung von Glg. (16.1) den verfügbaren Bereich für den Modul zu.

$$m_{\min/\max} = \frac{d_{2,\min/\max} \cdot \cos\left(\alpha_{2,\min/\max}\right)}{z_2 \cdot \cos\left(\alpha_n\right)} \tag{16.2}$$

Hilfreich bei diesen Betrachtungen ist es, neben den nackten Zahlen auch eine grafische Darstellung der Zähne zu betrachten.

Die überwiegende Anzahl Anwendungen verwendet geradverzahnte Kronenräder. Schrägverzahnte Kronenräder können bei richtiger Auslegung sowohl bezüglich Geräuschentwicklung als auch bei der Festigkeit Vorteile bieten. Dem gegenüber steht das Problem, dass die Zahnflanken unsymmetrisch werden, d.h. die linke Flanke nicht mehr der rechten entspricht. In der Praxis bedeutet dies, dass ein eventueller Unterschnitt auf einer Flanke früher auftritt als auf der anderen. Diese Unterschiede der Flanken haben einen starken Einfluss auf die Festigkeit, so dass sich bei der übertragbaren Leistung ein Unterschied zwischen den Drehrichtungen ergibt. Wird nur eine Drehrichtung genutzt, wie z.B. bei Elektrowerkzeugen, kann die verwendete Flanke natürlich ohne Rücksicht auf die Rückenflanke optimiert werden.

Die Erfahrung hat gelehrt, dass theoretische Geometriebetrachtungen, welche die Zahnform mit Evolventenfunktionen, Linien und Kreisbögen beschreiben, früher oder später an eine Grenze kommen. Besser bewährt und viel sicherer in der Praxis sind Zahnformberechnungen, die auf einer Simulation des Abwälzvorgangs beruhen, noch besser auf der Simulation des Fertigungsvorgangs. Hierbei wird die Trajektorie eines Punktes an der aktiven Oberfläche des Werkzeugs verfolgt bis die Geschwindigkeit normal zur Oberfläche des Werkzeugs einen Nulldurchgang hat (s. Abb. 16.1).

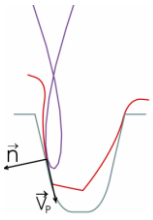


Abbildung 16.1: Spurkurve (blau) des Stossrad-Werkzeugs (rot) am Kronenrad (grün)

Diese Stellen sind potentielle Punkten der Zahnformoberfläche. Es müssen dann noch die tatsächlichen Punkte der Oberfläche von den sogenannten imaginären Punkten unterschieden werden, an denen zwar die Normalgeschwindigkeit ebenfalls verschwindet, die aber durch dahinterliegende Punkte als ausserhalb des Materials gekennzeichnet werden. Diese Unterscheidung zwischen realen und imaginären Punkten stellt die grösste Schwierigkeit bei der beschriebenen Vorgehensweise dar. Neben den üblichen Standardalgorithmen zur Klassifikation von Punkten in einer Ebene müssen empirische Ansätze hinzugezogen werden, welche die bekannten Eigenschaften der Zahnform nutzen, um mit hinreichender Sicherheit eine wohldefinierte Zahnform zu erhalten. Die Berechnung der 3D-Zahnform des Kronenrades kann somit auf Grund der klassischen Herstellmethode, dem Abwälzen mit einem Stossrad, bestimmt werden. Durch die Ausgabe des 3D-Körpers im IGES-, STEP- oder SAT-Format kann damit in beliebigen CAD-Systemen die Form konstruiert werden, um Kronenräder im Spritzguss-, Sinter- oder Formschmiedeverfahren herzustellen. Für die Kontrolle des Kronenrades auf Unterschnitt oder spitzen Zahnkopf ist die 2D-Schnittdarstellung sehr viel besser geeignet. Dargestellt wird gleichzeitig die Zahnform des Kronenrades innen, mittig und aussen. Werden die Zahnräder schrittweise gedreht, kann das Abwälzen genauestens in allen Schnitten überprüft werden. Bei zu spitzem Zahnkopf oder ungünstigen Eingriffsverhältnissen muss die Zahnhöhe verkürzt werden, analog der Vorgehensweise bei Hypoidrädern. Um die Empfindlichkeit gegenüber Fehlern der Achslage oder des Achsabstands zu verringern, kann eine Breitenballigkeit der Zahnflanke (Flankenlinie) vorgesehen werden. Diese kann bei Kronenrädern relativ leicht erzeugt werden, indem für die Fertigung ein Stossrad verwendet wird, welches eine um ein oder zwei Zähne grössere Zähnezahl als das Ritzel hat [79]. Ein Vergleich der Zahnformen zeigt den Einfluss der erhöhten Zähnezahl des Stossrades auf die erzeugte Zahnform. Bei einem grossen Breitenversatz b_v des Kronenrads kann sich die Balligkeit aber einseitig verschieben! In jedem Achsschnitt durch das Stirnrad entspricht das Kronenradgetriebe grundsätzlich einem Ritzel-Zahnstangentrieb. Aufbauend auf der Theorie der Zahnstange lassen sich somit der Eingriffswinkel, die Berührlinien und die Überdeckung in jedem Schnitt bestimmen.

Die Ausführungen dieses Abschnitts basieren auf einer Veröffentlichung in [50].

16.2 Basisdaten

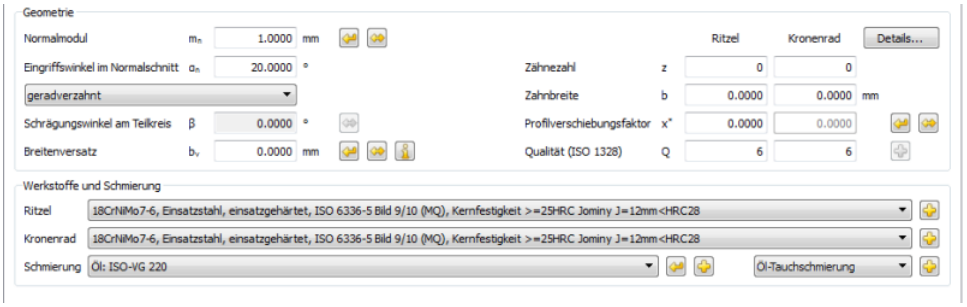


Abbildung 16.2: Eingabefenster `Basisdaten` im Modul `Kronenräder`

16.2.1 Normalmodul

Eingegeben wird der Normalmodul. Sind stattdessen Teilung, Stirnmodul oder Diametral Pitch bekannt, können Sie über den -Button ein Dialogfenster öffnen, das die Umrechnung ermöglicht. Bevorzugen Sie die Übergabe des Diametral Pitch statt des Normalmoduls, können Sie `Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls` unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein` aktivieren.

Falls die Geometrie eines Kronenrades komplett definiert haben, erhalten Sie nach Klicken des -Buttons folgende Meldung:

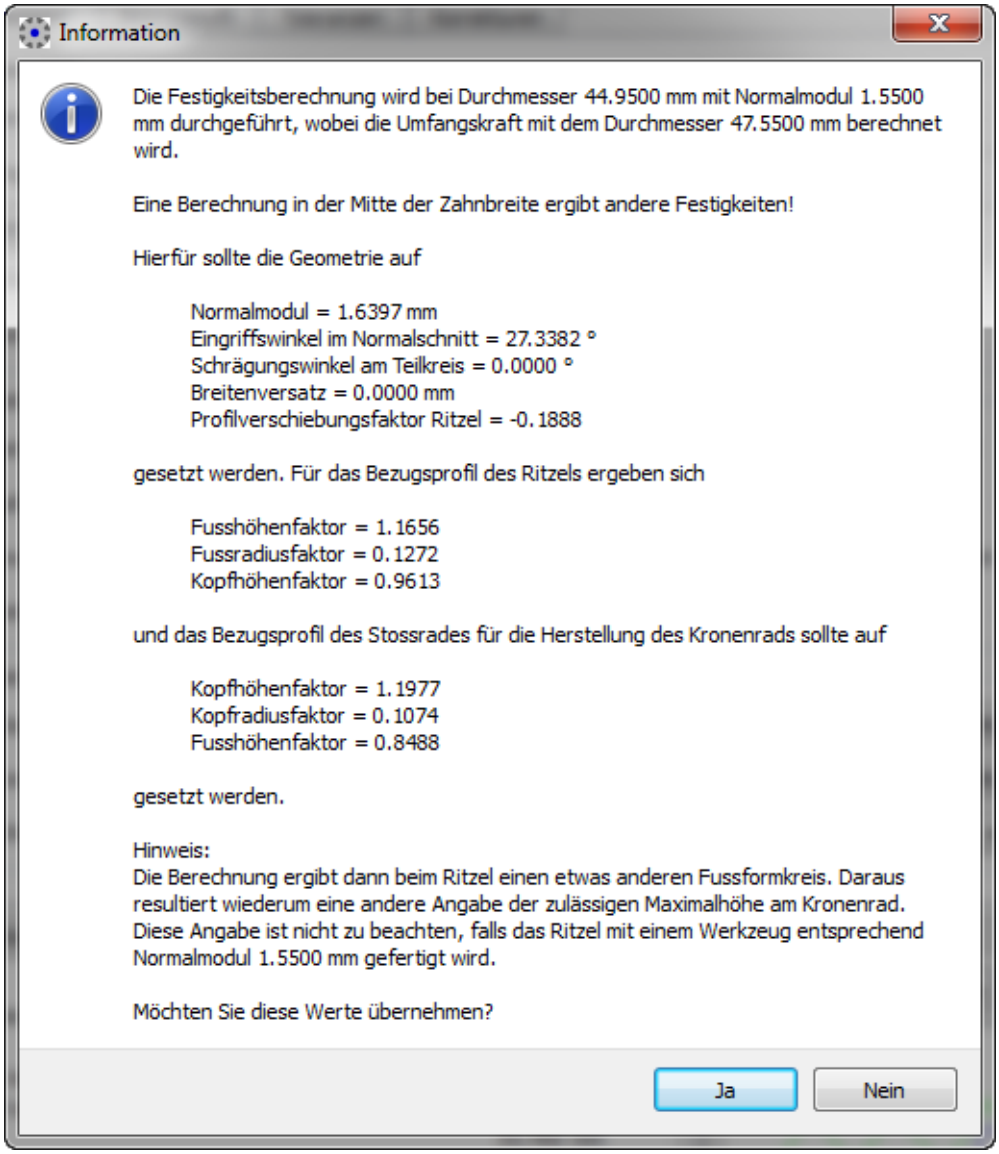


Abbildung 16.3: Informationsfenster für die Auslegung des Normalmoduls

Im Sinne der Kegelradberechnung nach ISO 10300 oder DIN 3991 wird vorgeschlagen, die Festigkeitsberechnung auf dem mittleren Durchmesser des Kronenrads durchzuführen. Sollte der Breitenversatz b_v <> 0 sein, sind die Rahmenbedingungen für diese Art der Berechnung nicht gegeben. Aus diesem Grund unterstützt der -Button die Umrechnung von Normalmodul m_n und Eingriffswinkel α_n, so-

dass $b_v = 0$ gewährleistet ist. Dabei ändert sich der Fussrundungsradius des Ritzels, die Flankenform bleibt jedoch erhalten.

HINWEIS

Wir empfehlen diese Umwandlung nur für die Festigkeitsberechnung vorzunehmen. Bei der Umwandlung wird der Modul verändert, das geplante Werkzeug kann nicht mehr verwendet werden. Die Geometriedaten sollten deshalb vor der Umwandlung gespeichert werden.

16.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel $\alpha_n = 20^o$. Kleinere Eingriffswinkel können bei grösseren Zähnezahlen verwendet werden, um höhere Überdeckungen zu erreichen. Grössere Eingriffswinkel erhöhen die Festigkeit und erlauben eine kleinere Zähnezahl ohne Unterschnitt, wobei die Überdeckung abnimmt und die Radialkräfte zunehmen.

HINWEIS

Der Betriebseingriffswinkel α_{wt} ändert sich über die Breite der Verzahnung.

16.2.3 Schrägungswinkel am Teilkreis

Der Schrägungswinkel wird in [°] eingegeben. Er kann über den -Button im Fenster `Schrägungswinkel umrechnen` aus dem Schrägungswinkel am Grundkreis β_b oder dem Schrägungswinkel am Kopfkreis β_a berechnet werden. Eine Schrägverzahnung ist generell leiser als eine Geradverzahnung. Der Nachteil liegt in einer zusätzlichen Axialkraftkomponente.

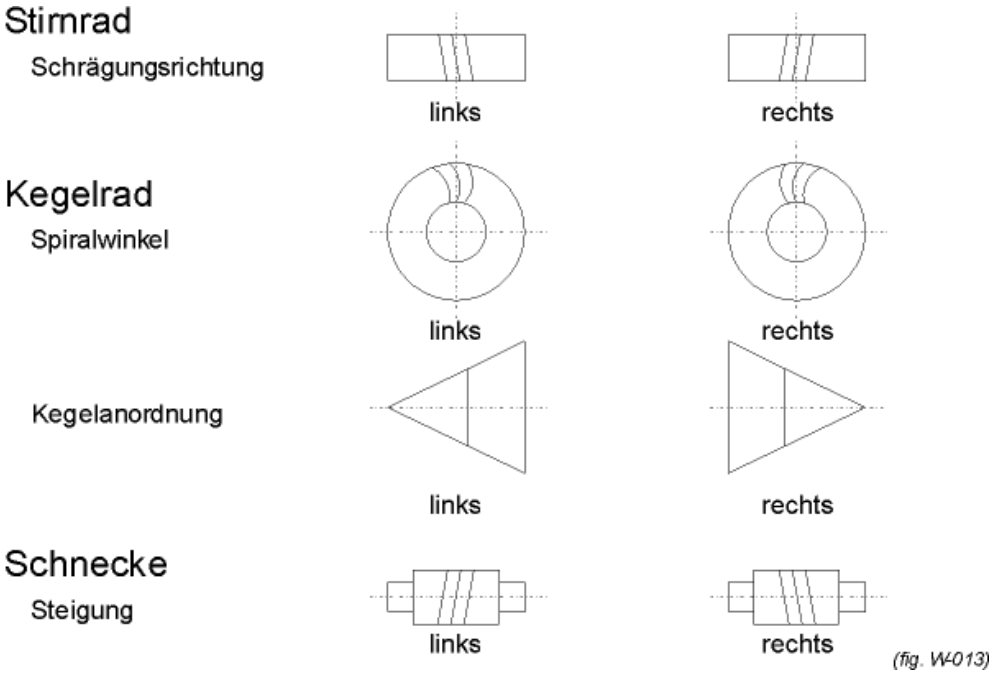


Abbildung 16.4: Schrägungswinkel

16.2.4 Breitenversatz

Der Breitenversatz ist der Abstand der Ritzelmitte vom mittleren Durchmesser des Kronenrads.

Der -Button rechts neben dem Eingabefeld `Breitenversatz` berechnet die grösstmögliche Breite des Kronenrads (siehe Seite II-306) b_2 und den dazu passenden Breitenversatz b_v, so dass der Eingriffswinkel innerhalb der vorgegebenen Grenzen liegt.

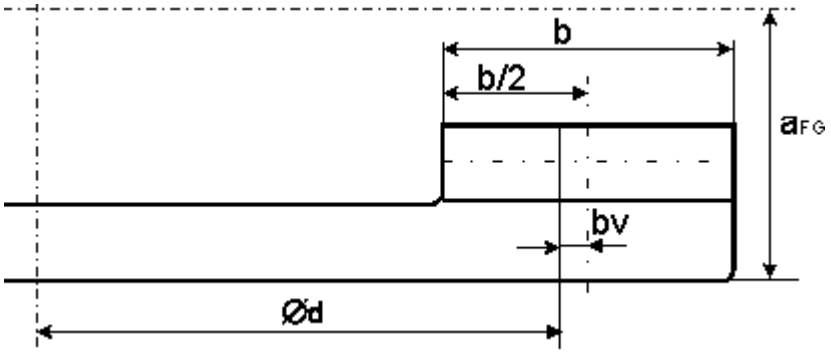


Abbildung 16.5: Breitenversatz des Kronenrades

16.2.5 Profilverschiebungsfaktor (am Ritzel)

Das Werkzeug kann während der Herstellung verschoben werden. Der Abstand zwischen dem Herstellwälzkreis und der Bezugsline des Werkzeugs nennt sich Profilverschiebung. Bei einer positiven Profilverschiebung wird das Werkzeug weiter aus dem Material herausgezogen, wodurch sich die Zahndicke am Fuss erhöht und am Kopf verringert. Bei einer negativen Profilverschiebung fährt das Werkzeug dagegen weiter in das Material hinein, wodurch sich die Zahndicke verkleinert und die Gefahr für Unterschnitt grösser ist. Neben der Zahndicke werden auch die Gleitgeschwindigkeiten durch den Profilverschiebungsfaktor beeinflusst.

Die Profilverschiebung kann nach verschiedenen Kriterien durchgeführt werden. Hierzu dienen die verschiedenen Auslegungsmöglichkeiten im Fenster `Profilverschiebung auslegen` nach Klicken des -Buttons:

- **Für Unterschnittgrenze**
- **Für Spitzengrenze je Rad.**
  Die Zahnkopf- Mindestdicke kann unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein > Faktor für minimale Zahndicke am Kopf` eingegeben werden.

HINWEIS

Das Ritzel sollte eine recht grosse Zahndicke am Kopf haben, da das Stossrad zur Herstellung des Kronenrades einen etwas höheren Kopf benötigt und trotzdem nicht spitzig werden darf.

Über den -Button kann der Profilverschiebungsfaktor (siehe Seite II-8) von KISSsoft aus gemessenen Daten oder aus Angaben in Zeichnungen bestimmt werden.

16.2.6 Qualität

In diesem Eingabefeld können Sie die Verzahnungsqualität auf Basis der in Klammer angegebenen Norm eintragen. Sie können die zugrundeliegende Norm unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein > Eingabe` der Qualität ändern. Die Verzahnungsqualität nach ISO 1328 entspricht ungefähr der gleichen Qualität nach DIN 3961 oder AGMA2015.

Erreichbare Qualitäten sind in Tabelle 16.6 dargestellt.

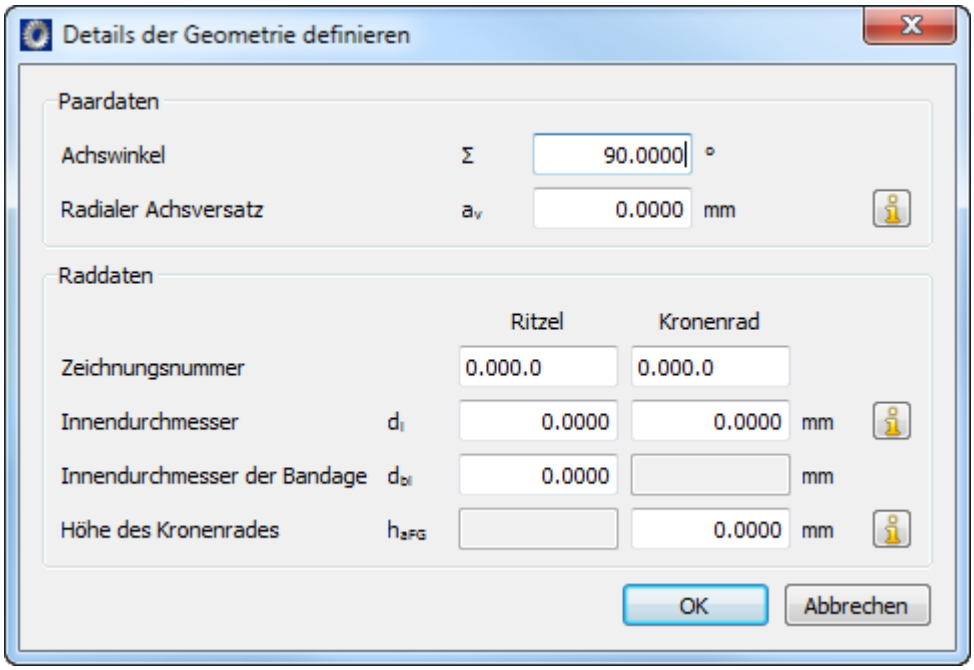
Herstellverfahren	**Qualität nach DIN/ISO**		
Schleifen	2	. . .	7
Schaben	5	. . .	7
Hobeln	(5)6	. . .	9
Fräsen	(5)6	. . .	9
Stossen	(5)6	. . .	9
Stanzen, Sintern	8	. . .	12

Tabelle 16.6: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

HINWEIS

Die Werte in Klammern können nur in Sonderfällen erreicht werden.

16.2.7 Details der Geometrie



Klicken des `Details...`-Buttons rechts oben im Bereich Geometrie öffnet das Dialogfenster `Details der Geometrie definieren`. Darin können Sie folgenden Parameter übergeben.

16.2.7.1 Achswinkel

Der Achswinkel ist beliebig wählbar. Zur Durchführung der Festigkeitsberechnung ist er auf $\Sigma = 90\ °$ zu stellen.

16.2.7.2 Innendurchmesser

Der Innendurchmesser wird für die Berechnung des Massenträgheitsmomentes benötigt. Die Zahnkranzdicke hat gemäss ISO oder AGMA Einfluss auf die Festigkeit. Für Vollräder wird 0 eingegeben, für Aussenräder mit Steg der entsprechende Durchmesser d_i nach Bild 16.7.

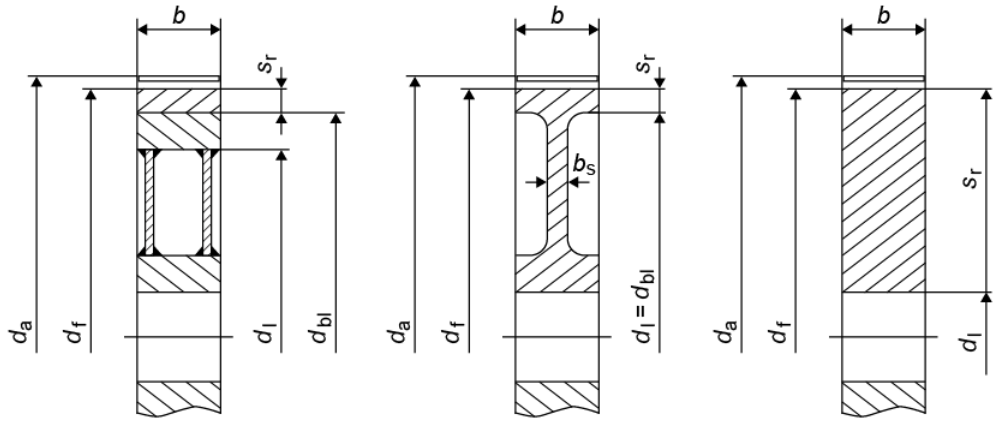


Abbildung 16.7: Bemassung der Durchmesser

Der Innendurchmesser der Bangage des Rades wird für Berechnungen nach ISO oder AGMA benötigt. Der Einfluss auf das Resultat der Rechnung kann bei dünnen Zahnkränzen bedeutend sein wie aus → Abbildung auf Seite II-338 ersichtlich wird.

16.2.7.3 Höhe des Kronenrades

Zur Definition der Höhe des Kronenrades h_{aFG} →siehe Abbildung (siehe Seite II-304)

16.2.8 Werkstoffe und Schmierung

Die in den Dropdownlisten angezeigten Werkstoffe stammen aus der Werkstoffdatenbank. Wenn Sie den gewünschten Werkstoff hier nicht finden, können Sie `Eigene Eingabe` aus der Liste wählen, oder den Werkstoff zuerst in der Datenbank (s. Abschnitt "Externe Tabellen" auf Seite I-97) eintragen. Klicken des -Buttons öffnet das `Werkstoff Ritzel(Kronrad)`-Fenster, in dem Sie aus einer Liste der in der Datenbank verfügbaren Werkstoffe wählen können. Auswahl von `Eigene Eingabe` ermöglicht es Ihnen, die Werkstoffparameter einzeln

übergeben, was dem `Neuen Eintrag erstellen`-Fenster des Datenbanktools entspricht.

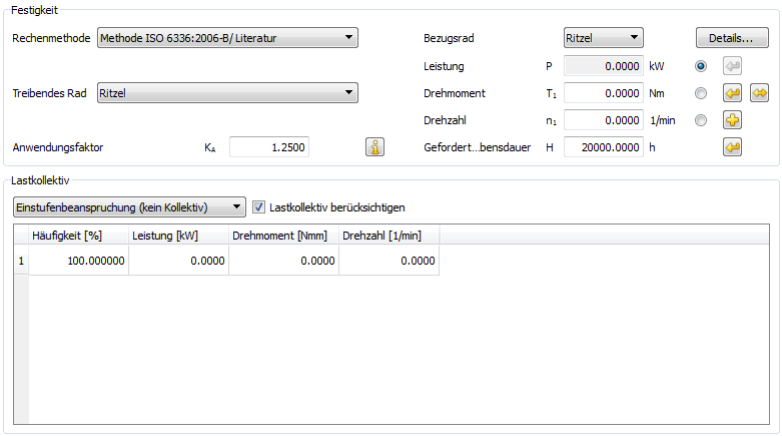


Abbildung 16.3: Eingabefenster `Belastung` im Modul `Kronenräder`

16.3.1 Rechenmethode Festigkeit

Um dem Entwickler die Rechenmethode seiner Wahl zur Verfügung zu stellen, kann mit KISSsoft die Festigkeitsberechnung wahlweise nach ISO6336, DIN3990, DIN3991, ISO 10300 oder DIN3991 durchgeführt werden.

16.3.1.1 Nur Geometrie

Wird diese Methode gewählt, erfolgt keine Festigkeitsberechnung. Dementsprechend entfallen alle Eingaben, welche nur für die Festigkeit benötigt werden wie Leistung, Anwendungsfaktor, etc.

16.3.1.2 Statische Festigkeit

Implementiert ist die Festigkeitsberechnung für Stirnräder (s. Abschnitt "Rechenmethoden" auf Seite II-22).

16.3.1.3 Methode ISO 6336-B/Literatur

Die hier beschriebene Methode wird zur bevorzugten Anwendung empfohlen.

Die Methode zur Festigkeitsberechnung von Kronenrädern wie sie von Crown Gear [3] ursprünglich vorgeschlagen wurde, beruht auf der Stirnradberechnung nach DIN 3990. Durch die schräg verlaufenden Berührlinien ergibt sich beim Kronenrad eine Erhöhung der Gesamtüberdeckung durch die sogenannte Steigungsüberdeckung, in etwa vergleichbar der Sprungüberdeckung bei schrägverzahnten Stirnrädern (bei schrägverzahnten Kronenrädern gibt es auch eine Sprungüberdeckung, die sich aus dem Schrägungswinkel β_n ergibt). Aus der Schräge der Berührlinien kann ein virtueller Schrägungswinkel β_v abgeleitet werden, mit welchem in der Festigkeitsberechnung über den Schrägungsfaktor Y_β und Z_β dieser

Effekt berücksichtigt wird. Als Profilüberdeckung ε_a wird der Wert bei Mitte Zahnbreite verwendet. Die Herleitung des Breitenlastfaktors $K_{H\beta}$ und Stirnfaktors K_{Ha} nach DIN 3990 ist eindeutig nicht für Kronenräder einsetzbar. In Crown Gear Berechnungen wird hier üblicherweise fix $K_{H\beta} = 1.5$ und $K_{Ha} = 1.1$ gesetzt, somit ein gleiches Vorgehen wie bei der Berechnung von Kegelrädern (DIN 3991, ISO 10300) gewählt. Die Festigkeitsberechnung nach ISO 6336 ist zur Verwendung im internationalen Rahmen als Alternative zur DIN 3990 sicher sinnvoll. Da die ISO 6336 weitestgehend mit der DIN 3990 übereinstimmt, gelten hier die gleichen Restriktionen.

Im Unterschied zum Crown Gear Programm, sind folgende Details der Berechnung wie folgt eingesetzt:

- Die rechnerische Zahnbreite (Pitting) entspricht der minimalen Berührlinien-Länge (Lcont)

- Die Umfangskraft Ft wird aus dPm (Mitte Zahnbreite) bestimmt

16.3.1.4 Methode Crown Gear (DIN 3990)

Diese Rechenmethode ergibt Resultate, welche mit dem Programm von Crown Gear übereinstimmen. Der grundlegende Rechenansatz ist vorne beschrieben bei Methode "ISO6336/Literatur" (siehe Seite II-299).

Im wesentlichen Unterschied zur Methode "ISO6336/Literatur" sind:

- Der Rechengang beruht auf der Methode nach DIN3990.
- Die rechnerische Zahnbreite (Pitting) entspricht der Zahnbreite (auch in Fällen wenn die minimalen Berührlinien-Länge kürzer ist als die Zahnbreite).
- Die Umfangskraft Ft wird aus dPd (Teilkreis = Modul * Zähnezahl) bestimmt, auch wenn dPd nicht in Mitte Zahnbreite ist.

16.3.1.5 Analog ISO 10300, Methode B

Wie bereits erwähnt, kann als Alternative die Verwendung der Festigkeitsberechnung nach ISO 10300 für Kegelräder sinnvoll sein. Kronenräder gehören zur Klasse der Kegelräder und können als Grenz-Kegelräder mit Kegelwinkel 0° (Ritzel) und 90° (Kronenrad) angesehen werden. Die Festigkeitsberechnung von Kegelrädern wird auf der Basis des Ersatzstirnrades (Stirnrad mit gleicher Zahnform wie das Kegelrad) durchgeführt. Im Falle des Kronenrades ergibt sich für das Ritzel die Ersatzzähnezahl $z_{1v} = z_1$ und für das Rad z_{2v} unendlich. Bei Nachrechnungen von Beispielen, mit dem Programm von Crown Gear (Methode analog DIN 3990) einerseits und mit der Methode ISO 10300 in KISSsoft andererseits, ergibt sich eine gute Übereinstimmung. Die Abweichung bei Fuss- und Flankensicherheiten ist in

allen Fällen unter 10%, meist unter 5%. Dies zeigt, dass sowohl die Rechenmethodik analog DIN 3990 wie auch analog ISO 10300 (DIN 3991) gut anwendbar sind.

16.3.1.6 Analog DIN 3991, Methode B

Hierzu gelten die gleichen Bemerkungen wie zur Methode "Analog ISO10300" (siehe Seite II-300).

16.3.2 Lebensdauer

Der Wert im Eingabefeld `Lebensdauer` wird verwendet, um, zusammen mit der Drehzahl, die Lastwechselzahl zu berechnen.

16.3.3 Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Der -Button neben dem Eingabefeld der Leistung (des Drehmoments) berechnet eine Leistung (ein Drehmoment) so, dass ein vorgegebenes Sicherheitsminimum (siehe Seite II-217) eingehalten wird. Klicken des -Buttons neben dem Eingabefeld der Drehzahl ermöglicht im Fenster `Drehrichtung definieren` den Drehsinn des Kronrads gemäss Abb. 16.9 zu definieren.

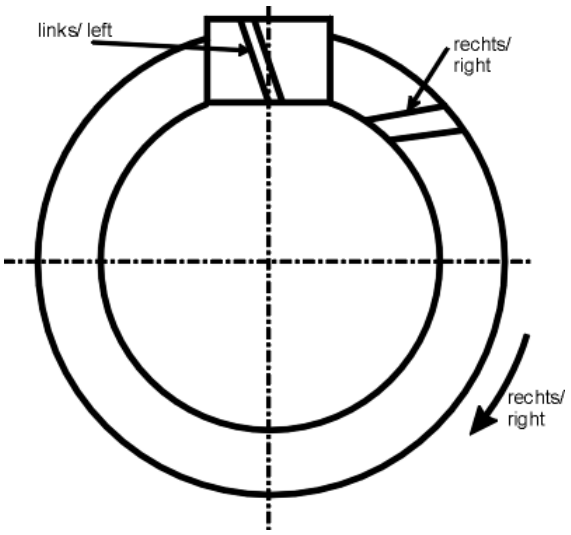


Abbildung 16.9: Zahnschräge Kronenrad: rechts; Zahnschräge Ritzel: links; Drehsinn: rechts

16.3.4 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$ gilt. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt Tabelle 16.8. Ausführlichere Angaben finden Sie in ISO 6336.

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleichmässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 16.8: Zuordnung Arbeitsweise → Anwendungsfaktor

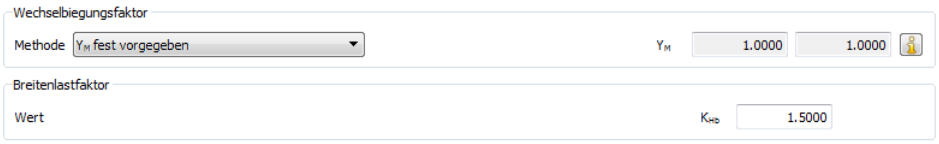


Abbildung 16.4: Eingabefenster `Faktoren` im Modul `Kronenräder`

16.4.1 Breitenlastfaktor

Die Breitenlastfaktoren $K_{H\beta}$ berücksichtigen die Auswirkung ungleichmässiger Lastverteilung über die Zahnbreite auf die Flankenpressung, Zahnfussbeanspruchung und Fressbeanspruchung. Für Kronenräder empfehlen wir etwa die gleichen Faktoren (siehe Seite II-282) wie bei Kegelrädern zu verwenden.

16.5 Korrekturen

Das Eingabefenster (Tab) `Korrekturen (siehe Seite II-105)` im Berechnungsmodul `Kronenräder` umfasst im wesentlichen die gleichen Funktionalitäten wie die für Stirnräder. Die Besonderheiten sind im folgenden aufgeführt:

16.5.1 Kopfhöhenkürzung

Die Kopfhöhenkürzung h_{ak} und die Länge der Kopfhöhenkürzung l_{hak} (siehe Abb. 16.7) wird im Eingabefenster `Korrekturen` im Bereich `Modifikationen` übergeben. Eine Kopfhöhenänderung wird dann gemacht, wenn der Zahn sonst zu spitzig wird. Bei Eingabe einer Kopfhöhenänderung ist es zur vollständigen Darstellung der Modifikation für den 3D-Export zu empfehlen, die Anzahl der berechneten Schnitte unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein` zu erhöhen (→ weitere Info (siehe Seite II-305)).

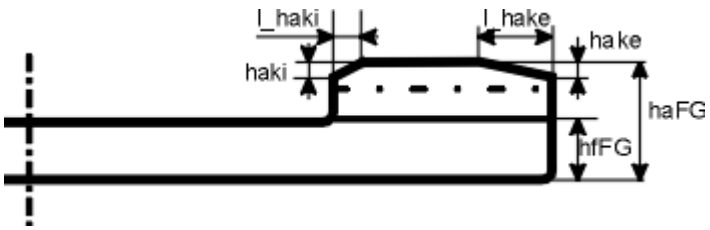


Abbildung 16.11: Charakteristische Grössen des Kronrads

16.5.2 Art der Korrektur

In der Liste der Korrekturen (s. Abschnitt "Art der Korrektur" auf Seite II-105) sind nur Korrekturen am Ritzel möglich.

16.6 Einstellungen

Im Menü `Berechnung` finden Sie die Option `Einstellungen`. Klicken dieses Untermenüs öffnet das Fenster `Modulspezifische Einstellungen`. Dort haben Sie Zugriff auf die unten aufgeführten Tabs, die die Übergabe weiterer Berechnungsparameter ermöglichen.

16.6.1 Allgemein

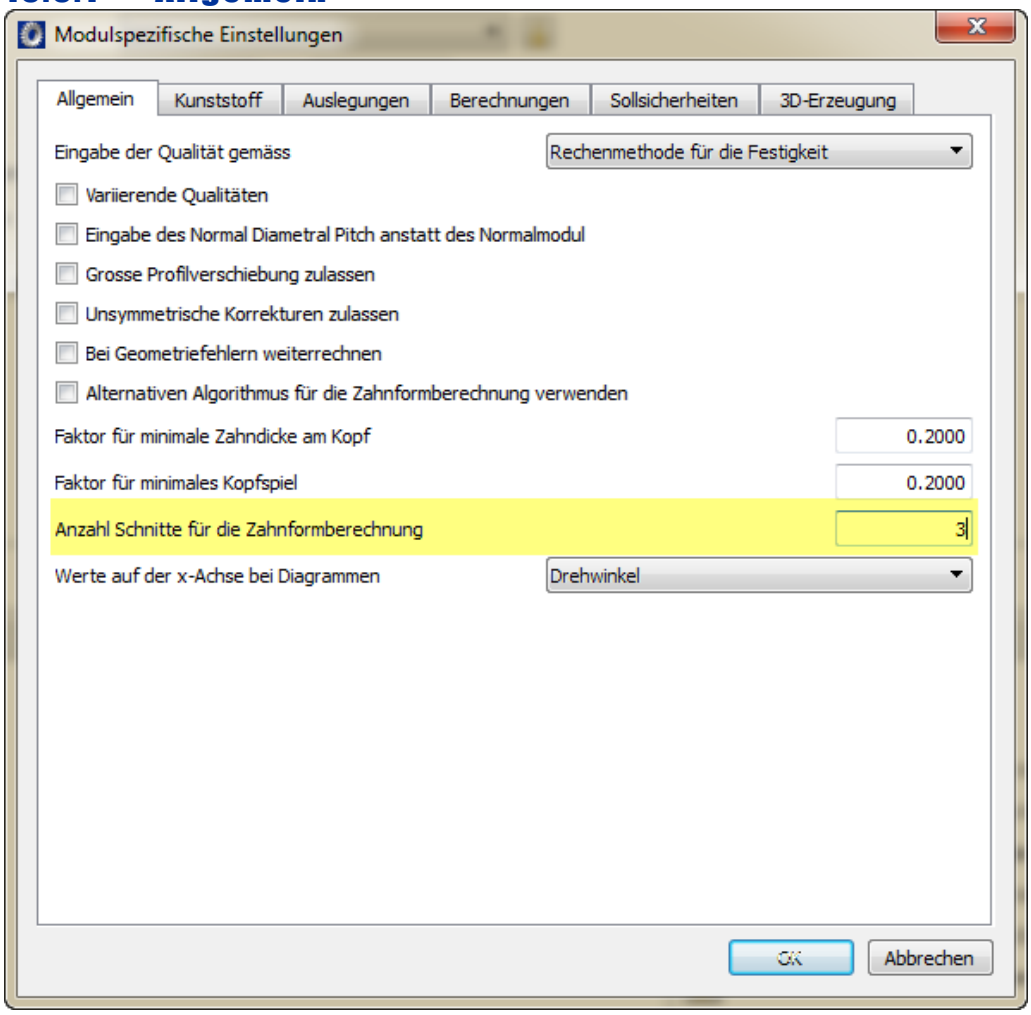


Abbildung 16.12: Tab `Allgemein` im Fenster `Modulspezifische Einstellungen`

Das Eingabefeld `Anzahl Schritte für die Zahnformberechnung` legt fest, wie viele äquidistante Schnittebenen $N \geq 3$ zwischen äusserem und inne-

rem Durchmesser des Kronrads verteilt sind. Standard für diese Grösse ist $N = 3$ und definiert die Schnittebenen $r_2 = d_{2i}/2$, $r_2 = d_{2e}/2$ und $r_2 = (d_{2i} + d_{2e})/4$.

HINWEIS

Um für den 3D-Export eine ausreichende räumliche Auflösung zu gewährleisten, sollte $N > 10$ gewählt werden.

16.6.2 Auslegungen

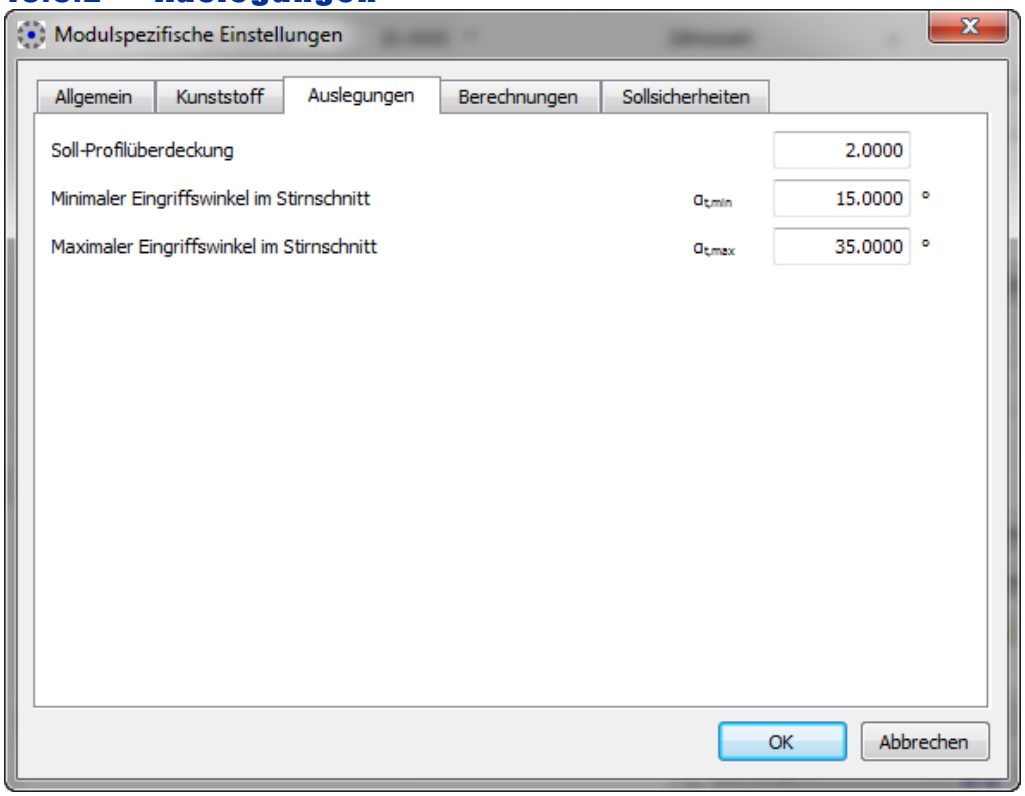


Abbildung 16.13: Tab `Auslegungen` im Fenster `Modulspezifische Einstellungen`

Die Eingabefelder Minimaler/Maximaler Eingriffswinkel im Normalschnitt $\alpha_{t,min/max}$ geben an, in welchem Bereich sich der Eingriffswinkel der Zahnflanke Kronrad über die Breite bewegen darf. Genutzt werden diese Grössen bspw. für die Auslegung der Zahnbreite des Kronrads b_2 und des Breitenversatzes b_v.

16.7 Hinweise zur Kronradberechnung

16.7.1 Dimensionierung

Das Vorgehen bei der Dimensionierung von Kronenrädern mit KISSsoft ist wegen der komplexen Zahnform des Kronenrades sehr verschieden von dem sonst üblichen Vorgehen, wie z.B. bei Stirnrädern. Beim Kronenrad muss die Geometrie so gewählt werden, dass auf der Aussenseite des Kronenrades ein spitzer Zahn vermieden wird und auf der Innenseite kein (oder kein grosser) Unterschnitt auftritt. Diese Kontrollen müssen obligatorisch über die Berechnung der Zahnform durchgeführt werden. In der eigentlichen Geometrieberechnung findet die Umrechnung in das Ersatzkegelrad und das Ersatzstirnrad statt. In der Zahnformberechnung wird das Kronenrad in mehreren Schnitten längs der Zahnbreite berechnet. Die Anzahl der benötigten Schnitte können Sie über das Menü `Berechnung`, dort unter `Einstellungen > Allgemein > Anzahl Schnitte für die Zahnformberechnung` definieren. Das Grafikfenster `Geometrie (Zahneingriff)` ermöglicht die simultane Darstellung der Zahnform am inneren Durchmesser, äusseren Durchmesser und in der Zahnmitte. Sie sehen dort, ob Zahnkopfdicke und Unterschnitt tolerierbar sind.

Gegen spitzen Zahn und/oder Unterschnitt sind folgende Massnahmen möglich:

- Versatz der Zahnbreite b_v ändern
- Verkleinern der Zahnbreite
- Verändern des Eingriffswinkels
- Kopfhöhenänderung im äusseren Teil der Zahnbreite

HINWEISE

- Erzeugen einer längsballigen Zahnform: Eine Breitenballigkeit der Flankenlinie kann bei Kronenrädern erzeugt werden, indem für die Fertigung ein Stossrad verwendet wird, welches eine um ein oder zwei Zähne grössere Zähnezahl als das Ritzel hat. Mit Hilfe der Speicherfunktion in der 2D-Darstellung `Grafik > Geometrie > Zahneingriff` kann der Unterschied zwischen den erzeugten Zahnformen kontrolliert werden. Definieren Sie dazu ein Stossrad mit gleicher Zähnezahl wie das Ritzel zur Berechnung der Zahnform. Speichern Sie anschliessend durch Klicken des `Rad 2 speichern`-Buttons  und erhöhen Sie anschliessend die Zähnezahl des Stossrades. Bei einem grossen Breitenversatz b_v des Kronenrades ist eine einseitige Verschiebung der Balligkeit möglich.

16.7.2 Ritzel - Kronenrad mit Z1 > Z2

Die Berechnung einer Paarung Ritzel – Kronenrad, wenn die Kronenrad-Zähnezahl (Z2) kleiner als die Ritzel-Zähnezahl (Z1) ist, ist nicht vorgesehen, da sehr selten. Unter gewissen Bedingungen kann jedoch die Geometrie einer solchen Paarung trotzdem bestimmt werden.

Dazu muss unter `Einstellungen` der Flag `Bei Geometriefehlern weiterrechnen` aktiviert werden. Anschliessend wird folgendes Vorgehen empfohlen:

- Reduktion der Zahnbreite des Kronenrades (z.B. auf die Hälfte)
- Beginnen mit Z2 = Z1, dann schrittweise Z2 verkleinern, jeweils ein Berechnung durchführen und in der 2D-Darstellung die Schnitte innen, mittig und aussen ansehen und, falls notwendig, die Zahnhöhe korrigieren.
- Nach Erreichen der gewünschten Zähnezahl Z2 versuchen, die Zahnbreite des Kronenrades wieder zu vergrössern, dabei ev. bv anpassen.

Kapitel 17
Schnecken mit Globoid-Schneckenrad

Berechnung der Schneckengeometrie erfolgt nach ISO14521 oder DIN 3975. Zahndicken und Kontrollmasse (Zahnweite, Rollen- und Kugelmass des Schneckenrades) nach ISO 21771. Fertigungstoleranzen gemäss DIN 3974.

Auslegung der Zahnbreite, des Achsabstandes, des Steigungswinkels etc. Festigkeitsberechnung nach ISO14521 oder DIN 3996 mit: Wirkungsgrad, Temperatursicherheit, Grübchensicherheit, Verschleisssicherheit, Zahnbruch- und Durchbiegesicherheit. Daten für diverse Schneckenrad-Werkstoffe werden mitgeliefert.

Berechnet wird auch das Anfahr-Drehmoment unter Last, welches bei der Auslegung von Antrieben sehr wichtig sein kann.

Flankenformen: ZA, ZC, ZH, ZI, ZK, ZN.

Für die Bemassung eines Schneckenrads siehe Abb. 17.1.

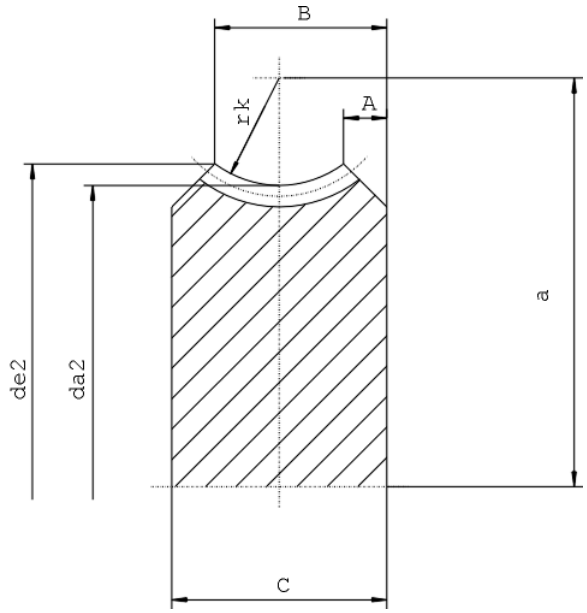


Abbildung 17.1: Bemassung des Schneckenrads

17.1 Berechnungsgrundlagen

Die grundlegenden geometrischen Zusammenhänge sind in ISO14521 oder DIN 3975 definiert. Ergänzungen und weitere wichtige Definitionen, wie z.B. die verschiedenen Schnecken- Flankenformen (ZA, ZC oder ZI, ZH, ZK, ZN), finden sich in [66]. Die Festigkeitsberechnung (Zahnbruch-, Grübchen-, Verschleiss- und Temperatursicherheit) wird nach ISO14521 oder DIN 3996 durchgeführt. Der Rechenaufwand der Schneckenradberechnung ist, im Vergleich zur Stirnradberechnung, gering. Schnecken können bei der Herstellung über die sogenannte „Dreidraht-Messung“ kontrolliert werden. Diese entspricht vom Prinzip her dem Zweikugelmass bei Schneckenrädern (wie auch bei Stirnrädern). Die Berechnung des Dreidrahtmasses ist sehr komplex. Eine gut geeignete Methode für die üblichen Flankenformen ist von G. Bock [4] an der physikalisch-technischen Bundesanstalt in Berlin entwickelt worden. Diese Methode berücksichtigt die Flankenform der Schnecke und wird so in KISSsoft verwendet.

HINWEIS

Achten Sie bei Nutzung des Begriffs Modul auf die richtige Unterscheidung zwischen Axial- und Normalmodul.

Hinweis zur Verwendung des Anwendungsfaktors

Bei Stirnrad- und Kegelrad-Berechnungen wird generell der Anwendungsfaktor KA mit der Leistung multipliziert, so dass beispielsweise KA=1 mit P= 5 kW sich genau die gleichen Sicherheiten ergeben wie mit KA=2 und P=2.5 kW. Bei der Schneckenberechnung nach ISO oder DIN ist dies etwas anders und kann deshalb zu Fragen führen.

Die Kräfte und Drehmomente werden mit dem Anwendungsfaktor multipliziert, hingegen wird die Leistung bei der Bestimmung der Verlustleistung PVLP und bei der Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades etaGes nicht mit dem Anwendungsfaktor multipliziert. Damit wird – bei KA=2 und P=2.5 kW statt KA=1 mit P= 5 kW - die Verlustleistung [PV] kleiner, der Gesamtwirkungsgrad etaGes jedoch massiv zu klein.

Resultate bei Beispiel „WormGear 1 (DIN3996, Example 1).Z80":

	KA=1; P= 5 kW	KA=2; P=2.5 kW	
PVLP	0.140	0.070	<< (* 1/KA)
PVD+PV0	0.199	0.199	=
PVZ	0.530	0.530	=
PV	0.869	0.799	<

etaz	90.00	90.00	=
etaGes	85.19	75.77	<<
theS	76.6	76.6	=
theM	80.9	80.9	=
SW	1.386	1.386	=
SH	1.143	1.143	=
Sdel	2.369	2.369	=
SF	2.251	2.251	=
ST	1.306	1.306	=

Dieser Unterschied in den Resultaten ist nicht logisch, die Leistung wird deshalb bei der Bestimmung von PVLP und etaGes ebenfalls mit KA multipliziert, damit ergeben sich dann gleiche Resultate.

17.2 Basisdaten

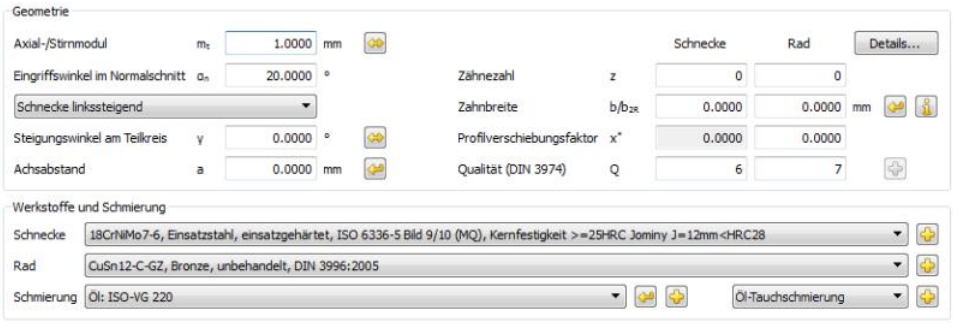


Abbildung 17.2: Eingabefenster `Basisdaten` im Modul `Schnecken mit Globoid-Schneckenrad`

17.2.1 Axial-/Stirnmodul

Axialmodul der Schnecke und Stirnmodul des Schneckenrads sind identisch. Im Menü `Berechnung`, dort unter `Einstellungen > Berechnungen > Berechnung mit Normalmodul anstatt mit Axialmodul` haben Sie die Möglichkeit, zukünftig mit dem Normalmodul m_n statt dem Axialmodul zu arbeiten.

HINWEIS

Die Berechnung der Kopf- und Fusskreise (siehe Seite II-328) ändert sich.

17.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel $\alpha_n = 20^o$. Kleinere Eingriffswinkel können bei grösseren Zähnezahlen verwendet werden, um höhere Überdeckungen zu erreichen. Grössere Eingriffswinkel erhöhen die Festigkeit und erlauben eine kleinere Zähnezahl ohne Unterschnitt, wobei die Überdeckung abnimmt und die Radialkräfte zunehmen

17.2.3 Steigungswinkel am Teilkreis

Der Steigungswinkel der Schnecke (Rad 1) ist das Komplement des Schrägungswinkels und wird gemäss Glg. 17.1 ermittelt.

$$\gamma = 90° - \beta \tag{17.1}$$

Klicken des -Buttons öffnet das Dialogfenster `Steigungswinkel umrechnen`, das Ihnen ermöglicht, den Steigungswinkel aus anderen Grössen der Verzahnung zu bestimmen. Es stehen Ihnen dazu die Optionen `aus dem Achsabstand`, `aus dem Mittenkreis` und `aus dem Mittenkreis und dem Achsabstand` (x_2* wird angepasst) zur Verfügung. Ein grosser Steigungswinkel bedeutet einen hohen Wirkungsgrad, während mit kleinem Steigungswinkel eine selbsthemmende Verzahnung realisiert werden kann.

17.2.4 Achsabstand

Klicken des -Buttons berechnet den Achsabstand aus den Grössen Profilverschiebungsfaktor x^*, Zähnezahl z und Steigungswinkel γ. Sie erhalten in diesem Fall keine Bestätigung über die durchgeführte Berechnung.

17.2.5 Zähnezahl

Die Zähnezahl der Schnecke bewegt sich üblicherweise im Bereich $1 \leq z1 \leq 4$.

17.2.6 Zahnbreite

Für die Bemassung von Radzahn- und Radkranzbreiten siehe Abb. 17.3. Die Breite des Schneckenrads wird im Eingabefeld Zahnbreite b_{2R} übergeben. Die Zahnbreiten b_{2H} und b_2 des Schneckenrads werden aus diesem Wert berechnet.

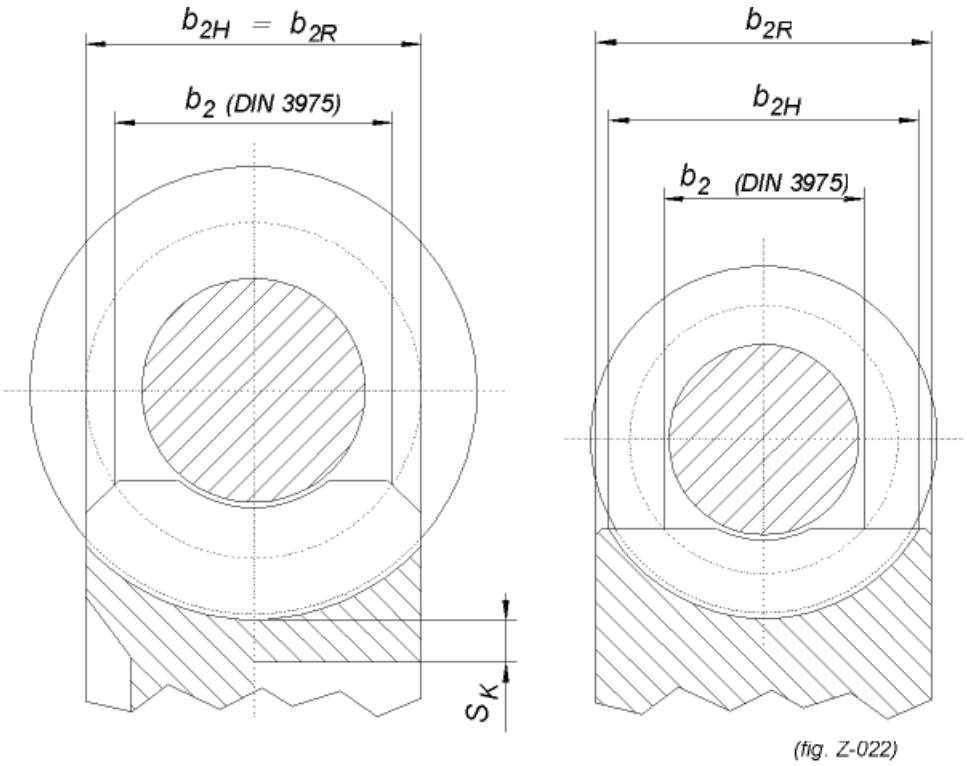


Abbildung 17.3: Bemassung Radzahn- und Radkranzbreite

17.2.7 Profilverschiebungsfaktor

Im Berechnungsmodul `Schnecken mit Globoid-Schneckenrad` ist die Profilverschiebung der Schnecke/Rad 1 grundsätzlich null (entsprechend der Norm ISO 14521). Eine Zahndickenänderung der Schnecke ist nur über das Eingabefenster `Toleranzen` möglich.

HINWEIS

Nutzen Sie das Berechnungsmodul `Schraubräder und Feinwerk-Schnecken` wenn Sie für die Schnecke einen Profilverschiebungsfaktor $x_1^* \neq 0$ benötigen.

17.2.8 Zahndickenänderungsfaktor

Der Faktor sollte nur in Spezialfällen verwendet werden. Der Faktor xs verändert die Zahndicke mit ΔAs = 2 * xs * mn, so wie bei Kegelrädern. Es gilt immer xs2 = -xs1, so dass das Spiel bei einer Eingabe von xs1 nicht verändert wird. Vernünftige Werte für xs1 liegen im Bereich -0.1 … +0.1.

Eine sinnvolle Anwendung dieses Faktors kann sein: Schnecke ist wesentlich härter als das Rad. Im Betrieb verschleisst das Rad, der Ausfall des Getriebes entsteht, wenn der Zahn des Rades bricht, da er durch Verschleiss immer dünner geworden ist. Durch eine Zahndickenänderung der Schnecke mit z.B. xs1 = -0.1 wird der Rad–Zahn dicker. Damit ergibt sich eine deutlich höhere Lebensdauer.

17.2.9 Qualität

In diesem Eingabefeld können Sie die Verzahnungsqualität auf Basis der in Klammer angegebenen Norm eintragen. Sie können die zugrundeliegende Norm unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein > Eingabe der Qualität` ändern.

Erreichbare Qualitäten sind in Tabelle 17.1 dargestellt.

Herstellverfahren	**Qualität nach DIN/ISO**		
Schleifen	2	. . .	7
Schaben	5	. . .	7
Hobeln	(5)6	. . .	9
Fräsen	(5)6	. . .	9
Stossen	(5)6	. . .	9
Stanzen, Sintern	8	. . .	12

Tabelle 17.1: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

17.2.10 Details der Geometrie

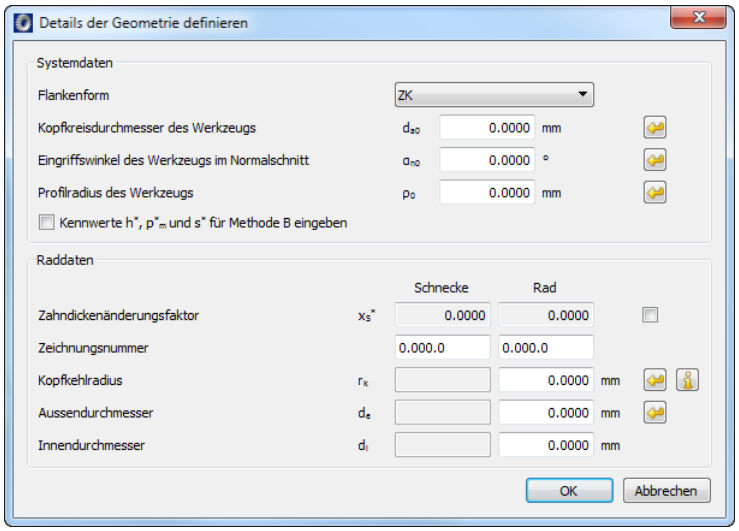


Abbildung 17.4: `Details der Geometrie definieren`-Fenster

Durch Klicken des `Details...`-Buttons im Bereich `Geometrie` können im Fenster `Details der Geometrie definieren` unten aufgeführte Parameter geändert werden.

17.2.10.1 Flankenform

Die Flankenform ergibt sich aus der Herstellung. ZA-, ZN-, ZK- und ZI-Schnecken unterscheiden sich nur wenig in Wirkungsgrad und Flankentragfähigkeit. ZC- und ZH- Schnecken (Hohlflanken) sind unter Umständen etwas besser in der Tragfähigkeit, haben aber andere wesentliche Nachteile.

ZA-Form:	Herstellung mit Drehstahl (gerade Flanken), Anstellung im Axialschnitt
ZN-Form:	Herstellung mit Drehstahl (gerade Flanken), Anstellung im Normalschnitt
ZI-Form:	Herstellung mit Wälzfräser (Schneckenflanke ist Evolvente)
ZK-Form:	Herstellung mit Schleifscheibe (gerade Flanken), Anstellung im Normalschnitt
ZC-, ZH-Form:	Herstellung mit speziellen Werkzeugen zur Erzeugung einer Hohlflanke

Weitere Erklärungen: Dubbel [38], mit Bildern auf den Seiten G136 und S79.

17.2.10.2 Aussendurchmesser und Kopfkehlradius

Aussendurchmesser d_{e2} und Kopfkehlradius r_k können im Sinne der DIN 3975-1:2002-7 übergegeben werden. Entsprechend Gln. (59) und (67) werden für die beiden Grössen folgende Werte vorgeschlagen:

$$d_{e2} \approx d_{a2} + m_x$$

$$r_k \geq a - \frac{d_{a2}}{2}$$

mit:

d_{a2} - Kopfkreisdurchmesser

m_x - Axialmodul

a - Achsabstand

17.2.11 Werkstoffe und Schmierung

Werkstoffe

Die Festigkeitsberechnung für Schnecken nach ISO 14521 beruht auf Erfahrungswerten, die mit folgenden Werkstoffen ermittelt wurden:

Schnecke:

- Einsatzstähle (vor allem 16MnCr5), HRC = 58...62
- Vergütungsstähle (vor allem 42CrMo4), flamm- oder induktionsgehärtet, HRC = 50...56
- Nitrierstähle (vor allem 31CrMoV9), gasnitriert

Schneckenrad:

- Bronzen (GZ-CuSn12, GZ-CuSn12Ni, GZ-CuAl10Ni)
- Guss (GGG40, GG25)
- Polyamid (PA-12, gegossen)

Zur Festigkeitsberechnung sind sehr spezielle Werkstoffdaten notwendig, insbesondere Verschleisskennwerte. Die Norm gibt nur für die gebräuchlichsten Schneckenrad-Werkstoffe (meist Bronzen) solche Kennwerte an. Die Auswahl an Werk-

stoffen in KISSsoft ist deshalb beschränkt. Da das Ermitteln von Daten für nicht dokumentierte Werkstoffe äusserst aufwendig ist, empfehlen wir bei der Berechnung den am nächsten zum tatsächlich eingesetzten Werkstoff aus der Liste zu wählen.

Schmierstoffe

Bei Schnecken ist die Wahl des Schmiermittels äusserst wichtig, synthetische Schmierstoffe (Polyglykole oder Polyalfaolephine) können den Verlust und den Verschleiss massiv reduzieren.

17.3 Belastung

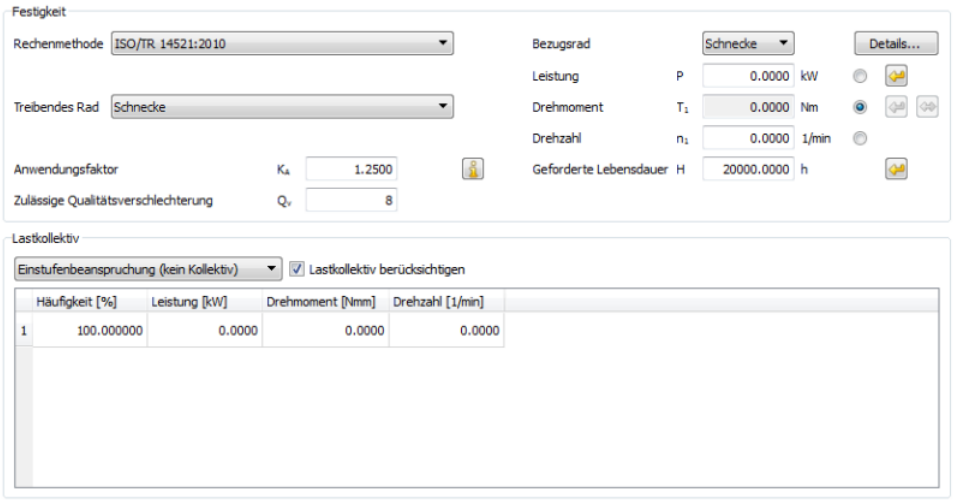


Abbildung 17.3: Eingabefenster `Basisdaten` im Modul `Schnecken mit Globoid-Schneckenrad`

17.3.1 Rechenmethode Festigkeit

Die Berechnung nach ISO 14521 und die Berechnung nach E DIN 3996:2006 sind identisch.

Die Berechnung nach ISO 14521 beinhaltet verschiedene Methoden (A,B,C,D). In KISSsoft wird die genauest mögliche, dokumentierte Methode verwendet, was im Normalfall Methode B entspricht. Die Rechenmethode ist nicht für alle Werkstoffe (s. Abschnitt "Werkstoffe und Schmierung" auf Seite II-317) geeignet, da teilweise Erfahrungswerte fehlen.

Die ISO 14521 ist ein Rechenverfahren für die Bestimmung von:

- Wirkungsgrad
- Verschleiss und Verschleiss-Sicherheit
- Grübchensicherheit
- Zahnfusssicherheit
- Durchbiegesicherheit
- Temperatursicherheit

HINWEISE:

- Zur Festigkeitsberechnung sind sehr spezielle Werkstoffdaten notwendig, insbesondere Verschleisskennwerte. Die Norm gibt nur für die gebräuchlichsten Schneckenrad-Werkstoffe (meist Bronzen) solche Kennwerte an. Die Auswahl an Werkstoffen in KISSsoft ist deshalb beschränkt.
- Fettschmierung: Die Fettschmierung wird in DIN 3996 nicht erwähnt. In KISSsoft wird in diesem Fall die Berechnung wie für Öltauchschmierung durchgeführt. Diese Annahme ist zulässig, da der Einfluss der Schmierungsart auf die Berechnung sehr gering ist.
- Dauerfestigkeitswerte für Zahnfusstragfähigkeit: Die Norm gibt zwei verschiedene Werte an. In der Datenbank ist der niedrigere Wert eingetragen, der verwendet werden sollte, wenn keine Qualitätsverschlechterung durch plastische Verformung der Zähne akzeptiert wird.

17.3.2 Lebensdauer

Der Wert im Eingabefeld `Lebensdauer` wird verwendet, um, zusammen mit der Drehzahl, die Lastwechselzahl zu berechnen.

17.3.3 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt Tabelle 17.2. Ausführlichere Angaben finden Sie in ISO 6336.

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 17.2: Zuordnung Arbeitsweise → Anwendungsfaktor

17.3.4 Zulässige Qualitätsverschlechterung

Bauartbedingt stellt sich bei dem Schneckenrad über die Zeit durch Verschleiss eine Qualitätsabnahme ein, die nicht unter den in diesem Eingabefeld eingegebe-

nen Wert sinken darf. Eine Qualitätsabnahme geht einher mit einer plastischen Verformung des Werkstoffs und damit einem höheren Werkstoffkennwert. Dies wiederum resultiert in einer höheren Sicherheit gegen plastische Verformung im Fuss.

17.3.5 Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Der -Button neben dem Eingabefeld der Leistung (des Drehmoments) berechnet eine Leistung (ein Drehmoment) so, dass ein vorgegebenes Sicherheitsminimum (s. Abschnitt "Sollsicherheiten" auf Seite II-217)eingehalten wird.

17.3.6 Details der Festigkeit

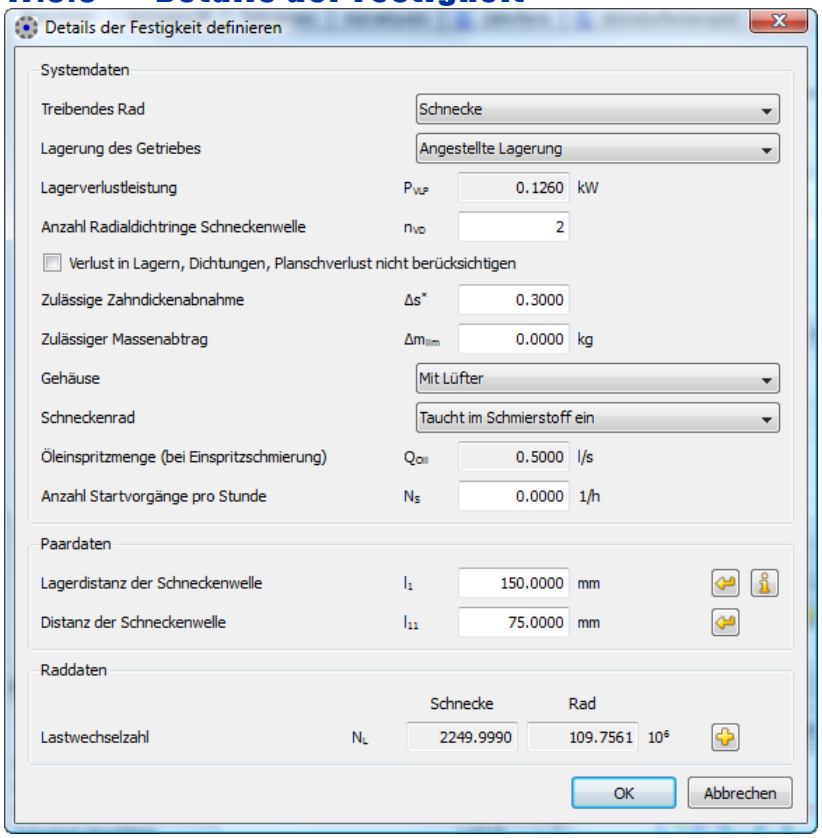


Abbildung 17.5: `Details der Festigkeit definieren`-Fenster

Durch Klicken des `Details...`-Buttons im Bereich `Festigkeit` können im Fenster `Details der Festigkeit definieren` die im folgenden aufgeführten Parameter geändert werden.

17.3.6.1 Lagerung des Getriebes

Für die Berechnung der Lagerverlustleistung der Schneckenwelle wird unterschieden zwischen unterschiedlichen Lagerungsarten.

17.3.6.2 Lagerverlustleistung

Bei Einsatz von Wälzlagern wird die Verlustleistung mit Überschlagsformeln gemäss ISO 15451 berechnet. Bei Gleitlagern muss die Verlustleistung eingegeben werden.

17.3.6.3 Anzahl Radialdichtringe Schneckenwelle

Für die Berechnung der Dichtungsverlustleistung wird die Eingabe der Anzahl Radialdichtringe auf der Schneckenwelle benötigt. Die Dichtringe auf der Schneckenradwelle werden nicht mitgezählt, da diese wegen der kleinen Drehzahl eine vernachlässigbare Verlustleistung haben (Berechnungsformeln sind in der ISO 15451 enthalten).

17.3.6.4 Zulässige Zahndickenabnahme

Die zulässige Zahndickenabnahme (am Rad) wird für die Berechnung der Verschleisssicherheit benötigt und bei der Berechnung der Zahnfusssicherheit berücksichtigt. Steht in diesem Eingabefeld der Wert 0, wird die zulässige Zahndickenabnahme nicht kontrolliert.

17.3.6.5 Zulässiger Massenabtrag

Der zulässige Massenabtrag in kg am Schneckenrad kann begrenzt werden (z. B. wegen Ölwechselintervallen). Die Verschleisssicherheit wird damit über diesen Grenzwert bestimmt. Steht in diesem Eingabefeld der Wert 0, wird der Massenabtrag nicht kontrolliert.

HINWEIS

Der Massenabtrag der Schnecke wird nicht berechnet, da die Norm davon ausgeht, dass die Schnecke wesentlich härter ist als das Schneckenrad und somit kein Verschleiss auftritt.

17.3.6.6 Distanzen auf der Schneckenwelle

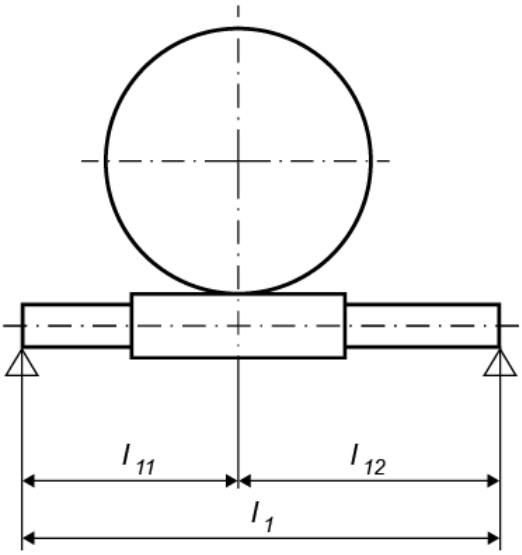


Abbildung 17.6: Bemassung Schnecke-Schneckenrad

l_1 Abstand zwischen den Lagern auf der Schneckenwelle

l_{11} Abstand Lager 1 bis Mitte Schnecke

Diese Angaben werden für die Berechnung der Duchbiegesicherheit benötigt. Die Position des Antriebs hat keinen Einfluss auf die Berechnung.

17.3.6.7 Lastkollektive mit negativen Elementen

Lastkollektive mit negativen Lastkollektiv-Elementen (T < 0 und/oder n < 0) können wahlweise wie folgt berechnet werden (wird nur auf Elemente, bei welchen der Wechselbiegungsfaktor YM=1.0 ist, angewendet).

WICHTIG:

Ein Lastkollektiv-Element wird dann als negativ bewertet, wenn die Nicht-Arbeitsflanke belastet wird.

Faktor für Drehmoment	Faktor für Drehzahl	Belastete Flanke	Lastkollektiv-Element ist
+	+	Arbeitsflanke (*)	Positiv bewertet
+	-	Arbeitsflanke (*)	Positiv bewertet
-	+	Nicht-Arbeitsflanke	Negativ bewertet
-	-	Nicht-Arbeitsflanke	Negativ bewertet

(*) Arbeitsflanke, wie eingegeben in Tab Festigkeit

Tabelle 14.10: Bewertung eines Lastkollektivelements in Abhängigkeit der Vorzeichen

Zur Auswahl unter `Details` im Tab `Belastung`, Gruppe `Festigkeit` kann festgelegt werden:

- Für die Berechnung der Grübchen-Sicherheit
  - Alle negativen LK-Elemente positiv werten (wie bisher)
  - Nur positive LK-Elemente werten
  - Nur negative LK-Elemente werten
  - Beide Fälle rechnen und ungünstigeren Fall dokumentieren
- Für die Berechnung der Zahnfuss-Sicherheit
  - Alle negativen LK-Elemente positiv werten (wie bisher)
  - Bei negativen LK-Elementen Fussspannung mit 1/0.7 erhöhen
  - Bei positiven LK-Elementen Fussspannung mit 1/0.7 erhöhen
  - Beide Fälle rechnen und realistischeren Fall dokumentieren

17.4 Toleranzen

Aufbau und Funktionsweise des Eingabefensters Toleranzen (siehe Seite II-101) im Berechnungsmodul Schnecken mit Globoid-Schneckenrad ist beim Eingabefenster von Toleranzen für Stirnräder. Bei den Abmassen wird empfohlen, für Schneckenberechnungen in der Dropdownliste Zahndickentoleranz die Optionen Schnecke nach Niemann bzw. Schneckenrad nach Niemann zu wählen. Die entsprechenden Daten beruhen auf Empfehlungen von Niemann [66].

17.5 Einstellungen

Im Menü `Berechnung` finden Sie die Option `Einstellungen`. Klicken dieses Untermenüs öffnet das Fenster `Modulspezifische Einstellungen`. Dort haben Sie Zugriff auf die unten aufgeführten Tabs, die die Übergabe weiterer Berechnungsparameter ermöglichen.

17.5.1 Allgemein

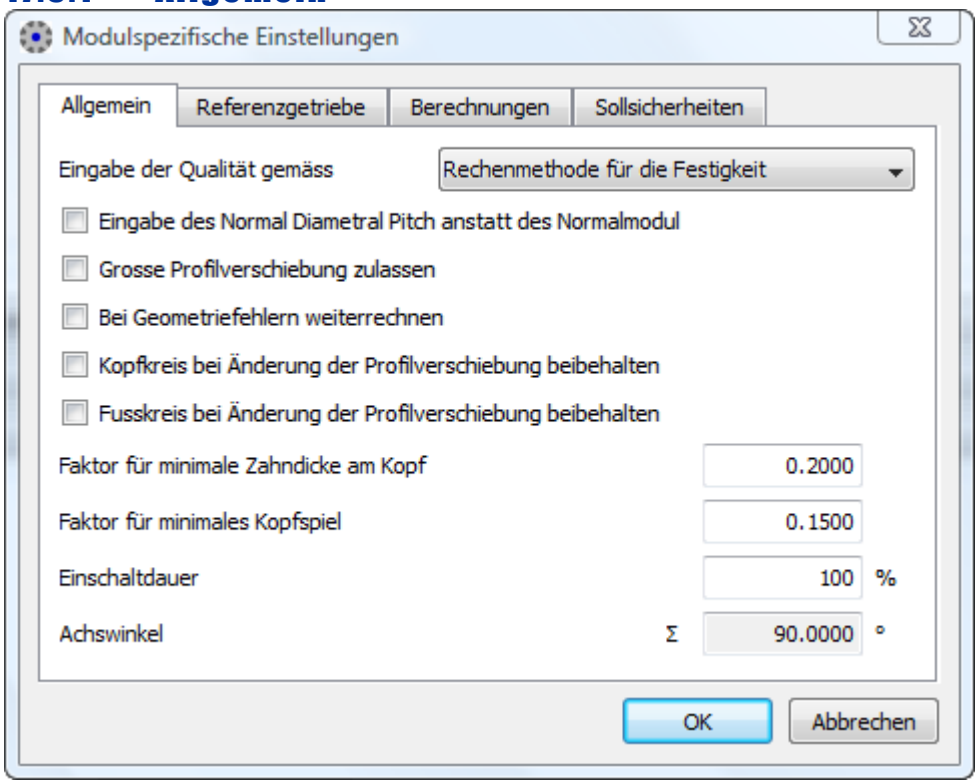


Abbildung 17.7: Tab `Allgemein` im Fenster `Modulspezifische Einstellungen`

(hier nicht besprochene Eingaben (siehe Seite II-202))

17.5.1.1 Einschaltdauer

Bei Berechnung der Lebensdauer wird die Einschaltdauer mit der Lastwechselzahl multipliziert. Die Temperaturberechnung berücksichtigt zusätzlich die Einschaltdauer bei der Berechnung der erzeugten Wärme.

Hinweis zur Temperaturberechnung:

Angenommen wird, dass Wärme dauernd abgeführt wird, hingegen nur während der vorgegebenen Einschaltdauer Wärme zugeführt wird. Die Voraussetzung hierzu ist, dass das Getriebe während kurzer Zeit läuft (maximal 15 Minuten) und dann wieder abgestellt wird. Falls dies nicht zutrifft, muss die Einschaltdauer auf 100% gestellt werden.

17.5.1.2 Achswinkel

Der Achswinkel ist fest mit 90 Grad vorgegeben, da dies die Festigkeitsberechnung nach DIN 3996 voraussetzt. Eine Geometrieberechnung mit Achswinkel ungleich 90 Grad kann ersatzweise über das Berechnungsmodul `Schraubräder und Feinwerk- Schnecken` (siehe Seite II-332) erfolgen.

17.5.2 Referenzgetriebe

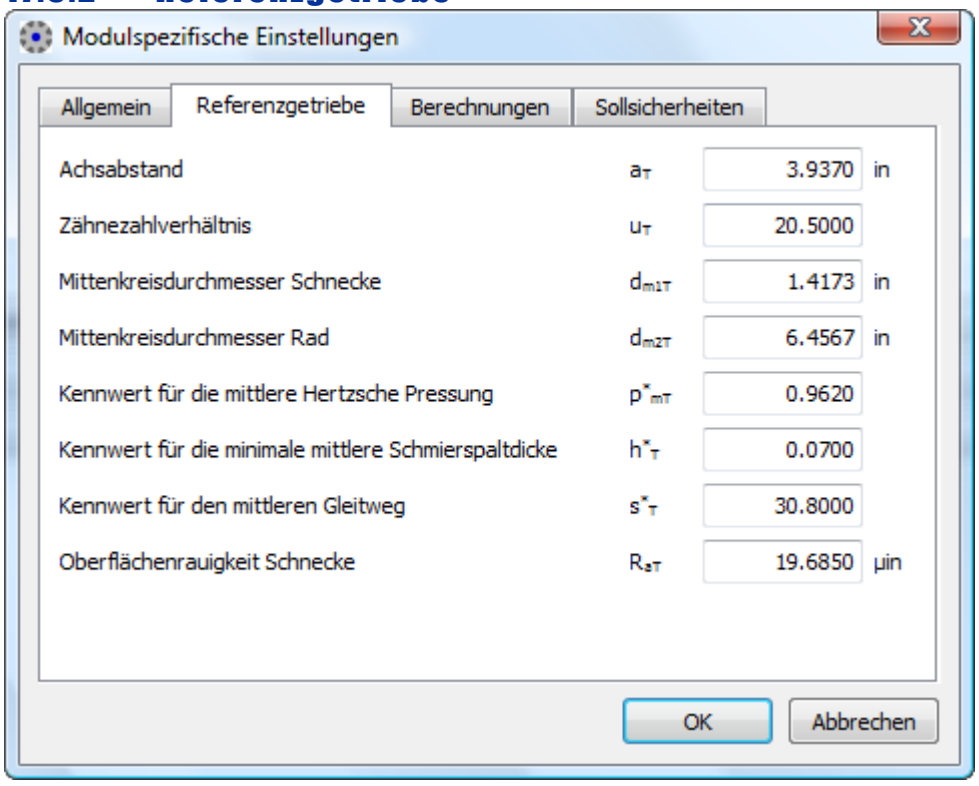


Abbildung 17.8: Tab `Referenzgetriebe` im Fenster `Modulspezifische Einstellungen`

Die Berechnung beruht auf Daten eines Standard-Referenzgetriebes, für welches Untersuchungen durchgeführt worden sind. Die vorgegebenen Daten entsprechen dem Referenzgetriebe in der ISO 14521. Wenn eigene Untersuchungs- oder Erfahrungswerte vorliegen, kann die Berechnung so an das Firmen-Knowhow angepasst werden. Weitere Erklärungen finden sich in der ISO 14521.

17.5.3 Berechnungen

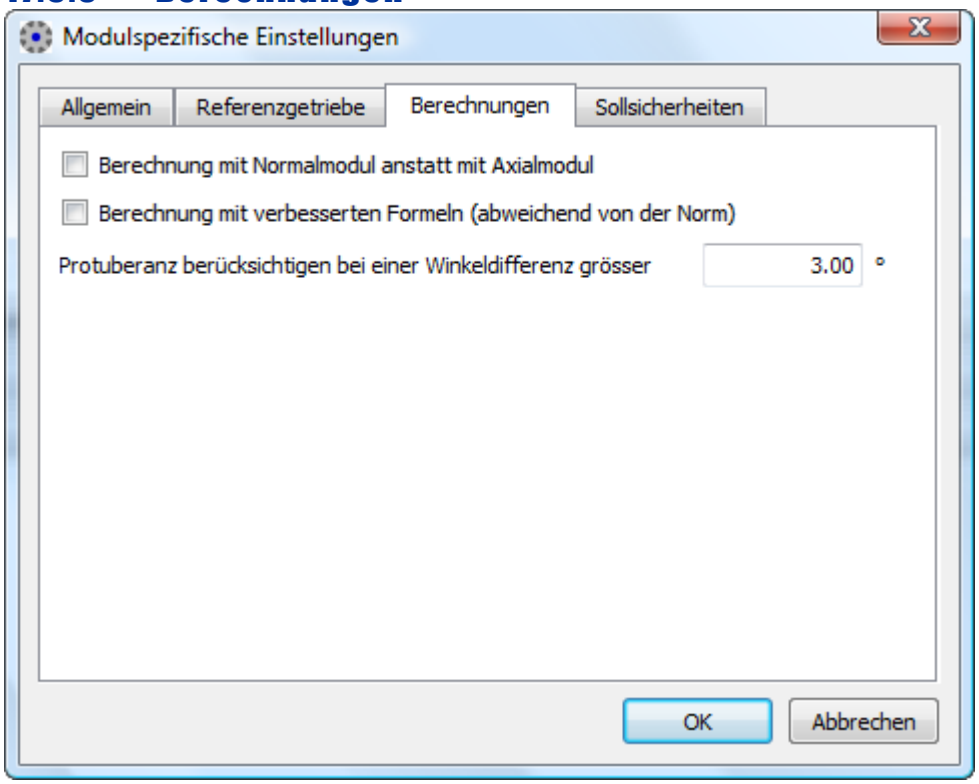


Abbildung 17.9: Tab `Berechnungen` im Fenster `Modulspezifische Einstellungen`

17.5.3.1 Berechnung mit Normalmodul anstatt mit Axialmodul

Die Geometrie von Schneckenpaarungen wird mit dem Axialmodul (beziehungsweise Stirnmodul des Schneckenrades) berechnet. Nach Setzen eines Hakens in die Checkbox werden alle Grössen des Bezugsprofils mit dem Normalmodul (Werkzeugmodul) berechnet. Damit wird insbesondere der Kopf- und Fusskreis beein-

flusst. Die Profilverschiebung x^*_x m_x (m_x für Axialmodul) hingegen wird nicht verändert.

Die Formel für den Kopfkreis (m_n für Normalmodul) lautet dann:

$d_{a1} = d_{m1} + 2\ m_n\ h_{aP}$
$d_{a2} = d_2 + 2\ m_x\ x_2 + 2\ m_n\ h_{aP}$

Für den Fusskreis gilt:

$d_{f1} = d_{m1} - 2\ m_n\ h_{fP}$
$d_{f2} = d_2 + 2\ m_x\ x_2 - 2\ m_n\ h_{fP}$

17.5.3.2 Berechnung mit verbesserten Formeln (abweichend von der Norm)

Ist der Haken in dieser Checkbox gesetzt, werden an folgenden Stellen alternative Berechnungsmethoden verwendet:

- Effektive Zahndicke am Kopf (statt Formel (84) gemäss DIN oder Formel (110) gemäss ISO)
- Verzahnungsverlustleistung PVZ mit Faktor 1/9.550 statt 0.1

17.5.4 Sollsicherheiten

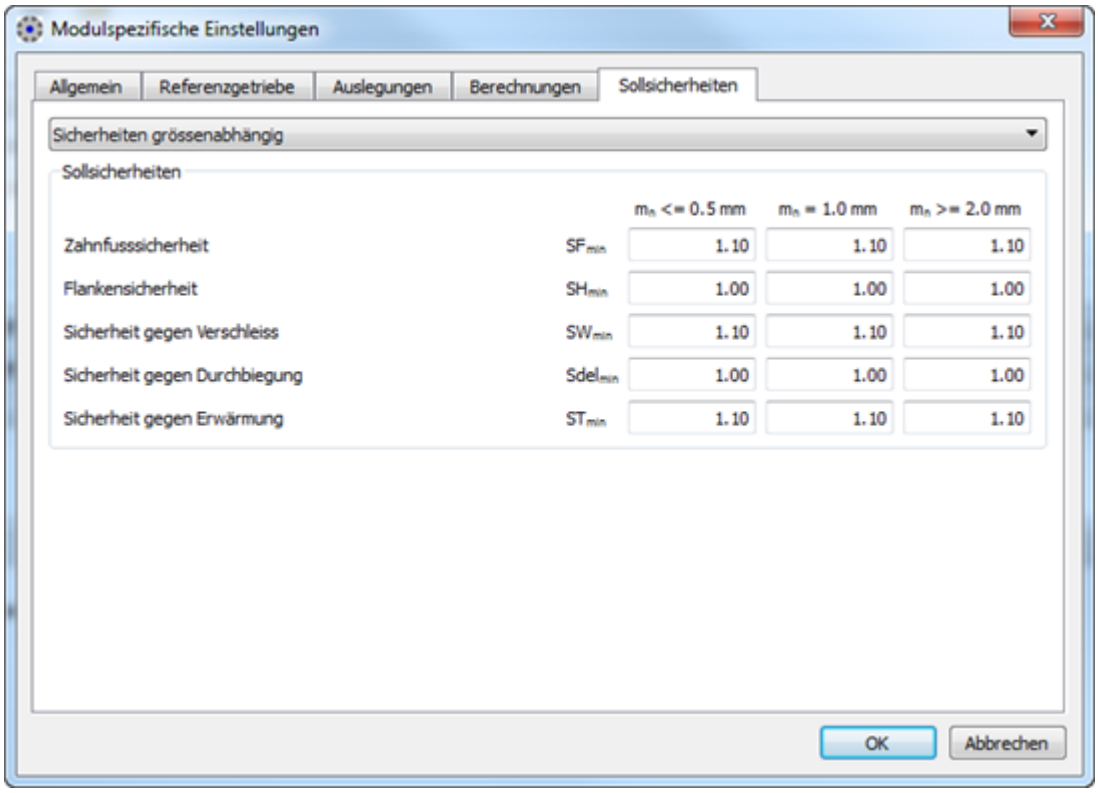


Abbildung 17.10: Tab `Sollsicherheiten` im Fenster `Modulspezifische Einstellungen`

Werden die angegebenen Sollsicherheiten nach Ausführen der Berechnung unterschritten, informiert Sie KISSsoft darüber. Die Auslegung erfolgt immer auf Grund der Sollsicherheiten für Zahnbruch, Pitting und Verschleiss. Werden eines oder mehrere dieser Kriterien nicht gewünscht, so muss die entsprechende Sollsicherheit zu Null gesetzt werden. Gemäss ISO 14521 sind folgende Sicherheiten zu gewährleisten:

Zahnfusssicherheit : 1.1

Grübchensicherheit : 1.0

Verschleisssicherheit : 1.1

Durchbiegesicherheit : 1.0

Temperatursicherheit : 1.1

Es steht Ihnen frei, diese Grössen auf Grund Ihrer Erfahrung zu ändern.

Kapitel 18
Schraubräder und Feinwerk-Schnecken

Schraubräder sind Schrägstirnräder, die auf sich kreuzenden Achsen sitzen. Normalerweise beträgt der Achswinkel $\Sigma = 90^{o}$. Im Gegensatz zu der Linienberührung bei Globoidschnecken berühren sich Schraubräder beim Abwälzen jeweils nur in einem Punkt. Sie können deshalb nur kleine Kräfte übertragen und werden vor allem für Steuerungszwecke verwendet.

In der Feinwerktechnik wird ein Schneckenrad häufig als Schrägstirnrad gefertigt. Dies erleichtert die Fertigung und die Montage im Vergleich zum Globoidrad, das mit einem schneckenförmigen Werkzeug gefertigt wird. Die Geometrieberechnung des Schneckenrades sollte in diesem Fall als Schraubrad erfolgen, da bei Profilverschiebungssumme ungleich Null Schrägungswinkel des Rades und Steigungswinkel der Schnecke voneinander abweichen. Die Schrägungsrichtung beider Räder ist gleich. Weist das Schneckenrad eine rechtssteigende Verzahnung auf, gilt selbiges für das Schraubrad. Die Summe beider Schrägungswinkel am Wälzkreis/Schraubkreis entspricht genau dem Achswinkel. Die Summe der Schrägungswinkel am Teilkreis ist aufgrund von Profilverschiebungen nicht genau mit dem Achswinkel identisch.

Der Achswinkel kann für Spezialfälle auch kleiner sein als der Schrägungswinkel von Rad 1. In diesem Fall hat Rad 2 die umgekehrte Schrägungsrichtung von Rad 1.

18.1 Berechnungsgrundlagen

Die Berechnung von Schraubrädern (Stirnräder mit gekreuzten Achsen) erfolgt nach Niemann [66]. Die vorliegende Version beinhaltet die Berechnung und Kontrolle der Geometrie von Schraubenrädern für beliebige Achswinkel. Kontroll- und Fabrikationsmasse werden rechnerisch ermittelt.

Die Berechnung der Fuss- und Flanken-Festigkeit und der Fresssicherheit wird vom Ansatz her nach Niemann [66] gemacht, jedoch unter der Verwendung der Gleichungen nach ISO 6336. (Niemann verwendet die Gleichungen aus einer alten DIN3990-Ausgabe.)

18.2 Basisdaten

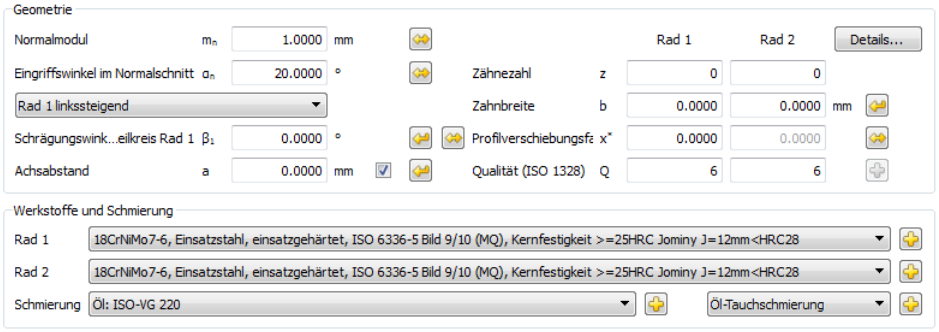


Abbildung 18.1: Eingabefenster `Basisdaten`

18.2.1 Normalmodul

Eingegeben wird der Normalmodul. Sind stattdessen Teilung, Stirnmodul oder Diametral Pitch bekannt, können Sie über den -Button ein Dialogfenster öffnen, das die Umrechnung ermöglicht. Bevorzugen Sie die Übergabe des Diametral Pitch statt des Normalmoduls, können Sie `Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls` unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein` aktivieren.

18.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel $\alpha_n = 20^o$. Kleinere Eingriffswinkel können bei grösseren Zähnezahlen verwendet werden, um höhere Überdeckungen zu erreichen. Grössere Eingriffswinkel erhöhen die Festigkeit und erlauben eine kleinere Zähnezahl ohne Unterschnitt, wobei die Überdeckung abnimmt und die Radialkräfte zunehmen.

18.2.3 Schrägungswinkel Teilkreis Rad 1

Auf Grund von Achsabstand, Zähnezahlen, Profilverschiebung (x^*_1, x^*_2) und Achswinkel wird der Schrägungswinkel von Rad 1. Häufig erfüllen mehrere Schrägungswinkel die Anforderungen an die Verzahnungsgeometrie. Für diesen Fall öffnet sich nach Klicken des -Buttons ein `Information`- Fenster, das die möglichen Werte auflistet. In diesem Fall wird **die dem aktuellen Wert am**

nächsten liegende Lösung automatisch übernommen. Sollte für die Auslegung nur ein einzelner Wert in Frage kommen, wird er ohne weitere Meldungen in das Eingabefeld übernommen. Kann die Auslegungsfunktion keine Lösungen finden, werden Sie darüber informiert und sollten dann Achsabstand oder Modul ändern.

18.2.4 Achsabstand

Der Achsabstand wird auf Grund des Schrägungswinkels von Rad 1, Achswinkel, Profilverschiebung (x^*_1, x^*_2) und Zähnezahlenberechnet.

18.2.5 Zahnbreite

Weil die Zahnbreite nicht beliebig kurz gewählt werden sollte, verfügt dieses Eingabefeld über einen -Button, der Ihnen auf Basis der vorgegebenen Parameter die Mindest-Breite bestimmt.

18.2.6 Profilverschiebungsfaktor

Das Werkzeug kann während der Herstellung verschoben werden. Der Abstand zwischen dem Herstellwälzkreis und der Bezugsline des Werkzeugs nennt sich Profilverschiebung. Bei einer positiven Profilverschiebung wird das Werkzeug weiter aus dem Material herausgezogen, wodurch sich die Zahndicke am Fuss erhöht und am Kopf verringert. Bei einer negativen Profilverschiebung fährt das Werkzeug dagegen weiter in das Material hinein, wodurch sich die Zahndicke verkleinert und auch Unterschnitt eher auftreten kann. Neben der Zahndicke werden auch die Gleitgeschwindigkeiten durch den Profilverschiebungsfaktor beeinflusst.

Über den -Button kann der Profilverschiebungsfaktor (siehe Seite II-8) von KISSsoft aus gemessenen Daten oder aus Angaben in Zeichnungen bestimmt werden.

HINWEIS

Erscheint einer der beiden Werte für die Profilverschiebung grau, wird er von KISSsoft berechnet. Das ist genau dann der Fall, wenn die Checkbox zum Festhalten des Achsabstandswerts ausgewählt ist. Überschreiben Sie einen ausgegrauten Wert, wird dieser aktiv und der des anderen Rads von KISSsoft berechnet.

18.2.7 Qualität

In diesem Eingabefeld können Sie die Verzahnungsqualität auf Basis der in Klammer angegebenen Norm eintragen. Sie können die zugrundeliegende Norm unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein > Eingabe der Qualität` ändern. Die Verzahnungsqualität nach ISO 1328 entspricht ungefähr der gleichen Qualität nach DIN 3961 oder AGMA 2015.

Erreichbare Qualitäten sind in Tabelle 18.1 dargestellt.

Herstellverfahren	**Qualität nach DIN/ISO**		
Schleifen	2	. . .	7
Schaben	5	. . .	7
Hobeln	(5)6	. . .	9
Fräsen	(5)6	. . .	9
Stossen	(5)6	. . .	9
Stanzen, Sintern	8	. . .	12

Tabelle 18.1: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

18.2.8 Details der Geometrie definieren

Durch Klicken des `Details...`-Buttons im Bereich `Geometrie` können im Fenster `Details der Geometrie definieren` unten aufgeführte Parameter geändert werden.

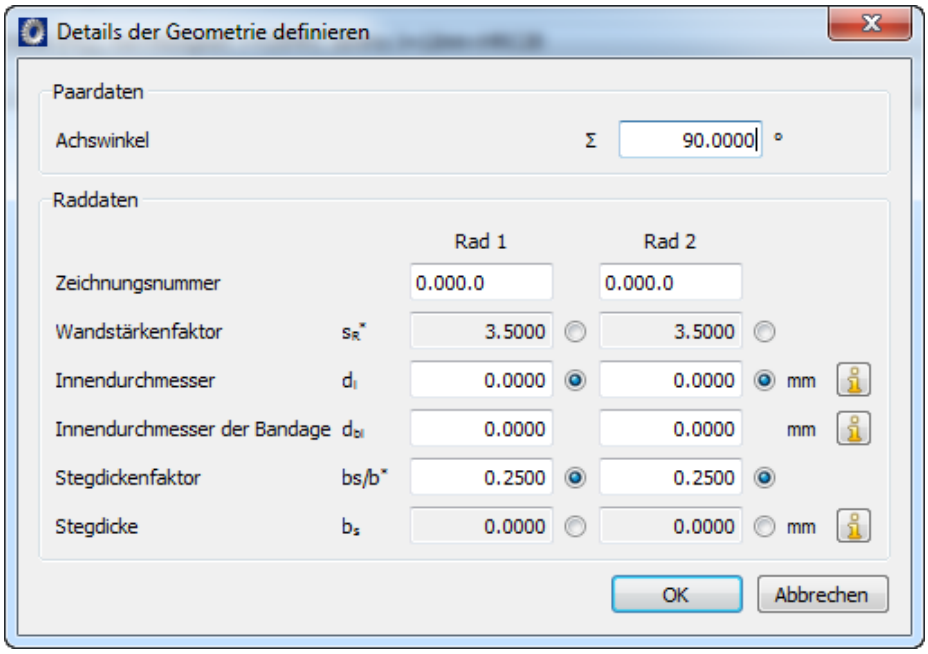


Abbildung 18.2: Eingabefenster `Details der Geometrie`

18.2.8.1 Achswinkel

Der Achswinkel beträgt im Normalfall $\Sigma = 90^{o}$, kann aber beliebig gewählt werden.

18.2.8.2 Innendurchmesser

Der Innendurchmesser wird für die Berechnung des Massenträgheitsmomentes benötigt. Die Zahnkranzdicke hat gemäss ISO oder AGMA Einfluss auf die Festigkeit. Für Vollräder wird 0 eingegeben, für Aussenräder mit Steg der entsprechende Durchmesser d_i nach Bild 18.3. Für Innenräder wird der Aussendurchmesser des Zahnkranzes eingegeben.

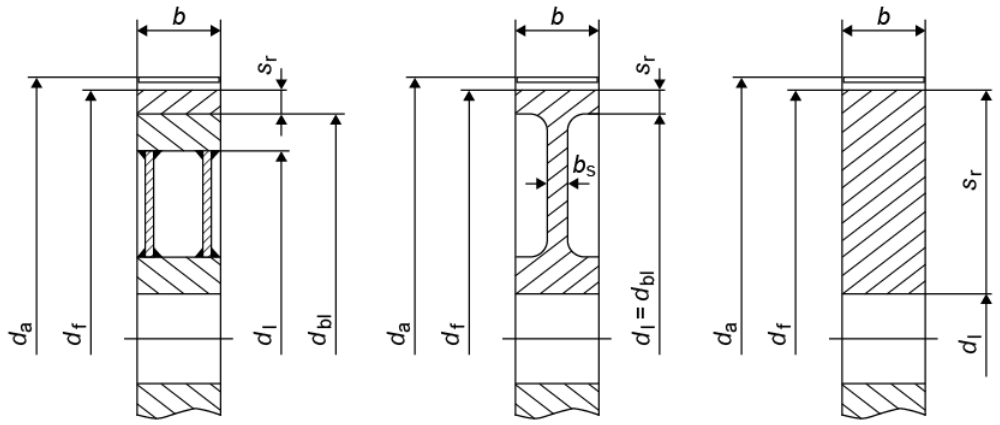


Abbildung 18.3: Bemessung der Durchmesser.

Der Bandagen-Innendurchmesser des Rades wird für Berechnungen nach ISO oder AGMA benötigt. Der Einfluss auf das Resultat der Rechnung kann bei dünnen Zahnkränzen bedeutend sein. Siehe auch die obige Abbildung 18.3.

18.2.9 Werkstoffe und Schmierung

Die in den Dropdownlisten angezeigten Werkstoffe stammen aus der Werkstoffdatenbank. Wenn Sie den gewünschten Werkstoff hier nicht finden, können Sie `Eigene Eingabe` aus der Liste wählen, oder den Werkstoff zuerst in der Datenbank eintragen (→ weitere Info (siehe Seite I-89)). Klicken des - Buttons öffnet das `Werkstoff Rad 1(2)`-Fenster, in dem Sie aus einer Liste der in der Datenbank verfügbaren Werkstoffe wählen können. Auswahl von `Eigene Eingabe` ermöglicht es Ihnen, die Werkstoffparameter einzeln übergeben, was dem `Neuen Eintrag erstellen`-Fenster des Datenbanktools entspricht.

18.3 Belastung

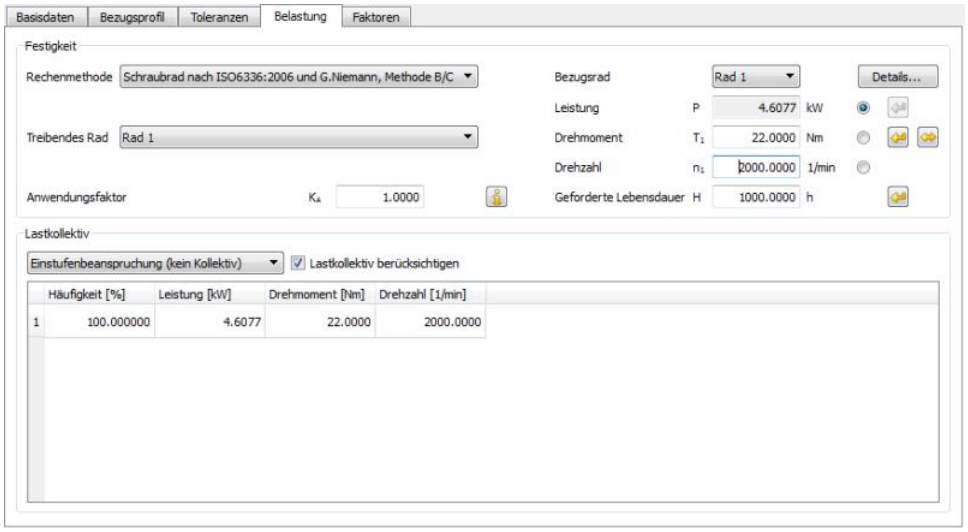


Abbildung 18.4: Eingabefenster `Belastung`

18.3.1 Rechenmethode Festigkeit

Bis dato gibt es keinen verbindlichen Standard für die Berechnung von Schraubrädern. KISSsoft empfiehlt daher die Verwendung der ISO 6336 (siehe Seite II-340) Calculation of load capacity of spur and helical gears.

Für die Festigkeitsberechnung der Schnecken stehen Ihnen drei verschiedene Arten der Festigkeitsberechnung zur Verfügung:

18.3.1.1 Festigkeitsberechnung nach Hirn

Die Schneckenberechnung nach H.Hirn basiert auf einer veralteten Ausgabe von Niemanns Maschinenelemente. Es wird die Temperatursicherheit, die Flankensicherheit, die Fusssicherheit sowie die Durchbiegesicherheit berechnet. Die Werkstoffwerte sind nicht mit den Werten der Schneckenberechnung nach DIN 3996 zu vergleichen, die Sicherheiten sind aber ähnlich.

Von der Verwendung dieser veralteten Methode wird abgeraten.

HINWEIS

Mit der Berechnungsmethode nach Hirn wird auch die Werkstoffpaarung gewählt. Diese muss mit der im Bereich `Werkstoffe und Schmierung` gewählte Werkstoffpaarung übereinstimmen. Achswinkel $\Sigma = 90^o$ und $z_1 < 5$.

18.3.1.2 Festigkeitsberechnung nach Hoechst

Für Schneckenräder aus Hostaform® (POM), gepaart mit einer Stahlschnecke, steht eine Festigkeitsberechnung nach Hoechst zur Verfügung [80]. Der zulässige Belastungskennwert c [N/mm^2], siehe Gln. (18.1) ÷ (18.3), ist ein Mass für die Temperaturbeanspruchung. Weiterhin werden die zulässige Flankenpressung und die Blockierfestigkeit der Schnecke überprüft. Für die Blockierfestigkeit ist nicht die Dauerbeanspruchung, sondern die Maximalbeanspruchung massgeblich.

$$c = \frac{F_2}{f_z \cdot b \cdot m \cdot \pi} \tag{18.1}$$

$$b = \sqrt{d_{a1}^2 - d_{m1}^2} \tag{18.2}$$

$$m = \frac{m_n}{\cos(\gamma_m)} \tag{18.3}$$

wobei

F_2	Umfangskraft am Schneckenrad
f_z	Zähnezahlbeiwert
b	Nutzbare Breite
m_n	Normalmodul
γ_m	Mittensteigungswinkel
d_{a1}	Kopfkreisdurchmesser der Schnecke
d_{m1}	Mittenkreisdurchmesser der Schnecke

HINWEIS:

Achswinkel $\Sigma = 90^o$ und $z_1 < 5$. Die Berechnungsmethode sieht eine Schnecke aus Stahl und ein Schraubrad aus Kunststoff vor.

18.3.1.3 Festigkeitsberechnung nach ISO 6336/Niemann

Die Festigkeitsberechnung für Schraubräder mit $z_1 \geq 5$ kann nach Niemann[66]/ISO 6336 ausgeführt werden. Gemäss Niemann wird die Kontaktellipse berechnet mit den Halbachsen a für die Breite und b für die Höhe. Für die Flankentragfähigkeit (pitting) wird eine effektive Zahnbreite von 2a angenommen. Für die

Festigkeitsberechnung des Zahnfuss wird der gleiche Wert zuzüglich des doppelten Moduls verwendet. Dies entspricht den Vorgaben der ISO 6336, wenn die Zahnbreite grösser ist als die Kontaktbreite. Die Sicherheit gegen Fressen wird gemäss Niemann [66] berechnet. Diese Methode unterscheidet sich wegen der hohen Gleitgeschwindigkeiten der Schraubräder von der Richtlinie DIN 3990-4 und entspricht eher der Methode, welche für Hypoid-Kegelräder angewandt wird. Es wird ein Nachweis für die Fussfestigkeit, die Flankentragfähigkeit und die Fresstragfähigkeit erbracht.

HINWEIS:

Die Berechnung liefert bei Zähnezahlen $z < 5$ für die Zahnfuss- und Kontaktspannungen etwas zu hohe Sicherheiten.

18.3.1.4 Festigkeitsberechnung nach VDI 2736

Diese VDI-Richtlinie definiert die Berechnung von Feinwerktechnik-Schnecken.

18.3.1.5 Statische Berechnung

Die statische Berechnung führt eine statische Abschätzung gegen Bruch- und Streckgrenze durch. Die Berechnung erfolgt gemäss der in 13.2.11 Statische Berechnung dokumentierten Formeln.

Die Berechnung bei Schneckenrädern gibt eher zu tiefe Sicherheiten, da bei Schnecken eher auf Scherung geprüft wird.

18.3.1.6 Statische Berechnung auf Scherung

Nachrechnung des Schneckenrades auf Scherung:

$\tau_F = F_t^2 * K_A * Y_E / A_\tau$

$A_\tau = b_{max}/5*(4*s_{tda2}-s_{tdx2})$

$d_{x2} = 2* a-d_{a1}$

Diese Berechnung erfolgt automatisch und wird im Report im Abschnitt 6A dokumentiert.

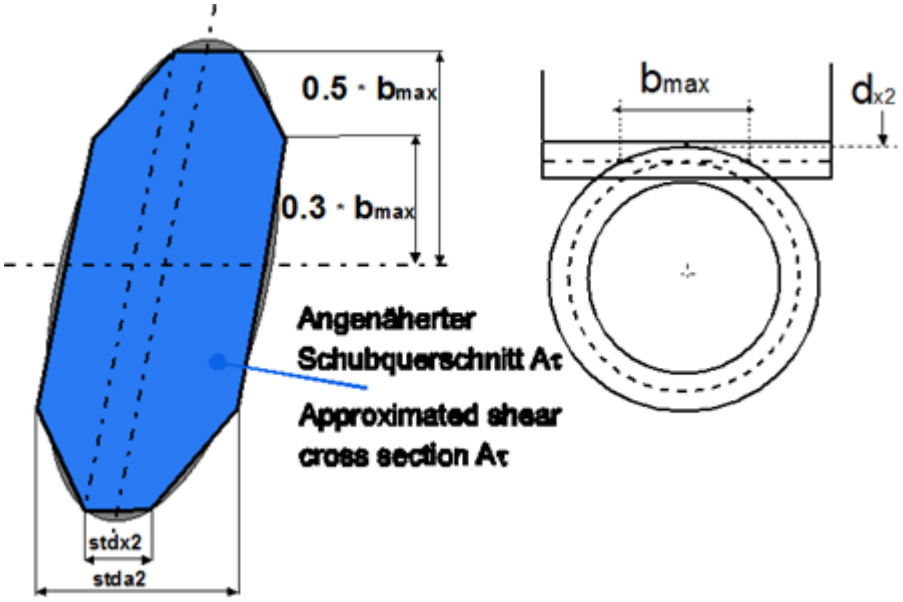


Abbildung 18.5: Dimensionen des Schubquerschnitts.

18.3.1.7 Verschleissberechnung für Schneckenräder nach Pech

Für kreuzende Schrägstirnräder steht jetzt die Verschleissberechnung des Schrägstirnrads nach Pech [101] zur Verfügung. Bei diesem Verfahren werden die plastische Verformung, der Verschleissgrad und der Gesamtverschleiss (im Normalschnitt am Wälzkreisdurchmesser) des Kunststoff-Schneckenrads berechnet. Für diese Berechnung gelten die folgenden Einschränkungen:

- Zylinderschneckenradpaar mit Achswinkel von 90°
- Fettschmierung
- Berechnung ohne Lastkollektiv
- Werkstoff der Schnecke: Stahl
- Werkstoff des Schneckenrades: POM, PEEK, PEEK+30% CF oder PA46
- Treibendes Rad: Schnecke

KISSsoft ermöglicht auch die Berechnung für Kunststoff-/Kunststoff-Kombinationen, jedoch mit speziellen Annahmen und Beschränkungen (siehe unten).

Der Reibungskoeffizient (COF) aus einer Werkstoff-DAT-Datei hat keinen Einfluss auf die Berechnung (der COF wird nach Pech berechnet). Für die Berechnung von Kunststoff-/Kunststoff-Kombinationen wird ein benutzerdefinierter COF verwendet (Belastung > Details).

Die Eingabe von Fuss - und Flankentemperatur hat keinen Einfluss auf die Berechnung von Stahl-/Kunststoff-Kombinationen (Temperaturen werden nach Pech berechnet). Für Kunststoff-/Kunststoff-Kombinationen werden benutzerdefinierte Temperaturen verwendet. Die Fetttemperatur für Kunststoff-/Kunststoff-Kombinationen wird als Mittelwert der Fusstemperaturen beider Räder berechnet.

Die Flankenrauheit des Schneckenrads beeinflusst den berechneten Reibungskoeffizienten. Grössere Rauheit führt zu höherem Verschleiss.

Unter "`Modulspezifische Einstellungen`" kann ein Faktor für die zulässige plastische Verformung eingestellt werden (Berechnung > Einstellungen > Kunststoff).

Wird in der KISSsoft-Werkstoffdatenbank ein eigener Werkstoff eingegeben, so müssen in der Werkstoff-DAT zusätzliche Daten erfasst werden (zum Beispiel für PEEK).

```
-- Type of plastic material
-- Values: 0-not on the list, 1-POM, 2-PEEK, 3-PEEK+30%CF, 4-PA46, 5-PA66,
-- 6-PA6, 7-PA66+GF, 8-PPS, 9-PPS+GF, 10-PA12, 11-PBT, 12-PET
:TABLE FUNCTION MaterialType
    INPUT X None TREAT LINEAR
DATA
     0
     2
END
```

Die folgende Tabelle zeigt die Parametergrenzen für die Verschleissberechnung nach Pech.

Zähnezahl: Schneckenrad	$16 \leq Z_2 \leq 80$
Achsabstand	$10 \text{ mm} \leq a \leq 80 \text{ mm}$
Axialmodul: Schneckenrad	$0{,}5 \text{ mm} \leq m_x \leq 3 \text{ mm}$
Zähnezahlverhältnis	$10 \leq u \leq 80$

Eingriffswinkel	$10° \leq \alpha_n \leq 22°$
Profilverschiebungsfaktor: Schneckenrad	$-0{,}2 \leq x_2 \leq 1{,}5$

Tabelle 18.2: Geometriegrenzwerte für die Verschleissberechnung nach Pech

Die Entwicklung an der belasteten und unbelasteten Flanke nach Pech kann der Abbildung 5 entnommen werden.

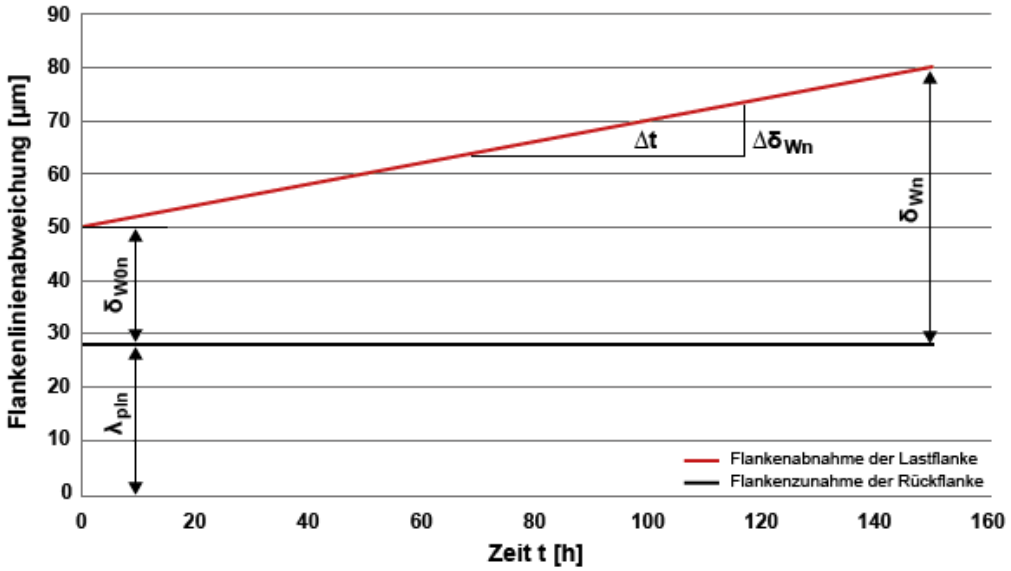


Abb. 18.6: Entwicklung an der belasteten und unbelasteten Flanke nach Pech.

18.3.2 Lebensdauer

In das Eingabefeld wird die geforderte Lebensdauer direkt übergeben, der -Button ermöglicht die Auslegung derselben. Basierend auf den Mindestsicherheiten für Zahnfuss- und Flankenfestigkeit wird für alle Zahnräder und die eingegebene Belastung die Lebensdauer (in Stunden) berechnet. Die Lebensdauer wird nach ISO 6336-6:2006 mit der Palmgren-Miner-Regel berechnet. Im Dauerfestigkeitsbereich kann in Abweichung von ISO 6336 oder DIN 3990 die Wöhlerlinie in modifizierter Form angewählt werden. Ausgegeben wird die Lebensdauer des Systems, also die Mindestlebensdauer aller Zahnräder der Konfiguration. Die Auslegung der Lebensdauer über den -Button ist mit oder ohne Definition eines Lastkollektivs

(siehe Seite II-50) möglich. Ausführliche Informationen zur Definition von Lastkollektiven finden Sie in Abschnitt 14.19 (siehe Seite II-50).

HINWEIS

Die Berechnung der Lebensdauer wird nur von Methode ISO 6336 unterstützt.

18.3.3 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt Tabelle 18.3. Ausführlichere Angaben finden Sie in ISO 6336.

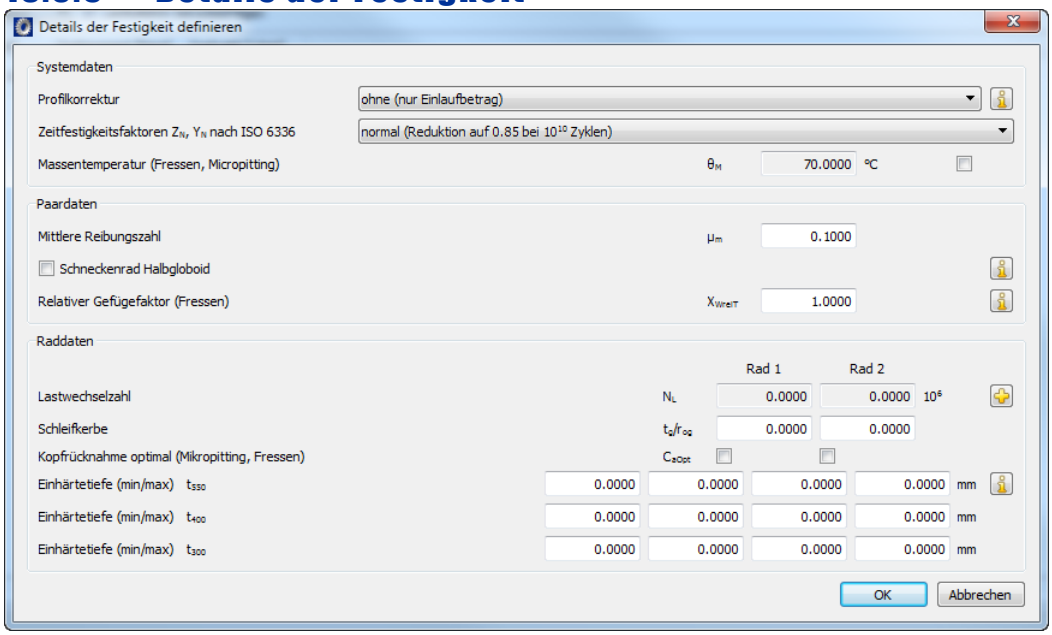
Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 18.3: Zuordnung Arbeitsweise - Anwendungsfaktor

18.3.4 Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Der -Button neben dem Eingabefeld der Leistung (des Drehmoments) berechnet eine Leistung (ein Drehmoment) so, dass ein vorgegebenes Sicherheitsminimum (siehe Seite II-217) eingehalten wird. Klicken des -Buttons neben dem Eingabefeld der Leistung ermöglicht im Fenster `Lastkollektiv definieren (siehe Seite II-50)` die Übergabe einer Häufigkeitsverteilung von Leistung, Drehmoment und Drehzahl.

18.3.5 Details der Festigkeit



Nach Klicken des `Details...`-Buttons öffnet sich das `Details der Belastung definieren`-Fenster, untergliedert in die Bereiche `Systemdaten`, `Paardaten` und `Raddaten`.

18.3.5.1 Profilkorrektur

Für Hochleistungs-Zahnräder können beim Schleifen der Verzahnung Korrekturen an der theoretischen Evolvente vorgenommen werden. Vorschläge für vernünftige Korrekturen (bei Stirnrädern) erhalten Sie über das KISSsoft Modul Z15 (s. Abschnitt "Korrekturen" auf Seite II-105). Die Art der Ausführung der Profilkorrektur hat einen Einfluss auf die Berechnung der Fress-Sicherheit. Der Kraftaufteilungsfaktor X_Γ wird je nach Ausführung der Profilkorrektur etwas anders berechnet. Der wesentliche Unterschied besteht zwischen Ausführung mit oder ohne Profilkorrektur. Der Unterschied zwischen Ausführung `für Hochleistungsgetriebe` oder `für gleichmässigen Eingriff` ist hingegen klein. Die Festigkeitsberechnungs-Norm setzt voraus, dass der Wert der Kopfrücknahme C_a korrekt ausgelegt ist, sie gibt aber keine konkrete Vorgabe an. Der Kraftaufteilungsfaktor X_Γ ergibt sich je nach der Art der Profilkorrektur gemäss DIN 3990 wie folgt:

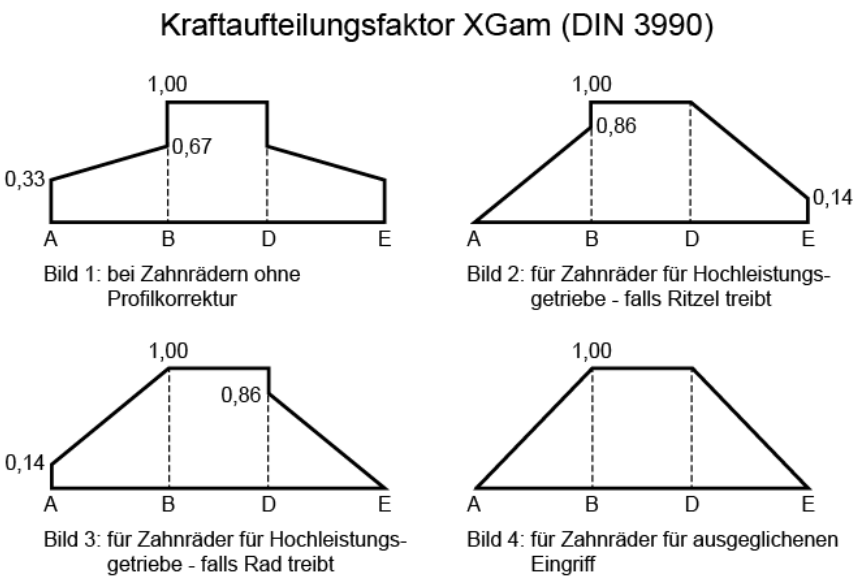


Abbildung 18.9: Kraftaufteilungsfaktor X_Γ für verschiedene Profilkorrekturen

18.3.5.2 Zeitfestigkeitsfaktoren nach ISO 6336

Der Zeitfestigkeitsfaktor Z_{NT} reduziert die zulässige Werkstoffbelastung gemäss ISO 6336- 2:2006:

$$\sigma_{H\lim red} = Z_{NT} \cdot \sigma_{H\lim} \quad (12.14)$$

$$\sigma_{F\lim red} = Y_{NT} \cdot \sigma_{F\lim} \quad (12.15)$$

Bei der Berechnung von Stirnrädern nach ISO 6336 hat diese Eingabe eine wichtige Bedeutung und ist Grund für die kleineren Sicherheiten im Dauerfestigkeitsbereich gegenüber der DIN 3990.

1. **normal (Reduktion auf 0.85 bei 10^{10} Zyklen):** Die zulässige Werkstoffbelastung im Dauerfestigkeitsbereich (Fuss und Flanke) nimmt nochmals ab. Die Zeitfestigkeitsfaktoren Y_{NT} und Z_{NT} werden bei $\geq 10^{10}$ Lastwechseln zu 0.85 gesetzt.
2. **erhöht bei besserer Qualität (Reduktion auf 0.92):** Y_{NT} und Z_{NT} werden bei $\geq 10^{10}$ Lastwechseln zu 0.92 gesetzt (gemäss Angaben in ISO 9085).

3. **bei optimaler Qualität und Erfahrung (immer 1.0):** Die Reduktion entfällt und entspricht somit der DIN 3990. Vorausgesetzt ist eine optimale Behandlung und Kontrolle der Werkstoffe.

18.3.5.3 Gefügefaktor XwrelT oder Gefügefaktor Xw (Fressen)

Der Gefügefaktor berücksichtigt die Unterschiede in Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Fress-Temperatur. Je nach Norm wird der relative Gefügefaktor X_{wrelT} (in DIN 3990 und in ISO TR 13989-2) oder der Gefügefaktor X_w (in ISO TR 13989-1) verwendet. Da aber gilt $X_{wrelT} = X_w/X_{wT}$ sowie $X_{wT} = 1$. Daraus ergibt sich $X_{wrelT} = X_w$; die beiden Faktoren sind identisch.

Die Normen machen keine Angaben, wie bei einer Paarung unterschiedlicher Werkstofftypen zu verfahren ist. Diesen Faktor müssen Sie eingeben, er wird von KISSsoft nicht automatisch gesetzt.

Vergütete Stähle	1.00
Phosphatierte Stähle	1.25
Verkupferte Stähle	1.50
Nitrierte Stähle	1.50
Einsatzgehärtete Stähle	1.15 (mit unterdurchschnittlichem Austenitgehalt)
Einsatzgehärtete Stähle	1.00 (mit normalem Austenitgehalt)
Einsatzgehärtete Stähle	0.85 (mit überdurchschnittlichem Austenitgehalt)
Rostfreie Stähle	0.45

Tabelle 14.9: Gefügefaktor nach DIN 3990, Teil 4

Wie der Faktor einzusetzen ist, wenn Ritzel und Rad aus unterschiedlichen Werkstofftypen bestehen, wird von der Norm nicht festgelegt. Sicherer ist es, in einem solchen Fall den kleineren Wert für das Paar einzusetzen.

18.3.5.4 Lastwechselzahl

Die Anzahl der Lastwechsel wird von KISSsoft aus der Drehzahl und der geforderten Lebensdauer berechnet. Wenn Sie den Wert beeinflussen wollen, können Sie dies im Fenster `Lastwechselzahl für Rad n definieren`. Zugriff darauf haben Sie durch Klicken des -Buttons. Darin können Sie zwischen fünf verschiedenen Lastwechselzahl-Berechnungen wählen.

1. **Automatisch** Die Lastwechselzahl wird automatisch aus Lebensdauer, Drehzahl und der Anzahl Zwischenräder berechnet.

2. **Lastwechselzahl** Die Anzahl Lastwechsel in Millionen wird direkt eingegeben. Diese Option muss für alle beteiligten Räder gewählt werden um berücksichtigt zu werden.
3. **Lastwechsel pro Umdrehung** Die Anzahl Lastwechsel pro Umdrehung wird eingegeben. Bei einem Planetengetriebe mit drei Planeten wäre für die Sonne im Eingabefeld der Wert `3`, für die Planeten der Wert `1` einzutragen.

   Hinweis:
   Ist der Auswahlbutton `Automatisch` gesetzt, werden im Berechnungsmodul `Planetenstufe` die Anzahl Lastwechsel bereits unter Berücksichtigung der Anzahl Planeten von KISSsoft bestimmt.
4. **Lastwechsel pro Minute** Die Lastwechselzahl pro Minute wird eingegeben. Dies kann z.B. bei Zahnstangen oder Zahnradstufen mit häufigem Drehrichtungswechsel, wo keine Dauerdrehzahl definiert ist, geeignet sein.
5. **Effektive Zahnstangenlänge** Die eingegebene Zahnstangenlänge wird zur Berechnung der Lastwechselzahl der Zahnstange verwendet. Die Länge der Zahnstange sollte grösser sein als der Umfang des Zahnrades, ansonsten muss beim Rad berücksichtigt werden, dass nicht jeder Zahn in Eingriff kommt. Bei einer Paarung Ritzel mit Zahnstange sollte hier eine Eingabe vorgenommen werden. Andernfalls wird N_L(Zahnstange) = N_L(Ritzel)/100 gesetzt.

HINWEIS

Für Antriebe, die nur einen Schwenkwinkel überstreichen, wird im Folgenden ein Vorgehen zur Berechnung dargestellt.

Gegeben sei ein Szenario mit Untersetzung

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

und einem Schwenkwinkel w in [°] von Rad 2, wobei Rad 2 dauernde Vor- und Rückwärtsbewegungen um den Winkelbetrag w ausführt. Als Lebensdauer wird die effektive Einsatzdauer eingegeben. Berechnet werden nun zwei Faktoren N_1, N_2, die die absolute Lastwechselzahl N_L reduzieren. Führen Sie dazu folgende Schritte aus:

a) Für Ritzel und Rad den Wechselbiegungsfaktor zu 0.7 setzen oder nach ISO 6336-3:2006 bestimmen. Damit zählt ein Lastwechsel als eine komplette Vor- und Rückwärtsbewegung

b) Faktor N_1 für das Ritzel wird wie folgt bestimmt:

$$N_1 = 0.5 \qquad \text{für } w \cdot i > 360$$
$$N_1 = 0.5 \cdot \max(1.0, 360/w/i) \qquad \text{für } w \cdot i \le 360$$

c) Die Lastwechselzahl überrollter Zähne von Rad 2 ist um Faktor N_2 kleiner, verglichen mit der Lastwechselzahl bei kontinuierlichem Drehen.

$$N_2 = 0.5 \cdot 360/w$$

Der Faktor 0.5 berücksichtigt die Vor- und Rückwärtsbewegung.

d) Die Faktoren N_1 und N_2 werden in das Eingabefeld `Lastwechsel pro Umdrehung` eingetragen.

Berücksichtigen der Punkte a ÷d ermöglicht die Festigkeitsberechnung für die korrekte Anzahl Lastwechsel.

18.3.5.5 Optimale Kopfrücknahme

Für die Berechnung der Sicherheit gegen Mikropitting nach Methode B der ISO 15144 muss eingegeben werden, ob die Profilkorrektur als optimal angenommen werden soll oder nicht. Dasselbe gilt für die Berechnung der Fresssicherheit. Eine Kontrolle erfolgt durch die Software, ob die effektive Kopfrücknahme (Ca) in etwa der optimalen (Ceff) entspricht. Wenn diese Kontrolle grosse Abweichungen ergibt, d.h. Ca < 0.333*Ceff oder Ca > 2.5*Ceff ist, erscheint eine Warnung. In diesem Fall wird die Eingabe nicht beachtet und im Report entsprechend dokumentiert.

18.3.5.6 Einhärtetiefe EHT

Die vorgesehene Einhärtetiefe (für Härte HV400 bei nitrierten Stählen, beziehungsweise HV550 für alle andern Stähle) kann eingegeben werden. Zusätzlich kann auch die Härte HV300 eingegeben werden; diese Angabe wird für die graphische Darstellung des Einhärte-Verlaufs verwendet. Die Angabe gilt für die Tiefe gemessen bei Fertigbearbeitung (nach dem Schleifen).

Wenn diese Eingabe gemacht wird, erfolgt automatisch die Berechnung der Sicherheit der gehärteten Randschicht nach DNV41.2 [93]. Dazu wird der Minimalwert von t400 (nitrierter Stahl) bzw. t550 (alle anderen Stähle) verwendet. Falls nur die Angabe zu HV300 bekannt ist, wird dieser Wert verwendet, die Berechnung ist dann jedoch nur als Hinweis zu verwenden. Die Berechnung erfolgt nach dem Kapitel in [93] 'Subsurface fatigue'. Ausserdem werden die Angaben für die Bestimmung des EHT-Faktors YC nach DNV41.2 benötigt. Die Berechnung entspricht nicht den Ansätzen für die Berechnung des Vorschlags für die empfohlene Einhärtetiefe, ergibt aber ähnliche Resultate. Um einen Vorschlag für eine sinnvolle Einhärtetiefe zu erhalten, wird empfohlen, die Berechnung unter `Protokoll->Vorschläge Einhärtetiefe` aufzurufen. Die Angabe des Maximalwerts der Einhärtetiefe wird nur zur Kontrolle der Härtetiefe am Zahnkopf verwendet, sie dient hauptsächlich zur Dokumentation.

18.3.5.7 Lastkollektive mit negativen Elementen

Lastkollektive mit negativen Lastkollektiv-Elementen (T < 0 und/oder n < 0) können wahlweise wie folgt berechnet werden (wird nur auf Elemente, bei welchen der Wechselbiegungsfaktor YM=1.0 ist, angewendet).

WICHTIG:

Ein Lastkollektiv-Element wird dann als negativ bewertet, wenn die Nicht-Arbeitsflanke belastet wird.

Faktor für Drehmoment	Faktor für Drehzahl	Belastete Flanke	Lastkollektiv-Element ist
+	+	Arbeitsflanke (*)	Positiv bewertet
+	-	Arbeitsflanke (*)	Positiv bewertet
-	+	Nicht-Arbeitsflanke	Negativ bewertet
-	-	Nicht-Arbeitsflanke	Negativ bewertet

(*) Arbeitsflanke, wie eingegeben in Tab Festigkeit

Tabelle 14.10: Bewertung eines Lastkollektivelements in Abhängigkeit der Vorzeichen

Zur Auswahl unter `Details` im Tab `Belastung`, Gruppe `Festigkeit` kann festgelegt werden:

- Für die Berechnung der Grübchen-Sicherheit
  - Alle negativen LK-Elemente positiv werten (wie bisher)
  - Nur positive LK-Elemente werten
  - Nur negative LK-Elemente werten
  - Beide Fälle rechnen und ungünstigeren Fall dokumentieren
- Für die Berechnung der Zahnfuss-Sicherheit
  - Alle negativen LK-Elemente positiv werten (wie bisher)
  - Bei negativen LK-Elementen Fussspannung mit 1/0.7 erhöhen
  - Bei positiven LK-Elementen Fussspannung mit 1/0.7 erhöhen
  - Beide Fälle rechnen und realistischeren Fall dokumentieren

18.4 Einstellungen

Im Menü `Berechnung` finden Sie die Option `Einstellungen`. Klicken dieses Untermenüs öffnet das Fenster `Modulspezifische Einstellungen`. Dort haben Sie Zugriff auf die unten aufgeführten Tabs, die die Übergabe weiterer Berechnungsparameter ermöglichen. (nicht beschriebene Parameter (siehe Seite II-202))

18.5 Hinweise

18.5.1 Kontrolle des Tragbildes

Die Kollisionsprüfung in der 2D-Grafik (Eingriff (siehe Seite II-389)) ist für Schraubräder nur beschränkt verwendbar, da sie nur für Achswinkel 90° funktioniert, keine Flankenlinien-Korrekturen berücksichtigt und das Abwälzen nur im Achsschnitt darstellt.

Ein bessere Variante ist, ein 3D-Modell zu erzeugen, welches sämtliche Flankenlinien-Korrekturen enthält und für beliebige Achswinkel funktioniert. Mit der 3D-Variante ‚Dünnwandmodell' kann das Tragbild dargestellt und beim Abwälzen genau überprüft werden. Dazu mit dem entsprechenden Funktions-Knopf ein Rad leicht gegen das andere verdrehen bis das Tragbild erscheint, dann beide Räder abwälzen lassen. Um die Räder nicht zu sehr gegeneinander zu verdrehen, wird empfohlen die Anzahl Rotationsschritte (bei den Eigenschaften) auf 30 oder höher zu setzen.

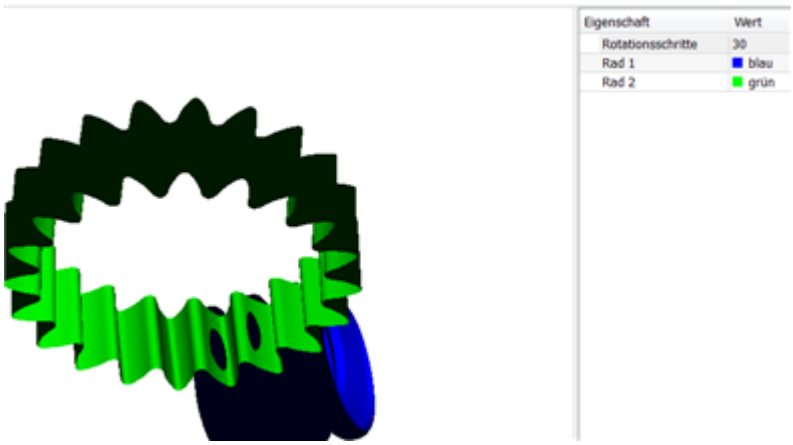


Abbildung 18: Darstellung des Tragbildes einer Schnecken-Verzahnung

Kapitel 19
Beveloidräder

Beveloidzahnräder, auch Konuszahnräder genannt, entstehen durch Abwälzen mit einem um einen vorgegebenen Winkel gekippten, zahnstangenartigen Werkzeug (siehe K.Roth, Zahnradtechnik - Evolventen_Sonderverzahnung [79])

Beveloidräder haben vor allem zwei Einsatzbereiche: Zum einen kann ein Achswinkel zwischen zwei kämmenden Zahnrädern erzeugt werden, zum andern können zwei Beveloidräder mit gegensätzlichen Konuswinkeln genutzt werden, um eine spielfreie Verzahnung zu erzeugen.
Beveloidräder mit einem Achswinkel können eingesetzt werden, um eine kompakte Bauform eines Getriebes zu erreichen.

Leider sind weder für die Berechnung der komplexen Geometrie, noch für die Festigkeit Normen oder Richtlinien vorhanden.
Die Berechnung der Geometrie durch KISSsoft stützt sich deshalb auf Standardliteratur und Publikationen. Im Konkreten sind das vor allem die zwei im nachfolgenden Kapitel genannten Pubklikationen.

Für die Festigkeit wurde (als Vereinfachung) die Festigkeit im mittleren Schnitt so berechnet, als würde es sich um ein Stirnradpaar handeln.

19.1 Berechnungsgrundlagen

Die Grundberechnung der Geometrie und der Zahnform eines einzelnen Beveloidrads bezieht sich auf K.Roth [79], sowie auf einschlägige Normen für Stirnräder (z.B. DIN 3960, DIN 867 etc.).

Demnach entsteht das Beveloidrad durch denselben Prozess wie ein Stirnrad, ausser dass sich die Profilverschiebung über die Zahnbreite ändert. Damit ändern sich aber auch alle Parameter, die von der Profilverschiebung abhängig sind.

Bei Schrägverzahnungen wird das Werkzeug zusätzlich zum Konuswinkel θ, auch um den Schrägungswinkel β geneigt. Dadurch entsteht im Stirnschnitt ein trapezförmiges Bezugsprofil mit unterschiedlichen Eingriffswinkeln α auf der linken und der rechten Seite. Somit ergibt sich auch eine starke Veränderung der Zahnform, da sich z. B. die Grundkreise ändern.

Durch die Veränderung der Profilverschiebung über die Zahnbreite, läuft man bei Beveloidrädern häufig Gefahr, dass man einen Unterschnitt im Fuss oder einen spitzen Zahn bekommt. Die Profilverschiebung an der Zehe und Ferse berechnet sich durch

$$x^*_{\min,\max} = x^*_m \mp \frac{b \bullet \tan\theta}{2 \bullet m_n}$$

Die Unterschnitts- und Spitzengrenze wird in der Fehlermeldung ausgegeben, falls die Werte mit den aktuell eingegebenen Daten überschritten werden. Da die beiden Grössen auf der linken und rechten Seite unterschiedlich sein können (bei Schrägverzahnung), wird jeweils der ungünstigere Wert angezeigt.

Die Berechnung der Eingriffsverhältnisse des Beveloidpaares basiert auf die Publikationen von S. J. Tsai [98] [99]. Dabei ist es wichtig zu beachten, dass die Parameter in Herstellungs- und Arbeitsparameter unterteilt werden (Kapitel "Herstell- und Arbeitsdaten").

19.2 Basisdaten

19.2.1 Normalmodul

Hier können Sie den Normalmodul eingeben.

Ist stattdessen „Teilung", „Stirnmodul" oder „Diametral Pitch" bekannt, können Sie über den Umrechnungsknopf ein Dialogfenster öffnen, welches die Umrechnung ermöglicht. Bevorzugen Sie die Übergabe des „Diametral Pitch" statt des Normalmoduls, können Sie „Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls" unter „Berechnung > Einstellungen > Allgemeien" aktivieren.

19.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Diese Eingabe bezieht sich auf den Flankenwinkel des Bezugsprofils. Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis des Beveloidrads ist vom Konuswinkel und Schrägungswinkel abhängig. [79]

19.2.3 Schrägungswinkel

Hier können Sie den Schrägungswinkel eingeben oder aber eine Geradverzahnung auswählen. Die Angabe des Schrägungswinkels gilt nur für Rad 1, der Schrägungswinkel von Rad 2 kann von Rad 1 verschieden sein und wird berechnet. Für Verzahnungen mit Profilverschiebungssumme 0 gilt folgende Gleichung, um den zweiten Schrägungswinkel aus den eingegebenen Parametern zu bestimmen:

$$\cos\sum = \cos\theta_1 \cos\theta_2 \cos(\beta_1 + \beta_2) - \sin\theta_1 \sin\theta_2$$

19.2.4 Achswinkel

Hier können Sie den Achswinkel zwischen den beiden Rotationsachsen vorgeben.

Der Achswinkel zwischen zwei beliebigen Geraden kann über das Skalarprodukt der Richtungsvektoren der beiden Geraden bestimmt werden. Das entspricht dem Winkel zwischen den beiden Geraden in der Draufsicht entlang dem Abstandsvektor der beiden Geraden.

19.2.5 Zähnezahl

Die Zähnezahl bestimmt das Übersetzungsverhältnis der Zahnräder. Es sind nur ganzzahlige, positive Werte zulässig.

19.2.6 Breite

Die Zahnbreite der Zahnräder. Bitte beachten Sie, dass sich mit grosser Breite und grossem Konuswinkel die Profilverschiebungen zwischen Zehe und Ferse stark unterscheiden können. Die Breite kann somit nicht beliebig gross gewählt werden, weil zum Beispiel ein spitzer Zahn entstehen kann.

Im Moment kann kein Breitenversatz definiert werden, das heisst, der Kontakt der Paarung befindet sich immer in der Mitte des Zahnrads.

19.2.7 Konuswinkel

Der eingegebene Konuswinkel entspricht dem Herstellparameter, mit welchem die Schiefstellung des Fräsers gegenüber dem Zahnrad eingestellt wird. Es sind sowohl positive als auch negative Konuswinkel erlaubt, allerdings muss die Summe der Konuswinkel mindestens 0 sein.

19.2.8 Profilverschiebungsfaktor (Mitte)

Der Profilverschiebungsfaktor ist definiert wie bei einem herkömmlichen Stirnrad, allerdings bezieht sich der Wert auf die Mitte des Beveloidrads. Bei der Berechnung wird im Resultatefenster ausgegeben, wie gross die Profilverschiebungen an Zehe und Ferse des Rades sind.

19.2.9 Qualität

Die Qualität, die bei der Erzeugung des Beveloidrads erreicht wird.

19.2.10 Werkstoffe und Schmierung

Die Eingabe entspricht der normalen Eingabe, wie bei Stirnrädern.

19.3 Bezugsprofil

Im Tab 'Bezugsprofil' können Sie analog der Stirnradberechnung das Bezugsprofil für die Herstellung oder auch direkt die Definition der Werkzeuge eingeben.

Dabei ist zu beachten, dass sich für die Berechnung der Zahnform im Stirnschnitt die Höhen im Bezugsprofil wie folgt ändern (siehe K.Roth [79], Kapitel 5.2.6):

$$h_{aC} = \frac{h_{aP}}{\cos\theta} \quad , \quad h_{fC} = \frac{h_{fP}}{\cos\theta}$$

Wobei der Subskript C für die Höhen im Stirnschnitt des Beveloidrads stehen (Berechnete Werte) und P für die Höhen des Bezugsprofils (Eingabe). Sie können diese Werte im Hauptprotokoll unter „Zusammenfassung / Bezugsprofil / Zahnräder" überprüfen.

19.4 Korrekturen

Im Beveloidradmodul sind die Auswahlmöglichkeiten der Korrekturen begrenzt.

Generell gilt bei Beveloidrädern mit Achswinkel ungleich 0, dass sich das Tragbild verbessert, wenn eine Hohlballigkeit verwendet wird. Sie können hierzu die Modifikation „Breitenballigkeit" eingeben und einen negativen Wert festlegen.

19.5 Faktoren

Der Breitenlastfaktor $K_{h\beta}$ kann für Beveloidräder nicht automatisch berechnet werden und muss deshalb vom Benutzer selbst festgelegt werden. Standardmässig wird ein Wert von 1.5 verwendet.

19.6 Dimensionierung

Nach unserem Wissensstand existieren keine Normen und auch keine abgeschlossenen Forschungsprojekte, um die Belastung eines Beveloidradpaares zu berechnen. Die Festigkeitsberechnung wird deshalb so behandelt, dass eine Ersatzstirnradverzahnung im mittleren Schnitt für die Berechnung zur Hand genommen wird.

Zu beachten ist dabei, dass sich besonders $K_{h\beta}$ wesentlich von der in den gängigen Verzahnungsnormen berechneten Werten unterscheidet, weshalb der Faktor von Hand eingegeben werden muss.

Es können leichte Unterschiede in den berechneten Sicherheiten zwischen Stirnradberechnung und Beveloidradberechnung auftreten, welche durch eine leicht unterschiedliche Berechnung der Überdeckung hervorgerufen werden.

19.7 Herstelldaten und Arbeitsdaten

Da wir die Berechnung des Beveloidpaares nach J. Tsai [98] durchführen, ist es wichtig, den Unterschied zwischen Herstell- und Arbeitsdaten zu kennen.

Herstelldaten sind die Daten, welche für die Herstellung ausschlaggebend sind. In diese Kategorie gehören die Werte, die man im Tab 'Basisdaten' eingibt. Im Gegensatz dazu gibt es auch die Arbeitsdaten, welche sich auf die Wälzgeometrie der Beveloidräder im Einsatz beziehen. Zum Beispiel ist der Konuswinkel θ der Winkel, um welchen das Werkzeug bei der Herstellung gekippt wird. Der Arbeitskonuswinkel θ*w* hingegen ist der Winkel des Wälzkegels der Beveloidräder im Eingriff.

Für die Berechnung einer korrekten Paarung, bei welcher der Kontaktpunkt der Räder in der Mitte der beiden Beveloidräder ist, werden die Arbeitsdaten benötigt. Zum Beispiel ergibt sich der Schrägungswinkel β_w von Rad 2 im Arbeitspunkt durch alle anderen Parameter und wird danach in einen Schrägungswinkel β für die Herstellung umgerechnet.

Zur Positionierung der beiden Räder zueinander werden ebenfalls die Arbeitsdaten benötigt. Zur Positionierung eines Paares in einer 3D CAD Umgebung wird das Rad 2 gegenüber Rad 1 wie folgt positioniert:

1. Verschiebung entlang der Y-Achse um r_{w1}
2. Rotation um die X-Achse mit θ_{w1}
3. Rotation um die negative Y-Achse mit $\beta_{w1} + \beta_{w2}$
4. Rotation um die X-Achse mit θ_{w2}
5. Verschiebung entlang der Y-Achse um r_{w2}

Kapitel 20
Unrundräder

Die Unrundräderberechnung in KISSsoft bietet die Möglichkeit, Zahnräder mit nicht kreisrunden Zahnradkörpern zu berechnen.

20.1 Eingabedaten

Im Tab **Basisdaten** erfolgen die Vorgaben zur Geometrie, dem Abwälzen und der Tolerenz.

Im Tab **Bezugsprofil** erfolgen die Vorgaben zur Erzeugung der Unrundverzahnung.

20.1.1 Geometrie

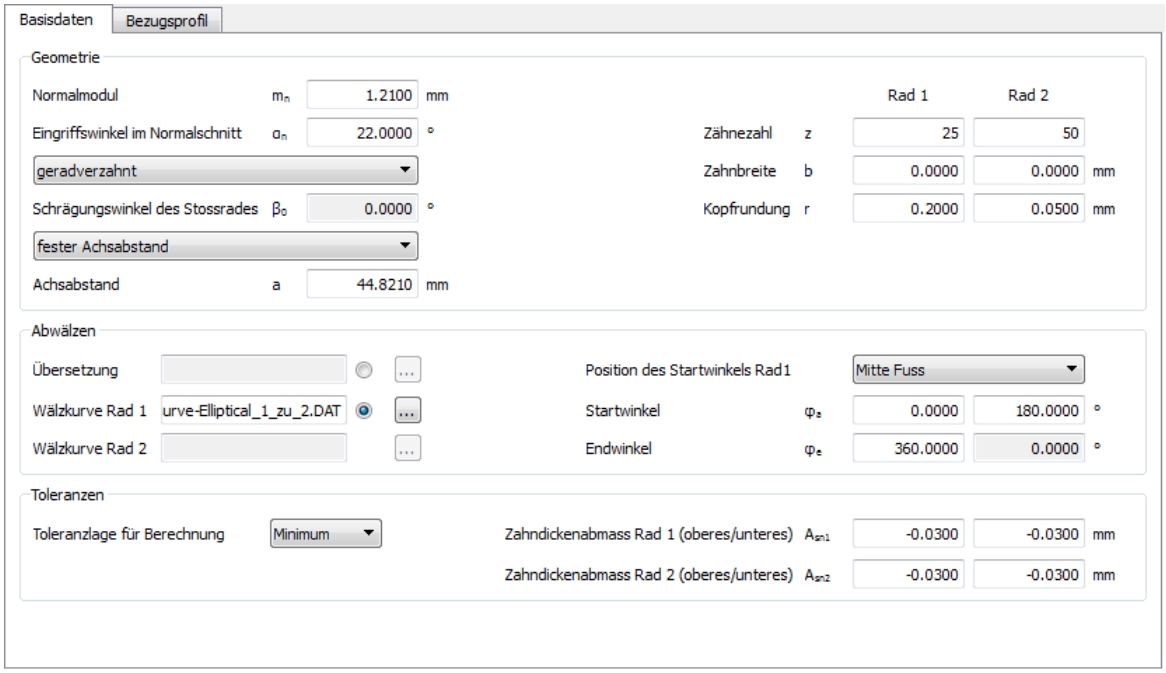


Abbildung 20.1: Tab `Basisdaten` Eingaben beim Unrundräderpaar

Der Modul wird aus dem '**Resultatefenster**' bestimmt (Gesamtlänge der Wälzkurve/ [Zähnezahl*π]=Modul).

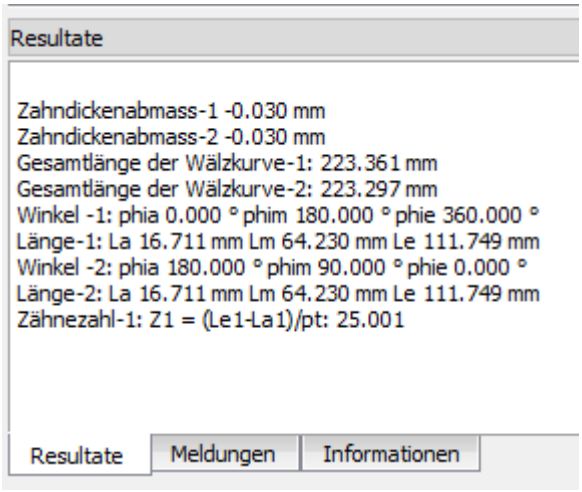


Abbildung 20.2: Resultatefenster

Um Zeit zu sparen, in der ersten Phase der Auslegung, wird empfohlen nicht die vollständige Zähnezahl z einzugeben. Deshalb wird vorgeschlagen, mit einer geringeren Zähnezahl (z.B. 2) zu rechnen. Die Wälzkurven werden komplett bestimmt, aber nur die angegebene Zähnezahl (2) wird gerechnet und dargestellt.

Zu Beginn sollte mit einem Eingriffswinkel im Normalschnitt α_n von 20° gerechnet werden. Später, an Stelle der Profilverschiebung und zum Optimieren der Zahnform, kann der Winkel verändert werden.

20.1.1.1 Abwälzen

Beim Start - und Endwinkel φ_a und φ_e handelt es sich um eine wichtige Vorgabe, damit wird der Bereich der Wälzkurve von Rad 1 festgelegt, d.h. der Bereich über den abgewälzt wird. Bei geschlossenen Kurven beträgt der Winkel φ_a 0° und φ_e 360°.

Die Definition der Wälzkurven oder des Übersetzungsverlaufes erfolgt über Dateien. Der Formattyp kann "**dat**" oder "**dxf**" sein. Diese Dateien können in einem beliebigen Verzeichnis abgelegt sein. Wichtig ist, über das Bedienelement [...] diese Datei korrekt anzumelden.

Die Wälzkurven werden auch in der *.Z40-Datei gespeichert. Somit muss beim Neuladen einer Berechnung, die Datei *.dat nicht unbedingt im Zugriff sein. In einem solchen Fall erfolgt die Meldung, die Datei werde nicht gefunden, sondern bereits vorhandene Daten benutzt.

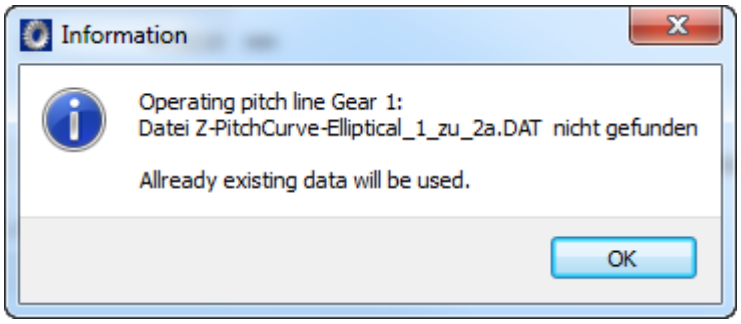


Abbildung 20.3: Meldung

HINWEIS

Der Verlauf (Übersetzung oder Wälzkurve) muss mindestens vom Startwinkel bis zum Endwinkel definiert sein. Um ein sauberes Verzahnen der Kurve zu erreichen muss die Kurve circa 30° Vor- und Nachlauf haben. Falls kein Vor- und/oder Nachlauf in der Kurve enthalten ist, wird die Kurve von der Software automatisch verlängert.

Format der Angaben in den importierten Dateien

Eine bzw. zwei Wälzkurven oder der Übersetzungsverlauf können vorgegeben werden. Das Format der eingelesen Dateien hat die Endung "dat".

Eine Verarbeitung von maximal 7800 Zeilen ist bei der Unrundräderberechnung möglich. Zeilen, die mit # beginnen sind Kommentare und werden nicht beachtet. Die Vorgabe des Übersetzungsverlaufs erfolgt durch den Winkel am Rad 1 und der Übersetzung.

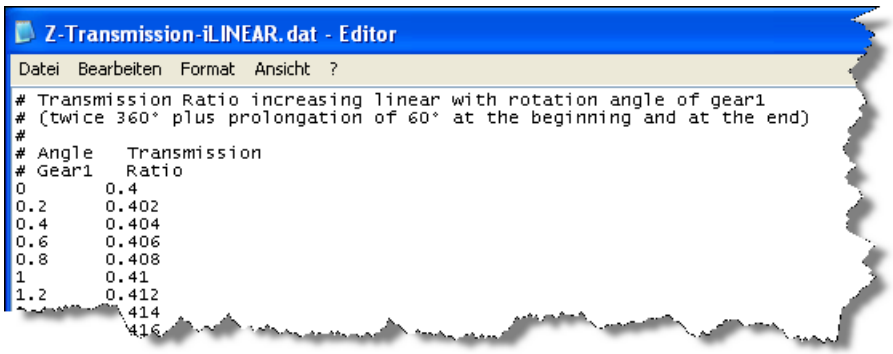


Abbildung 20.5: Beispiel Übersetzungverlauf

Die Vorgabe des Wälzkurvenverlaufs erfolgt durch den Radius und den Winkel.

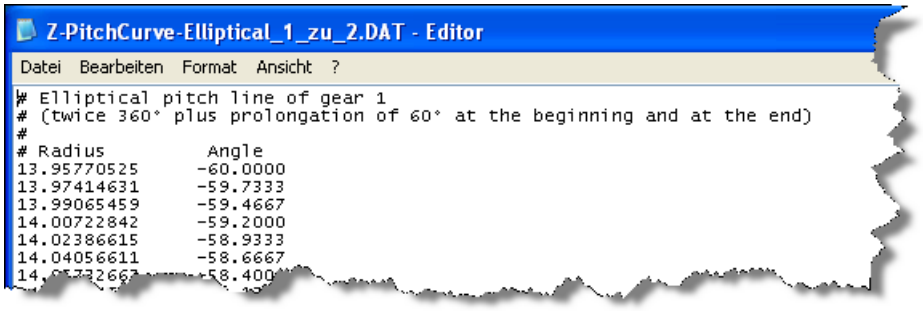


Abbildung 20.6: Beispiel Wälzkurve

20.1.2 Toleranzen

Empfohlen wird die Vorgabe von genügend grossen Zahndickenabmassen A_{sn} (z.B. -0.10/-0.12 bei Modul 2).

20.1.3 Bezugsprofil

Die Vorgabe eines überschneidenden Stossrades ist zwingend. Normalerweise wird das gleiche Stossrad für Rad 1 und Rad 2 vorgegeben.

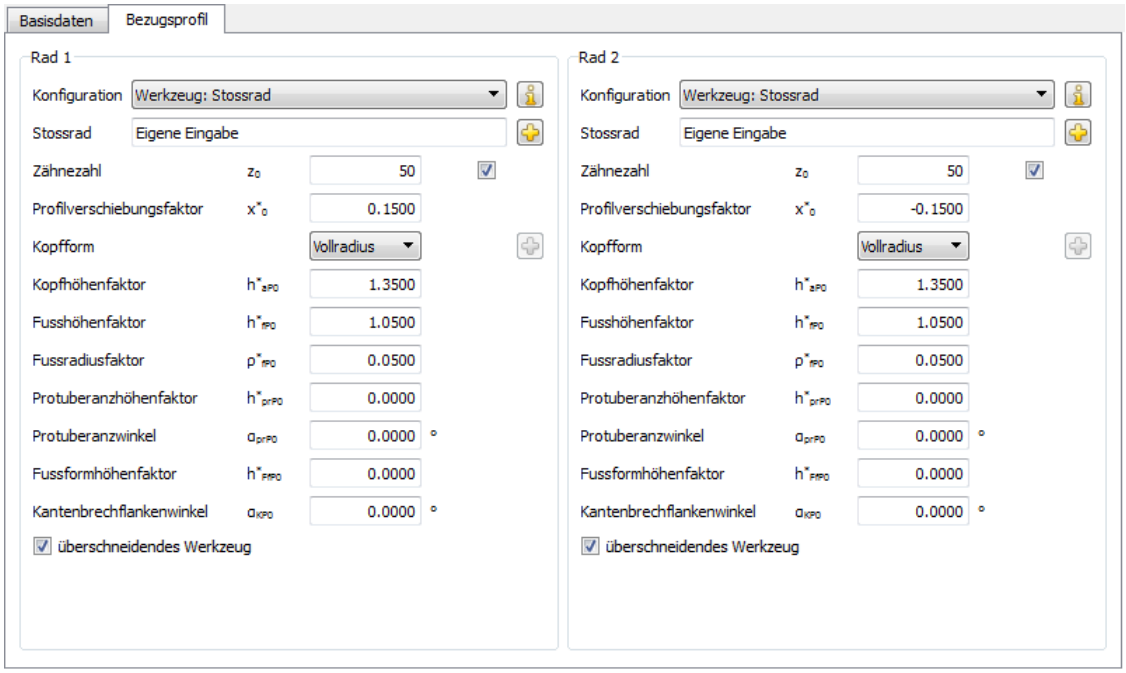


Abbildung 20.6: Tab `Bezugsprofil` Eingaben beim Unrundräderpaar

Wenn der Profilverschiebungsfaktor des Stossrades ungleich 0 gesetzt wird, können unter Umständen Probleme entstehen. Das Abwälzen der Räder ist dann genau zu prüfen.

20.2 Hinweise zur Bedienung

20.2.1 Winkelfehler

Die Eingabe einer geschlossenen Kurve (Rad 1), mittels Wälzkurve oder Untersetzungsverlauf, hat den Beginn bei 0° und das Ende bei 360°. Deshalb muss die Drehung von Rad 2 ebenfalls 360° (oder ein Vielfaches davon) betragen, andernfalls ergibt sich ein Fehler.

Startwinkel	φ_s	0.0000	0.0000	°
Endwinkel	φ_e	210.0000	-183.2583	°

Abbildung 20.7: kleiner Fehler bei Rad 2: φ_e ist 179.9489 statt 180°

Dieser Fehler wirkt sich wegen dem vorgegebenen Verzahnungsspiel aber nicht aus.

20.2.2 Kontrolle des Abwälzverhaltens

Zur Kontrolle des Abwälzverhaltens ist es sehr hilfreich, die Anzahl der Rotationsschritte (pro 360°) zu verändern, um mit grossen bzw. kleinen Schritten zu drehen. Diese Veränderung erfolgt, wie gewohnt, im Grafikfenster.

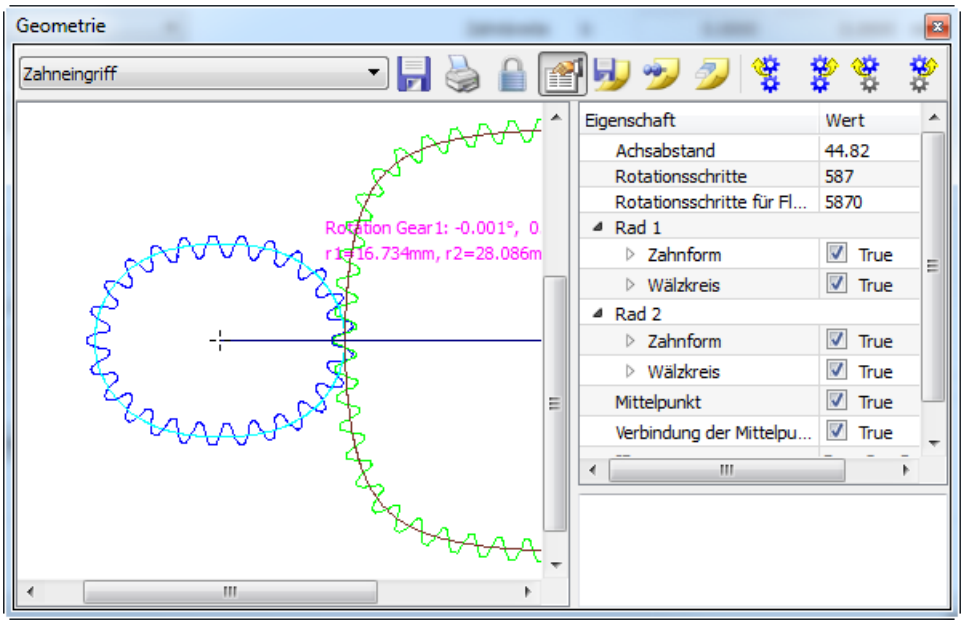


Abbildung 20.8: Veränderung der Rotationsschritte

Empfohlen wird beim Abwälzen von Rädern mit Abmass, die Räder mit dem  -Knopf gegeneinander in den Flanken-Kontakt zu bringen.

HINWEIS

Wenn die Verdrehung des einen Rades gegen das andere Rad beim Drücken des Knopfes `'Unabhängig nach rechts drehen'` zu gross (oder zu klein) ist, dann muss die Anzahl „Rotationsschritte“ grösser (kleiner) gemacht werden!

20.2.3 Zahnform verbessern

Bei kreisrunden Zahnrädern kann die Zahnform massiv durch eine Veränderung der Profilverschiebung variiert werden. In der aktuellen Programmversion für Unrundräder wird empfohlen, den Profilverschiebungsfaktor des Stossrades $x^*_0=0$ zu setzen. Eine Zahnformveränderung kann trotzdem durch die Veränderung des Eingriffswinkels α_n erreicht werden.

20.2.4 Genauigkeit der Zahnform

Die Genauigkeit (und damit die Grösse der Datei) beim IGES oder DXF-Export kann über `,Berechnungen' -> ,Einstellungen'` vorgegeben werden.

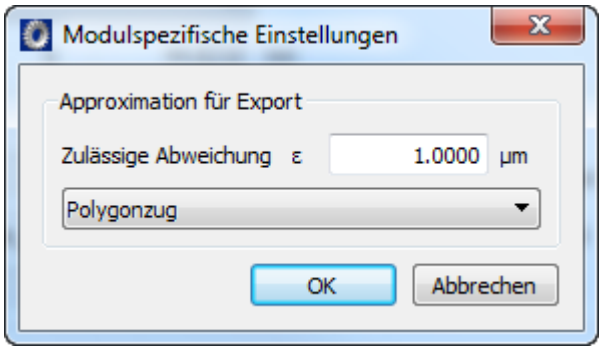


Abbildung 20.9: Modulspezifische Einstellungen

Diese Eingabe beeinflusst nur die IGES oder DXF-Dateien.

Intern wird die Zahnform (jede Flanke) mit 100 Punkten berechnet. Diese Resultate befinden sich in den TMP-Dateien (und im Report). Falls die Zahl der intern berechneten Punkte verändert werden soll, kann dies durch eine Veränderung der entsprechenden Angabe in der *.Z40-Datei gemacht werden:

Man sucht in einer gespeicherten Datei *.Z40 die Zeile:

ZSnc.AnzPunkteProFlanke=100;

und trägt dort z.B. 40 statt 100. Dadurch werden nur noch 40 Punkte pro Flanke berechnet.

20.2.5 Export einzelner Zähne

Man sucht in einer gespeicherten Datei *.Z40 die Zeile:

ZRnc[0].AusgabeKontur=0, für Rad 1 bzw.

ZRnc[1].AusgabeKontur=0, für Rad 2.

Dort verändert man die Variable auf den gewünschten Wert, z. B. ZRnc[0].AusgabeKontur=3.

Exportiert wird immer die LINKE Flanke der x-ten Zahnlücke (also die 3. Lücke vom Rad 1, bei der getroffenen Beispieleingabe).

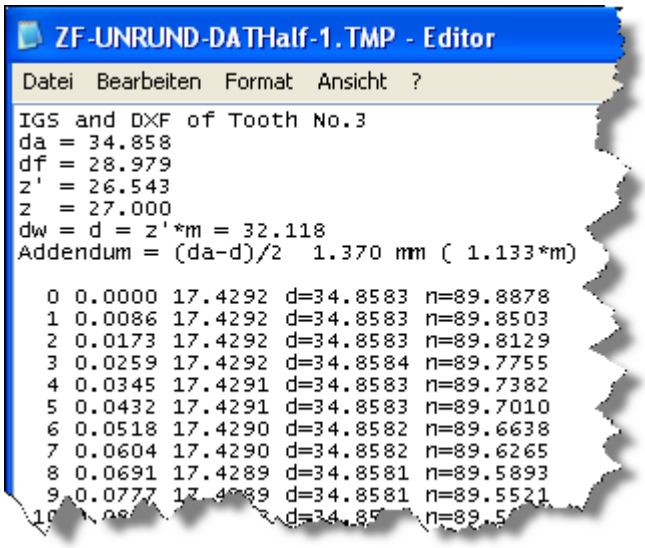


Abbildung 20.10: Temporäre Datei zum Zahnexport (ZRnc[0].AusgabeKontur=3, für Rad 1)

20.2.6 Protokoll

Das Protokoll ist sehr umfangreich, wenn unter `Protokolleinstellungen` der Inhalt des Datenumfangs ausführlich angewählt ist. Falls eine kürzere Fassung gewünscht ist, den ‚Datenumfang' auf 5 (Standard) stellen.

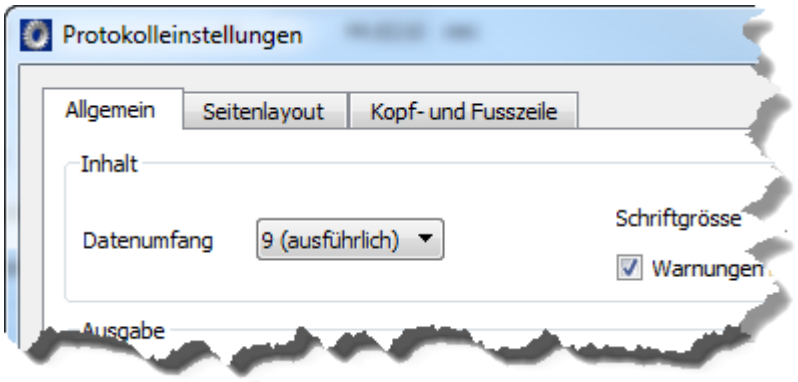


Abbildung 20.11: Protokolleinstellungen mit veändertem Datenumfang für die Protokollausgabe

20.2.7 Temporär-Dateien

Wird die Berechnung ausgeführt, erzeugt KISSsoft automatisch temporäre Dateien. Welches Verzeichnis von KISSsoft dazu benutzt werden soll, wird in der KISS.ini im Abschnitt „PATH" festgelegt. Die KISS.ini befindet sich im KISSsoft-Hauptverzeichnis. Bevor die Standardeinstellung verändert wird, ist sicherzustellen, dass man auf das geänderte Verzeichnis Schreib- und Leserechte hat. Detaillierte Informationen sind auch im Handbuch Abschnitt 2 „KISSsoft einrichten" zu finden.

ZF-H1_Rad 1 (Schritt 1).TMP: ZF-H1_Rad 2 (Schritt 1).TMP:	Unbedeutend, enthält die Informationen zur Erzeugung des Stossrades (Werkzeug)
ZF-H1_Rad 1 (Schritt 2).TMP: ZF-H1_Rad 2 (Schritt 2).TMP:	Nicht wichtige Info: Enthält Detailinfo, Flanke für Flanke, über Erzeugung des Unrundrades
ZF-UNRUND-1.TMP:	Enthält interessante Info Wälzkurve 1; Bestimmung der Wälzpunkte auf Wälzkurve 1 Berechnung Wälzkurve 2 aus Wälzkurve 1 Längen der Wälzkurven Dokumentation der Verzahnung (einzelne Punkte) von Unrundrad 1 mit X, Y, Normale, Durchmesser und Winkel
ZF-UNRUND-2.TMP:	Enthält interessante Info Dokumentation der Verzahnung (einzelne Punkte) von Unrundrad 2 mit X, Y, Normale, Durchmesser und Winkel
ZF-UNRUND-DAT-1.TMP:	Zur möglichen Weiterverwendung Verzahnung (einzel-

ZF-UNRUND-DAT-2.TMP:	ne Punkte) X,Y-Koordinaten
ZF-UNRUND-OPLINE-1.TMP: ZF-UNRUND-OPLINE-2.TMP:	Zur möglichen Weiterverwendung Wälzkurve (einzelne Punkte) X,Y-Koordinaten
Z-WalzKurve-1.TMP: Z-WalzKurve-2.TMP:	Zur möglichen Weiterverwendung Wälzkurve (einzelne Punkte) r, ϕ-Koordinaten (*); Das Format entspricht exakt dem Format der DAT-Datei (siehe „ Abschnitt Importformat“)
Z-OpPitchPoints-1.TMP: Z-OpPitchPoints-2.TMP:	Zur möglichen Weiterverwendung Wälzpunkte jedes Zahns in r, ϕ-Koordinaten

Kapitel 21
Menü Protokoll

21.1 Zeichnungsdaten

Die Verzahnungsdaten für die Erstellung einer Zeichnung können unter `Zeichnungsdaten` abgerufen werden. Die Vorlage kann über die Datei `Z10GEAR1?.RPT` (für Rad 1), `Z10GEAR2?.RPT` (für Rad 2), usf. (? = d/e/f/i/s für die gewünschte Sprache) an firmenspezifische Bedürfnisse angepasst werden.

Bei den benutzerspezifischen Protokollen Z10GEAR1?.rpt ... Z10GEAR4?.rpt werden alle Winkelangaben in Grad-Minuten-Sekunden, dazu in Klammern dahinter die dezimale Zahl, angezeigt.

Zum Beispiel wird die Zahl 20.3529° so angezeigt:

20° 21' 10" (20.3529)

21.2 Fertigungstoleranzen

Über den Menüpunkt `Fertigungstoleranzen` wird ein Protokoll mit allen Fertigungs-Toleranzen nach ISO 1328, DIN 3961, AGMA 2000, AGMA 2015 und BS 436 Normen generiert.

Hinweis zur Berechnung der Toleranzen nach ISO1328 und DIN3961

Die Berechnung erfolgt nach den in der Norm dokumentierten Formeln. In diesen Formeln werden - gemäss Norm nicht die effektiven geometrischen Grössen (wie Modul, Teilkreis, etc.) verwendet, sondern das geometrische Mittel aus den Randwerten des entsprechenden Bereichs.

Beispiel:

Nach ISO1328-1:1995 sind für den Modul m_n die folgenden Bereichs-Grenzen vorgegeben:

0.5 / 2 / 3.5 / 6 / 10 / 16 / 25 / 40 / 70 mm

Für Modul m_n = 2.1 wird dann in den Gleichungen nicht 2.1 verwendet, sondern der geometrische Mittelwert der Bereichsgrenzen 2 und 3.5. Somit sqrt(2*3.5)=2.645.

Ausnahmen (in den Normen stehen dazu keine Hinweise):

- Falls die Grösse kleiner ist als die unterste Bereichsgrenze, dann wird als Wert die untere Bereichsgrenze verwendet, sofern der Wert >= 0.8*Bereichsgrenze ist, andernfalls der effektive Wert.

- Falls die Grösse grösser ist als die oberste Bereichsgrenze, dann wird als Wert der effektive Wert verwendet.

Beispiel:

Modul m_n = 85 -> 85 wird verwendet.

Modul m_n = 0.44 -> 0.5 wird verwendet (0.8*0.5 = 0.4 ist kleiner als 0.44).

Modul m_n = 0.31 -> 0.31 wird verwendet.

Hinweis:

Die Berechnung nach den Formeln der ISO 1328 kann in gewissen Fällen kleine Abweichungen von den Angaben in den Tabellen der Norm ergeben. Genauso haben wir festgestellt, dass die Formeln der DIN3961 leicht abweichende Werte von

den Angaben in den Tabellen der DIN3962 und 3963 geben können. Die allfälligen Unterschiede sind jedoch meist höchstens 1µm.

21.3 Bewertung

Die Bewertung dient dem Vergleich der aktuellen Verzahnung mit den Resultaten der `Feinauslegung`.

21.4 Lebensdauer

Das Protokoll zeigt die wesentlichen Angaben bei der Berechnung der Lebensdauer mit oder ohne Lastkollektiv (siehe Seite II-50). Ausserdem kann die Lebensdauerberechnung über den Auslegungsbutton neben der Eingabe der Lebensdauer aufgerufen werden. Dann wird die Lebensdauer ausgegeben, bei der die Sollsicherheiten erreicht werden.

21.5 Drehmomentauslegung

Die Drehmomentauslegung zeigt die wesentlichen Angaben bei der Berechnung des übertragbaren Drehmoments (bzw. die maximal übertragbare Leistung) mit oder ohne Lastkollektiv. Neben den Eingabefeldern von Drehmoment oder Leistung, kann die Drehmomentauslegung direkt aufgerufen werden. Dann wird das Drehmoment ausgegeben, bei dem die Sollsicherheiten erreicht werden.

21.6 Vorschlag für die Einhärtetiefe EHT

Verschiedenste Vorschläge für die Einhärtetiefe EHT nach Normen werden dokumentiert. Die Angaben nach ISO, AGMA und Niemann sind häufig sehr unterschiedlich, da es sich um recht grobe Näherungen handelt. Die genaueste Berechnung, welche über das Schubspannungs-Kriterium des Hertzschen Gesetzes die erforderliche Einhärtetiefe bestimmt, ist im obersten Teil des Protokolls dokumentiert. Der für die Berechnung vorgegebene Sicherheitsfaktor kann eingegeben werden (Sicherheitsfaktor für Berechnung der Schubspannung bei EHT (siehe Seite II-216)). Für die grafische Darstellung siehe Kapital 'Einhärtetiefe'.

Kapitel 22
Menü Grafik

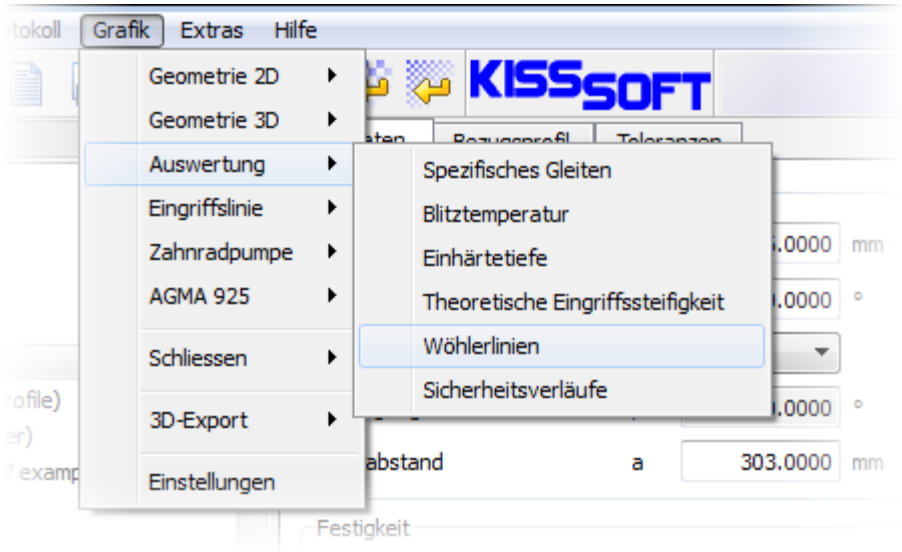


Abbildung 22: Menü `Grafik` in der Menüleiste der KISSsoft -Oberfläche

Im Menü `Grafik` erhalten Sie eine Auswahl von Menüpunkten zur Darstellung von Verzahnungen und Funktionsverläufen.

HINWEIS

Klicken der rechten Maustaste öffnet ein Kontext-Menü mit Bedienfunktion.

In Tabelle 22.1 ist dargestellt, welche Optionen im Menü `Grafik` von den einzelnen Zahnradberechnungsmodulen unterstützt werden und wo die entsprechende Dokumentation in diesem Kapitel dazu zufinden ist.

Menüpunkt	**Optionen**	**Abs.**										
AGMA 925	Temperatur im Kontakt	22.1.1		✔	✔	✔	✔	✔				
	Schmierfilmdicke			✔	✔	✔	✔	✔				
	Hertzsche Pressung			✔	✔	✔	✔	✔				
	Spezifische Filmdicke			✔	✔	✔	✔	✔				

Auswertung	Spezifisches Gleiten	22.4.1		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Blitztemperatur	22.4.2		✔	✔	✔	✔	✔					
	Kontakttemperatur			✔	✔	✔	✔	✔					
	Einhärtetiefe	22.4.3		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Theoretische Eingriffs-steifigkeit	22.4.7		✔		✔	✔	✔					
	Wöhlerlinien	22.4.4		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Sicherheitsverläufe	22.4.5		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Spannungsverlauf	22.5.9								✔			
	Berührlinie (Rit-zel/Kronenrad)	22.4.8								✔			
	Sicherheit Fressen	22.4.10								✔			
	Gleitgeschwindigkeit	22.4.10								✔			
	Öl-Viskosität	22.4.6	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	
	Klaffen			✔	✔	✔	✔	✔					
	Breitenlastverteilung			✔	✔	✔	✔	✔					
	Flankenbruch			✔	✔	✔	✔	✔					

Kontaktanalyse	Achslage	22.5.1 (siehe Seite II-405)	✔	✔	✔	✔	✔	✔					
	Spezifisches Gleiten	22.5.8	✔	✔	✔	✔	✔	✔					
	Drehwegabweichung	22.5.2		✔	✔	✔	✔	✔					
	Drehwegbeschleunigung	22.5.3		✔	✔	✔	✔	✔					
	FFT der Drehwegabwei-chung	22.5.4		✔	✔	✔	✔	✔					
	Normalkraftverlauf (Li-nienlast)	22.5.5		✔	✔	✔	✔	✔					
	Normalkraftverteilung (Linienlast)	22.5.5		✔	✔	✔	✔	✔					

	Drehmomentenverlauf	22.5.6		✔	✔	✔	✔	✔					
	Steifigkeitsverlauf	22.5.7		✔	✔	✔	✔	✔					
	FFT der Eingriffssteifigkeit	22.5.8		✔	✔	✔	✔	✔					
	Lagerkraftverlauf	22.5.9		✔	✔	✔	✔	✔					
	Lagerkraftverlauf in %	22.5.9		✔	✔	✔	✔	✔					
	Richtung der Lagerkräfte			✔	✔	✔	✔	✔					
	Kinematik	22.5.10	✔	✔	✔	✔	✔	✔					
	Spezifisches Gleiten pro Rad	22.5.11	✔	✔	✔	✔	✔	✔					
	Spezifische Verlustleistung	22.5.12		✔	✔	✔	✔	✔					
	Wärmeentwicklung	22.5.13		✔	✔	✔	✔	✔					
	Wärmeentwicklung entlang der Zahnflanke	22.5.13		✔	✔	✔	✔	✔					
	Blitztemperatur	22.5.15		✔	✔	✔	✔	✔					
	Schmierfilm	22.5.16		✔	✔	✔	✔	✔					
	Spezifische Filmdicke	22.5.16		✔	✔	✔	✔	✔					
	Sicherheit gegen Micropitting	22.5.16		✔	✔	✔	✔	✔					
	Spannungsverlauf	22.5.14		✔	✔	✔	✔	✔					
	Biegespannung im Fussbereich	22.5.14		✔	✔	✔	✔	✔					
	Spannungsverteilung am Zahn	22.5.14		✔	✔	✔	✔	✔					
	Verschleiss entlang der Zahnflanke	22.5.17		✔	✔	✔	✔	✔					
Geometrie 2D	Zahneingriff	22.2.4		✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔
	Zahnform	22.2.1	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔
	Werkzeug	22.2.2	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔
	Herstellung	22.2.3	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔
	Profildiagramm	22.2.5	✔	✔	✔	✔	✔	✔				✔	
	Flankenliniendiagramm	22.2.5	✔	✔	✔	✔	✔	✔				✔	

	Flankenkrümmungs-radien	22.2.6	✔	✔	✔	✔	✔	✔					
	Winkel der Flankennormalen	22.2.7	✔	✔	✔	✔	✔	✔					
	Zeichnung	22.2.8	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Zusammenstellung	22.2.9		✔		✔	✔	✔	✔		✔		
Geometrie 3D	Zahnsystem	22.3.1		✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	
	Zahnform	22.3.2	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	
Grafikliste		Grafik-liste	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	
Herstellzeich-nung		Herstell zeich-nung	✔	✔	✔	✔	✔	✔					

Tabelle22.1: Menü Grafik in der Menüleiste der KISSsoft-Oberfläche.

- Einzelrad, - Stirnradpaar, - Ritzel mit Zahnstange, - Planetenstufe, - Drei Räder, - Vier Räder, - Kegel- und Hypoidräder, - Kronenräder, - Schnecken mit Globoid-Schneckenrad, - Schraubräder und Feinwerk-Schnecken, - Zahnwellen (Geometrie und Festigkeit)

22.1 AGMA 925

22.1.1 Schmierfilmdicke und spezifische Filmdicke

Der Verlauf der Schmierfilmdicke h_e nach AGMA 925 wird über dem Eingriffsverlauf dargestellt. Eine weitere Abbildung zeigt die spezifische Filmdicke λ, welche eine wichtige Kenngrösse für die Beurteilung des Risikos für Mikropitting ist. λ ist - vereinfacht ausgedrückt - das Verhältnis von Schmierfilmdicke zu Oberflächenrauhigkeit.

22.2 Geometrie 2D

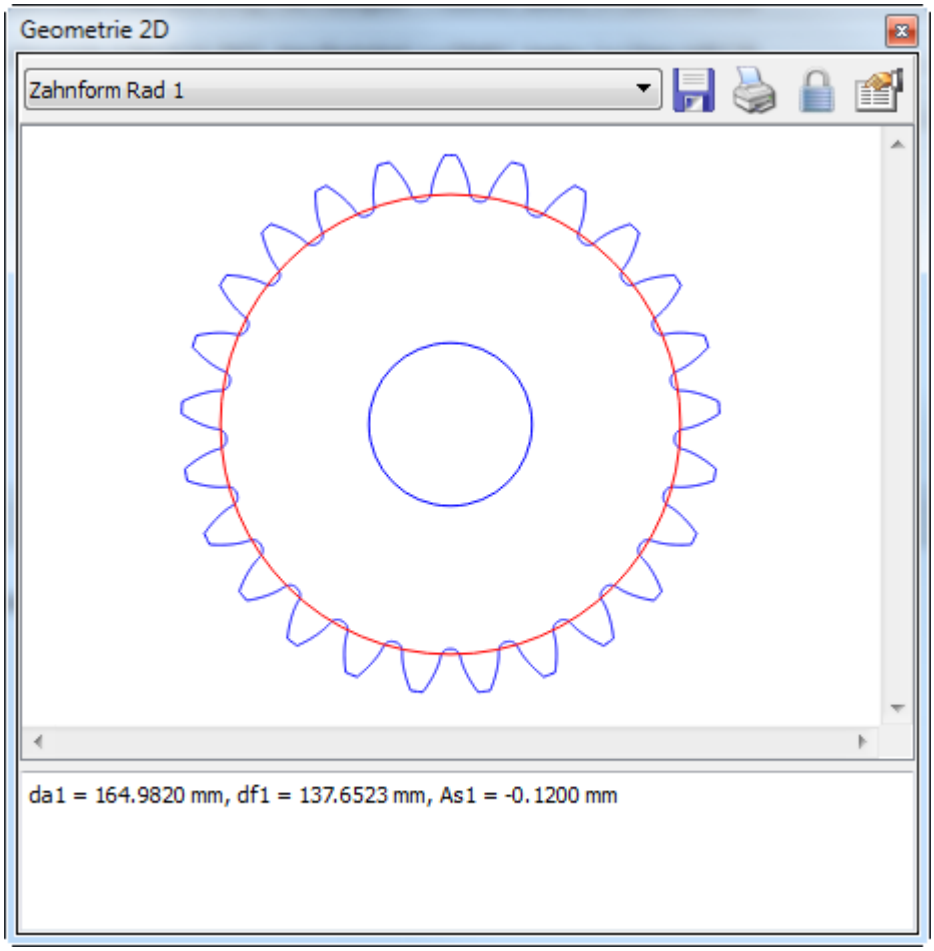


Abbildung 22.2: Grafikfenster `Geometrie`

Aus der Dropdownliste in der Symbolleiste des Grafikfensters `Geometrie` (s. Abb. 22.2) können verschiedene Ausgabemöglichkeiten gewählt werden:

22.2.1 Zahnform eines Rades

Darstellung der Zahnform eines Rades.

HINWEIS:

Über den Property-Knopf der Grafik kann die Anzahl der dargestellten Zähne vorgegeben werden; ebenfalls kann zwischen Darstellung im Stirnschnitt, Normal-

schnitt und Achsschnitt gewählt werden. Auch die Wahl "Halber Zahn für Export" ist sehr nützlich, falls die Zahnform exportiert und später wieder in KISSsoft eingelesen werden soll.

22.2.2 Werkzeug eines Rades

Darstellung des Werkzeugs eines Rades, falls vorhanden.

22.2.3 Herstellung eines Rades

Darstellung der Paarung Rad mit Werkzeug. Unten (blau) wird das Zahnrad dargestellt, oben (grün) das Werkzeug.

22.2.4 Eingriff

Darstellung des Eingriffs zweier Zahnräder.

HINWEIS ZU KRONENRÄDERN:

In KISSsoft wird das Kronenrad durch Simulation des Herstellverfahrens in verschiedenen Schnitten exakt berechnet. Verschiedenen Schnitte können gleichzeitig dargestellt werden. Setzen Sie dazu im `Property Browser (PB)` des Grafikfensters die Eigenschaft der gewünschten `section` auf `True` (siehe Abb. 22.3).

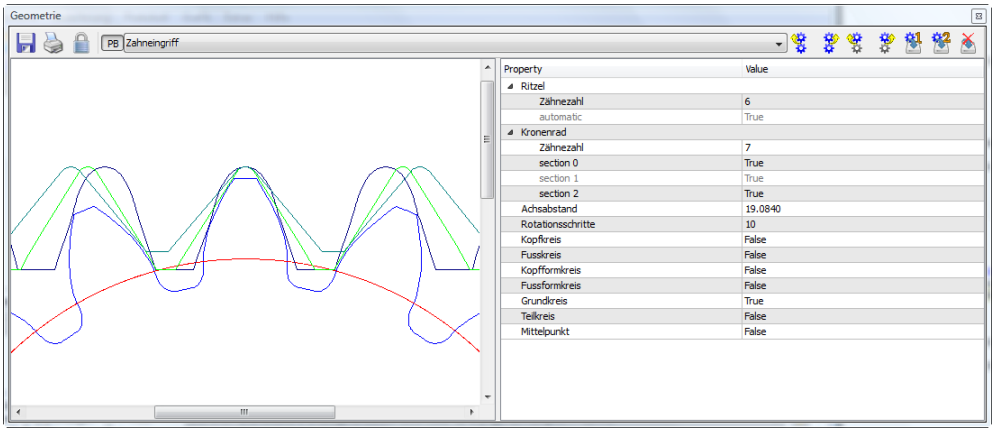


Abbildung 22.3: Grafikfenster `Zahneingriff` mit `Property Browser`

Der Unterschied zwischen Theorie und effektiver Zahnform bedeutet, dass der Zahn Unterschnitt aufweist! Dies ist in der 2D-Ansicht auch deutlich sichtbar.

Kollisionsprüfung:

Beim Abwälzen von zwei Zahnrädern (in der graphischen Darstellung) kann die Kollisionsanzeige eingeschaltet werden. Diese markiert in der Darstellung (mit Quadraten) die Punkte, bei welchen Berührung oder Kollision vorkommt.

braun markiert: Berührung (zwischen 0.005 * Modul Abstand und 0.001 * Modul Durchdringung)

rot markiert: Kollision (über 0.001 * Modul Durchdringung)

Erkannt und markiert werden die Kollisionen an allen eingreifenden Zähnen, die Option ist speziell geeignet für die Analyse des Abwälzens von nicht-evolventischen Zahnformen oder von gemessenen Zahnformen (über eine 3D-Messmaschine) mit der theoretischen Einflankenwälzprüfung.

Diese Funktion steht bei Stirnrädern und Schraubrädern (bei Schraubrädern mit Einschränkungen (siehe Seite II-354)) zur Verfügung.

HINWEIS:

Wird die Option "Flanke automatisch anlegen" aktiviert, kann der Eingriff der Verzahnungen nur noch auf Berührung geprüft werden. Eine Kollision wird in diesem Fall nicht mehr angezeigt.

22.2.5 Profil- und Flankenliniendiagramm

Die Diagramme werden erzeugt, indem diagonal zwei Linien über das Toleranzband gelegt werden, wie es in der ANSI/AGMA 2000-A88 (Bild 1 und 2) beschrieben wird.

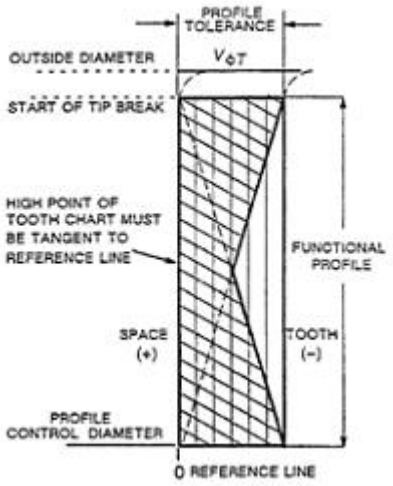


Bild 1 Profildiagramm

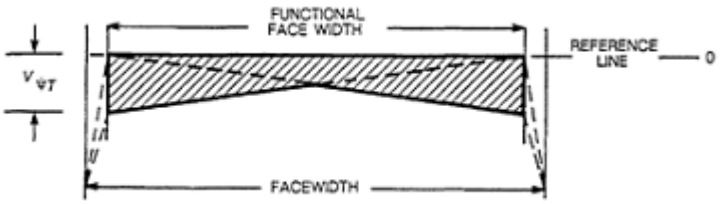


Bild 2: Flankenliniendiagramm

In den oben gezeigten Abbildungen stellen $V_{\phi T}$ die Profiltoleranz und $V_{\psi T}$ die Zahnausrichtungstoleranz dar, welche der Profil-Gesamtabweichung (F_{α}) und der Flankenlinien-Gesamtabweichung (F_{β}) der ISO 1328-1 entsprechen.

Obwohl alle Firmen unterschiedliche Methoden haben wie Profil- und Flankenliniendiagramme erstellt werden, ist die AGMA-Methode als Standard in der Industrie anerkannt. In der ISO TR 10064-1 (und ISO FDIS 21771) ist auch eine allgemeine Beschreibung der Profil- und Flankenliniendiagramme vorhanden, jedoch ohne den Aufbau zu erläutern.

In KISSsoft werden die Profil- und Flankenlinienkorrekturen im Tab `Korrekturen` definiert, aus welchen dann dass die entsprechenden Diagramme erzeugt werden.

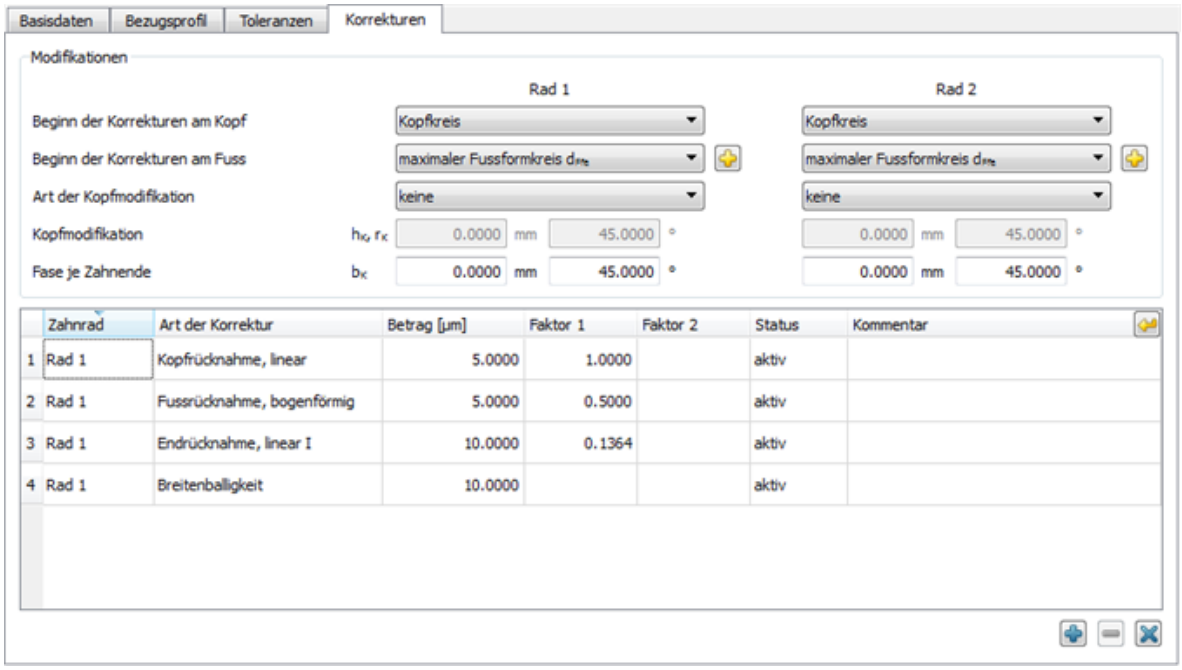


Abbildung 22.4: Tab `Korrekturen` mit Modifikationen

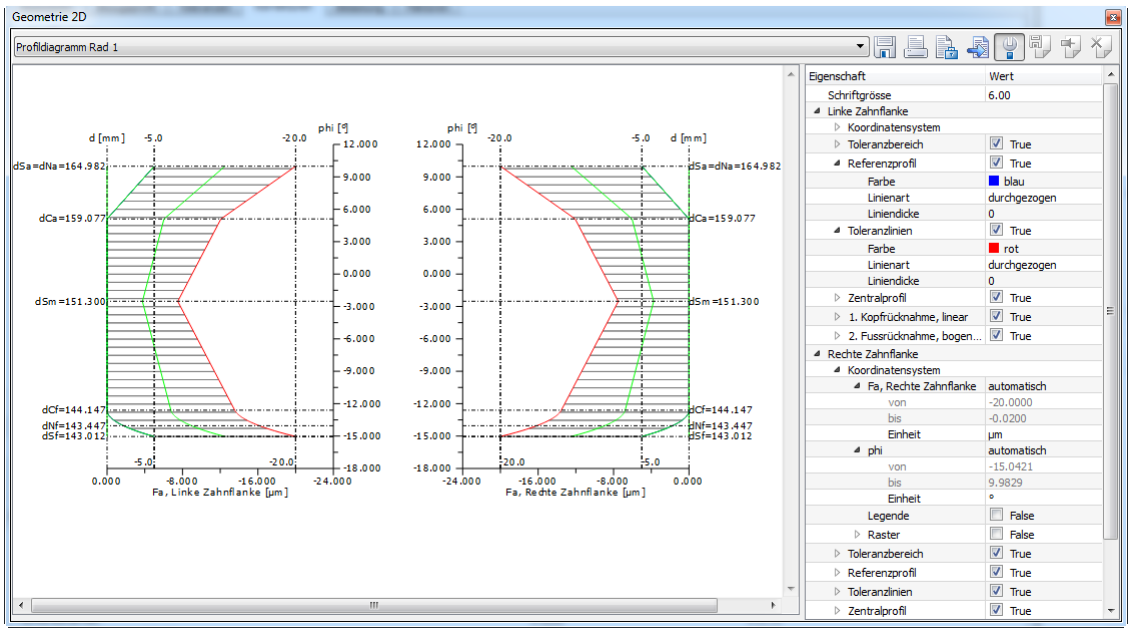


Abbildung 22.5: Profildiagramm für Rad 1 entsprechend der vorgegebenen Korrekturen

Die horizontale Achse des Profildiagrammes zeigt die Werte für die Profilabweichung, die vertikale Achse zeigt die Koordinaten entlang des Profiles. Bei der linken vertikalen Achse können verschiedene Werte (Rollwinkel oder Länge der Eingriffslinie) gewählt werden (`Berechnung→Einstellungen→Allgemein)`, bei der rechten Flanke werden die Werte immer im Durchmesser angegeben. Ebenfalls über `Berechnung→Einstellungen→Allgemein`, kann die Art der Toleranz eingestellt werden. Ist der Toleranzbandtyp gemäss AGMA 20000-A88 ausgewählt, werden die Diagramme nach oben erwähnter Methode konstruiert. Wird der Toleranzbandtyp konstant gesetzt, ist die Toleranz über die Länge, beziehungsweise Breite der Zahnflanke konstant. Mit einem Häkchen im Kasten „Profil in der Mitte des Toleranzbandes anzeigen", kann ausgewählt werden, ob das Zentralprofil (siehe unten) standardmässig angezeigt werden soll.

Beschreibung der spezifischen Durchmesser der rechten vertikalen Flanke:

- dSa: Enddurchmesser der Korrekturen (Anfangsdurchmesser der Modifikationen am Kopf)
- dSf: Anfangsdurchmesser der Korrekturen (Anfangsdurchmesser der Modifikationen am Fuss)
- dCa: Kopfnutzkreisdurchmesser (Anfangsdurchmesser der Modifikation)
- dCf: Kopffusskreisdurchmesser (Anfangsdurchmesser der Modifikation)
- dCm: Mittelpunkt vom funktionalen Profil gemessen entlang der Eingriffslinie

HINWEIS:

Das Profildiagramm ist in der Mitte von der Zahnbreite, die Profilmodifikation **Twist** ist nicht möglich.

Die Kurven im Diagramm zeigen:

- grüne Kurve: Modifikationen von "1. Kopfrücknahme, linear" und "2. Kopfrücknahme, bogenförmig"
- blaue Kurve: Referenzprofil (Aktuelles Funktionsprofil zur Kontrolle und erzeugt aus der Summe der modifizierten Kurven)
- rote Linie: Toleranzkurve, welche aus der Subtraktion der Profil-Gesamtabweichung von dem Referenzprofil, generiert wurde. Die Werte für die Profilabweichungen sind im Hauptprotokoll zu finden.
- grüne Linie (mittig): Zentralprofil, welches als Sollwert für die Bearbeitung eingegeben werden kann, da es in der Mitte zwischen Referenzprofil und Toleranzkurve liegt.

- graue Linien: Toleranzbereich, welche schraffiert den Bereich angeben, in dem das tatsächliche Herstellprofil liegen darf.

Das Herstellprofil (mit Toleranz) sollte zwischen der Toleranzkurve und dem Referenzprofil (Bezugssprofil) liegen.

Über Eigenschaften können die einzelnen Kurven sichtbar/ unsichtbar gemacht, die jeweilige Farben und Linientyp geändert werden.

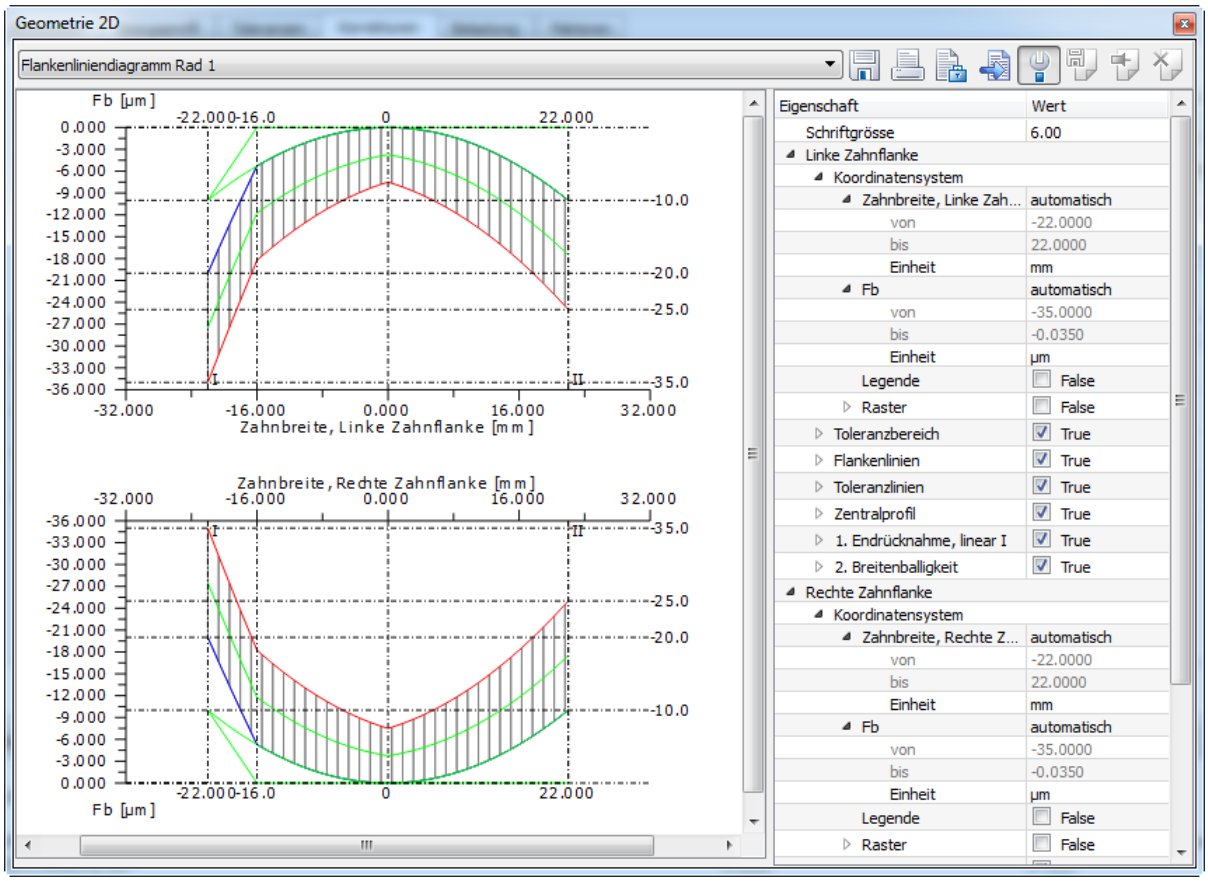


Abbildung 22.6: Flankenliniendiagramm für Rad 1 mit den vorgegebenen Korrekturen

In der Abbildung wird das Referenzprofil blau und die Toleranzlinie rot gezeichnet. Die horizontale Achse zeigt die Koordinaten entlang der Flankenlinie (Zahnbreite), die vertikale Achse das Flankenabmass in Übereinstimmung mit den Konventionen der Industrie. Der Wert für die Flankenlinen-Gesamtabweichung Fb wird im Hauptprotokoll ausgegeben.

Die Herstellflankenlinie (mit Toleranzen) sollte zwischen der Toleranzkurve und der Referenzflankenlinie liegen.

22.2.6 Flankenkrümmungsradien

In dieser Grafik werden die Flankenkrümmungsradien entlang der Zahnflanke ausgegeben. Diese sind neben der Normalkraft maßgebend für die Hertz'sche Pressung.

22.2.7 Winkel der Flankennormalen

In dieser Grafik wird der Winkel der Normalen zur Flanke ausgegeben. Jeder Punkt auf der Zahnform besitzt eine Normale.

22.2.8 Zeichnung

Die Zahnräder können mit diesem Menü schematisch dargestellt werden. Die Räder werden im Stirn- und im Achsschnitt gezeichnet.

Diese Option wird vor allem bei Kegelrädern und Schnecken gebraucht.

22.2.9 Zusammenstellung

Die Zusammenstellung der Zahnräder kann mit diesem Menü schematisch dargestellt werden. Die Zusammenstellung (Paar) wird im Stirn- und im Achsschnitt gezeichnet.

Bei Kegelrädern werden mit Achswinkel 90° zwei Ansichten, Schnitt und Aufsicht dargestellt. Bei Achswinkel <> 90° nur der Schnitt des Kegelradpaares.

22.2.10 Herstellzeichnung

22.2.10.1 Allgemein

Der Zweck der Herstellzeichnung ist es, mehrere Grafiken auf derselben Oberfläche anzuzeigen, um eine druckfertige Darstellung für die Herstellung eines Zahnrades zu erreichen. Ausserdem kann man sich gleichzeitig das Protokoll der Zeichnungsdaten anzeigen lassen. Die Darstellung kann mithilfe einer Steuerdatei individuell angepasst werden. Die Steuerdatei ist im template-Ordner (standardmässig unter KISSDIR\template), trägt den Namen des Moduls und die Endung .grc (z.B. Z012gear1.grc).

Wie gewohnt kann auch die hier erzeugte Grafik als .dxf-Datei gespeichert werden.

22.2.10.2 Editieren der Steuerdatei

Durch eigenständiges Ändern der Steuerdatei, kann man die Herstellzeichnung nach persönlichen Wünschen einstellen. In der folgenden Tabelle werden die Befehle zur Steuerung der Herstellzeichnung erklärt.

papersize: A4 papersize: A4 portrait papersize: 297, 210	Spezifiziert das gewünschte Papierformat. Verstanden werden die Standardausdrücke für gängige Papiergrössen (A3-A5, B4, B5, Letter, Legal und Ledger), sowie eigene Eingaben mit Breite und Höhe. Standardmässig werden Papierformate im Querformat gewählt, durch das Schlüsselwort portrait wählt man Hochformat.
fontsize: 5	Spezifiziert die gewünschte Schriftgrösse. Die Schriftgrösse hat Einfluss auf die Grösse des Berichts sowie die Beschriftung der Diagramme.
units: inch	Standardmässig werden die eingegebenen Werte als mm interpretiert. Verstanden wird inch, mm und cm.

Nun kann man Grafiken mit spezifischen Eigenschaften hinzufügen. Die folgende Tabelle verschafft einen Überblick über die richtige Eingabe.

draw 2DDiaProfileChart1	draw ist das Schlüsselwort, um anzuzeigen, dass eine Grafik eingefügt werden soll. Dahinter kommt die ID der gewünschten Grafik. Die Zahl am Ende ist Teil der ID und gibt das Zahnrad an.
window: 160, 285, 0, 85	Window kennzeichnet das Fenster, in das die Grafik gezeichnet wird. Die Werte kennzeichen die Grenze links, rechts, unten und oben.
scaletofit	Dieser optionale Befehl erzwingt ein Verzerren der Grafik, so dass sie das Fenster in alle Richtungen ausgefüllt wird. Dies wird für Diagramme empfohlen, nicht aber für geometrische Darstellungen. Fehlt dieser Begriff, wird das ursprüngliche Seitenverhältnis der Grafik beibehalten.
fixedscale 2	Dieser optionale Befehl erzeugt eine massstäbliche Ausgabe der Grafik, die Zahl entspricht dem Massstab (hier 2 für M 2:1; 0.1 wäre für M 1:10, usw.).

Folgende Grafiken können eingefügt werden:

Zahnform	2DGeoToothDrawing
Zeichnung	2DGeoGearDrawing
Zusammenstellung	2DGeoAssemblyDrawing
Werkzeug	2DGeoToolDrawing
Profildiagramm	2DDiaProfileChart
Flankenliniendiagramm	2DDiaFlankLineChart
Winkel der Flankennormalen	2DDiaNormal

Zum Schluss kann nun der Report an der gewünschten Position angezeigt werden:

write report1	write ist das Schlüsselwort, um die Raddaten aufzuschreiben. Mit report1 wählt man die Raddaten von Rad 1, report2 von Rad 2 usw.
topright: 297, 218	Anders als bei der Grafik, muss man eine Ausrichtung angeben, was mit dem ersten Wort definiert wird. Die korrekten Befehle lauten topright:, topleft:, bottomright: und bottomleft:, was einer Ausrichtung rechts oben, links oben, unten rechts und unten links entspricht. Die zwei nachfolgenden Werte geben den jeweiligen Referenzpunkt an.

22.3 Geometrie 3D

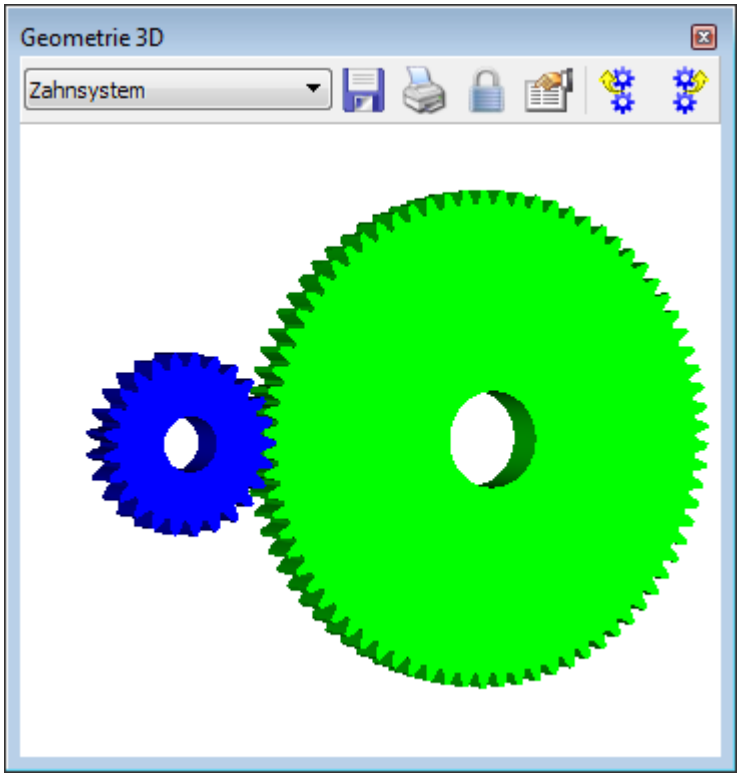


Abbildung 22.7: Grafikfenster `Zahnsystem`

Die Zahnräder werden in dem Parasolid-Viewer 3D angezeigt.

Aus der Dropdownliste in der Symbolleiste des Grafikfensters `Geometrie 3D` (s. Abb. 22.7) können verschiedene Ausgabemöglichkeiten gewählt werden. Die Darstellungen im Parasolid-Viewer können dann in verschiedene Dateitypen gespeichert werden, möglich sind:

- Windows Bitmap (*.bmp)
- Joint Photographic Experts Group (*.jpg, *.jpeg)
- Portable Network Graphics (*.png)
- Standard for the Exchange of Product Model Data (*.stp, *.step)
- Parasolid Text File Format (*.x_t)
- Parasolid Binary File Format (*.x_b)

22.3.1 Zahnsystem

Beim Zahnsystem wird das zusammengebaute System der Zahnräder in 3D dargestellt.

Im Viewer kann dann zwischen verschiedenen Ansichten gewechselt werden.

22.3.2 Zahnform

Bei dem Menü `Zahnform` wird das einzelne Zahnrad 3D im Parasolid Viewer dargestellt. Einschränkungen bei den Erzeugungen sind, dass bei Schnecken nur die Formen ZI und ZA erzeugt werden können.

22.4 Auswertung

22.4.1 Spezifisches Gleiten

Die Grafik im Grafikfenster Auswertung zeigt das spezifische Gleiten (Verhältnis zwischen Gleit-und Tangentialgeschwindigkeit) der Zahnräder über den Drehwinkel. Es können für jedes Zahnrad verschiedene Werte dargestellt werden: Räder ohne Flankenspiel, Räder mit dem oberen Achsabstandsabmass (für die untere Zahndickentoleranz) und Räder mit dem unteren Achsabstandsabmass (für die obere Zahndickentoleranz).

Bei der Eingabe der Profilverschiebung (s. Abschnitt "Profilverschiebungsfaktor" auf Seite II-8) erhalten Sie nach Klicken des -Buttons einen Vorschlag für ausgeglichenes spezifisches Gleiten.

22.4.2 Kontakttemperatur

Die Kontakttemperatur ist die lokale Temperatur auf der Zahnflanke im Moment des Kontaktes. Sie wird grafisch über dem Zahneingriff dargestellt. Je nach den Werten der Kontakttemperatur und ihrer Lage auf der Flanke kann die Temperatur ggf. durch entsprechende Massnahmen (z. B. Profilkorrektur) verringert werden.

22.4.3 Blitztemperatur

Die Grafik für die Blitztemperatur wird unter Menüleiste `Grafik` im Grafikfenster `Auswertung` ausgegeben.

Die Blitztemperatur ist der Anstieg der lokalen Temperatur auf der Zahnflanke im Moment des Kontaktes. Sie wird grafisch über dem Zahneingriff dargestellt. Je nach den Werten der Blitztemperatur und ihrer Lage auf der Flanke kann die Temperatur ggf. durch entsprechende Massnahmen (z. B. Profilkorrektur) verringert werden.

22.4.4 Einhärtetiefe

Die Grafik für die Einhärtetiefe wird im Grafikfenster `Auswertung` ausgegeben.

Die optimale Einhärtetiefe (für einsatz- oder nitriergehärtete Zahnräder) wird berechnet; dargestellt wird der Schubspannungsverlauf in der Tiefe, senkrecht zur Flankenoberfläche. Die Anzeige erfolgt direkt in HV-Werten, da bei Angabe von Einhärtetiefe und Härtemessungen immer mit HV- oder HRC-Werten gearbeitet

wird. Falls in der Werkstoffdatenbank Werte eines gemessenen Härteverlaufs vorhanden sind, erfolgt eine Darstellung des Härteverlaufes mit Warnung bei ungenügenden Verhältnissen.

Die Vorschläge zur empfohlenen Einhärtetiefe werden in einem speziellen Protokoll angezeigt, welche nach unterschiedlichen Berechnungsmethoden und auch in Abhängigkeit vom gewählten Werkstoff und dem Warmbehandlungsverfahren.

Die verschiedenen Methoden sind:

- Für das Zahnradpaar erfolgt die Berechnung des Schubspannungsverlaufs in der Tiefe nach dem Hertzschen Gesetz. Die Schubspannung wird mit einem Sicherheitsfaktor multipliziert (Eingabe unter ‚Einstellungen', als Standard wird dieser 1.63 gesetzt). Die Tiefe der maximalen Schubspannung (hmax) wird bestimmt. Als Vorschlag für die Einhärtetiefe (EHT) wird der 2*hmax angegeben.
- Für jedes einzelne Zahnrad nach den Vorschlägen aus Niemann/Winter, Bd.II [65] (S.188)
- Für jedes einzelne Zahnrad nach den Vorschlägen aus der AGMA 2101-D04 [1] (p.32-34)
- Für jedes einzelne Zahnrad nach den Vorschlägen aus der ISO 6336 Teil 5 [44] (p.21-23) (um Pitting und um Ausbrechen der harten Randschicht zu vermeiden)

22.4.5 Theoretische Eingriffssteifigkeit

Die grafische Darstellung im Grafikfenster `Auswertung` bildet die Eingriffssteifigkeit in Abhängigkeit von Drehwinkel ab. Die Berechnung der Eingriffssteifigkeit erfolgt auf Grund der echten Zahnformen. Berücksichtigt wird die Zahnverformung, Radkörperverformung und die Abplattung durch die Hertzschen Pressung. Die Berechnung erfolgt nach Weber/Banaschek [69].

Für Schrägverzahnungen wird die Gesamtsteifigkeit mit dem Scheibenmodell (Aufteilung der Zahnbreite in 100 Scheiben und Addition der Steifigkeiten) berechnet, siehe auch [58], S.203. Die Drehwinkelschwankung wird gemäss [65] bestimmt, die Drehwegschwankung im Umfangsrichtung Δs beträgt:

$$\Delta s = \left(\frac{F_{bt}}{b}\right) \cdot \left(\frac{q}{c'}\right) \qquad (22.5)$$

$$F_{bt} = \frac{F_t}{\cos(\alpha_t)} \tag{22.6}$$

wobei (q/c') durch c_{gam} ersetzt wird.

HINWEIS:

Die theoretische Eingriffssteifigkeit kann sich deutlich von der Eingriffssteifigkeit der effektiven Verzahnung unter Last unterscheiden.

22.4.6 Wöhlerlinie Werkstoff

Die Grafik der Wöhlerlinien im Grafikfenster `Auswertung` stellt die Wöhlerlinien für Zahnfuss und Flanke dar. Die Berechnung der Wöhlerlinien erfolgt mit der ausgewählten Rechenmethode für Zahnräder. Einzelne Wöhlerkurven werden durch einen entsprechenden Sicherheitsfaktor geteilt. Ausserdem werden in der gleichen Grafik auch die einzelnen Laststufen dargestellt.

Werden Zahnräder unter Berücksichtigung des Lastkollektivs berechnet, zeigt die Grafik auch die Kurve für die kumulative Schädigung (für Kunststoffe nicht verfügbar).

22.4.7 Sicherheitsverläufe

Die Grafik der Sicherheitsverläufe im Grafikfenster `Auswertung` stellt den Verlauf der Sicherheitsfaktoren in Abhängigkeit der Lebensdauer dar. Die Sicherheitsfaktoren sind für Nennbetriebsbedingungen dargestellt (d.h. ohne Lastkollektiv).

22.4.8 Ölviskosität in Abhängigkeit der Temperatur

Die Grafik zeigt die kinematische Viskosität für verschiedene Öltemperaturen.

22.4.9 Klaffen

Die Grafik im Grafikfenster Auswertung zeigt eine Lücke zwischen den Zahnflanken (in Richtung der Eingriffslinie) über die Breite der eingreifenden Räder.

22.4.10 Breitenlastverteilung

Die grafische Darstellung im Grafikfenster Auswertung zeigt eine Linienlast über die Breite der eingreifenden Räder.

22.4.11 Flankenbruch

Die Grafik zeigt die Werkstoffausnutzung, die Scherfestigkeit des Werkstoffs, die äquivalente Schubspannung und die Härtekurve für das ausgewählte Zahnrad.

22.4.12 Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad)

Die Grafik zur Kronenrad-Gleitgeschwindigkeit im Grafikfenster `Auswertung` zeigt die Gleitgeschwindigkeit für Kopf und Fuss des Kronenrads.

22.4.13 Berührlinie (Kronenrad)

Die Grafik "Berührlinie (Kronenrad)" im Grafikfenster `Auswertung` stellt den Verlauf der Berührlinien am Ritzel und am Kronenrad dar.

22.4.14 Spannungsverlauf (Kronenrad)

Die Grafik zeigt den Spannungsverlauf (Zahnfuss und Flanke) über der Zahnbreite des Kronenrades. Die Berechnung teilt die Zahnbreite in einzelne Segmente auf, welche dann als Zahnstangen-Paarungen entweder nach ISO6336, DIN3990 oder AGMA2001 berechnet werden können. Für die Berechnung wird eine konstante Linienlast angenommen (damit ergibt sich für jedes Segment, auf Grund des unterschiedlichen Wälzkreises, ein leicht anderes Drehmoment).

Bei der Berechnung der Daten für die Abbildung der Berührlinie und des Spannungsverlaufs werden die wesentlichsten Daten in den einzelnen Schnitten berechnet und in zwei Tabellen geschrieben. Diese Daten befinden sich in Datei Z60-H1.TMP und Z60-H2.TMP.

22.4.15 Fressen und Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad)

Die Grafik stellt die Sicherheit gegen Fressen bei Kronenräder dar. Wegen der sehr unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten und der sich ändernden Flankenpressung längs der Zahnflanke ist die Berechnung der Sicherheit gegen Fressen schwierig. Akahori [2] berichtet von massiven Problemen mit Fressen in Bereichen hoher

Gleitgeschwindigkeit. Es ist daher naheliegend, Überlegungen zur Berechnung der Fress-Gefahr anzustellen. Eine vernünftige Möglichkeit kann, wie zuvor bei der Spannungs-Verteilung beschrieben, die Berechnung der Fress-Sicherheit in einzelnen Schnitten sein.

Die Grafik Kap18>.8 zeigt den Verlauf der Fress-Sicherheit nach Blitz- und nach Integraltemperatur- Kriterium längs der Zahnflanke. Um eine realistische Berechnung zu ermöglichen, müssen alle Schnitte mit der gleichen Massen-Temperatur berechnet werden. Bei der Ausarbeitung der Berechnung zeigte sich, dass die Sicherheit nach Integraltemperatur-Kriterium sprunghafte Veränderungen ergibt. Dies geschieht dann, wenn der Punkt E der Eingriffslinie nahe an den Wälzpunkt rückt. Die Umrechnung der Flanken-Temperatur im Punkt E auf die mittlere Flanken-Temperatur wird dann mit den Formeln der DIN 3990 ungenau. Aus diesem Grund wird bei Kronenrädern die Verwendung des Blitztemperatur-Kriteriums empfohlen.

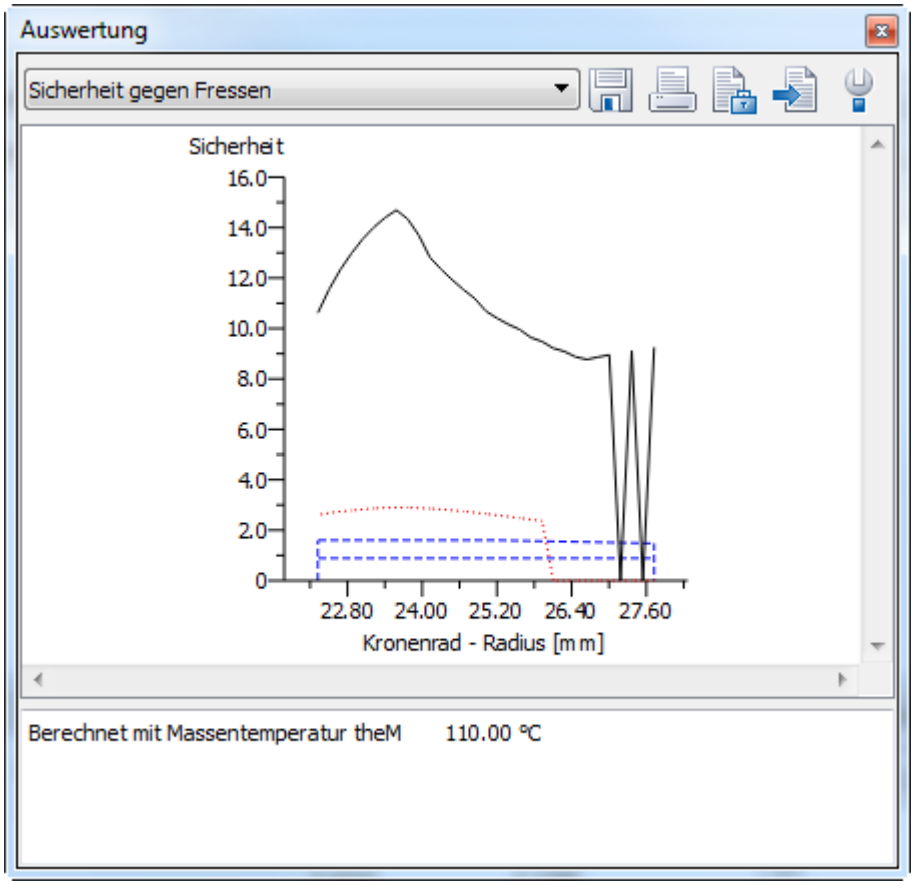


Abbildung 22.8: Grafikfenster `Sicherheit gegen Fressen`

22.5 Kontaktanalyse

HINWEISE:

Die üblichen Festigkeits- und Geschwindigkeitsberechnungen von Zahnrädern setzen meist eine evolventische Zahnform voraus. Mit Hilfe dieses Programmmodules können hingegen beliebige Verzahnungen wie z.B. Zykloidenverzahnungen genauso gut beurteilt werden wie evolventische Zahnformen.

Alle Grafiken können Exportiert werden:

- 2D-Diagramme als:
  - BMP
  - JPG
  - PNG
  - DXF
  - IGES
  - TXT
- 2D-Kurven als:
  - TXT
- 3D-Diagramme als:
  - BMP
  - JPG
  - PNG
  - DAT (Für die Kontaktanalyse gilt das eine ausgabe der y-Achse nur bei aktivierung der Option "Zeichne Daten über Eingriffslinie" in den modulspezifischen Einstellungen, erfolgt)

22.5.1 Achslage

Darstellung der Achslage von Rad B bezüglich der Achse von Rad A. Diese Darstellung ist sehr hilfreich zur Kontrolle der Eingabe der Achsschränkung und Achsneigung.

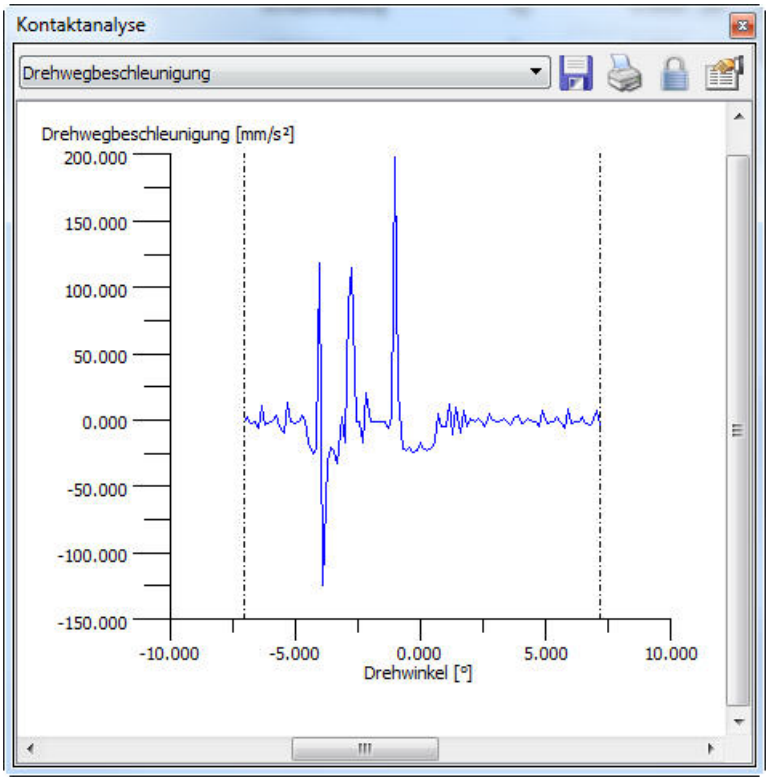
22.5.2 Drehwegabweichung

Die Drehwegabweichung ergibt sich aus der Berechnung der Eingriffslinie unter Last. Dargestellt wird der verschiebung des Kontaktpunktes (μ) des zweiten Rades auf der Eingriffsstrecke, bzw. Verdrehwinkel (°) des getriebenen Rads.

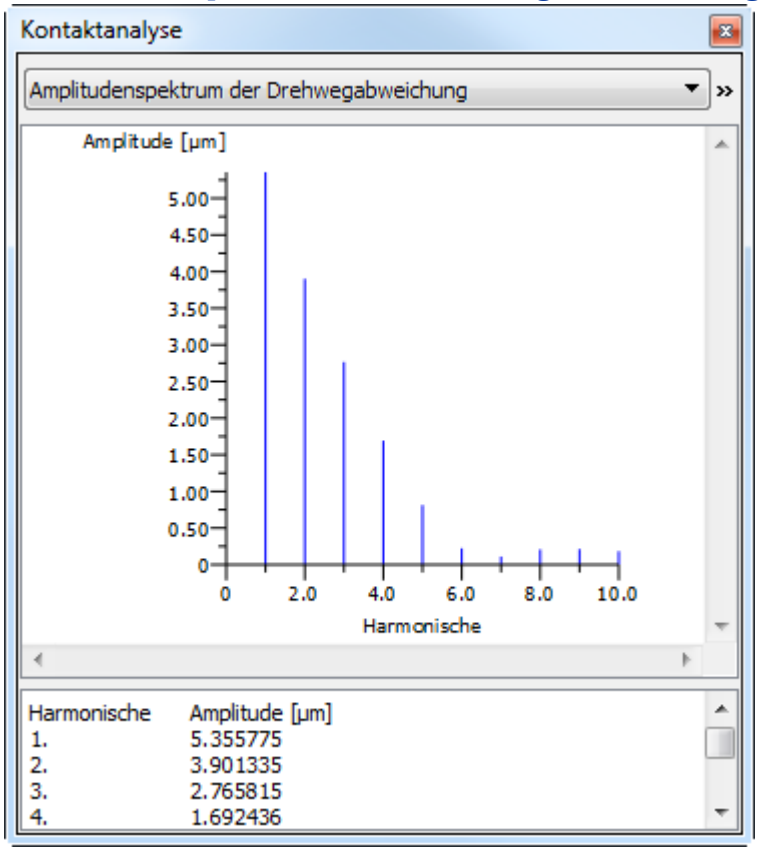
Für die Geräuschanregung spielt die Amplitude der Drehwegabweichung eine Rolle, aber auch die Steigung sollte nicht vernachlässigt werden, da hohe Beschleunigungen hohe Zusatzlasten erzeugen.

22.5.3 Drehwegbeschleunigung

Die Drehwegbeschleunigung (zweite Ableitung in Bezug zur Zeit) ist als eine Grafik verfügbar.



22.5.4 Amplitude der Drehwegabweichung



Die Grafik "Amplitudenspektrum der Drehwegabweichung" zeigt die Resultate der Spektralanalyse der Drehwegabweichung nach der Fourier Umwandlung.

Der Benutzer kann die Amplituden des Spektrums vergleichen mit den harmonischen Frequenzen der Drehwegabweichung im Kommentarfenster.

22.5.5 Kontaktlinien auf der Zahnflanke

In dieser Grafik kann die Kontaktlinie entlang der Zahnbreite untersucht werden. Es werden alle Zahnpaare im Eingriff während einer Eingriffsposition gleichzeitig dargestellt.

22.5.6 Normalkraftverlauf

Der Normalkraftverlauf stellt die Kraft pro Breite für einen Zahn in der Mitte des Stirnrades dar. Bei einer gut ausgelegten Profilkorrektur sollte die Normalkraft von Null an gleichmässig ansteigen. Ohne Profilkorrektur zeigt ein Sprung im Normalkraftverlauf den Eintrittsstoss.

22.5.7 Normalkraftverteilung

In dieser Grafik wird der Normalkraftverlauf über die Zahnflanke und Zahnbreite auf einem 3D-Rad dargestellt.

22.5.8 Drehmomentverlauf

Das in der Hauptmaske vorgegebene Drehmoment wird während der Berechnung festgehalten. In der Grafik wird dann das Drehmoment für Rad 1 und das Drehmoment für Rad 2 geteilt durch die Übersetzung angezeigt. Ein Unterschied beider Momente zeigt also die Verluste an. Die Ursache der Verlust resultiert aus der Reibkraft im Zahnkontakt.

Die Schwankungen des festen Momentes hängen von der eingestellten Genauigkeit ab und sind durch die Genauigkeit der Iteration verursacht.

22.5.9 Einzeleingriffssteifigkeit

In dieser Grafik werden die Einzelkomponenten der Zahneingriffsteifigkeit dargestellt. Dies sind die Steifigkeit der beiden Räder sowie die Einzeleingriffssteifigkeit des Zahnpaares.

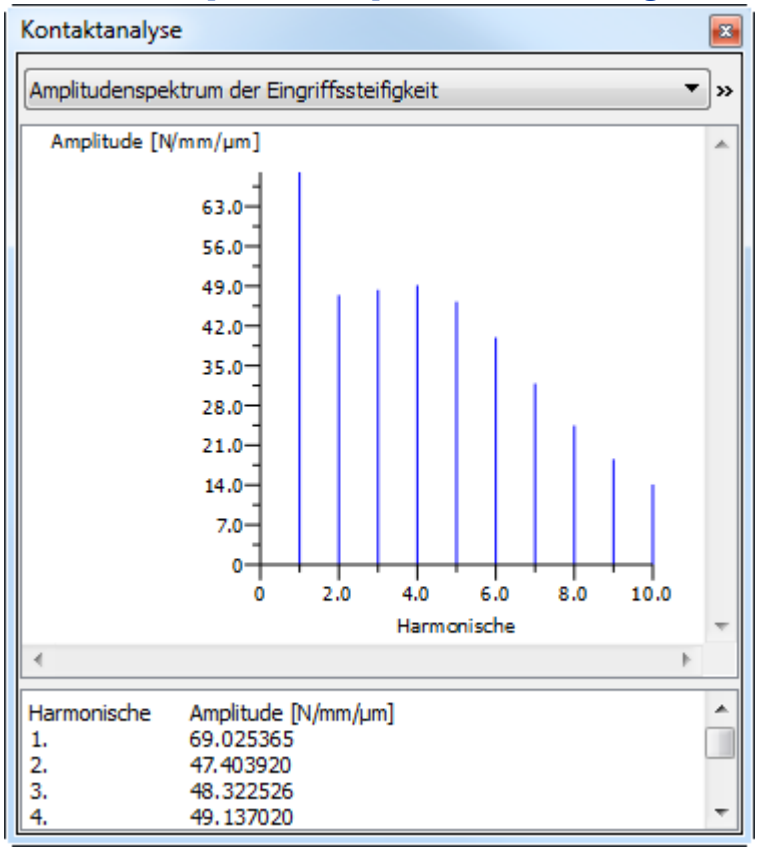
Da es sich um ein in reihe geschaltetes Federsystem handelt gilt:

$$\frac{1}{C_{Pair}} = \frac{1}{C_{Gear\ 1}} + \frac{1}{C_{Gear\ 2}} + \frac{1}{C_{H\,1,2}}$$

22.5.10 Steifigkeitsverlauf

Der Steifigkeitsverlauf zeigt die lokale Steifigkeit im Arbeitspunkt. Sie wird berechnet aus der Verdrehung unter Last in jedem Kontaktpunkt. Bei Zahnrädern wird üblicherweise die Steifigkeit pro mm Zahnbreite angegeben. Um die Steifigkeit des Zahneingriffs von zwei Zahnrädern zu erhalten muss der angegebene Wert (c_γ) mit der tragenden Zahnbreite multipliziert werden.

22.5.11 Amplitudenspektrum der Eingriffssteifigkeit



Die Grafik "Aplitudenspektrum der Eingriffssteifigkeit" zeigt die Resultate der Spektralanalyse der Eingriffssteifigkeit nach der Fourier Umwandlung.

Der Benutzer kann die Amplitude des Spektrums vergleichen mit den harmonischen Frequenzen der Eingriffssteifigkeit im Kommentarfenster.

22.5.12 Lagerkraftverlauf und Richtung der Lager

Der Lagerkraftverlauf nimmt eine symmetrische Lagerung des Zahnrades an. Als Lagerabstand wird die Eingabe für den Breitenlastfaktor verwendet. Das Ziel der Grafik ist nicht, die korrekten Lagerkräfte zu zeigen, sondern Schwankungen in den Kräften darzustellen.

Schwankungen in den Lagerkräften sind bewirken Schwingungen von Wellen und Änderungen in den Gehäusedeformationen.

22.5.13 Kinematik

Auf Grund der effektiven Zahnform und der effektiven Eingriffslinie werden diverse kinematische Grössen berechnet und über der Eingriffsstrecke dargestellt:

- das spezifische Gleiten
- die Gleitfaktoren K_g
- die Gleitgeschwindigkeit
- die Variation der Übersetzung

22.5.14 Spezifisches Gleiten

Das spezifische Gleiten kann neben dem Kurvenverlauf unter `Kinematics` auch über der Zahnhöhe dargestellt werden. Es lässt sich auch gut der Bereich der Zahnflanke mit Kontakt erkennen.

22.5.15 Verlustleistung

Die Verlustleistung für ein Zahnpaar wird ausgegeben. Die Verlustleistung ist normalerweise am Beginn und Ende des Eingriffs am grössten, da hier die grössten Gleitgeschwindigkeiten auftreten. Mit Profilkorrekturen kann aber die Last in diesem Bereich gesenkt werden, so dass sich jeweils ein Maximum zwischen Beginn oder Ende des Eingriffs und dem Wälzpunkt befindet.

22.5.16 Wärmeentwicklung

Die Wärmeentwicklung verknüpft die Verlustleistung und das spezifische Gleiten. Wenn der Kontaktpunkt an einem Rad nur langsam wandert, gibt es einen grösseren Wärmeeintrag pro Länge als bei einem schnelleren Voranschreiten des Kontaktpunktes.

Eine hohe Wärmeentwicklung auf der Zahnflanke sollte auch mit der Fressneigung korrelieren, sie lässt aber nicht direkt auf die Temperatur schliessen.

22.5.17 Spannungsverlauf

Auf Grund der effektiven Zahnform wird die Hertzsche Pressung beim Abwälzen exakt berechnet und dargestellt. Das gleiche gilt für die Berechnung der Zahnfussspannung, die nach dem Verfahren von Obsieger (siehe Seite II-37) bestimmt

wird, dargestellt wird die maximale Spannung im Zahnfussbereich über dem Drehwinkel.

Die Berechnungen der Spannungen erfolgt mit $K_{H\beta}$ = 1.0, $K_{H\alpha}$= 1.0, $K_{F\beta}$= 1.0, $K_{F\alpha}$= 1.0; nur K_A, $K_v$und K_γ werden berücksichtigt.

22.5.18 Blitztemperatur

Die in der Grafik dargestellte effektive örtliche Temperatur jeden Punktes der Eingriffslinie bestimmt sich aus der Zahnradgrundtemperatur (Massentemperatur genannt) plus der örtlichen Zusatz-Erwärmung (Blitztemperatur genannt).

Die Berechnung der Blitztemperatur auf der Zahnflanke erfolgt mit den folgenden Daten in jedem Kontaktpunkt aus der Berechnung der Kontaktanalyse:

- Gleitgeschwindigkeit
- Geschwindigkeit in tangentialer Richtung an Ritzel und Rad
- Krümmungsradien der Zahnflanken
- Hertzsche Pressung

Als Reibungskoeffizient μ wird der für die Berechnung der Eingriffslinie eingegebene Wert verwendet. Die Massentemperatur wird nach ISO TR 15144 berechnet.

Die Blitztemperatur erfolgt für:

- ISO nach ISO TR 15144

$$\theta_{fl,Y} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{\mu_m \cdot p_{dyn,Y} \cdot 10^6 \cdot |v_{g,Y}|}{\sqrt{B_{M1} \cdot w_{Y1}} + \sqrt{B_{M2} \cdot w_{Y2}}} \cdot \sqrt{8 \cdot \rho_{rel,Y} \cdot \frac{p_{H,Y}}{1000 \cdot E_r}}$$

- AGMA nach AGMA925 mit Gleichung 84

22.5.19 Micropitting (Graufleckigkeit)

Rechenmethode

Die Berechnung erfolgt nach ISO 15144, Methode A. Sämtliche dazu benötigten Daten werden aus der Kontaktanalyse übernommen.

Schmierspaltdicke h und spezifische Schmierfilmdicke λ_{GFP}

Die Berechnung des Verlaufs der effektiven Schmierspaltdicke h sowie der effektiven spezifischen Schmierspaltdicke λ_{GF} über dem Zahneingriff ist im Vorschlag ISO TR 15144 genau definiert. Je nach lokaler Gleitgeschwindigkeit, Belastung und Erwärmung verändert sich der Schmierspalt markant. Zur Beurteilung der Ge-

fahr von Micropitting ist die Stelle mit der kleinsten spezifischen Schmierspaltdicke entscheidend.

Zulässige spezifische Schmierfilmdicke λ_{GFP}

Zur Beurteilung der Gefahr des Auftretens von Graufleckigkeit ist es wichtig zu wissen, wie gross die erforderlich kleinste spezifische Schmierspaltdicke λ_{GFmin} sein sollte. Die Rechenregel besagt, dass gelten muss

$\lambda_{GFmin} >= \lambda_{GFP}$ um Graufleckigkeit zu vermeiden, beziehungsweise dass die Sicherheit gegen Graufleckigkeit $Sl = \lambda_{GFminP} / \lambda_{GFP}$ ist.

Ist die Laststufe Micropitting des Schmierstoffs bekannt, wird gemäss ISO TR 15144 die zulässige spezifische Schmierfilmdicke aus Prüfstanddaten berechnet.

Anhaltswerte zu λ_{GFP} lassen sich andernfalls auch aus der Literatur ableiten.

In [81] findet sich ein Diagramm, in welchem für Mineralöle in Abhängigkeit der Schmieröl-Viskosität und der Grauflecken-Schadenskraftstufe SKS die zulässige spezifische Schmierspaltdicke λ_{GFP} dargestellt ist.

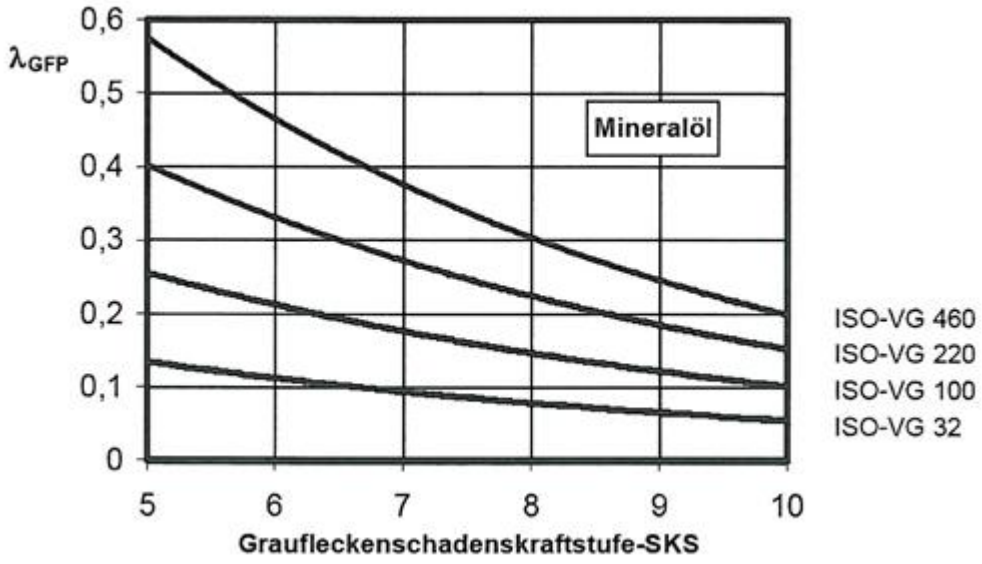


Abbildung 22.13: Mindest erforderliche spezifische Schmierfilmdicke λ_{GFP}

Die Schadenskraftstufe SKS, ermittelt nach FVA-Informationsblatt [82], wird heute bereits von verschiedenen Schmierstoffherstellern in den Datenblättern ausgewiesen. Das Diagramm gilt für Mineralöle; synthetische Öle ergeben bei gleicher Viskosität und Schadenskraftstufe niedrigere zulässige spezifische Schmierspaltdicke λ_{GFP} [81]. Deren Wirkung ist aber noch nicht genügend systematisch erforscht, so dass keine quantifizierbare Werte vorliegen.

Im weiteren ist zu beachten, dass die angegebenen Werte λ_{GFP} für einsatzgehärtete Werkstoffe gelten. Gemäss ISO TR 15144 gilt für andere Werkstoffe, dass die zulässige spezifische Schmierspaltdicke λ_{GFP} mit folgendem Faktor Ww multipliziert werden kann.

	Ww
Einsatzstahl, Austenitgehalt <= 25%	1.00
Einsatzstahl, Austenitgehalt > 25%	0.95
Gasnitriert (HV > 850)	1.50
Induktions- oder flammgehärtet	0.65
Vergütungsstahl	0.50

Tabelle 22.1: `Materialfaktor`

Interessant ist, dass zumindest gemäss obiger Tabelle, bei gleichem Schmierspalt nitrierte Werkstoffe anfälliger auf Graufleckigkeit sind als einsatzgehärtete Werkstoffe. Hingegen sind vergütete, nicht oberflächengehärtete Werkstoffe deutlich günstiger.

Zu beachten ist, dass die hier zusammengestellten Angaben mit Vorsicht anzuwenden sind, da Erkenntnisse über Graufleckigkeit noch unvollständig sind und sich in der Literatur auch teilweise widersprüchliche Angaben finden.

Sicherheit gegen Micropitting

Falls beim Schmierstoff die Laststufe gegen Micropitting nach FVA C-GF/8.3/90[82] gegeben ist, wird die mindest erforderliche Schmierfilmdicke λ_{GFP} berechnet. Damit kann die Sicherheit gegen Micropitting $S\lambda = \lambda_{GFmin}/ \lambda_{GFP}$ bestimmt werden.

22.5.20 Verschleiss

Um den lokalen Verschleiss auf der Zahnflanke berechnen zu können, muss der Verschleissfaktor k_w des Werkstoffs bestimmt werden. Dieser Faktor kann auf Zahnrad-Prüfständen gemessen werden oder durch ein einfacheres Prüfverfahren (z.B. Stift-Scheibe-Prüfstand) approximativ ermittelt werden. Wie genau der durch eine vereinfachte Messung ermittelte Koeffizient k_w auf Zahnräder angewandt werden kann, wird zur Zeit noch untersucht. Für genaue Voraussagen ist es sogar notwendig, den Koeffizient k_w für die Werkstoffpaarung zu ermitteln. POM gegen POM ergibt nicht das gleiche Verhaltern wie POM gegen Stahl beispielsweise.

Kunststoffe

Der Verschleissfaktor k_w kann in Abhängigkeit der Temperatur bei Kunststoffen in die Kunststoffdaten-Datei (z.B. Z014-100.DAT für POM) eingetragen werden. Die Angabe erfolgt in 10^{-6} mm^3/Nm.

Als Beispiel:

```
-- Data for wear (PROVISORY! From Dissertation R.Feulner, 2008) Dependency from Temperature unknown
-- in 10^-6 mm3/Nm
:TABLE FUNCTION KwearDry
      INPUT X ZahnTempFlanke TREAT LINEAR
DATA
    -20     23     40     90    120
   1.03   1.03   1.03   1.03   1.03
END
```

Stahl

Aus Untersuchungen von Plewe kann ein grober Vorschlag für Verschleisskoeffizienten für Werkstoffe aus Stahl bestimmt werden, siehe Berechnung des Verschleisskoeffizienten für Stahl (Berechnung des Verschleisskoeffizienten kw für Stahl) (siehe Seite II-20)

Berechnung

Der Verschleiss berechnet sich nach folgender Basis-Gleichung:

$$\delta_w = K_w \cdot P \cdot V \cdot T$$

(δw [mm], k_w [mm^3/Nm], P: Pressung [N/mm^2], V:Geschwindigkeit [m/s], T:Zeit [s])

Umgeformt auf Zahnrad-Verhältnisse ergibt sich der lokale Verschleiss zu:

$$\delta_{w_i} = NL \cdot k_w \cdot w \cdot \zeta_{_i}$$

(i = 1,2)

(δw_i [mm], k_w [mm^3/Nm], NL: Lastwechselzahl, w:Linienlast [N/mm], ζ_i: Spezifisches Gleiten)

Diese Gleichung entspricht auch der Angabe in [83], Gleichung 6.1.

Die Berechnung des Verschleisses auf der Zahnflanke erfolgt mit den folgenden Daten in jedem Kontaktpunkt aus der Berechnung der Eingriffslinie:

- Spezifisches Gleiten
- Linienlast

Für POM gegen Stahl (bei 23°C) wird in [83] ein k_w von $1.03 * 10^{-6}$ mm^3/Nm angegeben, für PBT gegen Stahl ein k_w von $3.7*10^{-6}$ mm^3/Nm.

Bei der Interpretation der Resultate ist zu beachten, dass durch den zunehmenden Verschleiss der Zahnflanke sich die lokalen Verhältnisse (Linienlast, Gleitgeschwindigkeit) etwas verändern und dadurch die Verschleisszunahme sich verändert (siehe Kap. Verschleissiteration).

22.6 Zahnradpumpe

Elf verschiedene Diagramme dokumentieren detailliert die Verläufe der charakteristischen Grössen in einer Zahnradpumpe beim Abwälzen. Ausführliche Informationen zur Berechnung der Zahnradpumpe (auf Seite II-168)und Dokument KISSsoft-anl-035-E- GearPumpInstructions.doc [77] (auf Anfrage).

22.7 3D-Export

Über den Menüpunkt `Grafik > 3D-Export` können Sie die Geometrie der entworfenen Räder in das voreingestellte CAD-System exportieren. Im nächsten Abschnitt (siehe Seite II-418) finden Sie nähere Informationen zur Wahl Ihres CAD-Systems bzw. dessen Schnittstelle.

HINWEIS:

Vergewissern Sie sich bevor Sie das erste Mal diese Funktion aufrufen, dass das voreingestellte CAD-System passt. Falls ein nicht vorhandenes CAD-Programm eingestellt ist, kann der Aufruf ein Problem ergeben.

22.8 Einstellungen

Über den Menüpunkt `Grafik > Einstellungen` können Sie den Hintergrund für 3D-Grafiken definieren und Ihr favorisiertes CAD-System auswählen. Zur Auswahl stehen jene Schnittstellen, für die Sie Lizenzen erworben haben.

22.9 Grafikliste

In der Grafikliste können, bei allen Verzahnungsmodulen, Grafiken mit  gespeichert werden. Diese werden, falls nicht anderes in der Protokollvorlage definiert, am Ende des Protokolls angehängt. In der Grafikliste lässt sich jede Grafik mit , ,  und  je nach Grafiktyp, individuell öffnen und ihre Eigenschaften verändern, aktivieren/deaktivieren sowie mit  Löschen.

Kapitel 23
Antworten auf häufige Fragen

23.1 Antworten zur Geometrieberechnung

23.1.1 Feinwerktechnik

Zahnräder der Feinwerktechnik können optimal mit KISSsoft berechnet werden.

Das Bezugsprofil und die Geometrie werden nach DIN 54800 etc. berechnet. Die Festigkeitsberechnung erfolgt nach ISO 6336, DIN 3990, VDI 2545 oder VDI 2736, da für Feinwerkräder keine spezielle Festigkeitsberechnung existiert. Zur Interpretation der Resultate ist deshalb das Thema Festlegen der Sollsicherheiten bei der Zahnradberechnung (s. Abschnitt "Sollsicherheiten für Stirnrad-Getriebe" auf Seite II-431) wichtig.

Wenn Zahnräder mit überschneidenden Werkzeugen hergestellt werden, kann der Kopfkreis zur Messung der Zahndicke verwendet werden. Dazu ist wichtig, dass die Kopfhöhe im Bezugsprofil exakt entsprechend dem Werkzeug eingegeben wird, da daraus der Kopfkreis berechnet wird. Bei der Berechnung des hergestellten Kopfkreises wird die Kopfhöhenänderung $k*m_n$ nicht berücksichtigt. Die folgende Formel wird verwendet:

$$d_{aeff} = d + 2 \cdot m_n \cdot x_{eff} + 2 \cdot m_n \cdot h_{aP} \qquad (23.1)$$

23.1.2 Hochverzahnungen oder Stirnräder mit hoher Profilüberdeckung

Für bestimmte Anwendungen (z. B. für geräuscharme, geradverzahnte Zahnräder) ist der Einsatz von Hochverzahnungen sinnvoll.

Hochverzahnte Zahnräder können mit KISSsoft problemlos berechnet werden. Für die Geometrieberechnung muss bei der Wahl des Bezugsprofils ein entsprechend hohes Profil gewählt werden:

Normale Profilhöhe: z. B. m_n * (1.25 + 1.0)
Für Hochverzahnung: z. B. m_n * (1.45 + 1.25)

Zu beachten ist, dass bei solchen Zahnrädern viel eher Fehler wie Unterschnitt oder spitzer Zahn angezeigt werden. Um überhaupt eine funktionstüchtige Zahnradpaarung zu erhalten, muss erfahrungsgemäss die Zähnezahl des Ritzels 20 oder noch grösser sein. Die Festigkeitsberechnung mit KISSsoft ist ebenfalls problemlos; gemäss den Bemerkungen in DIN 3990, Teil 3, liegt die Berechnung bei Profilüberdeckungen über 2.0 auf der sicheren Seite.

Um optimal hochverzahnte Zahnradpaare auslegen zu können, ist die Geometrie-Varianten- Berechnung (Module Z04 und Z04a) sehr gut geeignet!

Siehe auch die Kapitel 14.16.

23.1.3 Paarung Aussenrad mit Innenzahnrad mit kleiner Zähnezahldifferenz

Bei der Paarung eines Ritzels (z. B. mit 39 Zähnen) mit einem Hohlrad (z. B. mit 40 Zähnen) mit kleinem Zähnezahlunterschied kann im Eingriff ein so genanntes Überschneiden ausserhalb des Zahneingriffs auftreten. Dieser Effekt wird kontrolliert und durch eine Fehlermeldung abgefangen.

Um eine funktionierende Paarung solcher Art auslegen zu können, muss folgende Strategie gewählt werden:

- Bezugsprofil: Kurzverzahnung
- Eingriffswinkel: je grösser desto besser
- Summe der Profilverschiebung: negativ wählen
- Profilverschiebung des Ritzels: ca. 0.4 ...0.7

23.1.4 Unterschnitt oder ungenügender Bereich der Nutzevolvente

(Häufige Fehlermeldung bei der Geometrieberechnung von Stirnrädern.)

Ein ungenügender Bereich der Nutzevolvente liegt dann vor, wenn der Kopf des Gegenrades am betroffenen Rad so tief im Fussbereich eingreift, dass er in einer Zone berührt, wo die Evolvente bereits in die Fussrundung übergegangen ist. An solchen Stellen tritt ein erhöhter Verschleiss auf. Es gibt Zahnradberechnungsprogramme, die diesen Effekt nicht kontrollieren, was jedoch immer wieder zu Problemen führt.

Zur genauen Kontrolle des Unterschnittes und der Nutzevolvente sollten Sie mit der Option `Formkreise aus Zahnform berechnen` (siehe Seite II-212) arbeiten. Dabei wird bei jedem Berechnungsgang die Zahnform berechnet, falls vorhanden der Unterschnitt bestimmt und in die Berechnung übertragen.
(In der Zahnform-Berechnung wird das Herstellverfahren exakt berücksichtigt, die Geometrie-Berechnung nach DIN 3960 verwendet hingegen vereinfachende Annahmen.)

23.1.5 Zahndicke am Kopf

Die Zahndicke am Kopfkreis wird für den spielfreien Zustand berechnet. Zusätzlich wird der Grösst- und Kleinstwert unter Berücksichtigung aller Toleranzen bestimmt.

Bei der Kontrolle der Zahngeometrie gilt als Regel, dass die Zahndicke am Kopf mindestens 0.2 * Modul sein muss (nach DIN 3960). Wenn diese Grenze unterschritten wird, bringt KISSsoft eine entsprechende Warnung. Über `Berechnung > Einstellungen > Allgemein` kann dieser Faktor bei Bedarf verändert werden.

23.1.6 Sonderverzahnung

Als Sonderverzahnungen werden Verzahnungen mit nicht-evolventischen Flanken bezeichnet. Das Bezugsprofil (bzw. der Normalschnitt durch das Abwälz- oder Hobel-Werkzeug) von Sonderverzahnungen ist keine Gerade (wie dies für evolventische Verzahnungen Bedingung ist). Die Herstellung erfolgt aber nach wie vor im Abwälzverfahren. Innerhalb der Zahnformberechnung können Sonderverzahnungen ab CAD eingelesen oder direkt definiert werden (Zykloiden, Kreisbogenverzahnung). Das dazu passende Gegenrad kann daraus über die Einstellung `Zahnform aus Gegenrad erzeugen` generiert werden.

Über die Simulation des Abwälzverfahrens kann damit bei Sonderverzahnungen zuerst die Zahnform und daraus die Geometrie bestimmt werden. Für Festigkeitsberechnungen liegen keine Normen oder Literatur vor, für solche Zahnformen kann mit Analogien die Berechnung von dem Stirnrad-Verfahren abgeleitet werden, siehe dazu Kapitel Eingriffslinie (s. Abschnitt "Kontaktanalyse" auf Seite II-405).

23.1.7 Berechnung von Stirnrädern, welche mit Werkzeugen nach DIN 3972 hergestellt werden

Profil I und II sind Profile für die Fertigbearbeitung, sie sind mit KISSsoft problemlos zu behandeln. Diese Werkzeuge sind in der Auswahlliste (Bezugsprofile) vorhanden und können dort angewählt werden.

Profil III und IV gehören zu Werkzeugen für die Vorbearbeitung. Für die Berechnung der Festigkeit eines Zahnrads sollte jedoch immer die Fertigkontur verwendet werden, diese Profile sollten deshalb nur als Vorbearbeitungs-Werkzeug verwendet werden.

Die Bezugsprofile sind abhängig vom Modul gemäss folgenden Formeln

Profil III	$h_{fP} = 1.25 + 0.25\ m_n^{-2/3}$	$h_{aP} = 1.0$	$\rho_{fP} = 0.2$
Profil IV	$h_{fP} = 1.25 + 0.60\ m_n^{-2/3}$	$h_{aP} = 1.0$	$\rho_{fP} = 0.2$

Wenn im Tab `Bezugsprofil` die Konfiguration auf `Werkzeug:Abwälzfäser` gestellt ist, wird über den Plus-Knopf in der Zeile Abwälzfräser eine Auswahlliste angezeigt, in der die Profile III und IV nach DIN 3972 aufgelistet sind. Beachten Sie, dass die Angabe vom Modul abhängt. Wenn der Modul geändert wird, muss das korrekte Bezugsprofil neu ausgewählt werden.

Die entsprechenden Abmasse für die Vorbearbeitung sollten gemäss Norm wie folgt gewählt werden:

Profil III	Abmass = $+0.5\ m_n^{1/3} \tan(\alpha_n)$
Profil IV	Abmass = $+1.2\ m_n^{1/3} \tan(\alpha_n)$

In der Liste dem Feld Schleifzugabe, wenn Vorbearbeitung ausgewählt ist (in Tab Bezugsprofil), kann die entsprechende Schleifzugabe für Profil III oder IV eingestellt werden.

Über den +Knopf bei der Schleifzugabe q kann ein Toleranzintervall für die Schleifzugabe qTol (=qmax-qmin) eingegeben werden. Die Schleifzugabe für die Vorbearbeitung ist dann im Bereich qmin ... qmax, wobei gilt qmin = q - qTol/2; qmax = q + qTol/2.

Die Kontrollmasse (Zahnweite etc.) für die Vorbearbeitung werden dann mit folgenden Abmassen berechnet:

Grösstmasse mit As.e + qmin*2 / cos(an)

Kleinstmasse mit As.i + qmax*2 / cos(an)

Hinweis:

Falls kundenspezifische Toleranzen automatisch verarbeitet werden sollten, können diese in einer Datei mit Namen 'GrindingTolerance.DAT' definiert werden. In dem Verzeichnuis \dat gibt es dazu ein Beispiel mit Namen 'GrindingToleranceExemple.DAT'. Wenn diese Datei umbenannt wird auf 'GrindingTolerance.DAT' werden die Toleranzeingaben daraus verwendet.

23.1.8 Wälzabweichungen nach DIN 58405

Für Verzahnungen der Feinwerktechnik gibt DIN58405 Zahnweitenabmasse und zulässige Wälzfehler an. Das Bezugsprofil nach DIN58400 setzt dabei einen Eingriffswinkel von α_n=20° voraus. Bei einem von 20° abweichenden Betriebsein-

griffswinkel geben DIN58405 Blatt 3 Abschnitt 1.2.10 und 1.2.11 an, dass der zulässige Wälzfehler und die zulässige Wälzabweichung mit einem Faktor L = tan(20°)/tan(abs) zu multiplizieren ist. Dies wird gemacht, da die Zahnweitenabmasse genormt sind, und sich bei Verkleinerung des Eingriffswinkels eine grössere Achabstandsabweichung ergibt. Der Faktor L wird in KISSsoft bei den Toleranzen nach DIN58405 berücksichtigt, da er in der Norm gegeben ist.

Bei den Toleranzen nach ISO1328 und DIN3961 wird der Faktor dagegen nicht berücksichtigt, da er in der Norm nicht vorgesehen ist.

23.1.9 Automatische Veränderung von Bezugsprofilen

Bei mehreren Berechnungen wurde ein Problem festgestellt, es handelt sich dabei um die automatische Veränderung im Bezugsprofil, wenn der Achsabstand verändert wird. Im Tab Bezugsprofile verändern sich die Faktoren für die Werkzeugkopf- und Fusshöhen automatisch. Warum?

Dies liegt daran, dass in den Modulspezifischen Einstellungen im Tab Allgemein die Haken in der Checkbox "Kopfkreis bzw. Fusskeis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten" aktiviert ist.
Wenn man den Achsabstand verändert, wird damit auch der Profilverschiebungsfaktor geändert. Wegen der getroffenen Einstellung erfolgt die automatische Veränderung der Faktoren für das Bezugsprofil.

23.1.10 Nicht identische (spiegelsymmetrische) Zahnflanken

Liegt ein Fehler im Export der Zahnkontur vor, wenn die Zahnflanken (links, rechts) nicht identisch sind?

In der Berechnung bzw. bei der Auslegung sind die Zahnflanken identisch.

Durch die bereitgestellten Exportfunktionen wird nicht nur die Evolvente exportiert sondern die gesamte Zahnform, diese ist eine approximierte (angenäherte) Kurve.

Mit der Exportgenauigkeit (zulässigen Abweichung ε) bestimmt man, wie genau man sich an die berechnete Zahnform annähern möchte.

In jedem Falle liegt für den halben oder den ganzen Zahn eine approximierte Kurve in der angegebenen Genauigkeit vor. Eine Spiegelsymmetrie ist nur im Rahmen der Approximationsgenauigkeit möglich.

Genau das ist der Fehler, welchen man mit der zulässigen Abweichung vorgegeben hat.

Je kleiner die gewählte Abweichung, desto genauer die Kurve.

23.1.11 Innenverzahnung – Unterschiede im Bezugsprofil bei Anwahl unterschiedlicher Konfigurationen

Mittels KISSsoft wurde ein Zahnradpaar mit einer Innenverzahnung berechnet. Dieses Hohlrad soll dabei mit einem Stossrad gefertigt werden. Das Werkzeug wird kundenspezifisch hergestellt und ist abhängig von der jeweiligen Zahnform. Diese muss die Bezugsprofilgeometrie des Hohlrades widerspiegeln. Wie kann diese Stossradgeometrie ermittelt werden?

Das Bezugsprofil eines Zahnrades ist das korrespondierende Zahnstangenprofil. Ein gebräuchlicher Abwälzfräser für ein Aussenzahnrad hat diese Zahnstangengeometrie, somit ist die Definition des Abwälzfräser-Profils einfach. Das Zahnrad-Profil ist umzukehren, um das Abwälzfräser-Profil zu erhalten (die Zahnfusshöhe des Zahnrad-Bezugsprofils wird die Zahnkopfhöhe des Abwälzfräser und so weiter).

Ist das Herstellwerkzeug ein Stossrad, gibt es, bedingt durch die beschränkte Zähnezahl des Stossrades, eine veränderte Situation. Grundsätzlich kann man so beginnen, dass das inverse Zahnrad-Bezugsprofil dem des Stossradrades entspricht, danach ist aber die Zahnkopfhöhe am Stossrades so zu verändern, dass man den erforderlichen Fusskreisdurchmesser am Hohlrad erhält.

Zuallererst muss die Zähnezahl des Stossrades festgelegt werden. In Abhängigkeit vom Typ der Werkzeugmaschine, die zur Zahnradherstellung verwendet wird, ist der Bezugsdurchmesser des Stossrades mehr oder weniger vorgegeben. Dieser Bezugsdurchmesser muss grösser sein als der Durchmesser an der Hauptwelle der Werkzeugmaschine in dem das Stossradwerkzeug aufgenommen wird. Wenn aber dieser Durchmesser zu gross ist, im Vergleich zur Stossradgröße, wird der Schaftdurchmesser zu dünn. Dann erfolgen starke Vibrationen während des Fertigungsprozesses und eine schlechte Verzahnungsqualität wird erzeugt. Deshalb muss man den ungefähren Stossraddurchmesser wissen. Der Bezugsdurchmesser wird durch den Modul geteilt, um die Stossradzähnzahl zu erhalten.

Wenn man die Stossradgeometrie mit KISSsoft entwerfen möchte, muss man die Stossradzähnezahl eingeben. Für den Profilverschiebungsfaktor des Stossrades kann man als erstes 0.0 annehmen. Die Profilverschiebung eines Stossrades verändert sich während des Einsatzes. Jedes Mal, wenn das Stossrad nachgeschärft wird, wird die Profilverschiebung etwas abnehmen. Ein neues Stossrad hat normalerweise ein positive Profilverschiebung (zum Beispiel +0.2), ein abgenutztes Werkzeug hat dann eine negative Profilverschiebung.

Wenn man die Daten für ein Stossrad eingegeben hat, muss man zuerst alles kontrollieren, d.h. ob der erforderliche Fussformdurchmesser dFf erreicht wird. Wenn nicht, muss man den Kopfradiusradius am Stossrad vermindern. Wenn das nicht hilft, muss man die Kopfhöhe des Werkzeug-Bezugsprofils vergrössern, das aber verändert auch den Fusskreisdurchmesser.

Dasselbe Problem kann auch für den Kopfformkreisdurchmesser dFa bestehen. Häufig ist es nicht möglich, den gesamten evolventischen Teil bis zum Zahnkopf zu erzeugen. Dazu muss man entweder die Zähnezahl des Stossradwerkzeugs erhöhen oder den Kopfkreisdurchmesser des Zahnrades reduzieren.

Wenn man ein Zahnrad entwickelt, das von einem Stossrad erzeugt wird, ist es immer sehr wichtig den Produktionsprozess frühzeitig beim Entwicklungsprozess zu überprüfen, weil nicht jede beliebige Zahnradgeometrie mit diesem Fertigungsverfahren erzeugt werden kann.

23.1.12 Auswirkung von Profilmodifikationen

Oft geführte Diskussionen gibt es zum Thema von Profilmodifikationen. Wo sollten diese Modifikationen beginnen und mit welchem Betrag sollten diese Modifikationen ausgeführt werden?

Eine Art von Profilmodifikation stellt die lineare Kopfrücknahme dar. Diese hat folgende Eigenschaften: Von einem bestimmten Anfangspunkt aus erfolgt ein stetig zunehmender Materialabtrag des evolventischen Verzahnungsanteils bis zum Kopfkreisdurchmesser.

In diesem modifizierten Bereich kann der Zahnkontakt nicht korrekt erfolgen nur unter entsprechender Belastung ist dieser gut. Bei der Berechnung der Eingriffslänge zur Ermittlung der Profilüberdeckung ε_a wird dieser Bereich voll mit berücksichtigt. Sollte das nicht anders sein?

Mit Profilmodifikationen "löscht" man die reale Evolvente, warum ist das eine gute Idee?

Das ist eine wichtige Frage, die es zu beantworten gilt, wenn man Profilkorrekturen entwirft. Die Grösse des Materialabtrags (Kopfrücknahme C_a = Verminderung der Zahndicke am Kopf durch die Profilkorrektur) muss entsprechend der Zahnbiegung ausgeführt sein.

Wäre der Zahn unendlich steif und wir würden mögliche Effekte für die Kompensation von Produktionsfehlern vernachlässigen, würde eine Profilkorrektur die Profilüberdeckung einfach vermindern. Man würde einen Fehler in der Geometrieberechnung machen, würde man diese Profilkorrektur nicht berücksichtigen. Das ist für ein Zahnrad mit niedriger Last grundsätzlich richtig. Aber wir müssen die

Zahnräder normalerweise für das optimale Verhalten beim Betriebsdrehmoment und der dabei auftretenden Zahnverformung entwerfen.

Wenn die Kopfrücknahme C_a gut ausgelegt ist, dann kompensiert die Profilkorrektur gerade die Zahnbiegung, so dass der Zahnkontakt über die volle Zahnhöhe nicht beeinträchtigt wird. In diesem Fall haben wir keine Verringerung der Profilüberdeckung. Wir haben, verglichen mit einem Zahnrad ohne Profilkorrektur, einen geänderten Normalkraftverlauf über den Zahneingriff.

Aber die maximale Kraft im Bereich des Betriebswälzkreises, wo nur ein Zahnradpaar im Eingriff ist, wird nicht verändert. Deshalb bleiben die maximale Zahnfuss- und Flankenbeanspruchung, welche die Lebenserwartung des Getriebes bestimmen, unverändert. Die Normalkraft am Anfang und am Ende des Zahneingriffs wird durch diese Profilkorrektur reduziert, was in einer beträchtlichen Verminderung der Fressgefahr resultiert. Die Fressgefahr wird durch Flankenpressung und Gleitgeschwindigkeit erzeugt. Das Gleiten ist am Anfang und Ende des Zahnkontakts am höchsten, so dass durch die Verminderung der Flankenpressung in diesem Gebiet die Fressgefahr reduziert wird. Eine Profilkorrektur kann den Einfluss der Zahnbiegung auf die Schwankung der Steifigkeit über den Zahneingriff reduzieren und deshalb den Übertragungsfehler verringern. Somit werden die Vibrationen und die Geräuschemissionen vermindert.

Es wird also deutlich, dass eine Profilkorrektur nicht die Profilüberdeckung reduziert, wenn diese für das Betriebsdrehmoment des Getriebes gut ausgelegt ist. Bei niedrigen Belastungen ist der Zahneingriff von profilmodifizierten Zahnrädern aber schlechter als der von solchen ohne Profilkorrektur, weil die Profilüberdeckung deutlich reduziert wird. Die Belastung würde zwar zunehmen, wäre aber vergleichsweise gering und somit vernachlässigbar.

23.1.13 Zähnezahlen mit gemeinsamen Vielfachen

Es wurde eine Verzahnung mit 15:55 Zähnen ausgelegt. In unterschiedlichen Unterlagen kann man nachlesen, dass man ganzzahlige Untersetzungen (wie 11:22) vermeiden soll. Des Weiteren wird auch die Meinung vertreten, man müsse auch Zähnezahlen mit gemeinsamen Vielfachen (hier die 5 in 3*5 zu 11*5) vermeiden. Stimmt das und wird das in KISSsoft angezeigt?

Nehmen wir an, wir haben ein Zahnrad, welches an einem einzelnen Zahn einen Fehler hat. Bei einer ganzzahligen Untersetzung kommt dann dieser Zahn immer mit dem gleichen Zahn des Gegenrades in Kontakt. Der Fehler wird folglich auf den Gegenzahn übertragen. Kommt hingegen dieser Zahn bei jeder Umdrehung mit einem anderen Gegenzahn in Kontakt, wird sich der Fehler durch Einlaufen verkleinern.

Heute sind die meisten Zahnräder oberflächen-gehärtet. Im Gegensatz zu weichen Rädern laufen sie sich fast nicht mehr ein. Das Problem ist heute folglich weniger kritisch als früher, wobei ganzzahlige Untersetzungen (wie 11:22) auch mit gehärteten Rädern vermieden werden sollten. Zähnezahl-Kombinationen mit gemeinsamen Vielfachen (wie 15:55) sind bei gehärteten Rädern dagegen eher unbedenklich.

In KISSsoft finden Sie den Hinweis auf Zähnzahl-Kombinationen mit gemeinsamen Vielfachen in der Fein- und Grob-Auslegung unter dem Begriff ‚teilerfremd'. Falls in der Tabelle bei `teilerfremd` ein YES steht, heisst dies: Keine gemeinsamen Vielfache.

23.1.14 Abmasse von Zahnstangen

Ab Release 10/2003 erfolgt die Festlegung der Abmasse für die Zahnstangen in Abhängigkeit vom zugepaarten Zahnrad.

Das ist konform mit der DIN 3961.

„Bei Zahnstangen sollen die Toleranzen für deren Verzahnung nicht größer sein als für die Verzahnung ihres Gegenrades. Ist dem Hersteller das Gegenrad nicht bekannt, so darf er Zahnstangenlänge gleich Gegenradumfang setzen."

23.2 Antworten zur Festigkeitsberechnung

23.2.1 Unterschiede zwischen verschiedenen Zahnradberechnungsprogrammen

Wer Berechnungen vergleicht, die mit verschiedenen Zahnradberechnungsprogrammen durchgeführt wurden, wird immer Unterschiede in den Resultaten feststellen. Ein grosser Teil der Unterschiede beruht auf unterschiedlichen Eingaben bei Details; aber auch wenn diese alle übereinstimmen, ergeben sich noch unterschiedliche Resultate.

Eine häufige Frage von Benutzern ist deshalb, ob KISSsoft denn richtig rechne.

Der Hauptrechengang in der KISSsoft-Stirnradberechnung beruht auf DIN 3990, bzw. ISO 6336 sowie AGMA, und hält sich minutiös an die Rechengänge nach Methode B. Da die DIN 3990, bzw. ISO 6336, verschiedenste Methoden (B, C, D) und Untermethoden bietet, ist es aber nicht überraschend, wenn andere Rechenprogramme leicht andere Resultate ergeben. Die meisten Programme rechnen nicht konsequent nach Methode B, sondern teilweise nach der einfacher zu programmierenden Methode C oder gar D.

Um dem Benutzer eine zusätzliche Sicherheit zu geben, haben wir deshalb in KISSsoft die Rechenvariante `FVA-Programm` integriert. Diese Variante ergibt exakt die gleichen Resultate wie das FVA-Programm ST+, das an der TU München entwickelt wurde und als Referenzprogramm dienen kann.
Die kleinen Unterschiede zwischen der KISSsoft-Berechnung nach DIN 3990 und dem FVA- Programmen beruhen auf kleinen (zulässigen) Abweichungen des FVA-Programms von dem Standard-Verfahren in der DIN 3990.

23.2.2 Unterschied zwischen der Stirnradberechnung nach ISO 6336 und DIN 3990

Die Festigkeitsberechnung nach ISO 6336 entspricht zum überwiegenden Teil der DIN 3990. Die meisten Unterschiede betreffen nur Kleinigkeiten, deren Einfluss auf die berechneten Sicherheiten für Zahnfuss, Flanke und Fressen sehr gering ist.

Der einzige wesentliche Unterschied tritt bei der Berechnung des Lebensdauerfaktors (Z_{NT} und Y_{NT}) auf. Im Bereich der Dauerfestigkeit (nach DIN je nach Werkstoffart und Rechenmethode ab 10^7 bis 10^9 Lastwechsel) nimmt dieser Faktor in der ISO 6336 von 1.0 auf 0.85 bei 10^{10} Lastwechseln ab. Nur bei "optimaler Werkstoffbehandlung und Erfahrung" bleibt der Faktor 1.0.

Für Zahnräder im Dauerfestigkeitsbereich ergeben sich deshalb bei Berechnungen nach ISO 6336 für Fuss und Flanke wesentlich kleinere Sicherheiten (15% tiefer)!

Bei optimaler Werkstoffbehandlung oder bei Lastwechselzahlen im Zeitfestigkeitsbereich bleiben die Sicherheiten hingegen praktisch gleich.

23.2.3 Berechnung nach Methode B oder C (DIN 3990, 3991)

Stirnräder:

Die Berechnung nach Methode B oder Methode C ist in DIN 3990 erklärt. Die Methode B ist wesentlich differenzierter und deshalb vorzuziehen. KISSsoft rechnet generell nach Methode B. Bei der Berechnung der Zahnformfaktoren für Innenverzahnungen ist die Methode B unserer Meinung nach nicht genügend genau definiert, so dass dann Methode C vernünftiger ist.

Umstellung auf Methode C bedeutet, dass weiterhin generell nach Methode B gerechnet wird und nur bei der Fussfestigkeit die Zahnformfaktoren nach Methode C bestimmt werden.

Hinweis: Bei Innenverzahnung wird am genauesten gerechnet, wenn die exakte Zahnform berücksichtigt wird (siehe ‚Zahnformfaktor nach grafischer Methode', Kapitel 14.3.16.3).

Kegelräder:

Die Berechnung der Zahnformfaktoren erfolgt gemäss Norm nach Methode C.

23.2.4 Sollsicherheiten für Stirnrad-Getriebe

Das Festlegen der notwendigen Sicherheiten (für Zahnfuss, Flanke, Fressen) für Zahnräder in einer bestimmten Applikation, z. B. in Industrie-Standardgetrieben, Fahrzeugen, Pressen etc., ist ein sehr wichtiger Schritt, um die Zahnradberechnung sinnvoll einsetzen zu können.

Die Normen (DIN 3990 oder ISO 6336) geben hierzu praktisch keine Angaben; in DIN 3990, Teil 11 (Industriegetriebe), werden folgende Angaben gemacht:

Mindestsicherheit für Fuss: 1.4

Mindestsicherheit für Flanke: 1.0

Die AGMA2001 gibt keine Angaben zu Mindestsicherheiten. In der AGMA6006 (Vorschrift für Getriebe in Windkraftanlagen) steht ein Hinweis, dass für die Fusssicherheit bei Berechnungen nach ISO6336 SFmin = 1.56 vorgeschrieben ist, bei Berechnungen nach AGMA hingegen SFmin = 1.0 ausreicht. Dies entspricht unseren Erfahrungen, dass Berechnungen nach AGMA viel tiefere Fusssicherheiten ergeben.

Dementsprechend kann für Industriegetriebe bei Berechnung nach AGMA analog ISO eine Mindestsicherheit von 1.4*1.0/1.56 = 0.90 empfohlen werden.

Für das Fressen gilt nach DIN 3990, Teil 4:

Mindestsicherheit für Fressen (Integraltemp.): 1.8

Mindestsicherheit für Fressen (Blitztemp.): 2.0

Für die Feinwerktechnik (Modul unter 1.5) gibt es keine Angaben in Normen, gemäss Erfahrungswerten sind die Sollsicherheiten aber wesentlich kleiner als bei Zahnrädern mit grösserem Modul (Fuss 0.8; Flanke 0.6)! Der Grund hierzu: Die Formeln und Methoden der Festigkeitsberechnung sind alle aus Untersuchungen mit grösseren Zahnrädern abgeleitet worden und ergeben für kleine Modulen sehr konservative (auf der sicheren Seite liegende) Faktoren.

Festlegen der Sollsicherheiten bei der Zahnradberechnung

Die Sollsicherheiten können mit dem hier beschriebenen einfachen Weg erhalten werden:

1. Die Grundeinstellungen der Berechnung (z. B. Anwendungsfaktor, Schmierstoff, Verzahnungsqualität, Bearbeitung etc.) werden genau überlegt und festgelegt.
2. Einige bereits seit längerem eingesetzte Zahnräder werden mit der Zahnradberechnung nachgerechnet (ohne die Grundeinstellung, ausser bei gewichtigen Gründen, zu verändern!). Insbesondere sollten Zahnräder genommen werden, von denen bekannt ist, dass sie ohne Probleme während der Betriebsdauer der Maschine gehalten haben, und auch solche, die im Einsatz versagt haben.
3. Auf Grund der vom Programm berechneten Sicherheiten sollte dann festgelegt werden können, bis zu welcher Mindest-Sicherheit die Betriebssicherheit gewährleistet ist.
4. Mit diesen Vorgaben kann die Berechnung nun für die Auslegung von neuen Zahnrädern verwendet werden. Selbstverständlich können auf Grund von Versuchen und Erfahrungen diese Mindestsicherheiten jederzeit modifiziert werden.

23.2.5 Ungenügende Fresssicherheit

Die Sicherheit gegen Fressen kann erhöht werden durch:

- Ölwahl (höhere Viskosität bei hohen Temperaturen)
- Kopfrücknahme (Profilkorrektur)

- Andere Aufteilung der Profilverschiebung

Die Berechnung der Fresssicherheit ist (im Gegensatz zu der Berechnung des Zahnfusses und der Flanke) noch umstritten, weshalb ihr nicht zu grosse Bedeutung zugemessen werden sollte - insbesondere dann, wenn die Ergebnisse der Fresssicherheit nach dem Blitztemperatur- und dem Integraltemperatur-Verfahren sehr unterschiedlich sind.

23.2.6 Werkstoffpaarungsfaktor (Verfestigung eines nicht gehärteten Rades)

Bei der Paarung eines gehärteten Zahnrads mit einem nicht gehärteten Rad (z. B. Ritzel aus 17CrNiMo6 mit Rad aus 42CrMo4) ergibt sich als positiver Effekt eine Tragfähigkeitssteigerung der Flanke des nicht gehärteten Rades. Dieser Effekt wird durch den Werkstoffpaarungsfaktor berücksichtigt (Faktor im Bereich 1.0 bis 1.2). Gemäss ISO 6336 muss aber die Oberflächenrauhigkeit des gehärteten Rades klein sein (geschliffene Oberfläche), ansonsten ergibt sich keine Tragfähigkeitssteigerung; im Gegenteil, die Zähne des weichen Rades können regelrecht weggeschliffen werden.

23.2.7 Bestimmung der Fresslaststufe (Ölspezifikation)

Gemäss Niemann [65], Seite 166, wird im Prüfstand das Drehmoment am Prüfrand stufenweise gesteigert, bis Fressen auftritt. Diese Kraftstufe wird in der Ölspezifikation angegeben (Beispiel: kein Fressen bei Laststufe 10; Fressen bei Laststufe 11: Fresslast- Stufe des Öls ist 11).

Für die Berechnung der Fresstragfähigkeit ist dann (bei der Ölspezifikation) die gleiche Kraftstufe (im obigen Beispiel: 11) anzugeben (gemäss Niemann [65], Seite 341). Die Fress-Sicherheitsberechnung bestimmt die Sicherheit gegen Fressen mit vorgeschriebenen Sicherheiten, die grösser 1.0 sind. Damit besteht eine notwendige Reserve, da durch die stufenweise Erhöhung des Drehmomentes beim Test das effektive Fress-Drehmoment etwas ungenau ist.

23.2.8 Beeinflussung des Breitenlastfaktor KHß bei einer Flankenlinienabweichung fma, bedingt durch Herstellungsfehler

In der Stirnrad Berechnung nach ISO 6336 wird bei der Berechnung des Breitenlastfaktors $K_{H\beta}$ ein höherer Betrag für Flankenlinienabweichung f_{ma} bedingt durch Herstellungsfehler ermittelt. Der Wert für $K_{H\beta}$ verändert sich nicht. Weshalb verändert sich $K_{H\beta}$ nicht bei einem grösseren Wert von f_{ma}?

Für die Berechnung von $K_{H\beta}$ ist die Eingabe der Lage des Tragbildes erforderlich. Wenn das Tragbild als "günstig" oder "optimal" definiert wird, dann erfolgt die Berechnung von $K_{H\beta}$ nach den Formeln der ISO 6336 oder DIN 3990, f_{ma} hat keinen Einfluss auf die Berechnung von $K_{H\beta}$ und bleibt dabei unberücksichtigt.

Siehe Formeln: (53) oder (55) in ISO 6336:2006.

Der Grund dafür ist, dass mit einem günstigen Tragbild die Herstellungsabweichungen die Verformungsabweichung kompensieren. Wenn ein hoher Wert für f_{ma} in die Berechnung einfliessen soll, ist in der Realität nie ein gutes Tragbild vorhanden. Daher sollte in einem solchen Fall in der Berechnung für den Breitenlastfaktor die Lage des Tragbildes als "ohne Nachweis oder ungünstig" ausgewählt werden.

23.2.9 Lastkollektiv mit wechselndem Drehmoment

Lastkollektiv-Elemente können auch mit negativen Drehmomenten eingegeben werden.

Die Problematik:

Bis heute sind keine Rechenvorschriften bekannt, welche die Berechnung von Zahnrädern mit wechselnden Lastkollektiven beschreiben.

Der einzige eindeutige Fall, ist wenn bei jedem Zyklus (und in jedem Element des Kollektivs) ein Wechsel-Moment anliegt. In diesem Fall entspricht ein Lastwechsel genau einer Doppel-Belastung mit +Moment und dann mit –Moment. Dieser Fall wird korrekt berechnet, indem das Lastkollektiv der +Momente und der Wechselbiegungsfaktor YM für den Zahnfuss eingegeben wird. Die Flanke wird ebenfalls korrekt berechnet, da die +Momente immer an der gleichen Flanke anliegen.

Wenn hingegen der Antrieb eine gewisse Zeit vorwärts und anschliessend rückwärts läuft, sind sich die Experten zwar einig, dass dies für den Zahnfuss keine reine Wechsellast ist (und möglicherweise nur als ein einziger Wechsellast-Lastwechsel zählt). Aber wie genau ein solcher Fall realistisch rechnerisch bewertet wird, ist in Diskussion. Noch schwieriger ist es zu definieren, wie gemischte

Lastkollektive mit ungleichen + und –Momenten für den Zahnfuss zu behandeln sind. Für die Flanke werden in einem solchen Fall nur die +Momente betrachtet (unter der Voraussetzung, dass die +Momente gleich oder grösser als die –Momente sind).

Ein Hinweis zur Behandlung von Lastkollektiven mit reversierendem Drehmoment:

Ein Belastungsverlauf wie in der Abbildung unten dargestellt, wenn der Zahn einige Male auf der linken Flanke belastet wird und anschliessend einige Male auf der rechten Flanke, kann wie folgt als Lastkollektiv umgesetzt werden. Hier an einem Beispiel dargestellt.

Belastungsverlauf (Beispiel):

13 Belastungen mit 100% der Nennlast (100 Nm) auf der linken Flanke, dann

9 Belastungen mit 80% der Nennlast (80 Nm) auf der rechten Flanke, etc.

Damit ergibt sich folgender Verlauf:

11 Lastzyklen mit 100% Last, positives Drehmoment, pulsierend; dann

1 Lastzyklus mit 100% Last links und 80% Last rechts; dann

7 Lastzyklen mit 80% Last, negatives Drehmoment, pulsierend; dann

1 Lastzyklus mit 80% Last rechts und 100% Last links;

dann wieder von vorne.

Dies kann wie folgt als Lastkollektiv abgebildet werden:

Häufigkeit	Drehmoment	Belastung Linke Flanke	Belastung Rechte Flanke
11/20 = 0.55	100 Nm	100%	0%
7/20 = 0.35	80 Nm	0%	100%
2/20 = 0.10	100 Nm	100%	80%

Tabelle 14.14: Belastungsverlauf abgebildet als Lastkollektiv

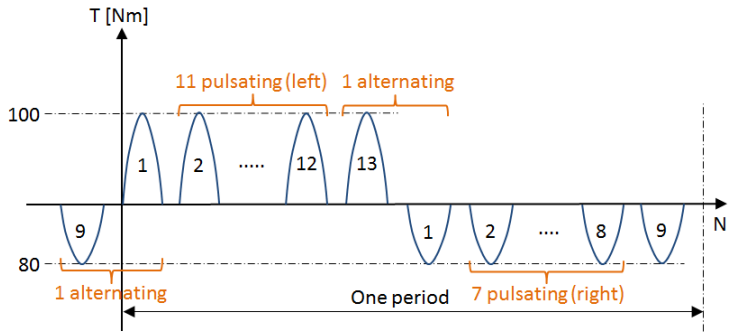


Abbildung 14.20: Belastungsverlauf

23.2.10 Festigkeitsberechnung mit mehreren Zahneingriffen an einem Zahnrad

Wie kann man mehrere gleichzeitige Zahneingriffe an einem Motorritzel in der Berechnung berücksichtigt?

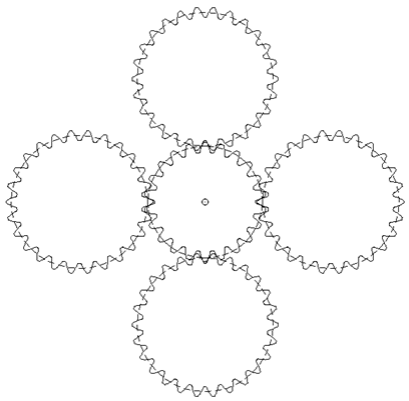


Abbildung 23.1: Vierfacher Zahneingriff

Dieses Problem kann man mit einer normalen Stirnradpaarberechnung (Z12) lösen.

Man teilt die Leistung durch den Faktor 4 (Verringerung um 25%).

Dann ist im Bereich Festigkeit hinter dem Bezugszahnrad die Schaltfläche "Details" zu drücken

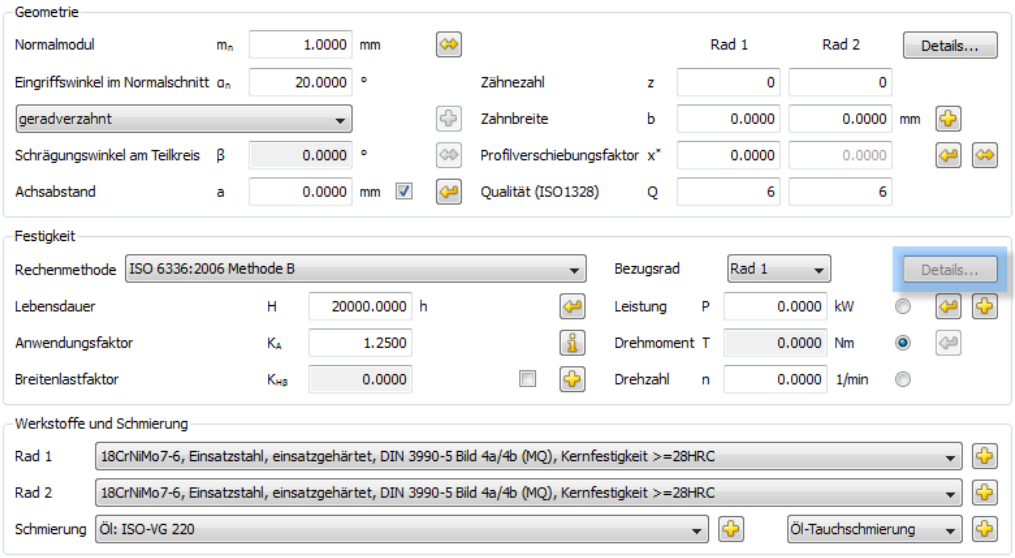


Abbildung 23.2: Details Festigkeit

Danach ist mit Hilfe des Plus-Knopfes hinter den Lastwechselzahlen die nachfolgende Veränderung durchzuführen. Die Lastwechselzahl für Rad 1 wird von "Automatisch" auf 4 Lastwechsel pro Umdrehung verändert.

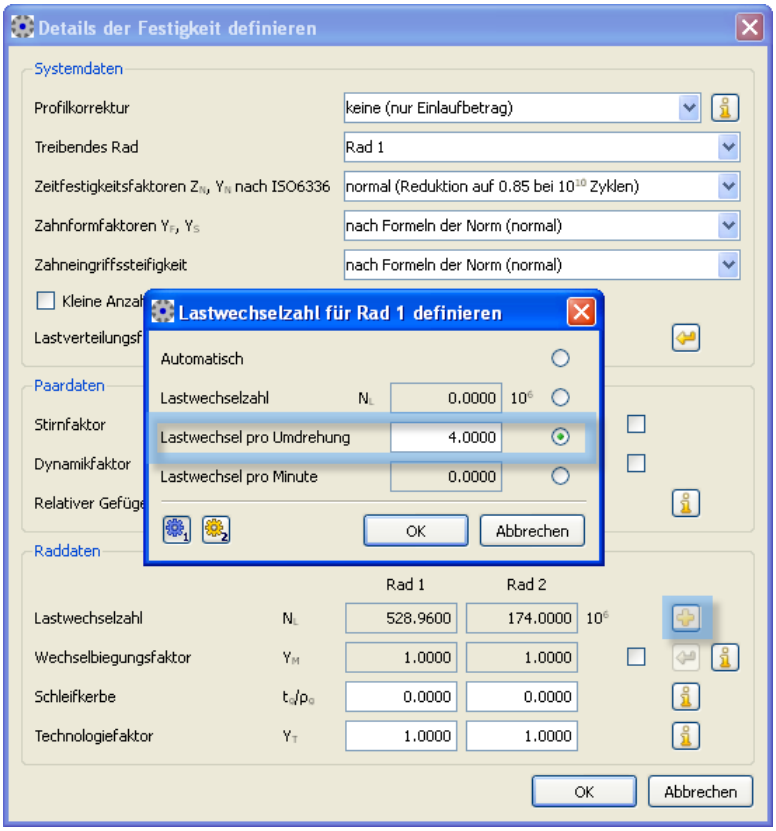


Abbildung 23.3: Lastwechselzahl für Rad 1 definieren

23.2.11 Kegelräder – zulässige Überbelastungen ermitteln

Können maximale Überlasten in der Berechnung nach ISO von Kegelrädern berücksichtigt werden?

In den AGMA Normen existieren Festlegungen, dass eine Standardüberlastung von 250% möglich ist. Die Überbelastung ist definiert mit weniger als 1 Sekunde, bei einer Dauer von nicht mehr als 4x in einem 8-Stunden-Zeitraum. Bestehen in der ISO-Norm vergleichbare Anforderungen in Bezug auf Überbelastung (Schock)? In Bezug auf diese Anforderungen ist in der ISO kein Hinweis zu finden.

Die ISO 10300 gibt keinerlei Hinweis auf zulässige Überbelastungen an. Aber die ISO hat eine differenzierte Woehlerkurve (für YNT und ZNT Faktoren) als die AGMA. So das im Grunde streng nach ISO 10300, die Gesamtzahl der Lastwechsel inklusive der Überbelastung einzugeben ist. Der Anwendungsfaktor beträgt 2.5 (entspricht 250% Überbelastung). Danach sind die Sicherheitsfaktoren zu berechnen und zu überprüfen.

Wenn die Belastung nur sehr selten auftritt (weniger als 1000 Mal in der vollen Lebensdauer), dann handelt sich es eher um eine so genannte statische Berechnung. Für diesen Fall gibt es in KISSsoft eine vereinfachte Version der Festigkeitsberechnung auf Basis der ISO-Methode, aber nur unter Berücksichtigung der nominalen Spannung im Zahnfuss (ohne Spannungskorrekturfaktor YS). Zu beachten ist dabei, dass in diesem Fall eine minimale Sicherheit gegenüber der Streckgrenze des Materials von 1.5 einzuhalten ist!

23.2.12 Kugelstrahlen in der Festigkeitsberechnung von Zahnrädern berücksichtigen

In der AGMA 2004-B89 auf Seite 47 gibt es im Zusammenhang mit Kugelstrahlen einen Verweis. Dort ist sinngemäss aufgeführt, dass Kugelstrahlen die Zahnfussfestigkeit um 25% verbessert.

Wenn man mit KISSsoft nach DIN oder ISO rechnet, kann man die Erhöhung der Fussfestigkeit durch Kugelstrahlen über die Eingabe eines entsprechenden Technologiefaktors erreichen. Dazu muss man im Tab Faktoren im Bereich Allgemeine Faktoren auf „Z-Y-Faktoren" gehen.

Die Aussagen über sinnvolle Vorgaben nach Linke, nach Bureau Veritas/RINA oder nach ISO 6336 finden Sie im Handbuch. Falls nach AGMA zu rechnen ist, ist die Eingabe des Technologiefaktors nicht vorgesehen. Man muss in diesem Fall die Dauerfestigkeit Fuss direkt bei der Eingabe der Materialdaten um den entsprechenden Prozentsatz erhöhen. Hierzu ist im Tab Basisdaten auf den Plus-Button hinter der Materialauswahl zu drücken und in dem Dialogfenster ist „Eigene Eingabe“ zu aktivieren. Die Dauerfestigkeit wird gemäss der nachfolgenden Abbildung eingeben.

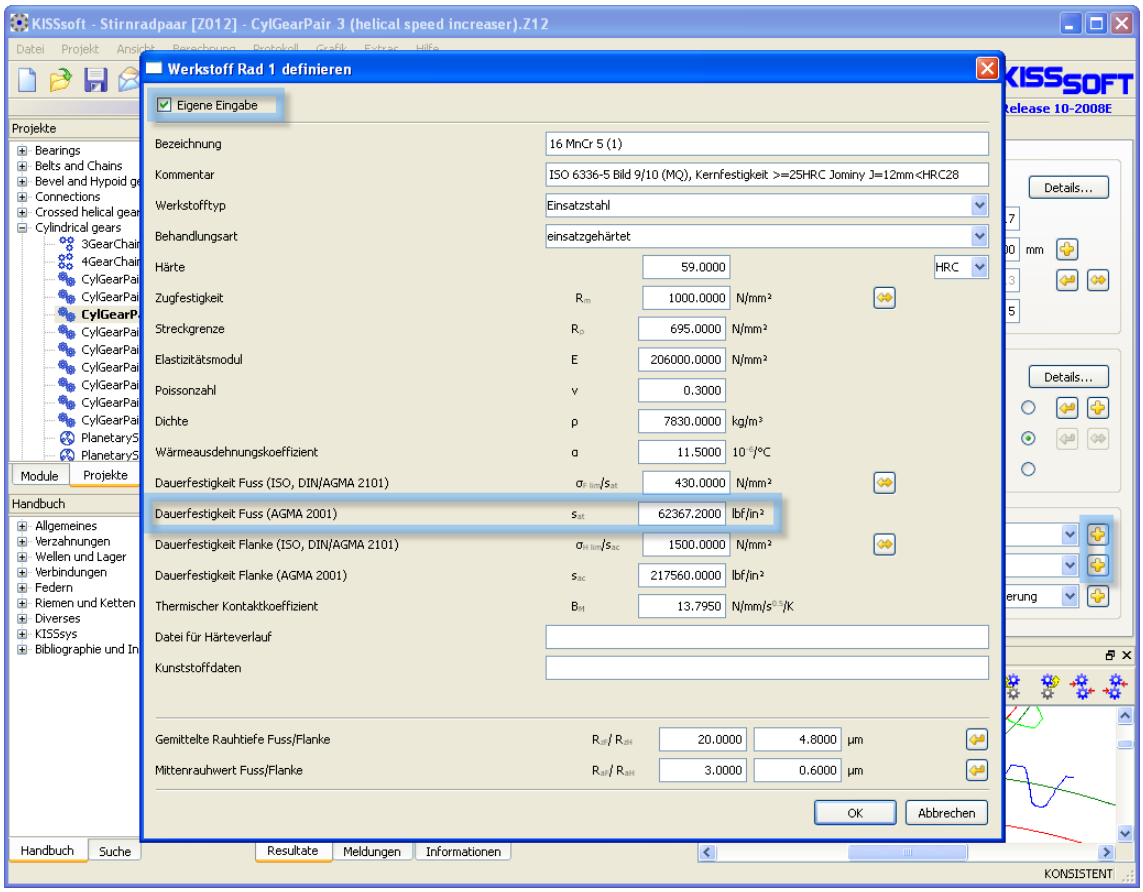


Abbildung 23.5: Werkstoff eigenen Eingabe

23.2.13 Berechnung nach AGMA 421.06 (High Speed Gears)

Die Berechnung nach AGMA 421.06 für High Speed Getriebe wird mit KISSsoft folgendermassen durchgeführt.

Die AGMA 421 ist eine recht alte Norm (1968), sie ist längst ersetzt durch die AGMA 6011-I03 (2003).

Beachten Sie dazu die Erläuterungen in Kap. Rechenmethode (s. Abschnitt "Rechenmethoden" auf Seite II-22)

23.2.14 Vergleich einer FEM-Berechnung mit der Schraubradberechnung

Fazit war, dass die unterschiedlichen Ergebnisse in der Zahnfuss-Spannung hauptsächlich durch den kleineren Wert der "Massgebenden Zahnbreite" in der Kisssoft-Berechnung entstehen.

In unserer Berechnung für die "Massgebende Zahnbreite" fliesst der effektive Kontakt der Schraubräder ein. Dieser ergibt sich aus der Druckellipse (Abplattung der Punktberührung). Zusätzlich, falls genügend Zahnbreite vorhanden, wird je Seite 1x Modul pro Zahnbreite hinzuaddiert, gemäss ISO 6336-3.

23.2.15 Festigkeitsabschätzung von asymmetrischen Stirnradverzahnungen

In KISSsoft ist zur Zeit noch kein Algorithmus verfügbar, mit welchem eine direkte Festigkeitsberechnung von asymmetrischen Zahnrädern durchgeführt werden kann. Die Ermittlung der Sicherheiten wird nach Berechnungsmethoden der Norm ISO10300 für Hypoidgetriebe durchgeführt (Hypoidzähne sind asymmetrisch und weisen ungleiche Eingriffswinkel an der rechten und linken Flanke auf).

Das Vorgehen ist wie folgt:

Die Berechnung wird zweimal durchgeführt, jeweils mit symmetrischem Zahn, einmal mit hohem Eingriffswinkel (Berechnung I), einmal mit kleinem Eingriffswinkel (Berechnung II).

Für die Sicherheit gegen Pitting gilt derjenige Sicherheitsfaktor, welcher der Berechnung mit der belasteten Flanke entspricht. Falls also die Lastflanke diejenige mit dem kleinen Eingriffswinkel ist, gilt die Pittingsicherheit der Berechnung mit dem kleinen Winkel (SHII).

Die Zahnfusssicherheit wird mit der Nennspannung (Zahnformfaktor YF) bestimmt, welche sich an der belasteten Flanke ergibt, die Zahnfussdicke sFn wird gemittelt aus beiden Berechnungen, somit gilt:

$sFn = (sFnI + sFnII) / 2$

Die Spannungskonzentration (Faktor YS) wird mithilfe des Fussrundungsradius und des Kraftangriffshebelarms der belasteten Flanke, sowie mit sFn gemäss obiger Formel bestimmt. Alle übrigen Faktoren zur Bestimmung der Fussbruch-Sicherheit SF belieben gleich.

23.2.16 Bestimmung des äquivalenten Drehmoments (bei Lastkollektiven)

In gewissen Rechenvorschriften wird verlangt, das äquivalente Drehmoment eines Lastkollektivs zu bestimmen und damit die Auslegung durchzuführen. Wie kann mit KISSsoft das äquivalente Drehmoment bestimmt werden?

Grundsätzlich gilt, dass die Nachrechnung einer Verzahnung mit dem äquivalenten Drehmoment die gleichen Sicherheiten ergeben muss wie die Nachrechnung mit dem eigentlichen Lastkollektiv. Deshalb kann wie folgt vorgegangen werden:

1. Das Lastkollektiv eingeben und die Verzahnungsberechnung durchführen.

2. Die kleinste Fuss-Sicherheit und die kleinste Flanken-Sicherheit aller Räder notieren.

3. Im Fenster `Modulspezifische Einstellungen`, welches über `Berechnung` -> `Einstellungen` geöffnet wird, werden dann im Tab 'Sollsicherheiten' die notierten Sicherheiten als Soll-Sicherheiten eingetragen (bevorzugt dabei den Flag '`Sicherheiten grössenabhänigig`' deaktivieren.

4. Das Lastkollektiv löschen, indem auf 'Einstufenbelastung' gestellt wird.

5. Den Auslegen-Button neben der Eingabe für das Drehmoment benutzen, in das Drehmoment-Eingabefeld wird das äquivalente Drehmoment geschrieben.

6. Zur Kontrolle nun eine Berechnung durchführen. Die jetzt bestimmten Sicherheiten müssen bei einem Rad bei Fuss oder Flanke exakt gleich sein wie der bisherige kleinste Wert (bei Schritt 2). Bei keinem Rad dürfen die bei Schritt 2 notierten Sicherheiten unterschritten sein.

23.2.17 Veränderung der Sicherheiten bei geändertem Achsabstand überprüfen

Kann man überprüfen, wie sich die Sicherheiten ändern, wenn Zahnräder mit einem geänderten Achsabstand montiert werden?

Unter `Berechnung`-> `Einstellungen` ->`Modulspezifische Einstellungen` im Tab ‚`Berechnungen`' kann `Berechnung mit Betriebsachsabstand und Profilverschiebung gemäss Her-`

`stellung` gewählt werden. Profilverschiebungsfaktoren und Achsabstand können dann unabhängig voneinander vorgegeben werden. Statt der Umfangskräfte im Teilkreis werden dann auch die Umfangskräfte im Wälzkreis verwendet.

23.2.18 Warnung: "Kerbparameter qs .... ausserhalb GÜLTIGKEITSBEREICH (1.0...8.0) ..."

Der Spannungskorrekturfaktor Y_S wird mit einer Formel nach ISO 6336, Teil 3 oder DIN 3990, Teil 3 berechnet. Innerhalb dieser Formel wird ein Kerbparameter q_s verwendet, welcher ebenfalls in diesen Normen dokumentiert ist:

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{\frac{r_{OF}}{2}} \tag{23.4}$$

Der Gültigkeitsbereich für die Verwendung der Formel zu Y_S gemäss Norm liegt im Bereich 1.0 ...q_s... 8.0. Ausserhalb dieses Intervalls sollte die Formel nicht angewendet werden.

Ist $q_s < 1$, dürfte Y_S (berechnet mit q_s=1), eher zu gross sein. Die Berechnungsergebnisse sind in diesem Fall im sicheren Bereich.

Ist $q_s > 8$, wird Y_S eher grösser (als berechnet mit $q_s = 8$). In diesem Fall sind die Berechnungsergebnisse im unsicheren Bereich, Y_s wird deshalb mit dem effektiven q_s-Wert (>8) berechnet.

In jedem Fall, wenn q_s den Bereich 1...8 über- oder unterschreitet, wird im Protokoll eine Warnung angezeigt, in welcher auch angegeben wird, welcher q_s-Wert in der weiteren Berechnung verwendet wird.

Wenn gewünscht wird, die hier beschriebene Vorgehensweise zu ändern, kann dies im Setup (Datei STANDARD.Z12, etc) oder in einer gespeicherten Datei (*.Z12, etc.) geändert werden. Dazu muss die Datei in Notepad geöffnet werden, und die Zeile:
ZS.qsLIMIT=0;
geändert werden auf: ZS.qsLIMIT=1; (q_s wird nicht verändert)
oder auf ZS.qsLIMIT=2; (q_s<1 wird zu q_s=1 gesetzt, q_s>8 wird zu q_s=8 gesetzt)

23.3 Abkürzungen in der Zahnradberechnung

Abk. in Normen etc.	Abk. in KISSsoft	
a	a	Achsabstand (mm)
a_d	a.d	Nullachsabstand (mm)
A_a	A.a	Achsabstands-Abmass (mm)
As_e	As.e	Zahndickenabmass im Normalschnitt (mm)
α_{en}	alf.en	Kraftangriffswinkel (grad)
α_n	alf.n	Eingriffswinkel im Normalschnitt (grad)
α_{Pro}	alf.Pro	Protuberanz-Winkel (grad)
α_t	alf.t	Eingriffswinkel am Teilkreis (grad)
α_{wt}	alf.wt	Betriebseingriffswinkel (grad)
b	b	Zahnbreite (mm)
B_M	B.M	Therm. Kontaktkoeffizient (N/mm/s.5/K)
β	beta	Schrägungswinkel am Teilkreis (grad)
β_b	beta.b	Grundschrägungswinkel (grad)
c	c	Kopfspiel (mm)
c'	c'	Einzelfedersteifigkeit (N/(mm*µm))
c_γ	c.g	Eingriffsfedersteifigkeit (N/(mm*µm))
d	d	Teilkreisdurchmesser (mm)
d_a	d.a	Kopfkreisdurchmesser (mm)
d_b	d.b	Grundkreisdurchmesser (mm)
d_f	d.f	Fusskreisdurchmesser (mm)
$d_f(x_E)$	d.f(x.E)	Fusskreis mit Profilverschiebung für A_{se} (mm)
d_i	d.i	Innendurchmesser Radkörper (mm)
d_{Na}	d.Na	Kopf- Nutzkreisdurchmesser (mm)
d_{Nf}	d.Nf	Fuss- Nutzkreisdurchmesser (mm)
$d_{Ff(0)}$	d.Ff(0)	Fussformkreis (mm)
d_{sh}	d.sh	Aussendurchmesser der Ritzelwelle (mm)

d_w	d.w	Wälzkreisdurchmesser (mm)
D_M	D.M	Theoretischer Messkörper- Durchmesser (mm)
	D.M eff	Effektiver Messkörper- Durchmesser (mm)
e_{fn}	e.fn	Normal-Lückweite am Fusszylinder (mm)
η_{tot}	eta.tot	Gesamtwirkungsgrad
ε_α	eps.a	Profilüberdeckung
ε_β	eps.b	Sprungüberdeckung
ε_γ	eps.g	Gesamtüberdeckung
f_f	f.f	Profilformabweichung (mm)
$f_{H\beta}$	f.Hb	Flankenlinien- Winkelabweichung (mm)
f_{ma}	f.ma	Flankenlinien-Abweichung durch Fertigungstoleranzen (mm)
f_{pe}	f.pe	Eingriffsteilungsabweichung (mm)
f_{sh}	f.sh	Flankenlinien-Abweichung durch Verformung der Wellen (mm)
F_a	F.a	Axialkraft (N)
$F_{\beta y}$	F.by	wirksame Flankenlinienabweichung (mm)
F_n	F.n	Normalkraft (N)
F_r	F.r	Radialkraft (N)
F_t	F.t	Nennumfangskraft im Teilkreis (N)
	Fase.d	Kopf-Kantenbruch (mm)
g_α	g.a	Länge der Eingriffsstrecke (mm)
Γ	Gamma	Koordinate Gamma (Ort der höchsten Temperatur)
h	h	Zahnhöhe (mm)
h_{aP}	h.aP	Kopfhöhe Bezugsprofil (in Modul)
h_F	h.F	Biegehebelarm (mm)
h_{fP}	h.fP	Fusshöhe Bezugsprofil (in Modul)
h_k	h.k	Protuberanz-Höhe (in Modul)
ha	ha	Höhe über der Sehne (mm)
H	H	Lebensdauer in Stunden

I	`I`	AGMA: Geometry factor for pitting resistance
Impuls	`Impuls`	Rad treibend (+) / getrieben (-)
j_n	`j.n`	Normalflankenspiel (mm)
j_t	`j.t`	Drehflankenspiel (Stirnschnitt) (mm)
j_{tSys}	`j.tSys`	Verdrehspiel des ganzen Systems (mm); bei Planetenstufen
k	`k`	Messzähnezahl
$k * m_n$	`k * m.n`	Kopfhöhenänderung (mm)
K_A	`K.A`	Anwendungsfaktor
$K_{B\alpha}$	`K.Ba`	Stirnfaktor - Fressen
$K_{B\beta}$	`K.Bb`	Breitenfaktor - Fressen
$K_{B\gamma}$	`K.Bg`	Schrägungsfaktor - Fressen
K_f	`K.f`	AGMA: Stress correction factor
$K_{F\alpha}$	`K.Fa`	Stirnfaktor - Zahnfuss
$K_{F\beta}$	`K.Fb`	Breitenfaktor - Zahnfuss
$K_{H\alpha}$	`K.Ha`	Stirnfaktor - Flanke
$K_{H\beta}$	`K.Hb`	Breitenfaktor - Flanke
$K_{H\beta be}$	`K.Hbbe`	Lagerungsfaktor
K_V	`K.V`	Dynamikfaktor
K_{wb}	`K.wb`	Wechselbiegungs-Faktor
k_w	`K.w`	Verschleissfaktor (mm^3/Nm)
l	`l`	Lagerdistanz l der Ritzelwelle (mm)
m_n	`m.n`	Normalmodul (mm)
m_{Red}	`m.Red`	Reduzierte Masse (kg/mm)
m_t	`m.t`	Stirnmodul (mm)
M_{dK}	`M.dK`	Diametrales Zweikugel-Mass spielfrei (mm)
M_{dKeff}	`M.dKeff`	Effektives diametrales Zweikugel-Mass (mm)
M_{dReff}	`M.dReff`	Effektives diametrales Rollen-Mass (mm)
M_{rK}	`M.rK`	Radiales Einkugel-Mass spielfrei (mm)
M_{rKeff}	`M.rKeff`	Effektives radiales Einkugel-Mass (mm)

μ_m	mu.m	Mittlere Reibungszahl (nach Niemann)
μ_m	my.m	Gemittelte Reibungszahl
μ_m	my.my	Reibungszahl
n	n	Drehzahl (UpM)
ν_{E1}	n.E1	Resonanzdrehzahl (min^{-1})
N	N	Bezugsdrehzahl
N_L	N.L	Anzahl der Lastwechsel (in Mio.)
ν_{100}	nu.100	Kinematische Nennviskosität Öl bei 100 Grad (mm^2/s)
ν_{40}	nu.40	Kinematische Nennviskosität Öl bei 40 Grad (mm^2/s)
p_{bt}	p.bt	Grundkreisteilung (mm)
p_{et}	p.et	Stirneingriffsteilung (mm)
p_t	p.t	Teilkreisteilung (mm)
P	P	Nennleistung (kW)
$P_{V Z}$	P.VZ	Zahnverlustleistung aus Zahnbelastung (kW)
$P_{V Ztot}$	P.VZtot	Gesamtverlustleistung (kW)
P_{WaelzL}	P.WaelzL	Wälzleistung (kW)
R_Z	R.Z	Mittlere Rautiefe (mm)
ρ_F	ro.F	Zahnfussradius (mm)
ρ_{fP}	ro.fP	Fussradius Bezugsprofil (in Modul)
ρ_{Oil}	ro.Oil	Spez. Dichte Öl bei 15 Grad (kg/dm^3)
s	s	Distanz der Ritzelwelle (mm)
s_{an}	s.an	Normal-Zahndicke am Kopfzylinder (mm)
s_{Fn}	s.Fn	Zahnfussdicke (mm)
s_{mn}	s.mn	Normalzahndickensehne spielfrei (mm)
	s.mn e/i	Normalzahndickensehne mit Spiel (mm) (e: obere, i: untere)
S_B	S.B	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-Temperatur)
S_F	S.F	Sicherheitsfaktor für Zahnfussspannung

S_H	S.H	Sicherheit für Pressung Einzeleingriff
S_{Hw}	S.Hw	Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis
S_{Sint}	S.Sint	Sicherheitsfaktor für Fressen (Integral-Temperatur)
S_{SL}	S.SL	Sicherheit für übertragenes Moment (Integral-Temperatur)
σ_F	sig.F	(Effektive) Zahnfuss-Spannung (N/mm^2)
σ_{F0}	sig.F0	Örtliche Zahnfuss-Spannung (N/mm^2)
σ_{Flim}	sig.Flim	Dauerfestigkeit Zahnfussspannung (N/mm^2)
σ_{FP}	sig.FP	Zulässige Zahnfuss-Spannung (N/mm^2)
σ_H	sig.H	Flankenpressung am Wälzkreis (N/mm^2)
σ_{H0}	sig.H0	Nennwert der Flankenpressung (N/mm^2)
$\sigma_{HB/D}$	sig.HB/D	Flankenpressung Einzeleingriffspunkt (N/mm^2)
σ_{Hlim}	sig.Hlim	Dauerfestigkeit Hertzsche Pressung (N/mm^2)
σ_{HP}	sig.HP	Zulässige Flankenpressung (N/mm^2)
σ_s	sig.s	Streckgrenze (N/mm^2)
Σx_i	Summe x.i	Summe der Profilverschiebung
T	T	Drehmoment (Nm)
θ_B	the.B	Höchste Kontakttemperatur (^{o}C)
θ_{int}	the.int	Integral-Flankentemperatur (^{o}C)
θ_m	the.m	Massentemperatur (^{o}C)
θ_{M-C}	the.M-C	Massentemperatur (^{o}C)
θ_{Oil}	the.Oil	Öltemperatur (^{o}C)
θ_s	the.s	Fresstemperatur (^{o}C)
θ_{Sint}	the.Sint	Fress-Integraltemperatur (^{o}C)
u	u	Zähnezahlverhältnis
v	v	Umfangsgeschwindigkeit Teilkreis (m/s)
v_{ga}	v.ga	Maximale Gleitgeschwindigkeit am Kopf (m/s)

	`Vqual`	Verzahnungsqualität nach DIN 3962 oder ISO 1328
w	`w`	Nennumfangskraft Teilkreis pro mm (N/mm)
W_k	`W.k`	Zahnweite spielfrei (mm)
	`W.k e/i`	Effektive Zahnweite (mm) (e: obere, i: untere)
x	`x`	Profilverschiebungsfaktor
x_E	`x.E`	Erzeugungs-Profilverschiebung für A_{se}
$X_{\alpha\beta}$	`X.alfbet`	Winkelfaktor
X_B	`X.B`	Geometriefaktor
X_{BE}	`X.BE`	Geometriefaktor
X_{Ca}	`X.Ca`	Kopfrücknahmefaktor
X_e	`X.e`	Überdeckungsfaktor
X_Γ	`X.Gam`	Aufteilungsfaktor
X_M	`X.M`	Blitzfaktor
X_Q	`X.Q`	Eingriffsfaktor
X_S	`X.S`	Schmierfaktor (Fressen)
X_{WrelT}	`X.WrelT`	Relativer Gefügefaktor (Fressen)
y_a	`y.a`	Einlaufbetrag (µm)
y_b	`y.b`	Einlaufbetrag (µm)
Y	`Y`	AGMA: Zahnformfaktor
Y_b	`Y.b`	Schrägungsfaktor
Y_{drel}	`Y.drel`	Stützziffer
Y_e	`Y.e`	Überdeckungsfaktor
Y_F	`Y.F`	Zahnformfaktor
Y_{NT}	`Y.NT`	Zeitfestigkeitsfaktor
Y_R	`Y.R`	Oberflächenfaktor
Y_S	`Y.S`	Spannungskorrekturfaktor
Y_{st}	`Y.st`	Spannungskorrekturfaktor Prüfrad
Y_X	`Y.X`	Grössenfaktor (Zahnfuss)
z	`z`	Zähnezahl

z_n	`z.n`	Ersatz-Zähnezahl
Z_β	`Z.b`	Schrägenfaktor
$Z_{B/D}$	`Z.B/D`	Einzeleingriffsfaktor
Z_E	`Z.E`	Elastizitätsfaktor ($N^{1/2}/mm$)
Z_ε	`Z.e`	Überdeckungsfaktor
Z_H	`Z.H`	Zonenfaktor
Z_L	`Z.L`	Schmierstofffaktor
Z_{NT}	`Z.NT`	Zeitfestigkeitsfaktor
Z_R	`Z.R`	Rauigkeitsfaktor
Z_V	`Z.V`	Geschwindigkeitsfaktor
Z_W	`Z.W`	Werkstoffpaarungsfaktor
Z_X	`Z.X`	Grössenfaktor (Flanke)
ζ_w	`zet.W`	Verschleissgleiten nach Niemann
ζ_a	`zet.a`	Spezifisches Gleiten am Kopf
ζ_f	`zet.f`	Spezifisches Gleiten am Fuss

Teil III

Wellen und Lager

Kapitel 24
Wellen definieren

Das Programm besteht aus einem Basispaket und verschiedenen Expertenzusätzen. Darin stehen die folgenden Berechnungen zur Verfügung:

- Deformation, Kraft-, Momenten- und Spannungsverläufe
- Eigenfrequenzen (Biegungs-, Torsions-, Axialschwingungen)
- Knicklasten
- Statische und Ermüdungsfestigkeit
- Wälzlagerberechnung
- Gleitlagerberechnung (hydrodynamische)
- Notwendige Breitenkorrektur von Ritzeln

Basispaket

Eingabe- und Korrekturmodul für Geometrie- und Werkstoffdaten, Wellenbezeichnungen, Zeichnungsnummer, Lagerung, Randbedingungen, äussere Kräfte und Momente (vereinfachte Eingabe für Kupplungen, Stirn- und Kegelräder, Schnecken, Schneckenräder, Riemenscheiben usw.).

Eine Welle mit den sich auf ihr befindenden Maschinenelemente (z.B. Zahnräder oder Lager) wird im grafischen Welleneditor definiert.
Die Eigenschaften der grafischen Welleneingabe sind:

- Beliebige Dimensionen (zylindrisch und konisch), rotationssymmetrischer Querschnitt, Voll- oder Hohlwellen, Träger (H-, I-, L-Profil etc.)
- Integriertes Zeichnungssystem, mit dem sehr einfach Korrekturen an der Wellenkontur (Durchmesser, Längen) vorgenommen werden können. Alle Elemente können durch Anklicken editiert werden.
- Definition von Kerbgeometrien für die automatische Berechnung von Kerbfaktoren.
  Es stehen die folgenden Kerbgeometrien zur Verfügung:
  - Radius
  - Fase
  - Freistich

  - Press-Sitz
  - Längs-Nut
  - Umlauf-Nut
  - Rechteck-Nut
  - Spitzkerbe
  - Kerbverzahnung
  - Querbohrung
- Kräfte und Momente können in allen räumlichen Lagen beliebig eingegeben werden, vorprogrammiert sind:
  - Stirnrad
  - Kegelrad
  - Schnecke
  - Schneckenrad
  - Kupplung
  - Seilscheibe/Keilriehmen
  - Zentrische Kraft
  - Exzentrische Kraft
  - Äussere Massen mit Trägheitsmoment (Zusatz-Masse)
  - Verlustleistung
- Berechnung von:
  - Wellengewicht
  - Trägheitsmoment
  - Axialkraft
  - Statische Torsionsverdrehung der Welle

- Übersichtliche Darstellung der Geometriedaten und der berechneten Lager- und Randkräfte auf Bildschirm und Papier.

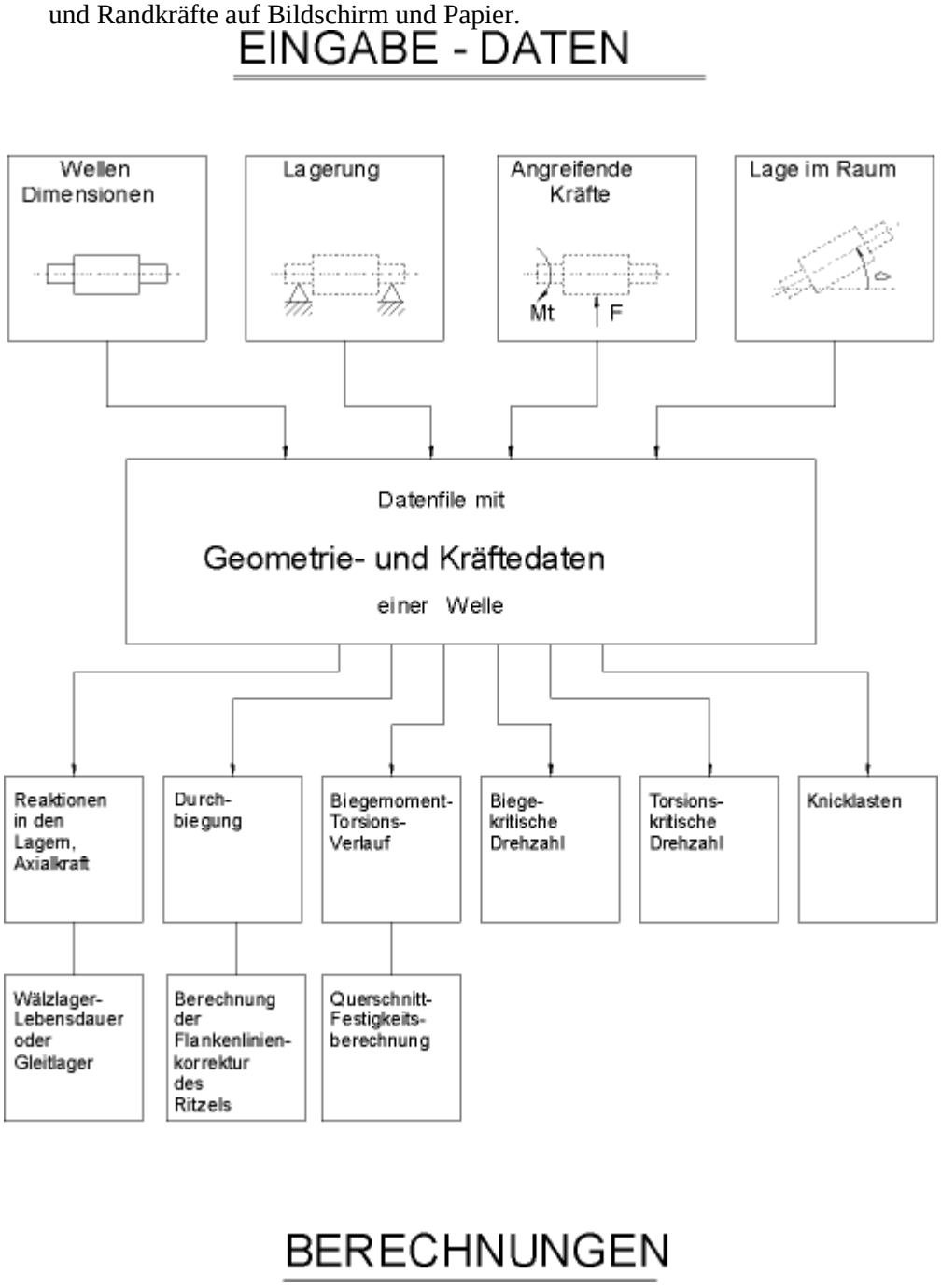


Abbildung 24.1: Vernetzung der Wellenberechnungsprogramme in KISSsoft.

24.1 Eingabefenster

Die Wellenberechnung von KISSsoft bietet verschiedene Eingabefenster zur Definition von Wellen. Der Welleneditor (siehe Seite III-5) zeigt eine grafische Darstellung des Wellensystems. Der Elementbaum (siehe Seite III-6) verdeutlicht den Aufbau des Systems in einer Baumstruktur. Im Elementeditor (siehe Seite III-8) definieren Sie die Parameter eines Elementes.

24.1.1 Welleneditor

Der Welleneditor zeigt eine grafische Darstellung des Wellensystems. Über die vertikale Toolbar am rechten Rand des Welleneditors können die am häufigsten gebrauchten Elemente hinzugefügt werden. Bei einem System aus mehreren Wellen wird das neue Element immer zur aktiven Welle hinzugefügt. Eine Welle ist aktiv wenn eines ihrer Elemente selektiert ist. Ist kein Element selektiert so ist die letzte Welle die aktive.

Die Grafik im Welleneditor kann über das Kontextmenü als Bilddatei gespeichert und gedruckt werden. Die verschiedenen Elemente bieten ebenfalls Kontextmenüs zur Interaktion an.

24.1.2 Elementbaum

Der Elementbaum verdeutlicht den Aufbau des Wellensystems in einer Baumstruktur. Wellen stehen an oberster Ebene. Bei Systemen mit mehreren Wellen sind hier auch die verbindenden Elemente angesiedelt. Jede Welle gruppiert ihre Hauptelemente nach Aussenkontur (siehe Seite III-15), Innenkontur (siehe Seite III-22), nach Kräften (siehe Seite III-16), Lagern (siehe Seite III-28) und Querschnitten (siehe Seite III-33). Bei den Hauptelementen Zylindern und Konus sind auf einer weiteren Unterebene die Nebenelemente angesiedelt.

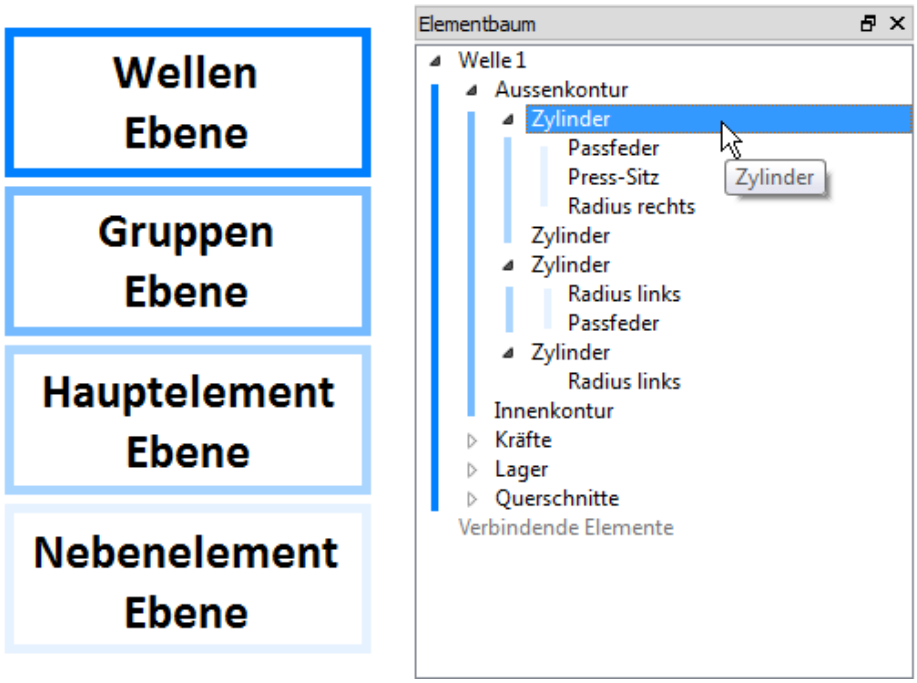


Abbildung: Ebenen im Elementbaum

Die Elemente können über den Elementbaum selektiert, kopiert, eingefügt und gelöscht werden. Ein Kontextmenü zeigt die verfügbaren Interaktionen für jedes Element an. Je nach Elementtyp sind spezielle Interaktionen verfügbar. Wellen, Wälzlager und Querschnitte können ausgelegt werden. Für Aussen- und Innenkontur besteht die Möglichkeit zum DXF-Import (siehe Seite III-20)/Export (siehe Seite III-22).

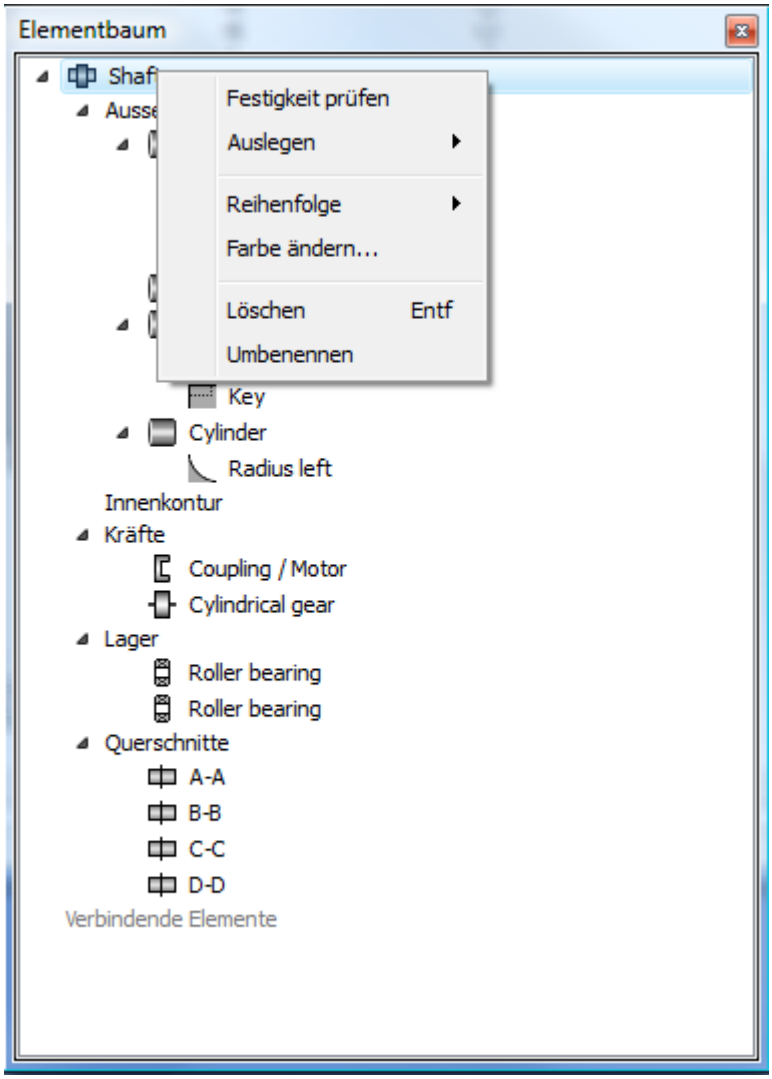


Abbildung: Kontextmenü im Elementbaum

24.1.3 Elementliste

In der Elementliste werden Gruppen von Elementen tabellarisch aufgeführt. Die in der Tabelle aufgeführten Parameter können direkt in der Elementliste editiert werden. Ein Kontextmenü erlaubt das einfache Hinzufügen von Elementen.

24.1.4 Elementeditor

Über den Elementeditor können sämtliche Parameter des selektierten Elements editiert werden.

24.2 Elementübersicht

24.2.1 Das Element Welle

Um eine Welle hinzuzufügen, klicken Sie auf das erste Icon der vertikalen Toolbar im Welleneditor (siehe Seite III-5). Die Option `Welle hinzufügen` ist auch im Kontextmenü des Elementbaums (siehe Seite III-6) zu finden. Es erscheint ein neuer Eintrag am Ende des Elementbaums. Ein Einfachklick auf das Wellenelement im Elementbaum ermöglicht die Parametrierung der Welle über den Elementeditor (siehe Seite III-8), wie dargestellt in Abb. 24.4.

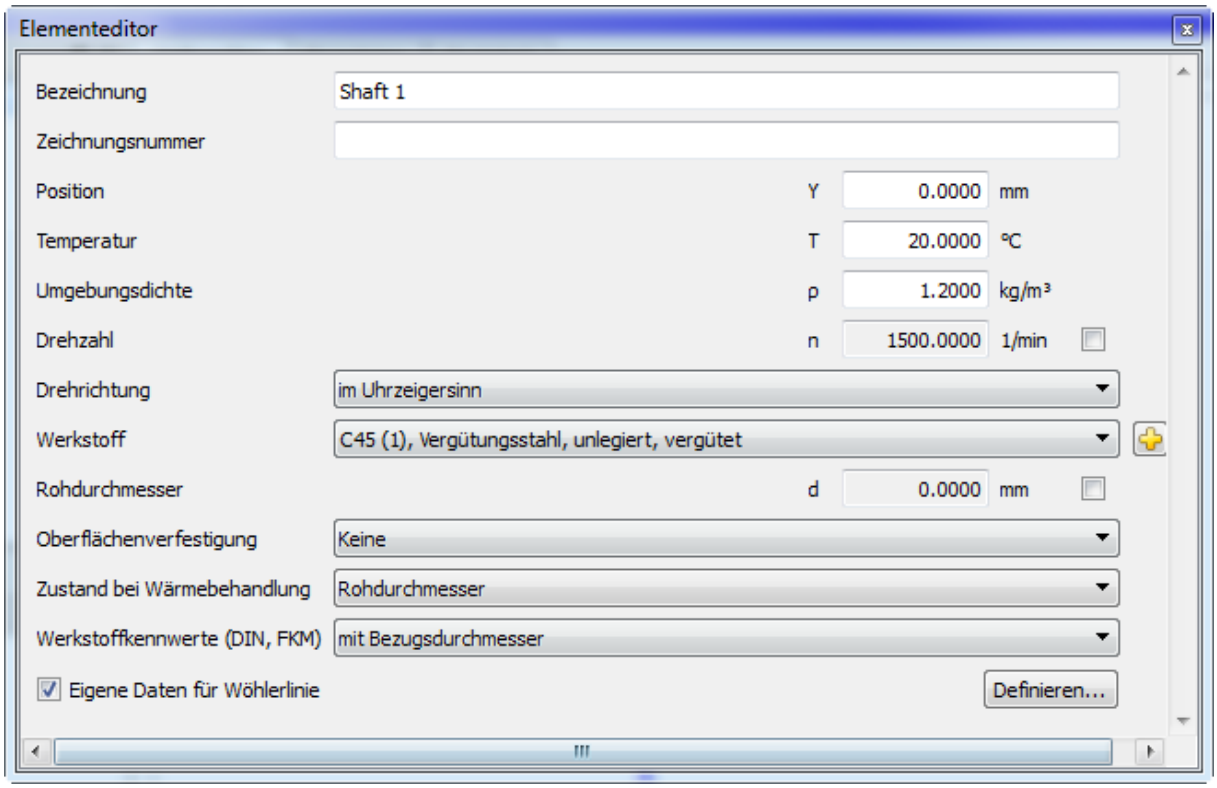


Abbildung 24.4: `Elementeditor` zur Wellenparametrierung

Im folgenden finden Sie eine Erklärung aller Eingabefelder zum Parametrieren einzelner Wellen.

24.2.1.1 Zeichnungsnummer

Das Eingabefeld `Zeichnungsnummer` ermöglicht die Übergabe einer beliebigen Zeichenkette mit Ausnahme der Verwendung des ';' (Strichpunkt). Die Wahl der Zeichnungsnummer hat keinen Einfluss auf die Rechnung.

24.2.1.2 Position

Das Eingabefeld `Position` gibt die `Y`-Koordinate des Startpunkts der Welle bezüglich des globalen Koordinatensystems an.

HINWEIS

Globale Koordinaten werden in Grossbuchstaben, Koordinaten im Bezugssystem einer Welle in Kleinbuchstaben angegeben.

24.2.1.3 Temperatur

Unterscheidet sich die Temperatur der Welle von der Referenztemperatur (auf Seite III-37), ergibt sich eine thermische Dehnung der Welle. Neben der Wärmedehnung der Welle kann auch die Wärmedehnung des Gehäuses über die Gehäusetemperatur (siehe Seite III-38) berücksichtigt werden.

24.2.1.4 Umgebungsdichte

In hydrostatischen Fluiden erfahren Körper einen Auftrieb. Der Betrag ist gleich der Gewichtskraft des verdrängten Mediums, definiert über das Volumen und der Dichte des verdrängten Mediums. Dieser Auftriebseffekt wird in KISSsoft berücksichtigt, wenn Sie die entsprechende Umgebungsdichte übergeben. Die Standardeinstellung ist die Dichte von Luft, in folgender Tabelle finden Sie weitere technisch relevante Grössen.

Medium	**Luft**	**Wasser**	**Öl**
Dichte ρ	1.2	998	772

Tabelle 24.1: Dichten [kg/m^3] einiger wichtiger Fluide bei ϑ = 20°C und p = 1016 mbar

HINWEIS

Befindet sich eine einzelne Welle in unterschiedlichen Umgebungsmedien, wie bspw. der Fall bei Antriebswellen von Schiffen, können Sie zwei Einzelwellen mit

unterschiedlicher Umgebungsdichte mit dem Verbindungen-Element aus dem Elementbaum miteinander verbinden und als Einzelwelle berechnen.

24.2.1.5 Drehzahl

Drehzahl der Welle in [1/min] um die Längsachse. Setzen Sie einen Haken in die Checkbox rechts neben dem Eingabefeld, können Sie die Drehzahl unabhängig von den anderen Wellen ändern. Ist die Checkbox hingegen nicht aktiviert, wird der Wert aus dem Eingabefeld Drehzahl (siehe Seite III-36) im Eingabefenster Basisdaten übernommen.

24.2.1.6 Drehrichtung

Die Drehrichtung der Welle kann einen Einfluss auf die Lastverteilung der Welle, z.B. infolge Schrägverzahnung, und damit auf die Lebensdauer der Lager haben. Setzen Sie einen Haken in die Checkbox rechts neben dem Eingabefeld Drehzahl, sind die Einträge der Dropdownliste einseh- und auswählbar. Ist die Checkbox hingegen nicht aktiviert, wird der Wert aus dem Eingabefeld Drehrichtung (siehe Seite III-37) im Eingabefenster Basisdaten übernommen.

24.2.1.7 Werkstoff

Mittels dieser Dropdownliste können Sie den Wellenwerkstoff wählen und damit jeder Welle ein individuelles Material zuordnen. Zusammen mit dem Verbindungen-Element aus dem Elementbaum können Sie damit auch Einzelwellen aus unterschiedlichen Werkstoffen erstellen.

24.2.1.8 Rohmass

Das Eingabefeld Rohmass ist ausschlaggebend für die Festigkeitsberechnung. Ist im Eingabefenster Festigkeit in der Dropdownliste Zustand bei Wärmebehandlung die Option Vorgedreht auf Istdurchmesser gewählt, hat die Vorgabe des Rohmasses keinen Einfluss auf die Berechnung. Steht die Auswahl hingegen auf Rohdurchmesser, wird der grösste, gerundete Wellendurchmesser gesetzt und die Festigkeitsberechnung mit diesem Wert durchgeführt. Setzen Sie einen Haken in die Checkbox rechts neben dem Eingabefeld um den Durchmesser des Rohlings vor dem Drehen selbst zu wählen.

24.2.1.9 Einhärtetiefe (FKM)

Das Eingabefeld für die Einhärtetiefe wird für die Abschätzung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile benötigt. Mit der Einhärtetiefe wird je nach Randschichthärtungsverfahren die Position des Übergangs Randschicht zu Kern bestimmt. Für die Hauptberechnung wird diese Eingabe nicht benötigt. Weitere Beschreibung zu dieser Berechnung finden Sie im Kapitel 'Abschätzung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile'.

24.2.1.10 Oberflächenverfestigung

Bei dieser Auswahl-Liste kann definiert werden, ob eine zusätzliche Oberflächenverfestigung angewendet wurde oder nicht. Zur Auswahl stehen `Rollen` und `Kugelstrahlen`.

24.2.1.11 Zustand bei Wärmebehandlung

Zur Bestimmung des technologischen Grösseneinflussfaktors $K_{1,deff}$ können Sie hier aus drei Optionen wählen:

- Vorgedreht auf Ist- Durchmesser. Der Rohdurchmesser hat keinen Einfluss auf den technologischen Grösseneinflussfaktor. Die Grösse $K_{1,deff}$ wird für jeden Querschnitt basierend auf dem für den Querschnitt gültigen Durchmesser neu berechnet.
- Rohdurchmesser. $K_{1,deff}$ wird einmal aus dem Rohdurchmesser bestimmt und für alle Querschnitte verwendet.
- Vorgedreht aus Ist-Durchmesser (bei Absätzen K1 aus d)

HINWEIS

Das Feld `Rohmass` kann auch im `Elementeditor` der entsprechenden Welle definiert werden. Geben Sie dazu diejenige Dimension des Rohmaterials ein, die bei der letzten Wärmebehandlung für die endgültigen Werkstoff-Eigenschaften verantwortlich ist. Verwenden Sie für eine Vollwelle den Aussendurchmesser des Rohlings, für ein Rohr die Wandstärke und für ein Gussteil die grösste Wanddicke.

24.2.1.12 Wärmebehandlung von Hohlwellen im vollen Zustand

Ist beim 'Zustand der Wärmebehandlung' nicht der Rohdurchmesser eingegeben und handelt es sich um eine Hohlwelle (di > 0.1*da), dann kann mit dieser Option unterschieden werden,

ob die Faktoren anhand der Vollwelle oder der Hohlwelle bestimmt werden. Diese Option ist nur für die Rechenmethoden FKM und DIN gültig.

In der FKM-Richtlinie 6. Ausgabe in der Tabelle 1.2.3 wird unterschieden zwischen Hohl- und Vollwelle und zusätzlich noch nach Fall 1 und Fall2. Fall1 ist für Bauteile aus vergütetem Stahl, einsatzgehärteter Einsatzstahl etc., Fall 2 für Bauteile aus unlegiertem Stahl, normalgeglühter Vergütungsstahl etc. Die 2 Fälle werden automatisch nach der Eingabe des Werkstoffes in KISSsoft unterschieden.

Nach DIN 743-2 wird für den Faktor K2 und K3 der Durchmesser der Welle für das deff verwendet, für den Faktor K1 wird bei einer Vollwelle entweder der Durchmesser oder bei einer Hohlwelle nach FKM die Wandstärke s oder 2* die Wandstärke s für deff verwendet.

24.2.1.13 Werkstoffkennwerte

Aus der Dropdownliste `Werkstoffkennwerte` können Sie wählen, wie KISSsoft die festigkeitsrelevanten Werkstoffkenngrössen ermitteln soll:

1. `mit Bezugsdurchmesser` Werte werden aus Datenbank (bei Bezugsdurchmesser) übernommen und mit K_1 beaufschlagt
2. R_p, R_m `laut Datenbank, sW für Bezugsdurchmesser` Die Grössen R_p und R_m werden grössenabhängig (ohne K_1), die Wechselfestigkeit σ_W für den in der Datenbank angegebenen Bezugsdurchmesser ermittelt und mit K_1 beaufschlagt.
3. R_p, R_m `laut Datenbank, σW konstant` Die Grössen R_p und R_m werden grössenabhängig, die Wechselfestigkeit σ_W ohne Einfluss des geometrischen Grössenfaktors aus der Datenbank entnommen. Der Grössenfaktor K_1 wird hier nicht berücksichtigt.
4. R_p, R_m `laut Datenbank, σW berechnet aus` R_m Die Grössen R_p und R_m werden grössenabhängig aus der Datenbank entnommen, σ_W wird aus der Zugfestigkeit R_m gemäss Norm ermittelt.

Die Daten des Werkstoffs, die in der Wellenfestigkeitsberechnung verwendet werden, leiten sich aus den Angaben in der Datenbank wie folgt ab:

- Wechselfestigkeitswerte (für Zug/Druck, Biegung etc.) werden direkt aus der Werkstoffdatenbank gelesen. Dort sind diese Werte für jede Rechenmethode einzeln definiert. Sofern Daten für diese Werkstoffe innerhalb der Rechenmethode definiert sind, werden genau diese Werte verwendet.

- Bruchfestigkeitswerte sind in der Datenbank auf Grund der spezifischen EN-Norm durchmesserabhängig abgelegt. Auf Grund des Rohdurchmessers wird die effektive Bruchfestigkeit aus der Datenbank ausgelesen und bei der Berechnung verwendet. Diese Art der Bestimmung der effektiven Bruchfestigkeit ist sehr verlässlich und bei allen Rechenmethoden zulässig. Sie bewirkt, dass die Werte bei allen Rechenmethoden die gleichen sind.

  Bei den Eingaben zu den Rechenmethoden kann wahlweise auch die Verwendung der Werkstoffdatenbank auf Grund der Angaben in der jeweiligen Norm gesetzt werden. Dann wird nach der Vorschrift (FKM oder DIN, bei Hänchen erfolgt eine Fehlermeldung) die effektive Bruchfestigkeit mit dem Dickenfaktor aus der Grund-Bruchfestigkeit bei Probendurchmesser (normalerweise 10 mm) bestimmt.

- Streckgrenze oder Dehngrenzwerte werden aus der Datenbank oder der Norm bestimmt, genau so wie bei der Bruchfestigkeit beschrieben.

24.2.1.14 Eigene Daten für Wöhlerlinie

Setzen eines Hakens in die Checkbox `Eigene Daten für Wöhlerlinie` ermöglicht die Definition einer eigenen Wöhlerlinie. Geben Sie dort auch die ertragbare Schädigungs- bzw. Minersumme an. Ist der Haken in der Checkbox nicht gesetzt, wird die Wöhlerlinie nach DIN743 oder FKM verwendet/vom Programm definiert. Eine Eingabe der eigenen Wöhlerlinie oder eine Anpassung der ertragbaren Schädigungssumme ist z.B. sinnvoll wenn die Rechnung an Versuche angepasst werden soll.

24.2.1.15 Resultate im Protokoll berücksichtigen

Ist dieser Flag gesetzt, wird die entsprechende Welle mit ihren Elementen (äussere/innere Kontur, Kraftelemente, Lager) im Wellenhauptprotokoll ausgegeben. Dies ist nur für Eingaben gültig und beeinflusst die Berechnungsresultate nicht. Als Standardeinstellung ist dieser Flag gesetzt.

24.2.2 Aussenkontur

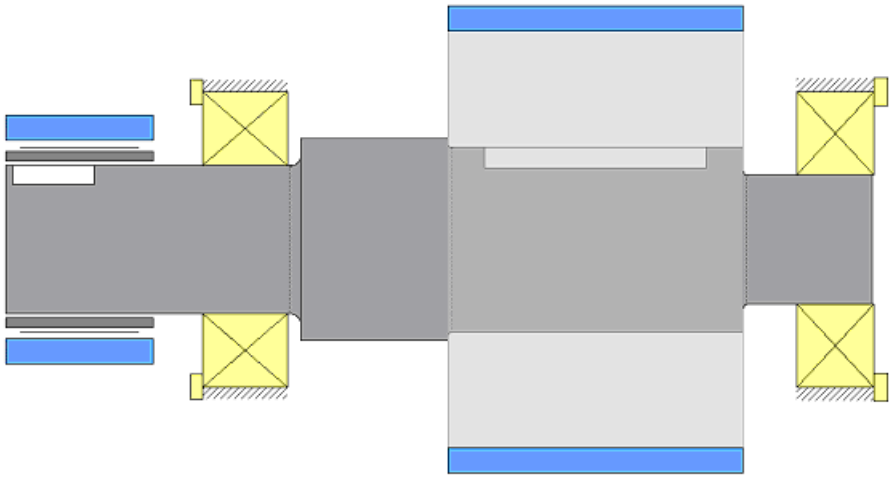
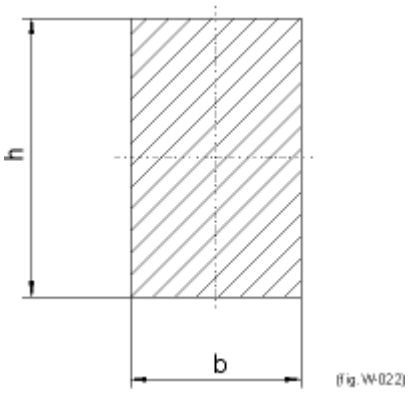


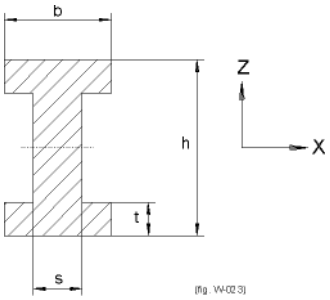
Abbildung 24.5: Darstellung der Aussenkontur im `Welleneditor`

Zur Definition der Wellengeometrie können (Hohl-) Zylinder, (Hohl-) Konen und Träger verwendet werden. Um ein neues Element einzugeben, wählen Sie im Elementbaum das gewünschte Element auf Gruppenebene, z.B. `Aussenkontur`. Über rechten Mausklick kann das entsprechende Element hinzugefügt und an das rechte Ende der Welle angehängt werden. Alternativ dazu können Sie auf Elementebene ein bereits bestehendes Element auswählen (z.B. `Zylinder`) und durch Rechtsklick ein Kontextmenü öffnen. Die Option `Element davor(danach) einfügen` öffnet ein weiteres Untermenü, das die Auswahl eines Elements relativ zum bestehenden ermöglicht.

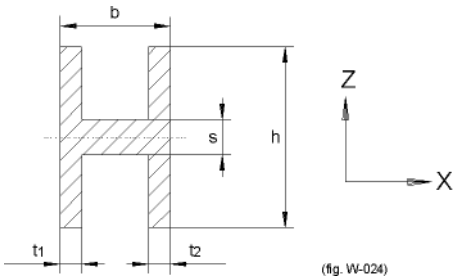
Mögliche Profile für Träger sind:



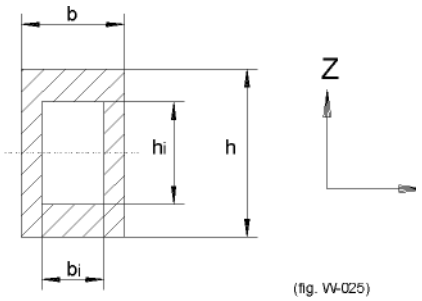
Rechteck-Profil



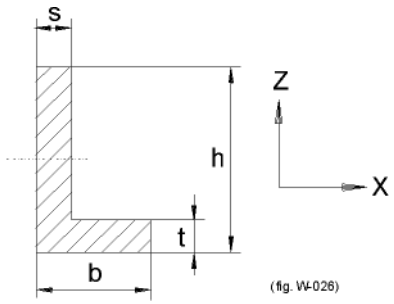
Doppel-T-Profil



H-Profil



Hohl-Rechteck-Profil



L-Profil

24.2.2.1 Definition der Nebenelemente

Um ein Nebenelement zu definieren muss das gewünschte Hauptelement im Elementbaum angewählt werden, auf welchem es positioniert werden soll. Danach kann über rechten Mausklick das gewünschte Nebenelement gewählt werden. Das eingefügte Nebenelement wird im Welleneditor gezeichnet, die dazugehörenden Kerbfaktoren werden in der Festigkeitsberechnung bestimmt. Die Nebenelemente können nach der Eingabe wie die Hauptelemente aktiviert werden (siehe Aktivieren).

Nebenelemente eingeben:

- **Radius rechts/ links**
  Eingabegrössen:
  - Radius: Die Grösse des Radius
  - Oberflächen-Rauhigkeit: Radiusoberfläche
- **Fase rechts/ links**
  Eingabegrössen:
  - Länge: Die Länge der Fase

- Winkel: Winkel der Fase

Freistich rechts/ links
Eingabegrössen:

- Freistich-Form: Auswahl der Freistich-Form nach DIN 509 oder FKM
- Reihe (DIN 509): (Auswahl: Reihe 1, Radien nach DIN 250; Reihe 2, spezielle Radien)
- Beanspruchung (DIN 509): (Auswahl: mit üblicher Beanspruchung; mit erhöhter Wechselfestigkeit)
- Freistich-Länge: Die Länge des Freistiches in Achsrichtung
- Übergangsradius: Radius zwischen Freistichende und anschliessendem Element
- Einstichtiefe: Tiefe des Einstiches
- Oberflächen-Rauhigkeit: Einstichoberfläche

Press-Sitz
Eingabegrössen:

- Press-Sitz-Länge: Länge des Presssitzes
- Art des Press-Sitzes: (Auswahl: Leichter Press-Sitz, Press- Sitz und Press-Sitz mit Ausnahmen)
- Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zum Beginn des Presssitzes

Passfeder-Nut
Eingabegrössen:

- Länge: Länge der Passfedernut
- Norm: Normen der Passfeder
- Passfedernutbreite: Breite der Passfedernut (Bei 'Eigene Eingabe' eingebbar)
- Passfedernuttiefe: Tiefe der Passfedernut (Bei 'Eigene Eingabe' eingebbar)
- Anzahl Passfedern: (i > 2 nach Norm nicht vorgesehen)
- Herstellverfahren: (Auswahl: Fingerfräser, Scheibenfräser, Kombiniert mit Press-Sitz (FKM))
- Oberflächen-Rauhigkeit: Passfedernutoberfläche
- Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zum Beginn der Passfedernut

- **Umlauf-Nut**
  Eingabegrössen:
  - Tiefe: Tiefe der Umlaufnut
  - Rundung im Nutgrund: Radius der Umlaufnut
  - Oberflächen-Rauhigkeit: Umlaufnutoberfläche
  - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zur Mitte der Umlaufnut
- **Rechteck-Nut**
  Eingabegrössen:
  - Breite: Breite der Rechtecknut
  - Tiefe: Tiefe der Rechtecknut
  - Radius: Radius der Rechtecknut
  - Oberflächen-Rauhigkeit: Rechtecknutoberfläche
  - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zur Mitte der Rechtecknut
- **Spitzkerbe**
  Eingabegrössen:
  - Tiefe: Tiefe der Spitzkerbe
  - Oberflächen-Rauhigkeit: Spitzkerbenoberfläche
  - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zur Mitte der Spitzkerbe
- **Kerbverzahnung**
  Eingabegrössen:
  - Norm: Normreihe der Kerbverzahnung (über den  - Knopf gewünschte Grösse aus einer Liste wählbar)
  - Kopfkreis: kann aus der Normenliste ausgewählt oder eingegeben werden
  - Fusskreis: kann aus der Normenliste ausgewählt oder eingegeben werden
  - Zähnezahl: kann aus der Normenliste ausgewählt oder eingegeben werden
  - Modul: kann aus der Normenliste ausgewählt oder eingegeben werden
  - Oberflächenqualität: Kerbverzahnungsoberfläche
  - Länge: Länge der Kerbverzahnung
  - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zum Beginn der Kerbverzahnung

- **Keilwelle**
  Eingabegrössen:
  - Kopfkreis: Kopfkreis der Keilwelle
  - Fusskreis: Fusskreis der Keilwelle
  - Anzahl Keile: Anzahl der Keile
  - Keilwellen-Fussrundung: (Auswahl: Form A, Form B und Form C)
  - Länge: Länge der Keilwelle
  - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zum Beginn der Keilwelle
  - Oberflächenqualität: Keilwellenoberfläche
- **Querbohrung**
  Eingabegrössen:
  - Bohrungsdurchmesser: Durchmesser der Bohrung
  - Oberflächen-Rauhigkeit: Querbohrungoberfläche
  - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zur Position der Querbohrung
- **Gewinde**
  Eingabegrössen:
  - Bezeichnung: Bezeichnung des Gewindes
  - Gewindetiefe: Tiefe des Gewindes
  - Rundung: Rundung im Kerbgrund des Gewindes
  - Länge: Länge des Gewindes
  - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zum Beginn des Gewindes
  - Oberflächen-Rauhigkeit: Gewindeoberfläche
- **Allgemeine Kerbwirkung**
  Eingabegrössen:
  - Breite: Breite des allgemeinen Nebenelementes
  - Kerbfaktor Biegung/ Torsion/ Zug-Druck/ Querkraft: die Kerbfaktoren können hier direkt eingegeben werden
  - Oberflächen-Rauhigkeit: Oberfläche des allgemeinen Nebenelementes
  - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zur Mitte des allgemeinen Nebenelementes

Der Kerbtyp „Konischer Wellenabsatz“ kann direkt in der Festigkeitsberechnung (s. Abschnitt "Querschnittarten" auf Seite III-85) aktiviert werden.

24.2.2.2 Import der Wellengeometrie

Mit rechtem Mausklick neben der Aussen-/ bzw. Innenkontur wird ein Pop-up-Menu geöffnet (siehe Bild). Wählt man `Importieren` an, kann eine *.ktx- oder eine dxf-Datei eingelesen werden.

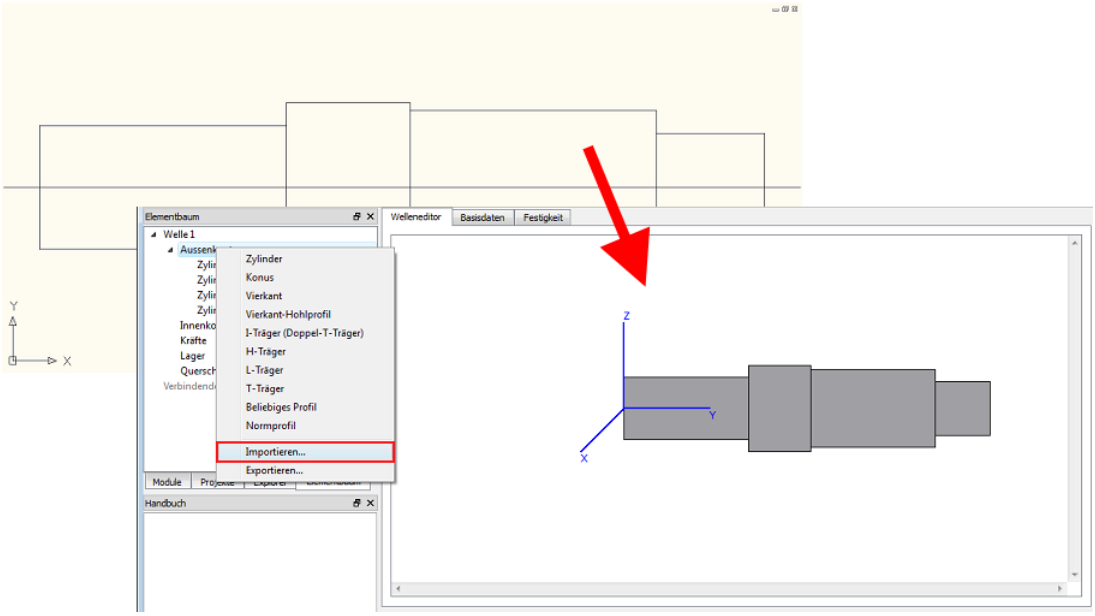


Abbildung 24.6: Importieren der Wellengeometrie aus einer dxf-Datei

Einlesen einer ktx-Datei:

Beim KISSsoft im Elementbaum der Wellenberechnung mit rechtem Mausklick auf dem Element `Aussenkontur` das Popup-Menu starten und `Importieren` auswählen. Die gewünschte *.ktx -Datei auswählen und `Öffnen` wählen. Die Wellenkontur wurde somit eingelesen.

Einlesen einer dxf-Datei:

Die Aussen- und die Innenkontur (falls vorhanden) der Welle sollten einzeln vom CAD ausgegeben werden.

HINWEIS:

Für den Layernamen kann der Vorgabewert **ALL** verwendet werden, somit werden alle Layer gelesen. Als Variante können die Konturen auch in verschiedene Layer gelesen werden. Der Name des Layers muss in das entsprechende Eingabefeld eingetragen werden. Bei Unsicherheit über die exakte Bezeichnung des Layers kann versuchsweise ein sicher ungültiger Name angegeben werden (z.B. XXX). Beim Einlesen erfolgt dann eine Fehlermeldung, in welcher die gültigen Layernamen aufgelistet werden.

- Zeichnen Sie die Wellenkontur mit Mittellinie in einem CAD-System. Als Koordinatensystem kann man die x-y-Ebene nehmen (x-Achse als Rotationsachse), die Kontur wird nachher beim Einlesen richtig interpretiert, so dass die Welle im KISSsoft in der y-z-Ebene gezeichnet wird (Rotationsachse y-Achse). Die Wellengeometrie ist als *.dxf abzuspeichern.
- Beim KISSsoft im Elementbaum der Wellenberechnung mit rechtem Mausklick auf dem Element `Aussenkontur` das Popup-Menu starten und `Importieren` auswählen. Die gewünschte *.dxf-Datei auswählen und `Öffnen` wählen.
- Er öffnet sich ein weiterer Dialog, in welchem man den Layer, den Ursprungspunkt (x/y) und den Winkel der Symmetrieachse definieren kann. Hat man hier seine Eingaben definiert, kann der Dialog mit OK geschlossen werden. Die Wellenkontur wird dann mit diesen Angaben eingelesen.

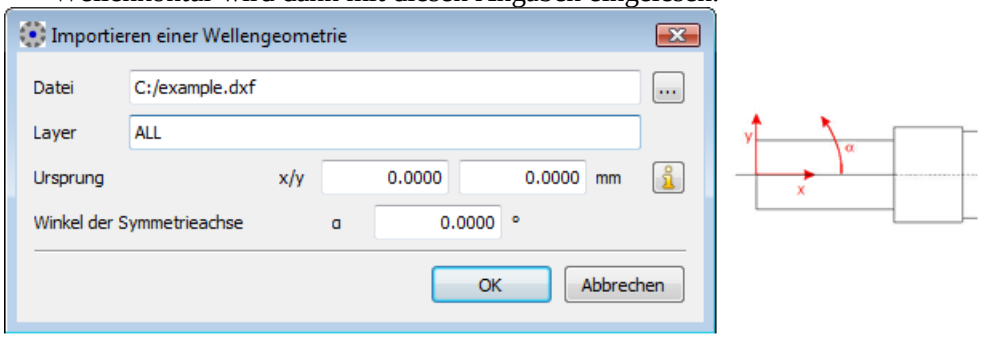


Abbildung 24.7: Importdialog zum Einlesen von dxf-Dateien

24.2.2.3 Export der Wellengeometrie

Mit rechtem Mausklick neben der Aussen-/ bzw. Innenkontur wird ein Pop-up-Menu geöffnet (siehe Bild). Wählt man `Exportieren` an, kann eine *.ktx oder eine *.dxf-Datei geschrieben werden.

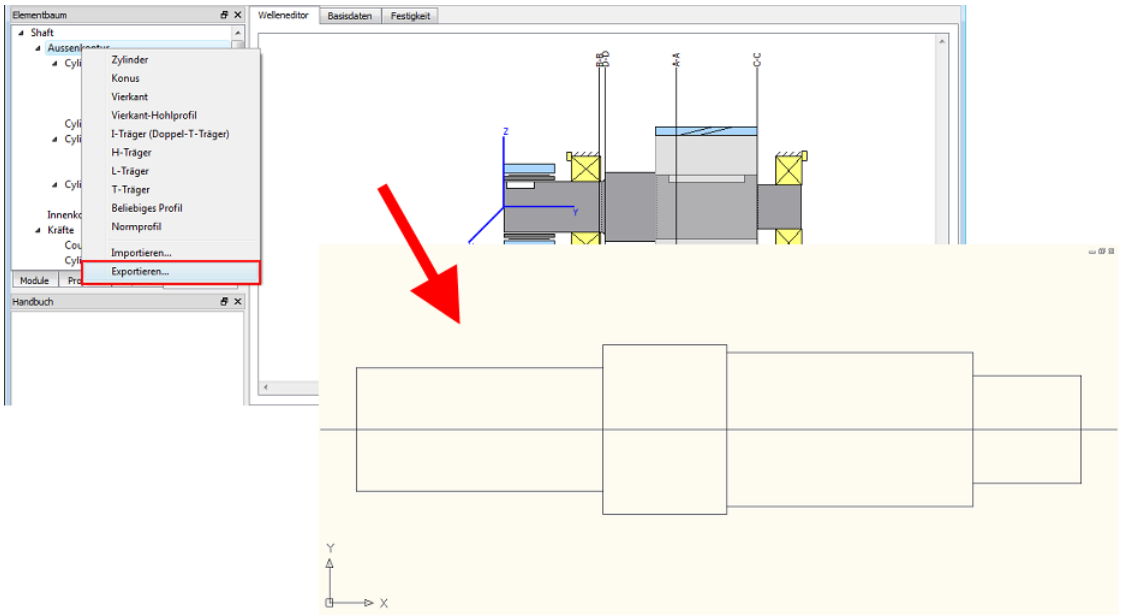


Abbildung 24.8: Exportieren der Wellengeometrie in eine dxf-Datei

Vorgehen beim Auslesen in eine Datei:

- Aus dem Welleneditor kann die zuvor definierte Welle exportiert werden. Im KISSsoft-Elementbaum der Wellenberechnung mit rechtem Mausklick auf dem gewünschten Element z.B. `Aussenkontur` das Popup-Menu starten und `Exportieren` auswählen. Es gibt die Möglichkeit die Innen- oder Aussenkontur der verschiedenen Wellen zu exportieren.
- Nachdem man die Kontur gewählt hat, erscheint ein Dialog, in welchem man den Namen für das *.ktx oder *.dxf definieren kann.

24.2.3 Innenkontur

Die Innenkontur wird, genau wie die Aussenkontur, von links nach rechts aufgebaut. Um eine Welle einzugeben, die nur von der rechten Seite her eine Längsbohrung hat, muss zuerst von links her bis zum Beginn der Bohrung ein Innen-Zylinder mit Durchmesser 0 eingegeben werden.

24.2.4 Kräfte

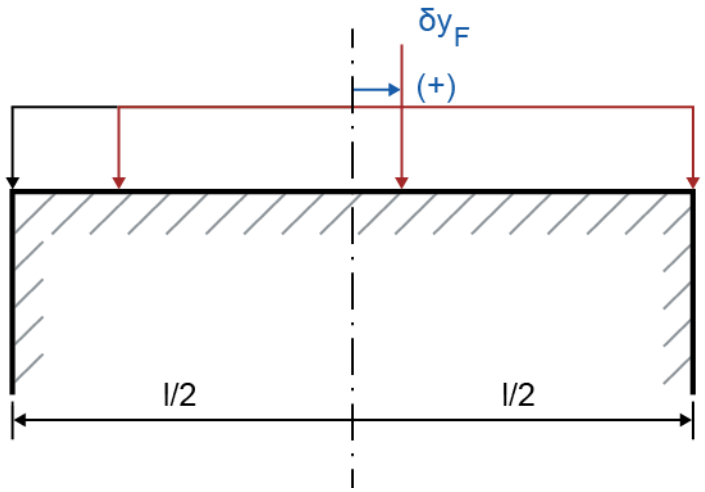
24.2.4.1 Kräfte

Kräfte können an beliebigen Stellen der Welle und auch ausserhalb (!) der Welle angesetzt werden. Zur Auswahl stehen verschiedene Möglichkeiten, um kräfteübertragende Elemente (wie Zahnräder) oder auch Einzelkräfte zu definieren. Die Richtung von Momenten wird bei den meisten Kraftelementen durch die Eingabe von 'treibend' / 'getrieben' bestimmt. Die Eingabe 'treibend' bedeutet dabei, dass die Welle treibt bzw. dass das Moment der Drehrichtung entgegen wirkt, siehe auch 24.3.5 (siehe Seite III-37).

Anmerkungen zu einigen speziellen Elementen:

- Stirnrad
  Position des Eingriffs: Angabe der Lage des Eingriffpunktes mit dem zugepaarten Rad gemäss Bild 24.3 auf Seite III-35 (an diesem Punkt greifen die Kräfte an).
  Anstelle des Teilkreisdurchmessers ist genauer der Wälzkreisdurchmesser sowie der Betriebseingriffswinkel statt des Eingriffswinkels einzugeben.
  Diese Werte können über den Umrechnungs-Button berechnet werden.

  Der Mittelpunkt der Krafteinleitung ist standardmässig die Mitte des Zahnrads. Dies kann geändert werden, indem ein Versatz δyF für den Punkt der Krafteinleitung nach den folgenden Formeln ermittelt wird:



  Ursprüngliche Anfangsposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: L0 = Mitte des Zahnrads - (Zahnradbreite/2)
  Ursprüngliche Endposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: R0 = Mitte des Zahnrads + (Zahnradbreite/2)

*Wenn δyF > 0
Neue Anfangsposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: L1 = L0 + 2 * δyF
Neue Endposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: R1 = R0

*Wenn δyF < 0
Neue Anfangsposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: L1 = L0
Neue Endposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: R1 = R0 + 2 * δyF

Diese Berechnungen sind nur gültig, wenn die entsprechende Einstellung in den modulspezifischen Einstellungen aktiviert ist. Das gleiche Verfahren ist für alle Zahnradelemente anzuwenden.

- Kegelrad
  Position des Eingriffs: siehe bei Stirnrad.
  Die Position des Kegelrades kann über die Kegelraddaten umgerechnet werden. Der Bezugspunkt für die Positionierung ist die Mitte der Kegelradbreite auf dem Teilkegel. Die Position des Kegelrades kann über die Position des Achskreuzungspunktes auf der Welle und weiteren Kegelraddaten umgerechnet werden.

  Bei Hypoidrädern wird zusätzlich eine Kraftkomponente durch Reibung (μ = 0.05) berücksichtigt.

- Kronenrad
  Bei den Kronenrädern wird der Teilkegelwinkel immer auf 90° gesetzt (nicht editierbare Eingabe).

- Schnecke
  ist im Normalfall treibend. Der Wirkungsgrad wird bei der Berechnung der Kraftkomponenten berücksichtigt. Position des Eingriffs: siehe bei Stirnrad.

- Schneckenrad
  ist im Normalfall getrieben. Der Wirkungsgrad wird bei der Berechnung der Kraftkomponenten berücksichtigt. Position des Eingriffs: siehe bei Stirnrad.

- Seilscheibe
  Seilzugrichtung: Angabe der Richtung der Resultierenden der Seilzugkraft gemäss Bild 24.3 auf Seite III-35.

Die Richtungen von Schrägungswinkeln und Lage der Elemente sind in Bild 24.9 definiert.

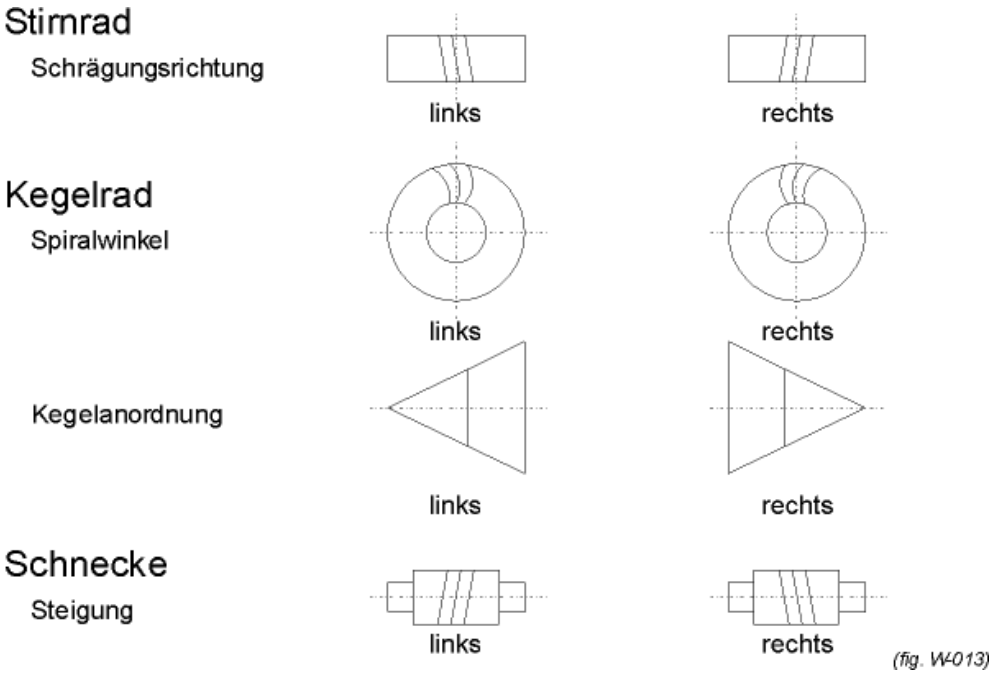


Abbildung 24.9: Zur Definition von Richtungen bei Kraftelementen.

Exzentrische Kraft

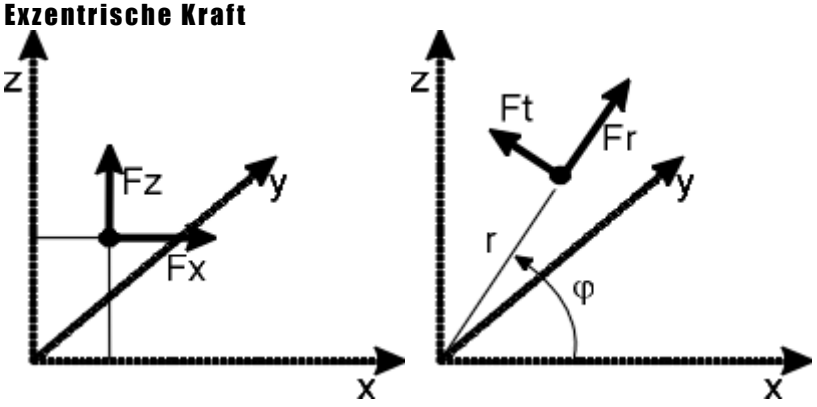


Abbildung 24.10: Kartesische/Polarkoordinaten für die exzentrische Kraft

Die exzentrische Kraft kann in kartesischen oder in Polarkoordinaten eingeben werden(siehe Abb.24.10). Das Koordinatensystem lässt sich unter `Zeichnungen/Einstellungen` im Welleneditor ändern.

Übernahme der Daten aus der Zahnradberechnung

Die Eingabedaten zur Definition für Stirn- oder Kegelräder können im `Elementeditor` auch aus einer Zahnradberechnungsdatei eingelesen werden. Nach Einfachklick des entsprechenden Elements im Elementbaum muss dafür ein Haken in die Checkbox `Daten aus Datei lesen` gesetzt werden. Nach der Auswahl der Nummer des Rades (1 bis 4) und des Paars werden die entsprechenden Daten direkt übertragen. Es werden dabei die Daten am Wälzpunkt statt am Teilkreis verwendet.

Wichtig: Bleibt in dieser Eingabemaske der Flag Daten aus Datei lesen gesetzt, werden bei jedem Aufruf der Wellenberechung die Daten von neuem aus der Zahnradberechnung geholt. Bei einer nachträglichen Änderung der Zahnraddaten werden die neuen Daten damit automatisch übertragen! Falls der Flag nicht gesetzt bleibt, werden die Daten nur einmalig aus der Zahnradberechnung kopiert und später nicht mehr aktualisiert. In der Eingabemaske mit den Zahnraddaten sind bei verbundenen Dateien deshalb die meisten Eingabefelder nicht editierbar, ausgenommen sind die Position des Eingriffs sowie die Y-Koordinate.

24.2.4.2 Kupplung

Die Kupplung überträgt ein Drehmoment und kann zusätzlich durch radiale und axiale Kräfte belastet sein. Aus dem Drehmoment (bzw. der eingegebenen Leistung und der Drehzahl) ergibt sich die Umfangskraft zu

$$F_t = \frac{M_t \cdot 2}{d} \tag{24.2}$$

F_t = Umfangskraft

M_t = Drehmoment

d = Wirkungsdurchmesser

Radialkraftberechnung bei einer Kupplung:

$$F^*_R = K_2 \cdot F_t \tag{24.3}$$

F_t = Umfangskraft

K_2 = Radialkraftfaktor

Die Wirkrichtung der Kraft ist in der Eingabemaske zu definieren. Ausserdem wird die Masse der Kupplung abgefragt und in der Berechnung als Gewichtskraft berücksichtigt.

Axialkraftberechnung bei einer Kupplung:

$$F^*_A = K_3 \cdot F_t \qquad (24.4)$$

F_t = Umfangskraft

K_3 = Axialkraftfaktor

Die Wirkrichtung der Axialkraft ist die Wellenmittellinie.

24.2.4.3 Masse

Zusatzmassen, die auf der Welle sitzen, werden als Trägheit bei der Bestimmung der kritischen Drehzahlen und als Gewichtskraft berücksichtigt.

24.2.4.4 Magnetischer Zug

Radiale und axiale Kräfte, die durch eine elektromagnetische Wicklung entstehen, werden berücksichtigt.

Radialkraftberechnung:

$$F_R = K_1 \cdot D \cdot L \cdot v \cdot \frac{f}{del0} \qquad (24.5)$$

K_1	=	0.1 bei Drehstrommaschinen mit Polzahl 2
		0.2 sonst
D	=	(mm) Ständerblech-Innendurchmesser bei Drehstrommaschinen
		bzw. Läuferblech-Aussendurchmesser bei Gleichstrommaschinen
L	=	(mm) Länge des aktiven Blechpaketes (ohne Kühlschlitze)

v	=	Dämpfungsfaktor:
		Drehstrom-Asynchronmaschine: Käfigläufer: v = 0.25
		Drehstrom-Asynchronmaschine: Schleifringläufer: v = 0.7
		Drehstrom-Synchronmaschine v = 0.5
		Gleichstrommaschine mit Wellenwicklung v = 1.3
f/del0	=	Verhältnis von mittlerer Exzentrizität zum Nennluftspalt
		= 0.2 für Drehstrommaschinen
		= 0.1 für Gleichstrommaschinen

Axialkraftberechnung:

F^*_A	=	35 . α/D
F^*_A	=	Axialkraftfaktor
T	=	Drehmoment (Nm)
α	=	Axiale Nutschrägung (Grad)
D	=	(mm) Ständerblech-Innendurchmesser bei Drehstrommaschinen
		bzw. Läuferblech-Aussendurchmesser bei Gleichstrommaschinen

24.2.5 Lager

Zusätzlich zur Wellenberechnung können Wälzlager und allgemeine Lager als separate Wälzlager oder Gleitlager Berechnungsdatei exportiert werden (`Datei > Exportieren`).

24.2.5.1 Lager allgemein

Als Lager gelten alle Lagerelemente, starr oder elastisch. Über die Eingabe eines Festlagers, eines rechts angestellten, links angestellten oder eines Axiallagers wird festgelegt, an welcher Stelle der Welle die Axialkraft aufgenommen wird. Diese Information wird auch in die Wälzlagerberechnung übertragen. Bei Kegelrollenlagern (und ähnlichen Konfigurationen) ist nicht immer von Anfang an klar, welches Lager die Axialkraft aufnimmt. Hier sollte die Anstellung der Lager eingegeben werden. Ein Lagerversatz kann in radialer oder axialer Richtung vorgegeben werden. Damit lassen sich z.B. Einbaufehler simulieren.

24.2.5.2 Wälzlager

Neben dem allgemeinen Lagertyp ist es auch möglich, ein spezifisches Wälzlager auszuwählen. Die Daten des Lagers werden aus der Wälzlagerdatenbank übernommen. Dann stehen die Geometriedaten bereits zur Verfügung und das Lager kann mit Breite und Aussendurchmesser gezeichnet werden. Ausserdem kann für das Lager mit schrägem Druckwinkel in der Berechnung die schräge Kraftrichtung berücksichtigt werden. Zudem kann ein Lagerspiel für jedes Wälzlager (nach DIN 620 C2,C0,C3, C4 oder Eigene Eingabe) definiert werden.

Die Lagersteifigkeit wird aus der Lagerdatenbank übernommen, wenn dort ein Eintrag vorhanden ist. Die Steifigkeit kann in der Oberfläche überschrieben werden. Weiter gibt es die Möglichkeit, die Steifigkeit in einer Datei zu definieren (als Beispiel W05-Stiffness.dat), mit welcher die lokale Betriebssteifigkeit des Lagers berechnet werden kann. In der Datei sollte das Lagerspiel in der Verlagerungs-Belastungskurve enthalten sein, deswegen wird der Eingabewert des Spiels beim Lesen einer Datei auf 0 gesetzt.

Um die Vorspannkraft auf dem Lager zu definieren, kann statt des Offsets die axiale Vorspannkraft auf dem Aussenring verwendet werden. Dies wird nur bei Lager mit innerer Geometrie, und nur falls das Lager eine axiale Vorspannkraft aufnehmen kann, berücksichtigt. Die Vorspannkraft wird dann intern in einen entsprechenden Versatz des Aussenrings umgewandelt. Zusätzlich kann bei Lagern mit innerer Geometrie die Rotation um die X- und die Z-Achse des Aussenrings vom User definiert werden. Damit kann zum Beispiel die Deformation des Gehäuses modelliert werden und es erlaubt die direkte Eingabe von FEM Daten.

Das diametrale Lagerspiel definiert das durchmesserbezogene Spiel eines Lagers. Für ein Rillenkugellager ist das diametrale Lagerspiel definiert als:

Pd = do – di – 2 * Dw

Wobei Pd das diametrale Lagerspiel, do der Laufbahndurchmesser aussen, di der Laufbahndurchmesser innen und Dw der Wälzkörperdurchmesser ist. Für andere Lagerbauarten werden ähnliche Definitionen verwendet, anhängig von der jeweiligen Bauart.

24.2.5.3 Randbedingungen der verschiedenen Lagerungen

Möglichkeiten bei der Auswahl `Wälzlager` mit den Verschiebungs- und Rotationsmöglichkeiten:

Auswahlliste Wälzlager	**ux**	**uy**	**uz**	**rx**	**ry**	**rz**
Loslager	fest	frei	fest	frei	frei	frei
Festlager beidseitig angestellt <->	fest	fest	fest	frei	frei	frei

Festlager rechts angestellt ->	fest	rechts	fest	frei	frei	frei
Festlager links angestellt <-	fest	links	fest	frei	frei	frei
Axiallager beidseitig angestellt <->	frei	fest	frei	frei	frei	frei
Axiallager rechts angestellt ->	frei	rechts	frei	frei	frei	frei
Axiallager links angestellt <-	frei	links	frei	frei	frei	frei

Möglichkeiten bei der Auswahl `Lager allgemein` mit den Verschiebungs- und Rotationsmöglichkeiten:

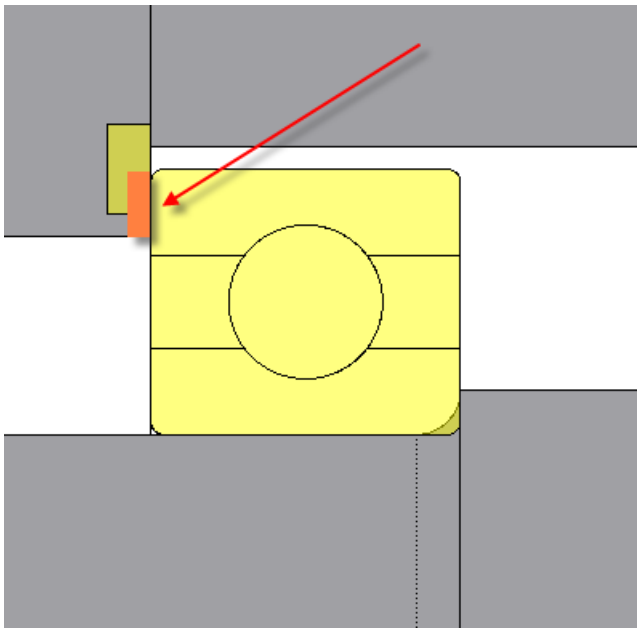
Auswahlliste Lager allgemein	**ux**	**uy**	**uz**	**rx**	**ry**	**rz**
Eigene Eingabe	Eigene Definition	Eigene Definition	Eigene Definition	Eigene Definition	Eigene Definition	Eigene Definition
Loslager	fest	frei	fest	frei	frei	frei
Festlager beidseitig angestellt <->	fest	fest	fest	frei	frei	frei
Festlager rechts angestellt ->	fest	rechts	fest	frei	frei	frei
Festlager links angestellt <-	fest	links	fest	frei	frei	frei
Axiallager beidseitig angestellt <->	frei	fest	frei	frei	frei	frei
Axiallager rechts angestellt ->	frei	rechts	frei	frei	frei	frei
Axiallager links angestellt <-	frei	links	frei	frei	frei	frei
Eingespannt	fest	fest	fest	fest	fest	fest

ux, uy, uz: Verschiebung in x-, y-, z-Richtung.

rx, ry, rz: Rotation um x-, y-, z-Richtung.

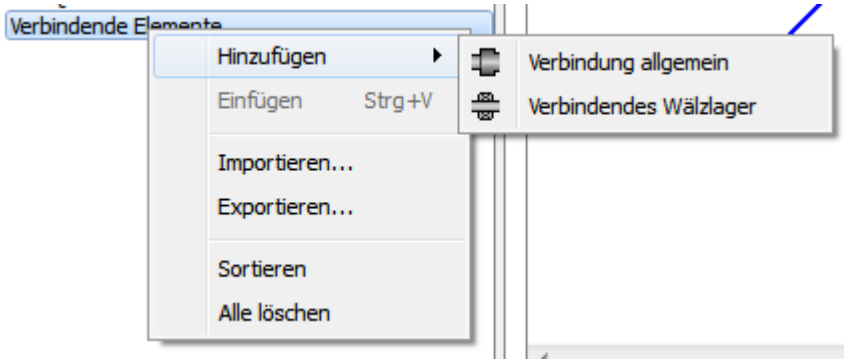
24.2.5.4 Reine Axiallagerung

Werden Lager als reine Axiallagerungen (links/rechts/beidseitig angestellt) definiert können keine Radialkräfte von diesen Lagerungen übernommen werden. Radialkräfte, verursacht durch Pressung des Aussenrings am Gehäuse und dem zugehörigen Reibkoeffizienten, werden ignoriert.



24.2.6 Verbindungselemente

Mehrere koaxiale Wellen können durch zwei unterschiedliche Verbindungselemente verbunden werden: Verbindung allgemein oder verbindendes Wälzlager. Das Verbindungselement zwischen den Wellen, die eine definiert als ‚Welle aussen' und die andere als ‚Welle innen', legt die Freiheitsgrade der Welle am Verbindungspunkt fest, für die drei relativen Verschiebung auf der x-, y- oder z-Achse und die drei relativen Drehungen um die x-, y- oder z-Achse.



HINWEIS

Die Anzahl der koaxialen Wellen ist mit 30 beschränkt.

24.2.6.1 Verbindung allgemein

Die Verbindung allgemein kann drei unterschiedliche Konfigurationen definieren: ein Gelenk, eine starre Verbindung oder eigene Eingabe.

Gelenk

Keine der Verschiebungen ist zulässig, dafür sind alle Rotationsfreiheitsgrade gegeben.

Starre Verbindung

Kein Freiheitsgrad (keine der 3 Verschiebungen und keine der 3 Rotationen) ist gegeben.

Eigene Eingabe

Der Benutzer kann seine eigenen Vorgaben machen für die translatorischen und die Rotationsfreiheitsgrade. Die Möglichkeiten sind:

- frei: der zugehörige Freiheitsgrad ist nicht eingeschränkt.
- fest: der zugehörige Freiheitsgrad ist in beide Richtungen eingeschränkt.
- fest mit Steifigkeit: der zugehörige Freiheitsgrad ist in beide Richtungen mit einer zusätzlichen Steifigkeit.
- einseitig: der zugehörige Freiheitsgrad ist eingeschränkt in einer Achsrichtung (positiv oder negativ, je nach Auswahl), aber frei in die gegenteilige Richtung. Das Mass an erlaubter Bewegung in die nicht eingeschränkte Richtung kann als Eingabe festgelegt werden.
- einseitig mit Steifigkeit: so wie oben und zusätzlich mit der Eingabemöglichkeit der Steifigkeit.
- zweiseitig: der zugehörige Freiheitsgrad ist in beide Richtungen eingeschränkt. Es kann jedoch ein zulässiges Spiel für beide Richtungen angegeben werden.
- zweiseitig mit Steifigkeit: so wie oben und zusätzlich mit der Eingabemöglichkeit der Steifigkeit.

24.2.6.2 Verbindendes Wälzlager

Um zwei Wellen zu verbinden, kann ein Wälzlager eingesetzt werden. Als zusätzliche Information im Vergleich zu oben wird einzig die Definition der Innenwelle und der Aussenwelle für das Wälzlager benötigt.

Der Innenring des Wälzlagers wird als fest auf der Innenwelle angenommen, und der Aussenring des Lagers auf der Aussenwelle. Die Art des Lager (Festlager rechts/links angestellt, etc.) definiert wie die Axialkräfte über das Lager von Welle zur anderen übertragen werden. Wälzlager schränken die Rotation auf der y-Achse nie ein, wodurch unterschiedliche Rotationsgeschwindigkeiten der verbundenen Wellen möglich sind.

Da nicht nur Kräfte sondern auch Momente über die Verbindungselemente übertragen werden müssen, empfehlen wir sehr die Lagerberechnung mit innerer Geometrie durchzuführen, wenn Wälzlager als Verbindungselement gewählt wurden.

24.2.7 Querschnitte

Zur Bedeutung der Querschnitte für die Festigkeitsberechnung lesen Sie bitte auch den entsprechenden Abschnitt (siehe Seite III-83) im Kapitel Wellen berechnen (siehe Seite III-55).

24.2.7.1 Freier Querschnitt

Freie Querschnitte erlauben die Eingabe von Kerbwirkungen unabhängig von der tatsächlichen Definition der Wellengeometrie.

24.2.7.2 Bedingter Querschnitt

Der bedingte Querschnitt ist die bevorzugte Art Querschnitte in der Wellenberechnung zu definieren. Die Kerbwirkung wird automatisch gemäss den Geometrieeingaben an der Position dieses Querschnitts ermittelt. Bei Änderungen an der Wellengeometrie muss der Querschnitt nicht manuell angepasst werden, die Änderungen werden automatisch übernommen. Allerdings erfordert das Arbeiten mit bedingten Querschnitten eine detaillierte Eingabe der Wellengeometrie.

24.2.7.3 Dokumentationspunkt

Setzten Sie einen Dokumentationspunkt um die Vergleichsspannung, Verschiebung, Rotation, Kraft und Moment an einer bestimmten Position der Welle im Protokoll zu dokumentieren.

HINWEIS:

Um die Reaktionskraft bzw. das Reaktionsmoment an einer Auflage zu dokumentieren, muss die Position des Dokumentationspunkts etwas rechts von der Position der Auflage und nicht genau an der gleichen Stelle platziert werden. Mehr Details finden Sie im Protokoll der Biegelinie.

24.3 Basisdaten

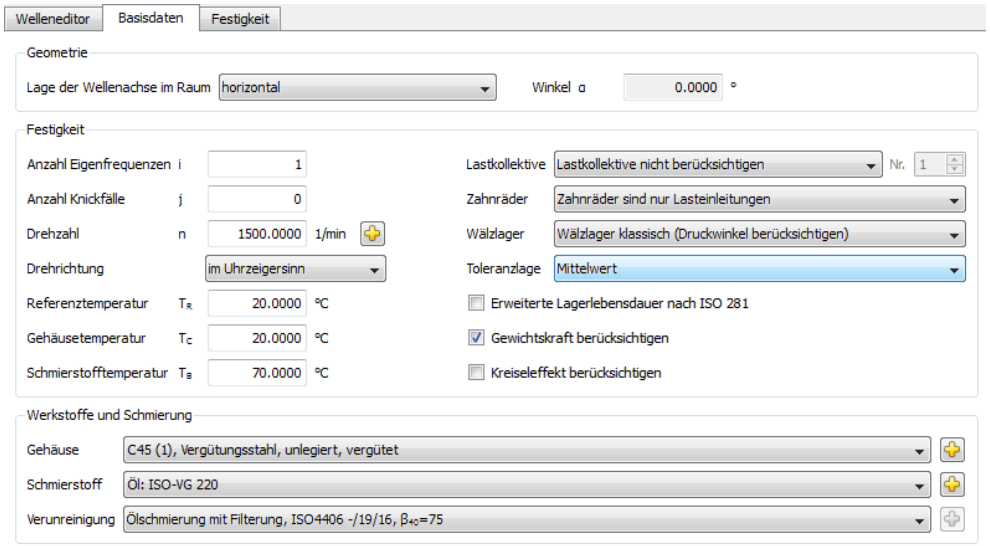


Abbildung 24.6: Eingabefenster `Basisdaten` des Moduls `Wellenberechnung`

Im Eingabefenster `Basisdaten` haben Sie Kontrolle über die grundlegenden Voreinstellungen zur Wellenberechnung. Folgende Grössen stehen Ihnen für die Parametrierung zur Verfügung:

24.3.1 Lage der Wellenachse im Raum

Die Lage der Wellenachse im Raum wird entsprechend Bild 24.7 definiert.

Die Lage der Welle im Raum (horizontal, vertikal oder in einem definierbaren Winkel zur Horizontale) hat als Konsequenz:

Das Gewicht der Welle wird (bei horizontaler Lage) bei der Berechnung der Durchbiegung als Gewichtskraft in der ZY -Ebene berücksichtigt; bei vertikaler Lage hingegen ergibt sich eine Axialkraft, die beispielsweise in der Wälzlagerberechnung berücksichtigt wird. Bei Schieflage der Welle werden die entsprechenden Komponenten korrekt auf die ZY -Ebene und die Axialkraft verteilt.

Alternativ kann der Richtungsvektor der Gewichtskraft mit drei Koordinaten eingegeben werden.

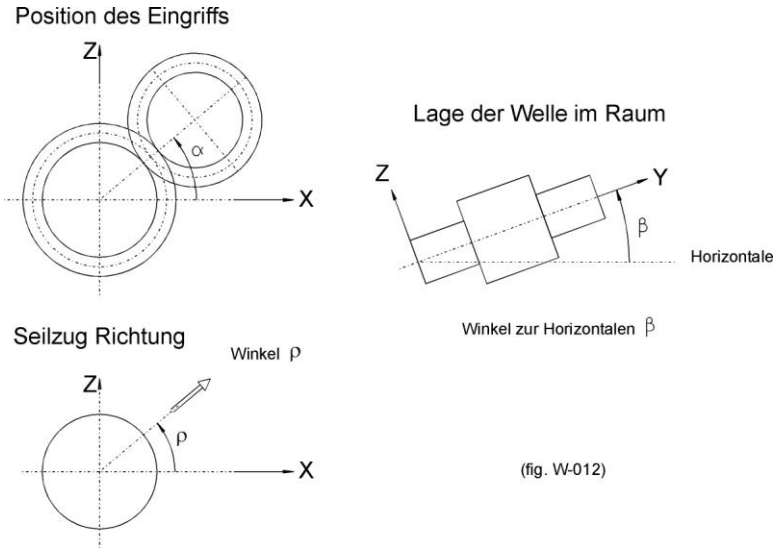


Abbildung 24.7: Zur Definition der Lage der Welle und der Position des Eingriffs.

24.3.2 Anzahl Eigenfrequenzen

Bestimmen Sie in diesem Eingabefeld die Anzahl der von KISSsoft zu ermittelnden Eigenfrequenzen (siehe Seite III-62).

24.3.3 Anzahl Knickfälle

Bestimmen Sie in diesem Eingabefeld die Anzahl der von KISSsoft zu ermittelnden Knickfälle (siehe Seite III-64).

24.3.4 Drehzahl

Die Drehzahl wird in Umdrehungen pro Minute eingegeben. Klicken des -Buttons öffnet das Fenster `Drehzahlen definieren`. Darin finden Sie die Drehzahl und die Drehrichtung sämtlicher Wellen definiert. Setzen Sie eines Hakens in die Checkbox rechts neben dem Eingabefeld der Drehzahl ermöglicht das Überschreiben der Drehzahl für eine Welle.

Die für die Berechnung verwendete Wellendrehzahl ist auch im entsprechenden Protokoll „Protokoll” -> „Wellendrehzahlen” zu finden.

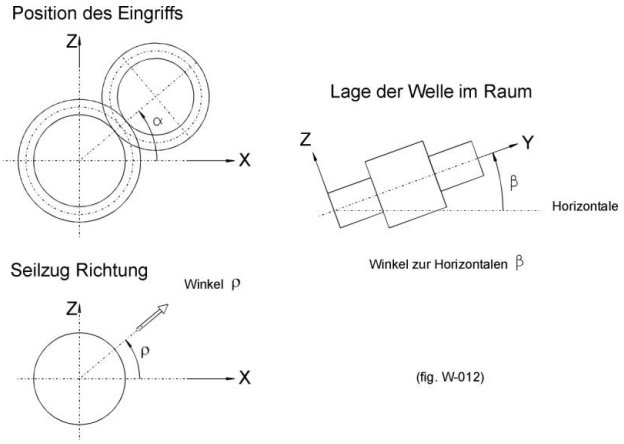
HINWEIS

Die Änderung der Drehzahl ändert auch die wirkenden Drehmomente, bzw. Leistungen.

24.3.5 Drehrichtung

Die Wellenachse verläuft in positiver y-Richtung (von links nach rechts im grafischen Welleneditor). Die z-Achse zeigt im Welleneditor nach oben, die x-Achse aus dem Bildschirm heraus. Eine Rechtsdrehung der Welle um die y-Achse ist als „im Uhrzeigersinn“ einzugeben.

Die Koordinatenrichtungen und die positive Richtung von Kräften und Momenten ist auch folgender Abbildung zu entnehmen. Zu beachten ist, dass die Gewichtskraft in negativer z- Richtung wirkt, wenn die Welle horizontal (s. Abschnitt "Lage der Wellenachse im Raum" auf Seite III-35) liegt.



Die Richtung von Momenten wird bei den meisten Kraftelementen durch die Eingabe von ‚treibend‘/‚getrieben‘ bestimmt. Die Eingabe ‚treibend‘ bedeutet dabei, dass die Welle treibt (eine externe Anwendung) bzw. dass das Moment der Drehrichtung entgegen wirkt (d.h., der Welle wird Leistung entnommen). Die Eingabe ‚getrieben‘ bedeutet dabei, dass die Welle von aussen (z.B. durch einen Motor) angetrieben wird, bzw. dass das Drehmoment mit der Drehrichtung wirkt (d.h., der Welle wird Leistung zugeführt).

24.3.6 Referenztemperatur

Die `Referenztemperatur` ist als die Temperatur zu verstehen, für die die Abmessungen der Welle eingegeben wurden. Es ist die Temperatur, die den Zeichnungsdaten oder der Prüfung des Bauteils zugrunde liegt.

24.3.7 Gehäusetemperatur

Die Temperatur des Gehäuses bestimmt mit dem Wäremeausdehnungskoeffizienten eine Dehnung, die den Abstand der Lagerungspunkte verändert. Ausserdem hat die Wärmedehnung und der E-Modul des Gehäuses einen Einfluss auf das Betriebsspiel von Wälzlagern.

HINWEIS

Wenn Sie den Einfluss von Wärmedehnungen untersuchen möchten, berücksichtigen Sie auch die axiale Steifigkeit von Lagerungen. Wenn die Lagerungen als starr angenommen werden, ergeben sich zu grosse Lastüberhöhungen.

Der Lageraussenring und das Gehäuse haben die gleiche Temperatur sowie der Lagerinnenring und die Welle die gleiche Temperatur.

Referenzpunkt Gehäuse

Entsprechend dem vorhergehenden Absatz (Gehäusetemperatur) folgt die Position des Lageraussenrings der temperaturbedingten Ausdehnung des Gehäuses (wenn das Lager ein Verbindungslager ist, hat dies jedoch keine Auswirkung). Das Ausmass der Wärmeausdehnung, die auf den Lageraussenring einwirkt, ergibt sich aus ΔL, wobei

$$\Delta L = (T_c - T_r) \cdot \alpha \cdot (y_b - y_\theta)$$

T_c

die Gehäusetemperatur ist

T_r

die Referenztemperatur ist

α

der Wärmeausdehnungskoeffizient des Gehäusewerkstoffs ist

y_b

die globale Axialkoordinate des Lagers ist (relativ zum globalen Referenzrahmen, nicht zur Welle)

y_θ

ist der für die Berechnung verwendete Referenzpunkt der Gehäusetemperatur

Ist zum Beispiel $y_\theta = 0$, so bedeutet dies, dass jede Wärmeausdehnung in Bezug zum globalen Referenzrahmen betrachtet wird.

24.3.8 Schmierstofftemperatur

Die `Schmierstofftemperatur` verändert die Schmierstoffviskosität. Sie wird zur Ermittlung der erweiterten Lagerlebensdauer (aISO) und des Reibungsmoments verwendet.

24.3.9 Lastkollektive

Sind die im Welleneditor definierten Lasten mit einem Lastkollektiv versehen, so kann die Berechnung der Deformation entweder für die Nennlast oder für ein beliebiges Element des Lastkollektivs durchgeführt werden. Wählen Sie dazu in der Dropdownliste `Lastkollektive` die Option `Lastkollektive berücksichtigen`. Sollten Sie sich nur für das Lastszenario eines einzelnen Elements des Kollektivs interessieren, ist `Nur ein Element der Lastkollektive berücksichtigen` Ihr gewünschter Eintrag. Übergeben Sie im Eingabefeld rechts davon die entsprechende Elementnummer.

Bei der Auswahl `Lastkollektive berücksichtigen` und der Definition eines Lastkollektives bei einem Kraftelement, werden folgende Anpassungen gemacht, wenn die einzelnen Lastkollektivelemente falsch definiert wurden:

- wenn die Häufigkeit H = 0 gesetzt ist, wird diese auf den Wert 10^-10 gesetzt
- wenn der Drehzahlfaktor nfact = 0 ist, wird dieser auf 10^-5 gesetzt und der Drehmoment-/ Leistungsfaktor auf 10^-10
- wenn der Drehmoment-/ Leistungsfaktor Tfact = 0 ist, wird dieser auf 10^-10 gesetzt

24.3.9.1 Lastkollektiv mit negativen Elementen

Lastkollektive mit negativen Lastkollektiv-Elementen (T < 0 und/oder n < 0) werden wie folgt behandelt:

Faktor für Drehmoment	Faktor für Drehzahl	Drehrichtung der Welle	Kraft-Element
+	+	-	-
+	-	C	D
-	+	-	D
-	-	C	-

- = unverändert

C = Drehrichtung ändert Uhrzeigersinn/Gegenuhrzeigersinn

D = Treibend/Getrieben ändert

24.3.10 Zahnräder

Wählen Sie über diese Dropdownliste, wie Zahnräder in der Wellenberechnung behandelt werden sollen:

- Zahnräder sind nur Lasteinleitungen. Massen und Steifigkeiten der Zahnräder werden nicht berücksichtigt.
- Zahnräder als Massen berücksichtigen. Das Zahnrad wird als Masse bei der Biegungsberechnung einbezogen. Die Masse wird aus der Differenz zwischen Teilkreis und Wellenaussendurchmesser sowie der Zahnradbreite (mit dem gleichen spezifischen Gewicht wie die Welle) bestimmt.
- Zahnräder als Massen und Steifigkeiten berücksichtigen. Das Zahnrad wird in die Wellenkontur (z.B. Ritzelwelle) miteinbezogen.
- Durch Pressitz montierte Zahnräder mit Steifigkeit nach ISO 6336-1 berücksichtigen. Die Welle wird am mittleren Durchmesser d_m versteift, mit $d_m = (d_1+d_2)/2$, d_1 = Wellendurchmesser, d_2 = Teilkreis des Zahnrades.

HINWEIS

Bei auf Wellen mit festem Press-Sitz aufgesetzten Zahnrädern ist es immer fraglich, um wie viel das Zahnrad die Welle versteift. Dieses Problem kann mit KISSsoft nicht gelöst werden, es ist aber möglich abzuschätzen, wie viel Einfluss der Press-Sitz haben kann: Es genügt, die Berechnung für den Fall `Zahnrad als Masse` sowie für den Fall `Zahnrad als Masse und Steifigkeit` durchzuführen und den Unterschied in der Biegelinie zu betrachten. Ist der Unterschied klein, so hat der Press- Sitz keinen Einfluss; ist er gross, so müssen genauere Überlegungen angestellt werden. Dazu muss in der grafischen Welleneingabe ein Teil des Zahnrads in die Wellenkontur integriert werden.

Bei einem Zahnrad mit mehrfachen Kontakten (z. B. einem Sonnenrad eines Planetensystems) müssen mehrere identische Zahnradelemente an der gleichen Position definiert werden. Das Gewicht wird jedoch nur einmal berücksichtigt.

24.3.11 Wälzlager

Die Dropdownliste `Wälzlager` ermöglicht die Wahl aus vier möglichen Optionen:

- Wälzlagerlebensdauer klassisch (ohne Berücksichtigung Druckwinkel). **Diese Methode sollte nicht mehr verwendet werden**.
  Die Option berechnet die Lagerreaktion an der eingegebenen Position des Lagers. Für eine genaue Berechnung der Lagerreaktionen von Lagern mit Druckwinkel (z.B. Kegelrollenlager) müssen diese jedoch an der Stelle bestimmt werden, wo die Kraftrichtung die Symmetrieachse der Welle schneidet. Berechnung nach klassischer Methode (wie in den Herstellerkatalogen beschrieben).
- Wälzlagerlebensdauer klassisch (ISO281 und Herstellerangaben). Berechnung nach klassischer Methode (wie in den Herstellerkatalogen beschrieben). Bei der Berechnung der Lagerreaktionen von Lagern mit Druckwinkel (z.B. Kegelrollenlager) wird die Lagerreaktion an der Stelle bestimmt, wo die Kraftrichtung die Symmetrieachse der Welle schneidet.
  Damit wird auch die Abhängigkeit zwischen Axial- und Radialkraft, wie bspw. bei Kegelrollenlagern gegeben, in der Berechnung berücksichtigt. In erster Linie sind Wälzlager Einschränkungen der Bewegungsfreiheitsgrade für Verschiebung und/oder Rotation und werden bei Wahl dieser Option auch als solche modelliert. Verschiebe- oder Verdrehsteifigkeiten können eingegeben werden (ohne Vorgabe werden die Lager als unendlich steif angenommen) und sind daher nicht vom Typ oder der Grösse des Lagers abhängig.
- Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie; Wälzlagerlebensdauer klassisch. Bei dieser Option wird die Biegelinie der Welle durch die finite Lagersteifigkeit beeinflusst, die anhand der Lagergeometrie berechnet wird. Die Lebensdauer wird jedoch gemäss Herstellerkatalog anhand der Kräfte berechnet (d.h. Kippmomente werden bei der Lebensdauerberechnung ignoriert).
- Wälzlagerlebensdauer aus innerer Geometrie (ISO/TR 16281). Sowohl die Biegelinie der Welle als auch die Lebensdauer des Lagers beruhen auf der inneren Lagergeometrie nach ISO/TR 16281.

Detaillierte Informationen in der Beschreibung der Lagerberechnung (siehe Seite III-99).

24.3.12 Toleranzlage

Die Definition der Lagerluftklasse erlaubt noch keine eindeutige Aussage über das Lagerspiel, da über die Lagerluftklasse lediglich ein Bereich bestimmt wird. Die Optionen `Minimum` und `Maximum` definieren die untere/obere Grenze des Bereichs, während `Mittelwert` das arithmetische Mittel aus `Maximum` und `Minimum` für (radiales) Lagerspiel vorgibt.

Das Betriebslagerspiel wird anhand der ausgewählten Lagerluftklasse (z. B. „C0"), der ausgewählten Toleranz (z. B. „Mittelwert") und der Betriebsbedingungen, also Drehzahl und Temperatur, bestimmt. Für jedes Wälzlager wird die Berechnung des

Betriebslagerspiels nachfolgend beschrieben. Ausgehend von Abb. 1 fliessen in die Berechnung mehrere Variablen ein:

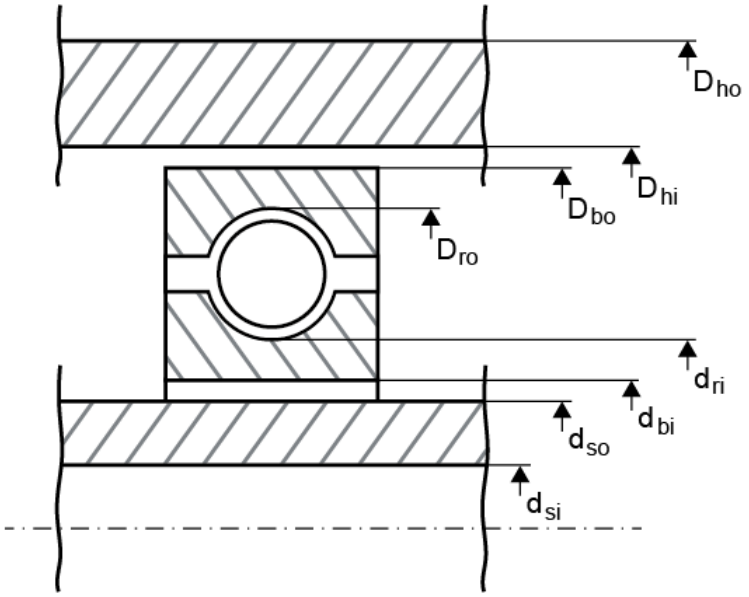


Abb.1: Für die Berechnung des Lagerspiels verwendete Durchmesser

- d_{si}, d_{so} Innen- und Aussendurchmesser der Welle.
- D_{hi}, D_{ho} Innen- und Aussendurchmesser der Narbe. Ist das Lager ein verbindendes Element, entsprechen diese Werte dem Innen- und Aussendurchmesser der äusseren Welle. Der Einfachheit halber bezeichnet der Begriff „Gehäuse" hier entweder das Gehäuse oder die äussere Welle, sofern eine solche vorhanden ist.
- d_{bi}, d_{bo} Innen- und Aussendurchmesser des Lagers, sowie d_{ri}, d_{ro} für den Durchmesser des Innen- bzw. Aussenlaufrings.

Alle Durchmesserwerte sind Istdurchmesser, d. h. sie berücksichtigen das Abmass. Die Berechnungsschritte sind wie folgt:

- Das Abmass der Lagerringe wird der entsprechenden Tabelle entnommen (z. B. für die Toleranz „PN"), für den Innenring AB_i und den Aussenring AB_o.
- Das Abmass für Welle A_w und Gehäuse A_n wird aus der Benutzereingabe (z.B. "k6") berechnet.

- Das Übermass wird am Innenring U_{wi} und am Aussenring U_{wo} berechnet.

$$U_{wi} = A_w - AB_i$$
$$U_{wo} = AB_o - A_n$$

- Gemäss DIN 7190 wird das Übermass um den Betrag 0.8*(R_{zA} + R_{zB}) vermindert. Dabei ist R_{zA} und R_{zB} die Oberflächenrauigkeit der Kontaktkörper (A: Wälzlagerring; B: Welle/Nabe). Angenommen wird, dass die Rauigkeit der Wälzlagerringe viel kleiner ist als die Rauigkeit von Welle/Nabe. Die Rauigkeit der Wälzlagerringe wird deshalb vernachlässigt (R_{zA} = 0).

$$U_{wi} = A_w - AB_i - 0.8R_{zs}$$
$$U_{wo} = AB_o - A_n - 0.8R_{zh}$$

- Der Einfluss der Temperatur wird berücksichtigt,

$$U_{wiT} = U_{wi} + (a_s - a_b)(T_s - T_R)d_{nom}$$
$$U_{woT} = U_{wo} + (-a_h + a_b)(T_h - T_R)D_{nom}$$
$$d_{soT} = d_{so}[1 + a_s(T_s - T_R)]$$
$$d_{biT} = d_{bi}[1 + a_b(T_s - T_R)]$$
$$D_{hiT} = D_{hi}[1 + a_h(T_h - T_R)]$$
$$D_{boT} = D_{bo}[1 + a_b(T_h - T_R)]$$

wobei $\alpha_s, \alpha_h, \alpha_b$ die Wärmedehnungskoeffizienten von Welle, Gehäuse und Lager, T_s, T_h, T_R die Wellen-, Gehäuse-, und Referenztemperaturen und d_{nom}, D_{nom} die Nenndurchmesser des Lagers laut Katalog sind.

- Der Press-Sitz wird für den Innenring berechnet, wenn Bedingung A zutrifft, und für den Aussenring, wenn Bedingung B zutrifft, wobei auch hier die Betriebsdrehzahl berücksichtigt wird.

$$d_{soT} + U_{wiT} > d_{biT}(A)$$
$$D_{boT} + U_{woT} > D_{hiT}(B)$$

Aufgrund des Drucks, der sich im Press-Sitz entwickelt, verändern sich die Betriebsdurchmesser der Lagerringe, wodurch es zu einer Veränderung ΔP_d des Nennlagerspiels kommt.

HINWEIS

Die Wahl der Toleranzlage hat keinen Einfluss auf das Verhalten allgemeiner Lager.

24.3.13 Erweiterte Lagerlebensdauer nach ISO 281

Setzen eines Hakens in diese Checkbox berücksichtigt den Zustand des Schmierstoffs bei Berechnung der Lagerlebensdauer und erfordert die Parametrierung der Dropdownlisten `Schmierung`, `Verunreinigung` und des Eingabefelds `Schmierstofftemperatur`. Nach erfolgter Berechnung erhalten Sie den Wert für die modifizierte Lebensdauer L_{mnh} im `Resulate`-Fenster und/oder im Protokoll.

24.3.14 Gewichtskraft berücksichtigen

Setzen Sie einen Haken in die Checkbox, wird das Eigengewicht der Welle in der Schnittgrössenberechnung berücksichtigt. Je nach Lage der Welle im Raum (s. Abschnitt "Lage der Wellenachse im Raum" auf Seite III-35) erhalten Sie dadurch weitere Axial- und Querkraftkomponenten, die die Biegelinie und/oder axiale Verschiebungen beeinflussen.

HINWEIS

Im globalen Koordinatensystem wirkt die Gewichtskraft in negativer z-Richtung.

24.3.15 Kreiseleffekt berücksichtigen

Setzen eines Hakens in diese Checkbox berücksichtigt die Eigenschaft massebehafteter, rotierender Wellen sich im Gegen- oder Gleichlauf um die Längsachse zu drehen. Während beim technisch unbedeutenden Fall des Gegenlaufs die Eigenfrequenz mit zunehmender Drehzahl sinkt, nimmt sie im Falle des Gleichlaufs zu. Die Anzahl dargestellter Eigenfrequenzen ist doppelt so gross, wie für den Fall, wenn der Kreiseleffekt nicht berücksichtigt wird.

24.3.16 Gehäusewerkstoff

Der Gehäusewerkstoff wird nur für die Berechnung der Wärmedehnungen des Gehäuses verwendet. Die verfügbaren Gehäusewerkstoffe sind identisch mit den zur Verfügung stehenden Wellenwerkstoffen.

24.3.17 Schmierung

Die Wahl des Schmiermediums betrifft ausschliesslich die Lagerlebensdauerberechnung. Mit Hilfe des -Buttons kann auch eine `Eigene Eingabe` der Schmierstoffparameter erfolgen.

24.3.18 Verunreinigung

Der Verunreinigungskoeffizient e_C ist im Sinne der ISO 281 abhängig vom Ölfiltertyp, der Lagergrösse und der Viskosität des Schmiermediums und bewegt sich im Bereich 0(starkverschmutzt) ≤ eC ≤ 1(ideal). Die Auswahl der Option `Eigene Eingabe` ermöglicht nach Klicken des -Buttons die Übergabe selbstdefinierter e_C-Werte.

Durch den Haken `Verunreinigung in jedem Lager einzeln eingeben` unter `Berechnung/Einstellungen/Wälzlager` kann gewählt werden, ob die Eingabe der Verunreinigung global in den Basisdaten (für alle Lager) oder für jedes Lager einzeln erfolgen soll.

HINWEIS

Klicken des -Buttons ermöglicht die Übergabe eigener Werte. Im Falle von `Gehäuse` und `Schmierung` können Sie, basierend auf bestehenden Daten, neue Einträge definieren. Beachten Sie, dass diese nicht dauerhaft in der Datenbank gespeichert werden.

24.4 Modulspezifische Einstellungen

24.4.1 Welle nichtlinear

Mit Hilfe dieser Option erfolgt eine Berechnung mit geometrisch nichtlinearen Balkenelementen. In der Folge ergibt sich aufgrund einer Durchbiegung auch eine Verschiebung in axialer Richtung, da die Bogenlänge konstant bleibt. Für übliche Anwendungen für Wellen ist das nichtlineare Modell nicht von Bedeutung.

BEISPIEL

Eine auf zwei Seiten fest gelagerte Welle erfährt eine zentrische Kraft. Das lineare Balkenmodell sieht wegen vernachlässigter Axialverschiebung bei Quer- bzw. Momentenlast keine Längung des Balkens vor. Setzen des Hakens in das Feld `Welle nichtlinear` wählt eine Rechenmethode, die die Krümmung der Welle und damit die Verlängerung des Balkens berücksichtigt. Es ergeben sich Axialkräfte.

24.4.2 Schubverformung berücksichtigen und Schubkorrekturfakror

Ist in dieser Checkbox kein Haken gesetzt, wird die Welle schubstarr modelliert. Querkräfte haben in diesem Fall keinen Einfluss auf die Biegelinie. Entscheiden Sie sich hingegen für die Berücksichtigung der Schubverformung, können Sie den Schubkorrekturfaktor κ selbst wählen:

$$A' = A \cdot \frac{1}{\kappa} \tag{24.1}$$

wobei

A’ Schubfläche

A Querschnittsfläche

Der Schubkorrekturfaktor $\kappa \geq 1$ berücksichtigt die ungleichförmige Spannungsverteilung über den Querschnitt und gilt für das gesamte Wellensystem. Für Kreisquerschnitte gilt $\kappa = 1.1$, für Rechteckquerschnitte $\kappa = 1.2$.

HINWEIS

Beachten Sie die in KISSsoft gültige Definition des Schubkorrekturfaktors, wie dargestellt in obiger Gleichung. Zuweilen wird in der Literatur auch der Kehrwert für das genannte Formelzeichen verwendet.

24.4.3 Versatz des Mittelpunkts der Krafteinleitung aktivieren

Damit kann für die Lastelemente des Zahnrads ein Versatz des Mittelpunkts der Krafteinleitung bestimmt werden, wie im entsprechenden Kapitel des Handbuchs beschrieben.

24.4.4 2013er Solver verwenden

Standardmässig wird der neue Solver für die Wellenberechnung verwendet. Optional kann der vorherige Solver „2013er Solver" benützt werden. Der neue Solver zeichnet sich durch eine bessere Stabilität aus und ist deshalb empfohlen.

24.4.5 Temporäre Resultate im CSV-Format mit Endung.tmp speichern

Wenn der Hacken aktiviert ist, werden Resultate in temporären Dateien (TMPDIR) gespeichert. Die Namenskonvention ist W010-H3_bin_x.tmp, wobei "x" die Zahl des Lastkollektiv-Elementes ist. Für ein Lastkollektiv mit 3 Stufen, zum Beispiel, werden die Dateien W010-H3_bin_1.tmp, W010-H3_bin_2.tmp und W010-H3_bin_3.tmp ausgegeben.

1. Für Wälzlager
    a. Allgemeine Ergebnisse des Wälzlagers (Verschiebung, Verkippung, ReaktionsKraft)
    b. Resultate für jeden Wälzkörper
    c. Resultate für jede Scheibe, falls Rollenlager
    d. Die Steifigkeitsmatrix

2. Für Wellen
    a. Die Daten der Biegelinie

24.4.6 Standardradius an Wellenabsätzen

Für die Kerbwirkung von Wellenabsätzen wird ein Radius benötigt, der als Nebenelement eingegeben werden kann. Wenn kein Radius definiert wird, dann wird der hier definierte Standardradius für die Berechnung der Kerbwirkung verwendet.

Generell ist zu empfehlen die Radien für jeden Absatz zu definieren.

24.4.7 Knotendichte

Die Anzahl Knoten für die Berechnung des Balkens kann durch den Benutzer beeinflusst werden. Bei einer linearen Berechnung hat dies keine Auswirkung auf das Ergebnis, ausser bei Linienmomenten, die auf die vorhandenen Knoten aufgeteilt werden. Die Balkenelemente liefern unabhängig von der Länge die exakte Lösung im linearen Modell.

Ein Grund die Dichte der Knoten zu beeinflussen ist einmal die Rechengeschwindigkeit (bei Serienberechnungen von KISSsys beispielsweise) und zum anderen die Genauigkeit der Darstellung der Biegelinie und des entsprechenden Protokolls.

Bei nichtlinearen Balkenelementen hat die Dichte der Knoten einen Einfluss auf die Genauigkeit. Der maximale Abstand zweier Knoten wird bei der nichtlinearen Berechnung gegenüber der linearen Berechnung aus diesem Grund unabhängig von der Vorgabe halbiert.

24.4.8 Iterative Berechnung der Lastverteilung

Ist dieses Kontrollkästchen aktiviert, so wird die Lastverteilung des im Tab "Flankenlinienkorrektur" ausgewählten Zahnrads iterativ berechnet. Das Ausgangszahnrad wird durch eine bestimmte Anzahl identischer Zahnräder ersetzt, deren Anzahl im Feld "Anzahl Scheiben" angegeben ist. Die Last auf jedem Ersatzzahnrad wird anhand der aktuellen Lastverteilung eingestellt und die Last jedes Zahnrads wird iterativ angepasst, bis der quadratische Mittelwert (RMS) des Fehlers der Linienlastdifferenz zwischen zwei aufeinanderfolgenden Berechnungen kleiner als 1% ist.

Details zur Berechnung von KHβ sind in "Flankenlinienkorrektur“ (S. III-73) zu finden.

Anmerkung: Bei Kegelrädern muss das Kontrollkästchen aktiviert sein, damit die Wirkung des veränderlichen Wälzkreises des Zahnrads berücksichtigt werden kann, sonst wird das Kegelrad als Stirnrad behandelt, dessen Wälzkreis dw gleich dem Wälzkreis im mittleren Abschnitt dwm ist.

24.4.9 Eingabe von unterschiedlichen Lastwechselzahlen für Biegung und Torsion (bei Zeitfestigkeitsberechnungen)

Bei jeder Umdrehung der Welle erfolgt immer ein Biegelastwechsel. Deshalb wird die Biege-Lastwechselzahl mit der Lebensdauer und der Drehzahl berechnet. Die Torsions-Lastwechselzahl ist häufig sehr viel niedriger, da nicht bei jeder Umdrehung ein Torsionslastwechsel erfolgt. Das Getriebe kann beispielsweise am Morgen gestartet werden und den ganzen Tag mit konstantem Drehmoment laufen; damit ergibt sich dann genau ein Torsions-Lastwechsel pro Tag, während die Welle bei 1000 rpm während 8 h Betrieb im gleichen Zeitraum 8000 Biege-Lastwechsel erfährt. In diesem Fall ergibt sich somit ein Verhältnis der Lastwechselzahl Biegung : Torsion von 8000 : 1. Dieses Verhältnis kann hier eingegeben werden.

24.4.10 Benutzerdefinierte Wälzlager in Berechnungsdatei speichern

Wenn der Flag aktiviert wird, werden die Wälzlager, die in der aktuellen Berechnungsdatei verwendet werden, wie die üblichen Eingabeparametern in der Datei mitgespeichert. Das ermöglicht, dass wenn die Berechnungsdatei an einem anderen

Rechner geöffnet wird, und die Lagerdatenbank nicht erweitert wurde, die Berechnung funktioniert trotzdem.

24.4.11 Verunreinigung in jedem Lager einzeln eingeben

Ist der Haken aktiviert und die `erweiterte Lagerlebensdauer nach ISO 281` im Tab Basisdaten angewählt, kann für jedes Wälzlager einzeln im Elementeditor die Verunreinigung (im Untertab `Schmierung`) definiert werden. Ansonsten wird die Verunreinigung für alle Wälzlager global im Tab Basisdaten definiert.

24.4.12 Axialspiel

Das Axialspiel für starre Festlager kann hier definiert werden. Das Spiel gilt für beide Richtungen. Ein beidseitiges Festlager kann daher nach rechts oder nach links um diesen Betrag ausweichen. Falls eine Lagersteifigkeit aus innerer Lagergeometrie berücksichtigt wird, wird dieses Spiel nicht verwendet. Das Axialspiel gilt nur für starre Wälzlager. Bei allgemeinen Lagern kann dieses Spiel oder alternativ eine Steifigkeit beim Lager selbst eingegeben werden.

Wenn eine axial elastische Welle mit mehreren Festlagern gelagert wird, z.B. zwei Lager in X-Anordnung, und eine Zugbelastung in der Welle vorhanden ist, dann ergeben sich relativ grosse Reaktionskräfte in den Wälzlagern, die in Realität mit elastischen Lagern nicht vorhanden sind. Dies kann durch ein relativ kleine Axialspiel bei den Lagern verhindert werden.

24.4.13 Ausfallwahrscheinlichkeit

Die Ausfallwahrscheinlichkeit n wird in der Wälzlagerlebensdauerberechnung verwendet. Standardmässig beträgt sie 10%, kann aber hier anders definiert werden. Der gültige Eingabebereich ist $0.05\% < n < 10\%$.

24.4.14 Geforderte Lebensdauer

Vorgabe der geforderten Lebensdauer für die Wälzlagerberechnung. Diese geht nicht in die Berechnung der Wälzlager ein. Unterschreitet die berechnete Lebensdauer eines Lagers die geforderte Lebensdauer, so gibt das Programm eine Warnung aus. Die Lebensdauer von einzelnen Wellen kann über den Auslegungsbutton

neben dem Eingabefeld ausgelegt werden. Die Auslegung ist nur im Zeitfestigkeitsbereich der Wöhlerlinie möglich.

24.4.15 Maximaler Lebensdauerbeiwert

Über dieses Eingabefeld definieren Sie eine Obergrenze für den Lebensdauerbeiwert a_{ISO}:

$$a_{ISO} = a_{ISO} \quad falls \quad a_{ISO} \leq a_{ISO,\max}$$

$$a_{ISO} = a_{ISO,\max} \quad falls \quad a_{ISO} \geq a_{ISO,\max}$$

Der Standardwert beträgt laut ISO 281-2007 $a_{ISO,max} = 50$.

24.4.16 Kritische Lager Anzeigen

Der Welleneditor zeigt kritische Wälzlager mit Farben gemäss ihrer Lebensdauer an. Die Farbe "Orange" steht für kritische Lager mit einer Lebensdauer, die kleiner als die geforderte Lebensdauer ist. Die Farbe "kräftiges Orange" steht für Lager mit minimaler Lebensdauer, die weit unter der geforderten Lebensdauer liegt. Die Farbe "Blau" steht für Lager, deren Lebensdauer grösser ist als die geforderte Lebensdauer.

Der für die Lagerfarbe verwendete Lebensdauerwert hängt von der ausgewählten Berechnungsmethode für das Lager ab und davon, ob der Benutzer eine Berechnung für die erweiterte Lagerlebensdauer angefordert hat.

Tabelle 1: Lebensdauerwert für die Bestimmung der Lagerfarbe, basierend auf den Berechnungseinstellungen

	Nominelle Lebensdauer angefordert	Erweiterte Lebensdauer angefordert
Wälzlager klassisch (Druckwinkel nicht berücksichtigt) Wälzlager klassisch (Druckwinkel berücksichtigt) Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie	Lnh	Lnmh
Wälzlagerlebensdauer nach ISO/TS 16281	Lnrh	Lnmrh

24.4.17 Oberflächenrauhigkeit Gehäuse

Die Oberflächenrauhigkeit des Gehäuses wird für die Berechnung des Betriebsspiels bei Wälzlagern verwendet. Die Pressung wird für ein Gehäuse mit unendlich grössem Aussendurchmesser berechnet. Falls unterschiedliche Rauhigkeiten für verschiedene Lager benötigt werden oder der Aussendurchmesser definiert werden soll, können Sie dafür eine zusätzliche Welle definieren.

24.4.18 Rechenmethode Reibung

In dieser Liste kann ausgewählt werden, ob die Rechenmethode nach SKF Katalog 1994, nach SKF Katalog 2013 oder nach Schaeffler-Katalog 2014 (INA, FAG) verwendet werden soll. Die Methoden sind genauer beschrieben im Kapitel Wälzlager unter Reibungsmoment (siehe Seite III-116).

24.4.19 Ölstand

Bei der Rechenmethode für die Reibung nach SKF Katalog 2013 oder Schaeffler Katalog 2014 (INA,FAG) hat der Ölstand einen Einfluss auf das Reibungsmoment bedingt durch Ölverluste. Genauer beschrieben im Kapitel Reibungsmoment (siehe Seite III-116).

Der Ölstand wird eingegeben bezogen auf das linke Wellenende der ersten Welle (nur bei Vorgabe ‚Ölbadschmierung'). Über die Lage der Welle im Raum wird dann für jedes Lager der individuelle Ölstand (h und H) bestimmt und bei der Berechnung des Verlustes berücksichtigt. Zur Kontrolle wird der Ölstand im Welleneditor dargestellt.

24.4.20 Art der Ölschmierung

Bei Art der Ölschmierung hat bei der Rechenmethode für die Reibung nach SKF Katalog 2013 einen Einfluss,. Es wird unterschieden zwischen Ölbad- und Öleinspritzschmierung. Genauer beschrieben im Kapitel Reibungsmoment (siehe Seite III-116).

24.4.21 Reibungsmoment Dichtungen

Es ist hier die Auswahl zu treffen nach welcher Methode das Reibungsmoment für die Dichtungen zu bestimmen ist, es gibt die Auswahlmöglichkeit zwischen:

- **SKF-Hauptkatalog nach gewählter Rechenmethode**
  - **nach SKF-Hauptkatalog 4000/IV T DE:1994**
    Aus dem SKF Katalog sind Werte für die Dichtungsarten ihrer Lager vorhanden, welche in KISSsoft eingebaut sind. Wird in der Lagerbezeichnung eine bekannte Dichtungsbezeichnung gefunden, wird das Reibungsmoment schleifender Dichtung mit den Beiwerten des Katalogs berechnet, ansonsten wird es zu Null gesetzt.
  - **nach SKF-Hauptkatalog 10000/1 EN:2013**
    Aus dem SKF Katalog sind Werte für die Dichtungsarten ihrer Lager vorhanden, welche in KISSsoft eingebaut sind. Wird in der Lagerbezeichnung eine bekannte Dichtungsbezeichnung gefunden, wird das Reibungsmoment schleifender Dichtung mit den Beiwerten des Katalogs berechnet, ansonsten wird es zu Null gesetzt.
    In KISSsoft wird der Durchmesser der Gegenlauffläche berechnet mit: ds = d + (D - d) * 0.2
- **nach ISO/TR 13593:1999 Viton** M_{seal} berechnet mit der Formel: M_{seal} = 3,736*10^-3*dsh; M_{seal} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm
- **nach ISO/TR 13593:1999 Buna N** M_{seal} berechnet mit der Formel: M_{seal} = 2,429*10^-3*dsh; M_{seal} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm

24.4.22 Lagerhersteller

Es werden nur die Lager der ausgewählten Lagerhersteller bei den Auswahlmöglichkeiten berücksichtigt.

24.4.23 Koordinatensystem anzeigen

Diese Option schaltet das Koordinatensystem im Welleneditor ein/aus.

24.4.24 Automatische Bemassung anzeigen

Diese Option schaltet die Masslinien im Welleneditor ein/aus.

24.4.25 Vergleichspannung für Auslegungen

Die Vergleichspannung welche für die Auslegung einer Welle auf Festigkeit zugrunde gelegt wird.

24.4.26 Maximale Durchbiegung für Auslegungen

Die maximal zulässige Durchbiegung für die Auslegung einer Welle auf Durchbiegung.

Kapitel 25
Wellen berechnen

Nach erfolgter Wellendefinition können Sie mittels des Σ -Buttons in der Menüleiste oder der Taste `F5` alle wellenrelevanten Grössen berechnen lassen. Die Resultate stehen Ihnen dann in grafischer und tabellarischer Form zur Verfügung. Bspw. erhalten Sie über das Menü `Grafik` in der Menüleiste, dort unter `Welle > Verschiebung` die Biegelinie der Welle (s. Abb. 25.1).

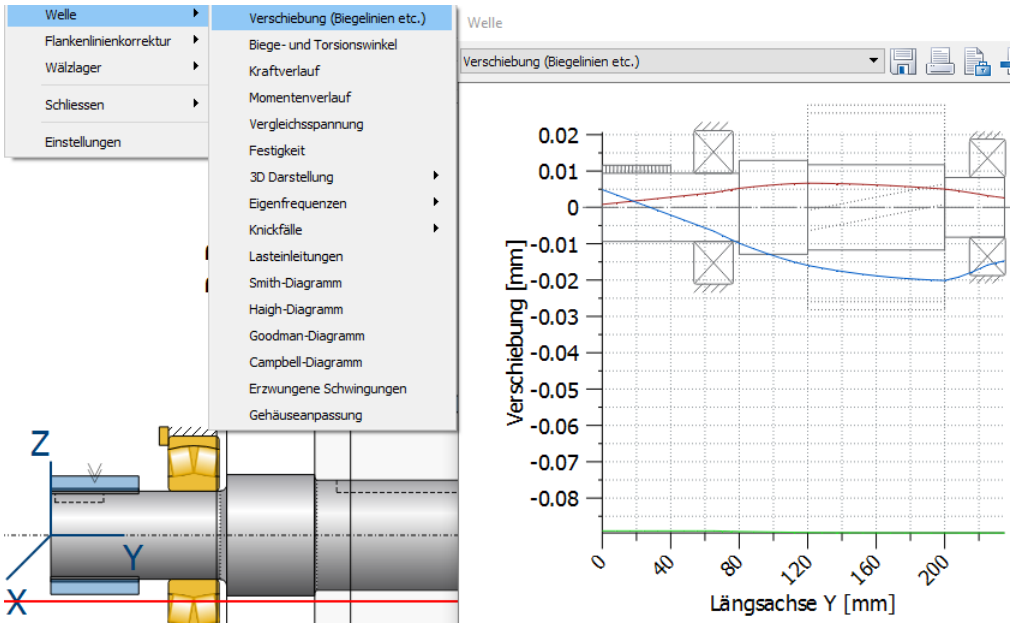


Abbildung 25.1: Öffnen des Grafikfensters über das Menü `Grafik`

Alternativ erhalten Sie im Menü `Protokoll` über die Option `Biegelinie` eine Liste der berechneten Grössen.

KISSsoft - Release 03/2017

KISSsoft-Entwicklungs-Version KISSsoft AG CH-8608 BUBIKON

Datei

Name : Shafts 1
Beschreibung: KISSsoft example
Geändert von: KISSsoft AG am: 15.02.2017 um: 09:38:29

y (mm)
d (mm)
u = [ux, uy, uz] (µm)
r = [rx, ry, rz] (mrad)
Q = [Qx, Qy, Qz] (N)
M = [Mx, My, Mz] (Nm)

Welle Shaft:

y	d	ux	uy	uz	rx	ry	rz	Qx	Qy	Qz	Mx	My	Mz
0.00	40.00	0.82	-89.01	4.88	-0.1754	0.0000	-0.0498	0.07	-0.99	-0.19	-0.03	0.00	-0.01
8.00	40.00	1.22	-89.01	3.48	-0.1754	-0.0294	-0.0498	0.07	-0.99	0.58	-0.03	-146.16	-0.01
16.00	40.00	1.61	-89.01	2.07	-0.1754	-0.1174	-0.0498	0.07	-0.99	1.35	-0.04	-292.33	-0.01
24.00	40.00	2.01	-89.01	0.67	-0.1755	-0.2642	-0.0498	0.07	-0.99	2.12	-0.05	-438.49	-0.01
32.00	40.00	2.41	-89.01	-0.73	-0.1755	-0.4698	-0.0498	0.07	-0.99	2.90	-0.07	-584.65	-0.01
40.00	40.00	2.81	-89.01	-2.14	-0.1755	-0.7340	-0.0498	0.07	-0.99	3.67	-0.10	-730.81	-0.01
47.50	40.00	3.18	-89.01	-3.45	-0.1755	-1.0093	-0.0498	0.07	-0.99	4.39	-0.13	-730.81	-0.01
55.00	40.00	3.56	-89.01	-4.77	-0.1756	-1.2845	-0.0498	0.07	-0.99	5.12	-0.17	-730.81	-0.01
60.00	40.00	3.80	-89.01	-5.65	-0.1756	-1.4680	-0.0498	0.07	-0.99	5.60	-0.19	-730.81	-0.00
65.00	40.00	4.05	-89.01	-6.52	-0.1756	-1.6515	-0.0498	0.07	-0.99	6.08	-0.22	-730.81	-0.00
65.00	40.00	4.05	-89.01	-6.52	-0.1756	-1.6515	-0.0498	3088.44	-3263.68	-4970.96	-0.22	-730.81	-0.00
70.00	40.00	4.47	-89.07	-7.67	-0.1733	-1.8350	-0.0483	3088.44	-3263.68	-4970.48	24.63	-730.81	15.44
75.00	40.00	4.87	-89.14	-8.79	-0.1661	-2.0186	-0.0438	3088.44	-3263.68	-4970.00	49.48	-730.81	30.88
75.40	40.00	4.90	-89.14	-8.88	-0.1654	-2.0332	-0.0433	3088.44	-3263.68	-4969.96	51.47	-730.81	32.12

Abbildung 25.2: Berechnungsprotokoll `Biegelinie`

In den folgenden Abschnitten finden Sie detaillierte Informationen über den Berechnungshergang der interessierenden Grössen.

25.1 Durchbiegung und Lagerkräfte, Kraft- und Momentverteilung

Schnittgrössen, Verschiebungen und Verdrehungen werden auf Grundlage der eindimensionalen Finite Elemente Methode (FEM) berechnet. Die Bestimmung der Biegelinie erfolgt mit einer vom Programm durchgeführten automatischen Unterteilung der Welle in 50 bis 100 einzelne Abschnitte mit dem Berechnen von ebenso vielen Punkten der Biegelinie. Randbedingungen und innere Randbedingungen (Lagerkräfte und -momente) werden mit diesem Rechenschema durch Lösen eines Gleichungssystems mit entsprechend vielen Unbekannten gelöst.

Elastische Lagerungen werden durch das Setzen von Steifigkeiten (Verschiebe- und Verdrehsteifigkeit) berücksichtigt.

Die Berechnung erlaubt im Einzelnen:

- Berechnung von Biegelinie, Querkraftverlauf und Momentenverlauf in XY - und ZY -Ebene (Wellenachse immer Y -Achse) mit oder ohne Berücksichtigung des Eigengewichts.
- Berechnung der Axialkraft mit Berücksichtigung des Gewichtes (in Abhängigkeit der Wellenlage).
- Grafische Darstellung aller wesentlichen Grössen auf dem Bildschirm und dem Drucker: Verlauf von Durchbiegung, Querkraft, Biegemoment in verschiedenen Ebenen, Torsionsmoment und statische Vergleichsspannung (GEH und SSH).
- Berechnung der Kräfte und Momente in Lagern (und Wellenenden) für beliebige Anzahl und Art von Lagerungen.
- Die Ausnutzung und Schädigung eines Wälzlagers wird wie folgt berechnet:

$$Ausnutzung = \frac{P}{P_{req}} = \left(\frac{L_{req}}{L}\right)^{1/k}$$

$$Schädigung = \frac{L_{req}}{L}$$

Dabei ist L_{req} die erforderliche Wälzlagerlebensdauer, P_{ref} ist die äquivalente Belastung die L_{req} entspricht, L ist die erreichte Lebensdauer und k ist ein Faktor, der von der Wälzlager-Bauform abhängt ($k = 3$ für Kugellager, $k = 10/3$ für Rollenlager).

- Das Lagerspiel wird immer berücksichtigt. Wird eine Rechenmethode mit innerer Geometrie gewählt, dann werden zusätzlich die Lagersteifigkeiten im Betriebspunkt und die statische Sicherheit protokolliert. Es werden 2 statische Sicherheiten - S0r und S0r - berechnet.
  S0w wird berechnet als
  $$S_{0w} = (p_0 / p_{max})^n$$
  wobei p_{max} maximale Hertzsche Pressung auf den Lagerring ist. Für Kugellager $p_0 = 4200$ N/mm^2 und n = 3, für Rollenlager $p_0 = 4000$ N/mm^2 und n = 2.

  S0r wird mit der folgenden Formel berechnet
  $$S_{0r} = C_0 / P_{0r}$$
  wobei C0 die statische Tragzahl des Lagers und P0r die entsprechende Nennlast (d. h. ohne Berücksichtigung von Kippmomenten) ist, die die gleiche maximale Flächenpressung bewirkt. Die gleichen Berechnungen sind für einzelne Lagerberechnungen mit innerer Geometrie verfügbar.

- Die relative Verformung und die Rotation des Innenrings zum Aussenring wird berechnet und protokolliert.

  Hinweis: In der Berechnung wird angenommen, dass der Lager Innenring mit der Welle verbunden ist. In dem Fall, dass eine Hohlwelle innen mit einem Wälzlager verbunden ist, wird die Lagerverschiebung und -rotation mit dem umgekehrten Vorzeichen dokumentiert.
- Berechnung der Neigung der Biegelinie in den Lagern, z.B. zur Berücksichtigung bei der Berechnung von Zylinderrollenlagern. Der Verlauf des Neigungswinkels kann auch auf dem Bildschirm und dem Drucker dargestellt werden.
- Die Biegelinie kann mit oder ohne Berücksichtigung von Schubverformungen durchgeführt werden.

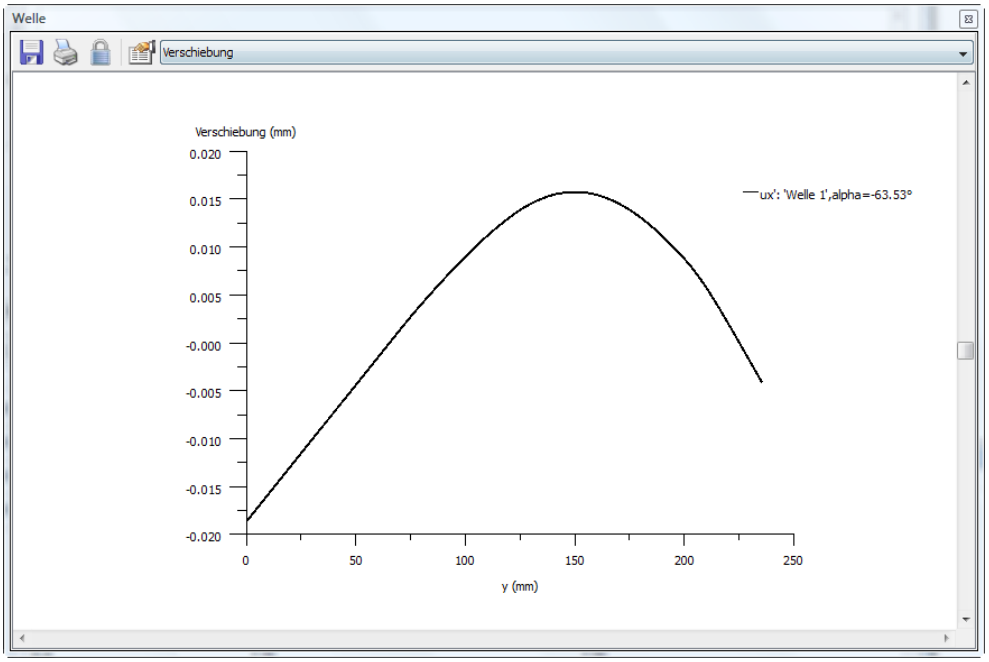


Abbildung 25.3: Grafik `Verschiebung` mit einer Darstellung der Biegelinie in der Ebene $\alpha = -63.53^{o}$

HINWEIS

Die Angabe der Vergleichsspannung gibt für Wellen einen ersten Hinweis auf die statische Festigkeit, ist aber nicht für die Beurteilung der Dauerfestigkeit verwendbar. Dazu dient die eigentliche Festigkeitsberechnung. Für Träger ist die Angabe der Vergleichsspannung jedoch nützlich, da diese meist nur statisch beansprucht sind. Wenn bei Trägern das Torsionswiderstandsmoment nicht definiert ist, wird die Torsionsspannung bei der Vergleichsspannung nicht berücksichtigt, die Berechnung aber dennoch durchgeführt.

25.1.1 Kräfteberechnung bei Lagern mit Druckwinkel

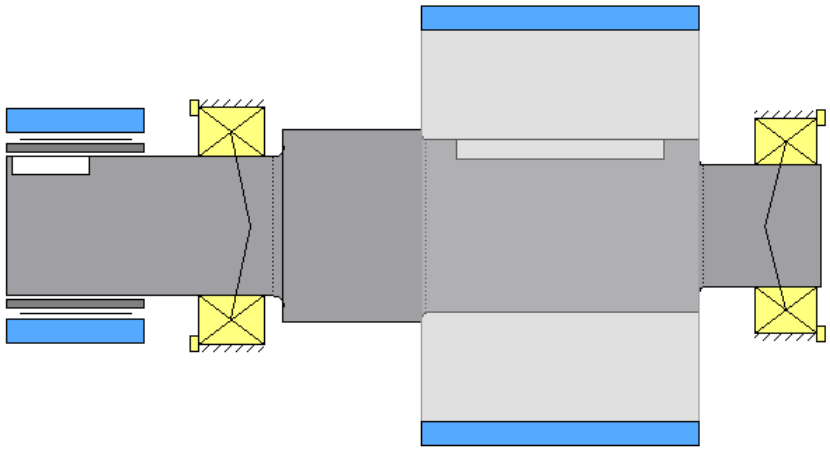


Abbildung 25.4: Darstellung von Lagern mit Druckwinkel

Lager mit Druckwinkel ist ein Spezialfall bei Wellen- und Lagerberechnungen. Der Lagermittelpunkt zur Berechnung der Lagerreaktionen bestimmt sich aus dem Schnittpunkt der Wirkungslinie der Druckkraft mit der Wellen-Mittellinie. In Wälzlager-Herstellerkatalogen ist die durch die schiefe Lage der Lauffläche entstehende Axialkraft dokumentiert. Damit sind die notwendigen Daten (Radial- und Axial-Belastung) für die Wälzlager-Lebensdauer bestimmbar. Schwieriger und auch in der Literatur nicht eindeutig dokumentiert ist die Berechnung des Belastungsverlaufs in der Welle. Hierzu sind zwei Modellbildungen möglich:

Bei Lagern mit Druckwinkel geht die Wirkungslinie der Lagerkraft durch den Druckmittelpunkt. Daher können die Lagerkräfte berechnet werden, indem die Lager rechnerisch im Druckmittelpunkt berücksichtigt werden. Dies entspricht dem Vorgehen zur Bestimmung der Wälzlager-Belastung (Variante I).

Eine Einleitung der Lagerkraft in die Welle ist jedoch ausserhalb der Lagerbreite nicht möglich. Daher wird die Lagerkraft in KISSsoft in der Mitte des Lagers eingeleitet. Der exzentrische Kraftangriff ergibt dabei zusätzlich ein Biegemoment, das gleich dem Produkt aus der Distanz Lagermitte-Druckmittelpunkt und der Radialkraft ist (Variante II).

Beide Varianten liefern den gleichen Biegemomentenverlauf zwischen den Druckmittelpunkten. Es ergibt sich allerdings ein Unterschied im Bereich Druckmittelpunkt- Lagermitte. Der Wellenabsatz rechts im Beispiel, wäre bei Variante I

kräftefrei (er könnte also entfallen), in Variante II ergeben sich eine Querkraft und ein Biegemoment.

In der Realität erfolgt die Krafteinleitung nicht unbedingt in der Lagermitte, sondern im ganzen Bereich des Lagers. Das Biegemoment kann somit auch genau am Wellenabsatz eingeleitet werden. Hier besteht dann ein Problem in der Festigkeitsberechnung, wenn die Krafteinleitung genau am Nachweispunkt erfolgt (d.h. der Nachweispunkt zwischen der Lagermitte bis und mit dem Wellenabsatz liegt).

Bei der Berechnung der Biegelinie ergibt sich ein Unterschied, da in Variante I die Durchbiegung im Druckmittelpunkt Null ist, in Variante II jedoch an der Lagerposition. Hier ist Variante II sicher präziser, insbesondere wenn bei grossen Druckwinkeln der Druckmittelpunkt ausserhalb der Lagerbreite liegt. Nur mit Variante II ist es rechnerisch möglich, Fälle zu betrachten, in denen der Druckmittelpunkt ausserhalb der Welle ist.

Wie häufig in solchen Fällen, dürfte die Realität zwischen Variante I und II liegen. Genaue Berechnungen sind nur mit aufwändigen FEM-Berechnungen unter Einbezug der Wälzlagerkörper durchführbar. Für Wellenberechnungen ist Variante II genauer und komfortabler (bei Druckmittelpunkten ausserhalb der Welle gibt es keine Probleme), weshalb in der KISSsoft-Wellenberechnung diese Variante eingeführt wurde. In speziellen Fällen, wenn die Modellbildung nach Variante II in Frage gestellt wird, kann im Festigkeitsnachweis, falls ein Nachweis zwischen der Lagermitte und dem Druckmittelpunkt liegt, die Belastungen entsprechend genaueren Überlegungen modifiziert werden.

Noch eine Anmerkung zur Wellen-Festigkeitsberechnung: Jeder Festigkeitsnachweis, welcher auf dem Nennspannungskonzept beruht (DIN743, FKM, . . .), hat im Bereich der Krafteinleitung (z.B. vom Wälzlager-Innenring an die Wellenschulter) eingeschränkte Gültigkeit wenn hier die örtliche Spannungsverteilung dem Nennspannungsansatz nicht entspricht. In der Praxis müssen an solchen Stellen die rechnerischen Resultate konservativer interpretiert werden.

Die zusätzliche innere Axialkraft bei Lagern mit Druckwinkel wird in KISSsoft wie in „Die Wälzlagerpraxis“ und verschiedenen Lagerkatalogen als Fr * 0.5/Y berechnet. (FAG wie hier, NSK mit Faktor 0.6 statt 0.5, SKF bei Kegelrollenlagern wie hier und bei Schrägkugellagern mit Faktor 1.14 (Katalog 2004 als Funktion von Fa/C)). Falls der Faktor Y in der Lagerdatenbank nicht definiert ist, wird keine zusätzliche Axialkraft berücksichtigt. Der Rechengang entspricht somit der KISSsoft Lagerberechnung.

25.2 Eigenfrequenzen

Über `Grafik > Welle > Eigenfrequenzen` haben Sie Zugriff auf die Resultate der Eigenfrequenzberechnung Ihres modellierten Wellensystems mit oder ohne zusätzliche Massen. Berechnungsgrundlage bildet auch hier die eindimensionale Methode der Finiten Elemente (FEM), die die Art der Lagerung und deren Steifigkeiten berücksichtigt.

Die Berechnung bietet im Einzelnen:

- Berechnung beliebig vieler Eigenfrequenzen[6]
- Darstellung der Eigenformen
- Der Kreiseleffekt von grossen Schwungmassen wird berücksichtigt, wenn Sie im Eingabefenster `Basisdaten` die Checkbox `Kreiseleffekt berücksichtigen` aktivieren. Berechnet werden die biegekritischen Drehzahlen für den Gleich- und Gegenlauf. Im synchronen Gleichlauf erregt die Unwucht die Biegeschwingungen, weil die Winkelgeschwindigkeit der rotierenden Welle und die Winkelgeschwindigkeit des umlaufenden Wellenmittelpunktes gleich sind. Der synchrone Gegenlauf ist technisch meist nicht bedeutsam.
- Für Trägerprofile werden die biegekritischen Eigenfrequenzen in den beiden Hauptebenen bestimmt.
- Zahnräder können automatisch als Massen berücksichtigt werden. Dabei wird von KISSsoft die Masse und die Trägheitsmomente des auf der Welle sitzenden Zahnrades (s. Abschnitt "Zahnräder" auf Seite III-40) berücksichtigt.

25.2.1 Biegekritische Drehzahlen

Bei der Berechnung der biegekritischen Drehzahlen werden Massen, die auf der Welle sitzen, berücksichtigt. Angreifende Kräfte haben jedoch keinen Einfluss auf die Berechnung. Zusatzmassen sind deshalb unbedingt als Massen und nicht als Gewichtskräfte einzugeben.

Die Schwingungsknoten der Biegungseigenformen (Schwingung in Ebene x-z) sind auch in „Protokoll” -> „Eigenformenknoten” dokumentiert.

25.2.2 Torsionskritische Drehzahlen

- Berechnung der kritischen Dreheigenfrequenzen von Wellen.
- Berechnung beliebig vieler Dreheigenfrequenzen.

[6] *Nur begrenzt durch Rechenleistung.*

- Grafische Darstellung der Eigenschwingung.

25.3 Knickung

Die Knicklast von Wellen und Trägern wird berechnet. Sämtliche Randbedingungen, Lagerungen und angreifende Axialkräfte (Punkt- oder Linienlast) werden bei der Berechnung berücksichtigt. Knickbelastung wird nur durch die eingegebenen axialen Kräfte erzeugt. Berechnet wird der Faktor, mit dem alle diese Kräfte multipliziert werden müssen, damit der Knickfall eintritt. Die Grösse dieses Faktors entspricht damit der Sicherheit gegen Knickung.

25.4 Grobauslegung von Wellen

Die Grobauslegung von Wellen basiert auf der Vergleichsspannung. Mehrere Optionen beeinflussen das Verhalten dieser Funktionalität:

1. Vergleichsspannung: die maximale Vergleichsspannung, der der ermittelte Wellenwerkstoff ausgesetzt werden soll
2. Nur die Zylinderdurchmesser ändern: Wenn diese Option auf *true* gesetzt wird, wird die Länge der Zylinder, die die Aussenkontur bilden, beibehalten und nur ihr Durchmesser wird verändert. Wenn diese Option auf *false* gesetzt wird, werden die Zylinder sowohl hinsichtlich der Länge als auch des Durchmessers von der Software bestimmt. In diesem Fall wird die Innenkontur gelöscht.
3. Querschnitte A-A etc. nicht löschen: Wenn diese Option auf *false* gesetzt wird, werden die benutzerdefinierten Querschnitte für die Festigkeitsberechnung (A-A, B-B etc.) gelöscht und die Software versucht, die kritischsten Querschnitte in der Neukonstruktion zu finden.
4. Lager bei der Auslegung berücksichtigen: Wenn diese Option auf *true* gesetzt wird, werden die Wälzlager gemäss ihrer erforderlichen Lebensdauer ausgelegt.
5. Den Wellendurchmesser an Innendurchmesser des Lagers anpassen: Wenn diese Option auf *true* gesetzt wird, rundet die Software die endgültigen Zylinderdurchmesser, damit diese den Innendurchmessern der Lager entsprechen.
6. Lagertyp vom Modell übernehmen: Wenn diese Option auf *false* gesetzt wird, kann der Benutzer die im Modell vorhandenen Lager nach Wunsch mit einem spezifischen Lagertyp ersetzen. Andernfalls werden die vorhandenen Lager beibehalten.
7. Lager bei Bedarf verschieben: Beim Auslegen des Lagers kommt es vor, dass ein grösseres, breiteres Lager ausgewählt wird, das einen angrenzenden Zylinder überdeckt. Wenn diese Option auf *true* gesetzt wird, wird das Lager verschoben, damit es die Zylinder nicht überdeckt.

Nach Abschluss der Berechnung wird die alte Wellenkontur zum leichteren Abgleich angezeigt.

25.5 Festigkeit

In die Festigkeitsberechnung gelangt man über den Tab `Festigkeit` in der Benutzeroberfläche des Moduls `Wellenberechnung`.

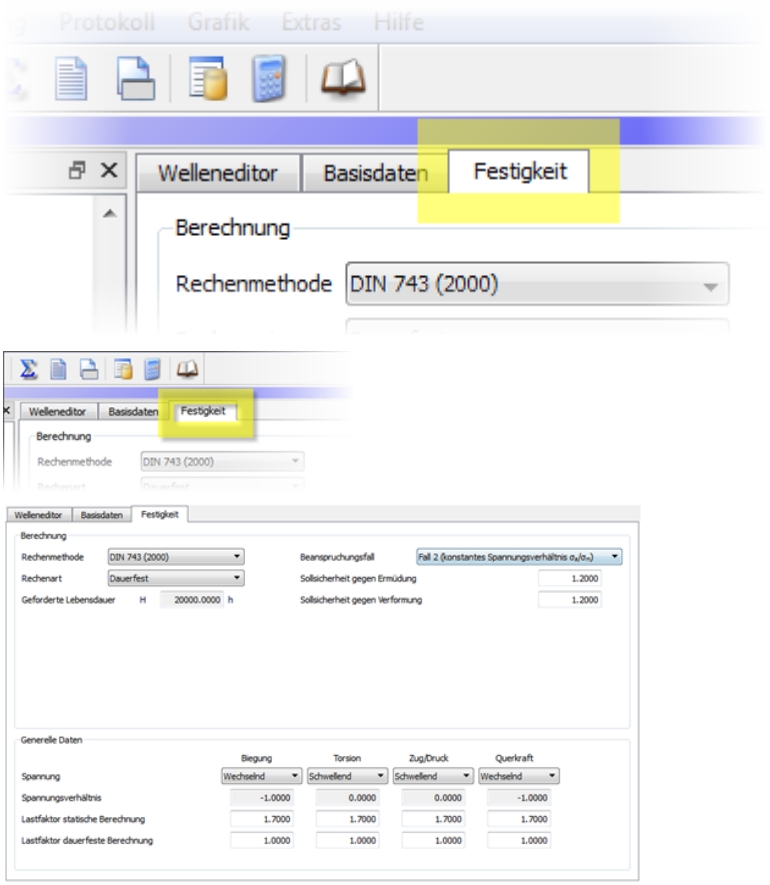


Abbildung 25.6: Eingabefenster `Festigkeit` im Modul `Wellenberechnung` mit zugehörigem Tab (oben)

Für die Festigkeitsberechnung von Wellen und Achsen in KISSsoft stehen Ihnen folgende Methoden zur Verfügung:

- Hänchen & Decker
- DIN 743:2012-12
  Tragfähigkeit von Wellen und Achsen [9] inkl. FVA Vorschlag zur Erweiterung bezüglich Zeit- und Bruchfestigkeit []
- FKM Richtlinie (2012)
  Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen, 6.Auflage 2012

- AGMA 6101-E08/ AGMA 6001-E08
  Design and Selection of Components for Enclosed Gear Drives
- Keine Berechnung durchführen
  In diesem Fall wird der Festigkeitsnachweis nicht durchgeführt. Alle anderen Resultate (Biegelinie, Kräftegleichgewicht, Lagerreaktionen, etc.) werden jedoch weiterhin berechnet.

Es kann jeweils ein statischer als auch ein Ermüdungsfestigkeitsnachweis erbracht werden. Den Nachweis nach FKM, DIN und AGMA kann auch mit einem Lastkollektiv durchgeführt werden.

Wellenspezifische Daten für die Festigkeitsberechnung können zum Teil im Elementeditor zu der jeweiligen Welle definiert werden.

25.5.1 Rechenmethode

Diese Dropdownliste ermöglicht Ihnen die Wahl aus den o.g. Rechenvorschriften. In den folgenden Abschnitten sind die Richtlinien näher erläutert.

25.5.1.1 Hänchen & Decker

Die Berechnung nach R. Hänchen und H. K. Decker [42] ist eine ältere, aber bewährte Methode. Bei ungenügenden Angaben für Kerbfaktoren wurden mit dem TÜV München Werte abgesprochen, die sorgfältig aus bekannten Versuchsergebnissen abgeleitet wurden.

Werkstoffwerte

Aus den Bildern 52, 56, 60 nach [42] für Bau-, Vergütungs- und Einsatzstähle. Als Überschlagsformel gilt gemäss Hänchen [42], S. 37

$$\sigma_{bw} = 0.4 \cdot \sigma_b$$

Die Werkstoffdaten können Sie in der Datenbank (siehe Seite I-89) eintragen.

Berechnung der Vergleichsspannung

Für den Fall überlagerter Biegung und Torsion wird die Vergleichsspannung σ_V nach der Hypothese der grössten Gestaltänderungsarbeit ermittelt (siehe [42], Kap. 3.2.5.).

Berechnung der Sicherheit gegen Dauerbruch

- Höchstlast nach [42], Gleichung (4a); Betriebsfaktor nach [42] Tabelle 1 (Seite 24).
- Gestalt-Biegewechselfestigkeit nach [42], Gleichung (42a).
- Sicherheit gegen Dauerbruch nach [42], Gleichung (46).
- Erforderliche Sicherheit gegen Dauerbruch nach [42], Bild 156 in Abhängigkeit der Häufigkeit der Höchstlast.
- Resultat der Rechnung ist das Verhältnis von erforderlicher Sicherheit zu berechneter Sicherheit in Prozent.

Wichtige Formeln

A)= Vergleichsspannung Dauerfestigkeit

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b{}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \tag{25.1}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \tag{25.2}$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \tag{25.3}$$

A1) Vergleichsspannung Gewaltbruch und Verformung ($\tau_t = 0$)

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_z + \sigma_b)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_q)^2} \tag{25.4}$$

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A} \tag{25.5}$$

$$\tau_q = \frac{F_q}{A} \tag{25.6}$$

B) Berechnung der Sicherheit gegen Dauerbruch:

$$\sigma_{bWG} = \sigma_{bW} \cdot b_O \cdot \frac{b_d}{b_{kb}} \tag{25.7}$$

$$S_D = \frac{\sigma_{bWG}}{(\sigma_v \cdot f)} \tag{25.8}$$

α_0	a.0	Anstrengungsverhältnis	
A	A	Querschnittfläche	*(cm3)*
b_d	b.d	Dickenzahl	
b_{kb}	b.kb	Kerbfaktor (Biegung)	
b_o	b.o	Oberflächenzahl	
f	f	Gesamt-Lastfaktor	
F_q	F.q	Querkraft	*(N)*
F_z	F.z	Zug-/Druckkraft	*(N)*
M_b	M.b	Biegemoment	*(Nm)*
M_t	M.t	Drehmoment	*(Nm)*
σ_b	s.b	Biegespannung	*(N/mm²)*
σ_{bW}	s.bW	Biegewechselfestig.	*(N/mm²)*
σ_{bWG}	s.bWG	Gestaltbiegewechselfestigk.	*(N/mm²)*
σ_v	s.v	Vergleichsspannung	*(N/mm²)*
S_D	S.D	Sicherheit gegen Dauerbruch	
τ_q	t.q	Schubspannung (Querkraft)	*(N/mm²)*
τ_t	t.t	Torsionsspannung	*(N/mm²)*
W_b	W.b	Axiales Widerst.moment	*(cm³)*
W_t	W.t	Polares Widerst.moment	*(cm³)*

Anstrengungsverhältnis

Werte für das Anstrengungsverhältnis finden Sie in Tab. 25.2.

Biegung	wechselnd	wechselnd	statisch	statisch	statisch	statisch

Torsion	schwellend	wechselnd	schwellend	wechselnd	statisch	statisch
Baustahl	0.7	0.88	1.45	1.6	1.0	1.0
Einsatzstahl	0.77	0.96	1.14	1.6	1.0	1.0
Vergü-tungsstahl	0.63	0.79	1.00	1.6	1.0	1.0

Tabelle 25.2: Anstrengungsverhältnis α_0 nach Hänchen, S. 28 [42] oder Niemann, I, S. 76 [64]

25.5.1.2 DIN 743 (2012)

Die DIN 743 [9] basiert auf neuesten Erkenntnissen für die Berechnung von Wellen und berücksichtigt folgende Punkte:

- Konsequente Unterscheidung zwischen den verschiedenen Belastungsarten (Zug/Druck, Biegung, Torsion) und je zwischen Mittelspannung und Spannungsamplitude.
- Oberflächenverfestigung: Der Einfluss auf die Festigkeit bei Einsatz von thermischen Verfahren (Nitrieren, Einsatzhärten) und bei mechanischen Verfahren (Kugelstrahlen, Rollen) ist dokumentiert.
- Kerbfaktoren: Nebst den in allen Fachbüchern erwähnten üblichen Kerbfaktoren finden sich Angaben für Konstruktionselemente, die heute viel verwendet werden, bisher aber schlecht dokumentiert waren, wie Absatz mit Freistich, Press-Sitz mit Entlastungskerben oder Rechtecknuten (Einstiche für Seegeringe). Alle Kerbfaktoren sind sowohl für Zug/Druck, für Biegung und für Torsion angegeben.
- Werkstoffe: Umfangreiche Liste von Werkstoffen, sowie eine Anleitung für die Ableitung von Schätzwerten für nicht dokumentierte Stähle.
- Zeitfestigkeit: im Teil 4 der Norm ist die Lastkollektivberechnung nach der Methode 'Miner erweitert' beschrieben

Die wesentlichen Einschränkungen der DIN 743 sind:

- Die Belastung durch Scherung (Querkräfte) wird nicht berücksichtigt. Dies ist ausser bei Wellen mit sehr kurzem Lagerabstand kein Nachteil.
- Nur für Stähle und Betriebstemperaturen zwischen -40°C und +150°C.
- Gemäss der Norm sind als Mindestsicherheiten gegen Verformung und Dauerbruch je 1.2 vorgeschrieben. Dieser Sicherheitsfaktor decken jedoch nur die Ungenauigkeit der Rechenmethode ab, nicht die Unsicherheiten in den Lastan-

nahmen oder Konsequenzen im Falle eines Versagens. Die geforderten Sicherheitsfaktoren sind daher zu überprüfen oder zwischen Kunden und Auftragnehmer zu vereinbaren.

25.5.1.3 FKM-Richtlinie, Ausgabe 2012

Ausgehend von ehemaligen DDR-Normen und neuen Erkenntnissen der Werkstofftheorie ist eine FKM-Richtlinie entstanden, die voraussichtlich als Basis für eine neue VDI-Richtlinie dient. Die FKM-Richtlinie ist umfangreich (ca. 175 S., 400 S. Kommentare) und erlaubt, nebst der klassischen Dauerfestigkeitsberechnung, auch die Berechnung der Zeitfestigkeit und Lebensdauer sowie die Berücksichtigung von Lastkollektiven. Darüber hinaus liefert sie Berechnungsansätze für Spezialfälle, wie z.B. Betriebstemperaturen über 100°C.

Die Berechnung erfolgt nach der 6. Auflage (2012) der FKM-Richtlinie, gemäss den Ansätzen von Haibach.

Zeitfestigkeit

Der Betriebsfestigkeitsfaktor $K_{BK,S}$ wird nach Kapitel 2.4 der Richtlinie bestimmt. Die Knickpunktzyklenzahl N_D ist bei 10^6 Lastwechseln.

$K_{BK,S}$ wird grösser 1.0, wenn die Lastwechselzahl kleiner N_D ist. Oberhalb N_D ist $K_{BK,S}$ meist gleich 1.0.

Bei einer üblichen Berechnung mit einer gegebenen Belastung (ohne Lastkollektiv) wird von einer „Einstufenbelastung“ gesprochen. Dieser Fall wird gemäss Abschnitt. 2.4 der Richtlinie berechnet. Bei Lastkollektiven stehen drei verschiedene Verfahren (s. Abschnitt "Rechenart" auf Seite III-72) zur Verfügung.

25.5.1.4 AGMA 6101-E08/ AGMA 6001-E08

Die AGMA 6101-E08/ 6001-E08 [9] beschreibt, wie man ein geschlossenes Getriebe berechnen kann. In dieser AGMA-Norm sind Berechnungen für Wellen, Press-Sitz, Passfeder, Lager, Gehäuse und Schrauben beschrieben.

- Unterscheidung zwischen den verschiedenen Belastungsarten (Zug/Druck, Biegung, Torsion uns Scherung) und je zwischen Mittelspannung und Spannungsamplitude.
- Kerbfaktoren: Die wenig gegebenen Kerbfaktoren sind nur für Biegung angegeben, für die anderen Belastungen werden dieselben verwendet.
- Werkstoffe: Umfangreiche Liste von Werkstoffen, sowie eine Anleitung für die Ableitung von Schätzwerten für nicht dokumentierte Stähle. Die zulässigen Werte werden aus der Eingabe der Kernhärte umgerechnet.

- In KISSsoft werden Lastkollektive bei der Methode AGMA nicht berücksichtigt (nicht vernünftig beschrieben)

Die wesentlichen Einschränkungen der AGMA sind:

- Nur für zylindrische Stahlwellen, vielleicht auch für andere Materialen anwendbar.
- Als Kerbarten sind nur Wellenabsatz, Umlaufnut und Querbohrung detailiert definiert.
- Gemäss der Norm sind als Mindestsicherheiten gegen Spitzenlast und gegen Ermüdung mit 1.0 vorgeschrieben. Dieser Sicherheitsfaktor decken jedoch nur die Ungenauigkeit der Rechenmethode ab, nicht die Unsicherheiten in den Lastannahmen oder Konsequenzen im Falle eines Versagens. Die geforderten Sicherheitsfaktoren sind daher zu überprüfen oder zwischen Kunden und Auftragnehmer zu vereinbaren.

25.5.2 Rechenart

Für den Nachweis gegen Ermüdung sind verschiedene Methoden möglich:

- **Statisch**. Für diesen Fall wird die Sicherheit gegen Fliessen berechnet.
- **Dauerfestigkeit**. Es wird die Sicherheit gegen Dauerfestigkeit berechnet (im horizontalen Bereich der Wöhlerlinie, ohne Kollektiv)
- **Zeitfestigkeit**. Es wird die Sicherheit gegen Ermüdung bei einer vorgegebenen Zyklenzahl berechnet. Dabei wird eine gleichbleibende Lastamplitude verwendet (kein Kollektiv). Bei der Rechenmethode nach AGMA ist nur der Fall eines Einstufenkollektives definiert. Bei der FKM-Methode wird der Fall eines Einstufenkollektives speziell behandelt. Die Wöhlerlinie verläuft nach der Methode nach DIN 743 und FKM horizontal nach Erreichen der Grenzlastwechselzahl ND (10^6).

- **Miner konsequent/elementar/erweitert**. Die Verfahren unterscheiden sich insbesondere im Ansatz für die Neigung der Wöhlerlinie oberhalb der Knickpunktzyklenzahl.

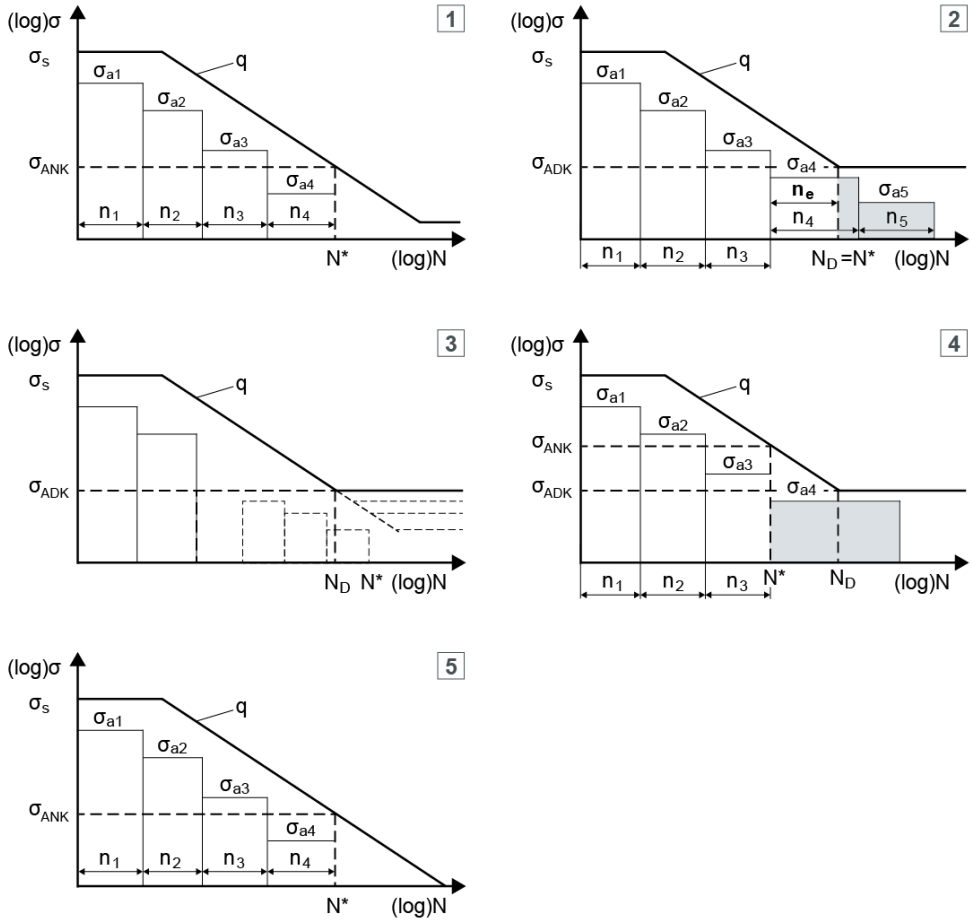


Abbildung 25.7: Miner Hypothesen

Legende:

1) Miner elementar nach FKM-Richtlinie

2) Miner erweitert nach DIN 743-4:2012

3) Miner konsequent nach FKM-Richtlinie

4) Miner original nach Haibach

5) Miner elementar nach Haibach

Die grauen Felder sind die unberücksichtigten Anteile.

HINWEISE

Die Rechenmethoden nach Miner sind nur auswählbar, wenn im Eingabefenster `Basisdaten` in der Dropdownliste `Lastkollektive` die Option `Lastkollektive berücksichtigen` ausgewählt ist. Lastkollektive (s. Abschnitt "Lastkollektiv definieren" auf Seite II-50) können im KISSsoft -Datenbanktool definiert werden und müssen innerhalb der Berechnung nur noch ausgewählt werden.

25.5.3 Lebensdauer

Die geforderte Lebensdauer in Zyklen wird aus der geforderten Lebensdauer in Stunden berechnet.

25.5.4 Festigkeitsparameter nach Hänchen und Decker

25.5.4.1 Häufigkeit der Last

Die Angabe bezieht sich auf die zuvor eingegebene Belastung (wie z. B. das Drehmoment). Tritt die Belastung während der ganzen Lebensdauer der Welle auf, so ist die Häufigkeit 100%, andernfalls entsprechend niedriger.

25.5.4.2 Kerbfaktoren

- Dickenzahl: nach [42], Bild 120.
- Oberflächenzahl: nach [42], Bild 119, Definition der zugeordneten Bearbeitungsverfahren in [42], Tabelle 4.
- Folgende Kurven sind einprogrammiert:

geschruppt	Kurve mit b_o = 0, 50 bei 150 kp/mm^2
gefräst/feingedreht	Kurve mit b_o = 0, 70 bei 150 kp/mm^2
geschliffen	Kurve mit b_o = 0, 94 bei 150 kp/mm^2
poliert	Kurve mit b_o = 0, 97 bei 150 kp/mm^2

- Absätze Kerbwirkungszahl bei Biegung nach [42], Bild 131.
- Nabensitz mit Keil: Vorgeschlagene Werte nach Absprache mit TÜV, München. Angaben nach [42], Kap. 6.4, sind spärlich.
- Pressitz: Vorgeschlagene Werte nach Absprache mit TÜV, München, Angaben nach [42], Kap. 6.4.
- Lager werden wie ein schwacher Pressitz behandelt, Angaben in [42], Kap. 6.4, sind dürftig.
- Zahnwellen (Vielkeilverzahnung): Formzahlen und Widerstandsmomente nach [42], Kap. 8.5. Umrechnung der Formzahl in Kerbwirkungszahl nach [42], Kap. 5.6, Formel (36) und (37b) oder (37c) mit Radius Ersatzkerbe nach [42], Bild 112.
- Gewinde: Formzahl nach [42], Bild 123. Umrechnung in Kerbwirkungszahl wie oben.

25.5.4.3 Sicherheit gegen Verformung/Bruch

Die Sollsicherheit gegen Dauerbruch wird gemäss den Angaben nach Haenchen von KISSsoft aus der Häufigkeit der Höchstlast berechnet. Bei einer Häufigkeit von 100% ist die vorgeschriebene Sicherheit 2.0, bei 0% ist sie 1.0, dazwischen verläuft sie aber nicht linear.

Die Sollsicherheit gegen Gewaltbruch beträgt je nach Anwendung oder Vorschrift normalerweise 3.5 bis 5.0. Die Sollsicherheit gegen Verformung (Streckgrenze) beträgt normalerweise 2.0 bis 3.5.

25.5.5 Festigkeitsparameter nach FKM

25.5.5.1 Temperaturdauer

Die FKM-Richtlinie berücksichtigt thermisches Kriechen des Werkstoffs. Dauerhaft hohe Temperaturen wirken sich festigkeitsmindernd auf das Werkstoffverhalten der Welle und damit auf die Sicherheiten aus.

Die Bauteiltemperaturen werden nach der FKM-Richtlinie im Bereich von -40°C ÷ +500°C berücksichtigt. Bei Temperaturen über 100°C (bei Feinkornbaustählen ab 60 Grad) wird über Temperaturfaktoren (für Bruchfestigkeit, Streckgrenze, und Wechselfestigkeit) die Verminderung der Festigkeit bei höheren Temperaturen berücksichtigt.

HINWEIS

Die Temperatur einer Welle können Sie im `Elementeditor` übergeben. Klicken Sie dazu im `Elementbaum` die gewünschte Welle einfach und tragen Sie dann den entsprechenden Wert im Feld `Temperatur` ein.

25.5.5.2 Schutzschichtdicke Aluminium

Dieses Eingabefeld ermöglicht die Definition der Dicke der Aluminiumoxidschicht, sofern Sie Aluminium als Werkstoff gewählt haben.

25.5.5.3 Sicherheiten eingeben

Wenn Sie einen Haken in diese Checkbox setzen, können Sie die rechts aufgeführten Sollsicherheiten selbst vorgeben. Andernfalls ermöglicht Ihnen der -Button über das Dialogfenster `Sicherheiten definieren` die Vorgabe Sollsicherheiten im Sinne der FKM.

Nach Kapitel 1.5 der Richtlinie werden für die statische Festigkeitsberechnung die erforderlichen Sicherheitsfaktoren j_m (für Gewaltbruch) und j_p (für Verformung), sowie nach Teil 2.5 für die Dauerfestigkeit j_D bestimmt. Ausführliche Kommentare finden sich in der Richtlinie.

Stahl		$j_m = 2.0$	$j_p = 1.5$	$j_F = 1.5$	$j_F = 1.5$
GS, GJS	-nicht geprüft	$j_m = 2.8$	$j_p = 2.1$	$j_G * j_F = 2.6$	$j_G * j_F = 2.6$
	-zerstörungsfrei geprüft	$j_m = 2.5$	$j_p = 1.9$	$j_G * j_F = 2.4$	$j_G * j_F = 2.4$
GJL, GJM	-nicht geprüft	$j_m = 3.3$	$j_p = 2.6$	$j_G * j_F = 3.1$	$j_G * j_F = 3.1$
	-zerstörungsfrei geprüft	$j_m = 3.0$	$j_p = 2.4$	$j_G * j_F = 2.9$	$j_G * j_F = 2.9$

j_m, j_p: Die Werte gelten für
- grosse Schadensfolge bei Bruch
- grosse Wahrscheinlichkeit des Auftretens der Last

Bei nur geringen Schadenfolgen bei Bruch können die Sicherheitsfaktoren um etwa 15% vermindert werden. Bei kleiner Wahrscheinlichkeit des Auftretens der Last können die Sicherheitsfaktoren um etwa 10% vermindert werden.

$j_G * j_F$: Die Werte gelten für - grosse Schadensfolge bei Bruch

- nicht regelmässige Inspektion

Bei nur geringen Schadenfolgen bei Bruch können die Sicherheitsfaktoren um etwa 15% vermindert werden. Bei regelmässiger Inspektion können die Sicherheitsfaktoren um etwa 10% vermindert werden.

25.5.5.4 Beanspruchungsfall

Der Beanspruchungsfall unterscheidet zwischen vier Szenarien für die Entwicklung des Spannungsverhältnis σ_a/σ_m bei weiterer Erhöhung der Belastung, ausgehend vom Betriebspunkt.

25.5.5.5 Abschätzung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile (Kapitel 5.5)

Diese Berechnung ist nur für randschichtverfestigter Wälzstahl anzuwenden. Zu den Randschichtverfestigungen gehören die Behandlungsarten der Werkstoffe:

- einsatzgehärtet
- nitriert, gasnitriert, nitrocarburiert
- induktionsgehärtet
- rollen
- kugelstrahlen

Diese Behandlungsarten können entweder beim Werkstoff oder bei der Oberflächenverfestigung des Elementeditors der Welle definiert.

Dieses Verfahren hat zur Grundlage das Konzept der lokalen Dauerfestigkeit. Es werden 2 Punkte des Bauteils betrachtet, der erste Punkt ist an der Bauteiloberfläche, der zweite Punkt ist im Übergang zwischen harter Randschicht und Kern. Die resultierenden Spannungen werden in Hauptspannungen umgerechnet $\sigma 1$ und $\sigma 2$. Weitergerechnet wird nur mit der grössten Hauptspannung $\sigma 1$.

Im Elementeditor kann zusätzlich für diese Berechnung die Einhärtetiefe eingegeben werden, aus welcher der Abstand von der Bauteiloberfläche berechnet wird, wo sich der Übergang harte Randschicht - Kern befindet.

Im Tab Festigkeit kann definiert werden, ob die Konstante Kf nach den Formeln 4.3.2 und 4.3.3 berechnet oder der Tabelle 4.3.1 entnommen werden soll. Weiter gibt es die Möglichkeit die Kernhärte beim Werkstoff vorzugeben oder sich diese aus der Zugfestigkeit abschätzen zu lassen.

Bei diesem Berechnungverfahren wird die Eigenspannung berechnet, welche in die Mittelspannungsempfindlichkeit miteingerechnet wird, dann wird zuerst der Aus-

lastungsgrad für den Punkt an der Bauteiloberfläche, dann der Auslastungsgrad an dem Punkt an der Grenze harte Randschicht - Kern berechnet. Die grössere Auslastung wird dann für den Nachweis verwendet. Beide Auslastungsgrade sollten < 1 sein.

Die Resultate werden nur im Protokoll angezeigt, wenn diese Berechnungsart angewählt wurde und es sich um einen Wälzstahl handelt mit den vorgegeben Behandlungsarten.

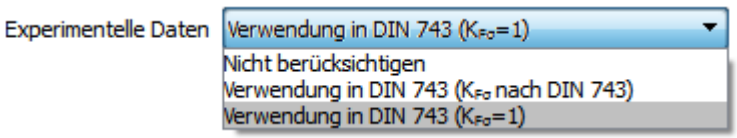
25.5.6 Festigkeitsparameter nach DIN

25.5.6.1 Beanspruchungsfall

Der Beanspruchungsfall unterscheidet zwischen zwei Szenarien für die Entwicklung des Spannungsverhältnis σ_a/σ_m bei weiterer Erhöhung der Belastung, ausgehend vom Betriebspunkt.

25.5.6.2 Berechnung mit experimetellen Daten

Mit dieser Option, kann ein Haighdigramm definiert werden, welches aus experimentellen Daten ermittelt wurde. Wird bei den modulspezifischen Werkstoffdaten für die DIN 743 beim Feld **Experimentelle Daten** ein Dateiname (z.B. WMAT-001.dat) definiert, wird im Tab **Festigkeit** eine Auswahlliste eingeblendet.



- **Nicht berücksichtigen**: die Daten werden nicht berücksichtigt.
- **Verwendung in DIN 743 (KFσ nach DIN 743)**: die Daten werden aus der Datei entnommen, welche bei den Werkstoffen unter Experimentelle Daten definiert wurde, der Faktor KFσ wird nach DIN 743 bestimmt.
- **Verwendung in DIN 743 (KFσ=1)**: die Daten werden aus der Datei entnommen, welche bei den Werkstoffen unter Experimentelle Daten definiert wurde, der Faktor KFσ wird immer 1 gesetzt.

Die Definition der Daten von der Datei braucht eine extra Anleitung, welche bei uns bei Bedarf angefordert werden kann. Das gemessene Haighdiagramm wird

nicht so wie in der DIN 743 beschrieben interpretiert. Das Haighdiagramm wird in der Abzisse und der Ordinate durch den Gesamteinflussfaktor geteilt, so das die Resultate viel kleiner werden.

Der Mittelspannungseinfluss nach DIN 743 nimmt mit wachsender Kerbschärfe ab, dieser sollte aber nicht abfallen, dass wird durch diese Korrektur erreicht.

Ist die Vergleichsmittelspannung σmv<0 wird die Linie des Wöhlerdiagramms in den negativen Bereich des Haigh-Diagramms verlängert, die Kurve wird nachher im negativen Bereich durch Druckfliessgrenze σDk abgeschnitten. Siehe dazu auch die Beschreibung in der DIN 743-1, S.21.

25.5.6.3 Sicherheit gegen Ermüdung/Verformung

In diesen Eingabefeldern geben Sie die Sollsicherheiten für dauerfestes/statisches Versagen vor. Werden diese Werte für mindestens einen gegebenen Querschnitt unterschritten, werden Sie darüber informiert.

25.5.7 Festigkeitsparameter nach AGMA

25.5.7.1 Faktoren zur Bestimmung der Ermüdungsfestigkeit

Für die Berechnung der modifizierten Ermüdungsfestigkeit σf werden folgende Faktoren benötigt:

Faktor für die Oberflächenbearbeitung ka

Die Oberflächenbearbeitung kann für jedes Element einzeln gesetzt werden, aus dieser Listeneingabe wird dann der Faktor ka nach Bild 4, AGMA 6101-E08 bestimmt.

Grössenfaktor kb

Der Grössenfaktor kb wird nach Bild 5, AGMA 6101-E08 anhand des Wellendurchmessers bestimmt.

Faktor für die Überlebenswahrscheinlichkeit kc

Im Tab `Festigkeit` kann die Überlebenswahrscheinlichkeit definiert werden (Standard 0.99%), mit diesem Wert wird nach dem Bild 6 der AGMA 6101 der Faktor kc bestimmt.

Temperaturfaktor kd

Für eine Temperatur zwischen -30°C und 120°C wird der Faktor kd=1 gesetzt, bei den Eingaben für die Welle kann dieser beeinflusst werden, wenn die Temperatur der Welle ausserhalb sein sollte.

Lebensfaktor ke

Dieser Faktor wird anhand der Spannungen σe und σu und der Lastwechselzahl NL bestimmt.

Faktor für die Oberflächenbearbeitung kf

Für Passfedernutern wird dieser Faktor direkt der Tabelle 2, AGMA 2101 entnommen.

Für Keil- oder Zahnwellen wird ein Faktor Kt von 2.0 angenommen.

Bei der Kombination Passfeder und Presssitz wird ein kf-Faktor von 0,33 - 0.4 angegeben, in KISSsoft wird als Standardwert 0.33 verwendet.

Bei Spitzkerbe und Gewinden wird die Kerbwirkungsart der Umlaufnut verwendet, mit festgesetzten Verhältnis h/r = 20.

Für Wellenabsatz, Umlaufnut und Querbohrung wird jeweils ein Faktor Kt aus den Diagrammen gelesen (Bild 8-10, AGMA 2101) und zusammen mit dem Faktor q (Bild 7, AGMA 2101) der Faktor kf berechnet.

Faktor für weitere Effekte kg

Mit diesem Faktor können z.B. Wärmebehandlungen, Restspannungen (Kugelstrahlen, kalt gerollt,...), Korrosion, Oberflächenbeschichtungen berücksichtigt werden.

Als Standardwert wird kg=1 gesetzt, er kann aber bei den Eingaben der Welle überschrieben werden.

25.5.7.2 Berechnung der Sicherheiten

Lastkollektive werden mit der AGMA-Methode nicht berücksichtigt.

Für die Berechnung der Ermüdungssicherheit FSf werden die mittlere Spannung und die Amplitude mit der Gestaltänderungshypothese bestimmt.

Diese Werte werden nachher zusammen mit der modifizierten Ermüdungsfestigkeit und der Zugfestigkeit zur Bestimmung der Ermüdungssicherheit benötigt.

Für die Berechnung der Spitzenlastsicherheit wird eine totale Spannung mit der Gestaltänderungshypothese ermittelt. Mit der totalen Spannung , der Zugfestigkeit, einem Faktor für die Streckgrenze und einem Spitzenlastfaktor wird der Spitzenlastsicherheitsfaktor berechnet.

Der Spitzenlastfaktor kann im Tab `Festigkeit` für alle Belastungen (Zug/Druck, Biegung, Torsion, Schub) einzeln definiert werden. Standardwert im KISSsoft ist für den Spitzenlastfaktor 1.0, nach Norm ist dieser Faktor für gerad- und schrägverzahnte Stirnräder, Kegelräder und Pfeilverzahnungen 2.0, für Schneckenräder 3.0.

Der Faktor Streckgrenze kann auch im Tab `Festigkeit` definiert werden. Standardwert im KISSsoft ist für den Faktor Streckgrenze 0.75 (0.66...0.8 nach Norm).

Die resultierenden Sicherheitsfaktoren Ermüdung FSf und Spitzenlast FSp müssen nach der Norm >= 1 sein.

25.5.8 Spannung

Hier bestimmen Sie vor allem, wie die von KISSsoft berechneten Beanspruchungen (z. B. das Biegemoment) in Mittelspannungen und Ausschlagspannung umgerechnet werden sollen. Die üblichen Fälle (wechselnde, schwellende, statische Belastung) sind aus einer Liste auswählbar. Für Sonderfälle wählen Sie aus der Dropdownliste `Spannung` die Option `Eigene Eingabe` und geben dann im Feld `Spannungsverhältnis` den entsprechenden Wert ein (s. nächster Abschnitt). Bei drehenden Wellen ist üblicherweise die Biegung wechselnd und die Torsion schwellend oder statisch.

25.5.9 Spannungsverhältnis

Das Spannungsverhältnis wird als Eingabe verlangt, damit KISSsoft die im jeweiligen Querschnitt anfallenden Belastungen in Mittelspannung und Spannungsamplitude aufteilen kann.

Grösste Spannung pro Lastzyklus:		σ_o
Kleinste Spannung pro Lastzyklus:		σ_u
Spannungsverhältnis		$R = \sigma_u/\sigma_o$
Mittelspannung:	σ_m	$= (\sigma_o + \sigma_u)/2$
		$= (\sigma_o + R \cdot \sigma_o)/2$
		$= \sigma_o \cdot (1 + R)/2$
Spannungsamplitude:	σ_a	$= (\sigma_o - \sigma_u)/2$

$= (\sigma_o - R \cdot \sigma_o)/2$

$= \sigma_o \cdot (1 - R)/2$

Somit gilt für

Reine Wechselspannung	$(\sigma_u = -\sigma_o)$	$R = -1$
Schwellspannung	$(\sigma_u = 0)$	$R = 0$
Statische Spannung	$(\sigma_u = \sigma_o)$	$R = 1$

Für drehende Wellen oder Achsen gilt normalerweise:

Biegung und Querkraft:	$R = -1$
Torsion und Zug/Druck:	$R = 0$ (ev. R = 0...1)

HINWEIS

Im Gegensatz zur Berechnung nach DIN oder FKM, wo klar zwischen Mittelspannung und Ausschlagspannung unterschieden wird, werden bei der Festigkeitsberechnung nach Hänchen (siehe Seite III-67) die eingegebenen Belastungen in eine Vergleichsspannung umgerechnet, die mit der Biegewechselfestigkeit verglichen wird. Daher hat bei dieser Methode die Wahl des Spannungsverhältnisses nur einen Einfluss auf den Betrag des Anstrengungsverhältnis α_0.

25.5.10 Lastfaktor für statische Berechnung

Die statische Berechnung wird normalerweise mit der grössten jemals auftretenden Belastung durchgeführt. Mit dem Faktor Maximallast wird der Unterschied zwischen der eingegebenen Belastung und dem Spitzenwert abgedeckt.

Maximalspannung: $\sigma_{max} = \sigma_o \cdot f_{max}$

Die Faktoren können für jede Spannungsart (Biegung, Zug/Druck etc.) einzeln definiert werden.

Der Lastfaktor wird nicht angewendet, falls in freien Querschnitten Kräfte oder Momente fest vorgegeben sind.

BEISPIEL

Elektromotor mit Dauerdrehmoment 100 Nm, Anfahr-Drehmoment 180 Nm. Bei der Eingabe der Wellendaten wird 100 Nm eingegeben, als Faktor Maximallast wird 1.8 gesetzt.

25.5.11 Lastfaktor dauerfeste Berechnung

Die Mittelspannungen und die Ausschlagspannungen (Amplituden) können bei Bedarf mit einem Lastfaktor multipliziert werden. Die Norm DIN743 kennt diesen Faktor nicht, somit sollten die Faktoren üblicherweise mit 1.0 vorgegeben werden. Die Anwendung eines Faktors > 1 kann dann sinnvoll sein, wenn in der Wellenberechnung das nominelle Drehmoment eingegeben wird, ohne Drehmomenterhöhungen durch Schwingungen, welche pro Umdrehung der Welle auftreten, zu berücksichtigen.

Der Lastfaktor wird nicht angewendet, falls in freien Querschnitten Kräfte oder Momente fest vorgegeben sind.

Bei der Berechnung nach Hänchen wird folgender Hinweis gegeben:

Gesamtlastfaktor f (Hänchen [42], S. 24):

$$f = f_{un} \cdot f_{betr} \cdot f_{leb} \tag{25.9}$$

f_{un} Unsicherheit in der Lasthöhe (1.0 oder 1.2...1.4)

f_{betr} Betriebsweise (Stösse) (1.0 bis 3.0)

f_{leb} Lebenswichtigkeit des Bauteils (1.0 oder 1.2...1.5)

HINWEIS:

Die Methode Hänchen verwendet nur einen Lastfaktor, für diesen wird der grössere Wert der eingegebenen Faktoren für Biegung und Torsion genommen.

25.5.12 Querschnitte

Sicherheiten gegen Fliessen und Dauerbruch werden für die von Ihnen definierten Querschnitte der Wellen ermittelt. Setzen Sie einen Querschnitt wie folgt:

Im Elementbaum gibt es auf Gruppenebene (→ siehe Abbildung auf Seite III-5) den Eintrag `Querschnitte`. Klicken Sie darauf mit der rechten Maustaste, um

ein Kontextmenü zu öffnen, dass Ihnen die Wahl zwischen `Freier Querschnitt` und `Bedingter Querschnitt` ermöglicht.

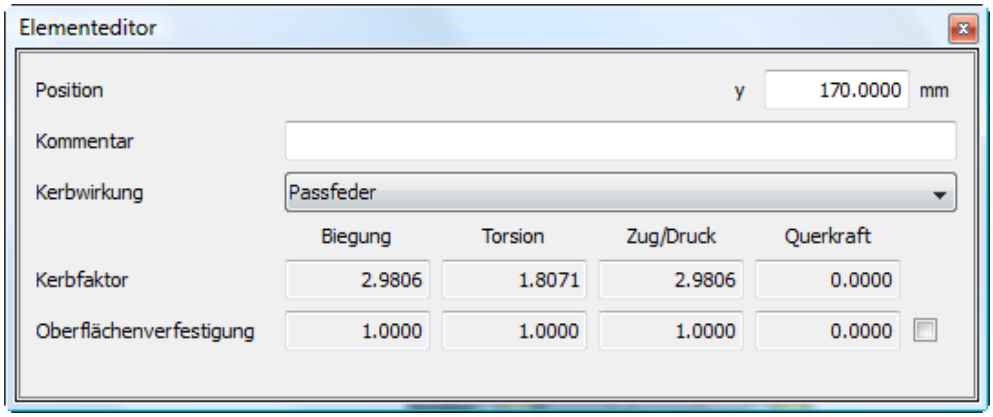


Abbildung 25.7: `Elementeditor` zur Parametrierung des `bedingten Querschnitts`

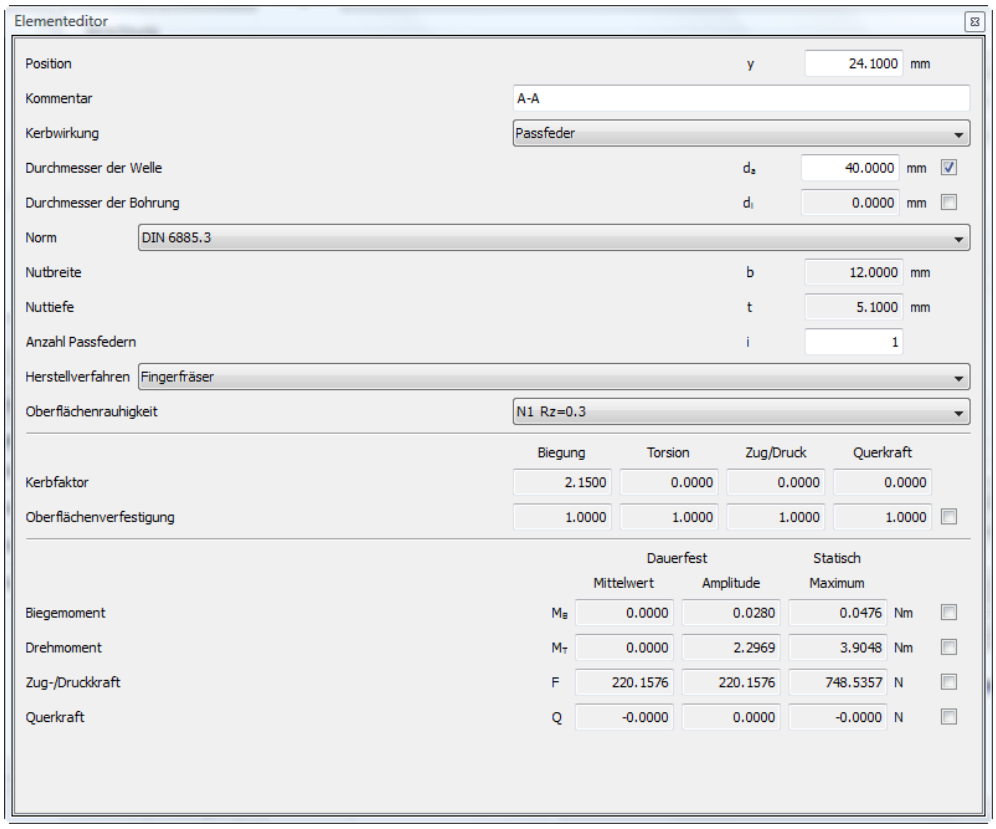


Abbildung 25.8: `Elementeditor` zur Parametrierung des `freien Querschnitts`

25.5.12.1 Oberflächenrauhigkeit

Eingabe der Oberflächenrauigkeit nach ISO 1302, die entsprechende Oberflächenrauheit R_Z wird in der Auswahlliste angezeigt. In der Berechnung wird dann R_Z verwendet. Bei gewissen Kerbfällen sind in der Berechnung nach DIN oder FKM die Oberflächenfaktoren bereits im Kerbfaktor integriert. In solchen Fällen ist dann der Oberflächenfaktor immer 1.0, unabhängig von der eingegebenen Rauhigkeit.

25.5.13 Auslegung

Die Option `Auslegen` im Kontextmenü des `Querschnitt`-Eintrags im Elementbaum erleichtert Ihnen die Arbeit beim Festlegen der Querschnitte, die nachgerechnet werden müssen.

KISSsoft findet mit dieser Auslegung automatisch Querschnitte (Wellenabsätze, Press-Sitze bei Lagern, Passfedernuten und sonstige Kerbwirkungen, die in der `grafischen Welleneingabe` definiert wurden, in denen Kerbwirkung auftritt. Ausgegeben werden die Querschnitte mit den geringsten Sicherheiten. Die so gefundenen Querschnitte müssen bedingt unsachgemäss kontrolliert werden.

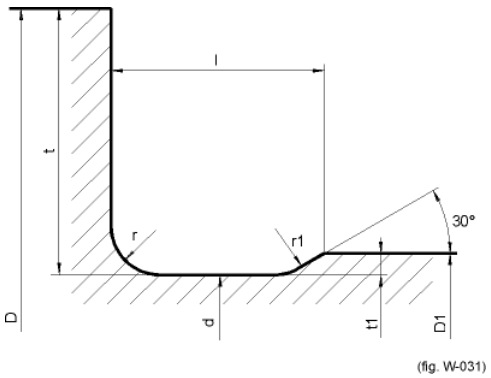
HINWEIS

Überprüfen Sie auf weitere Kerbwirkungen, die KISSsoft nicht finden kann, wie z.B. Gewinde oder Querbohrungen.

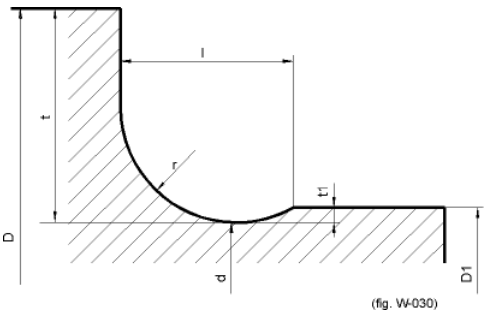
25.5.14 Querschnittarten

- **Wellenabsatz**

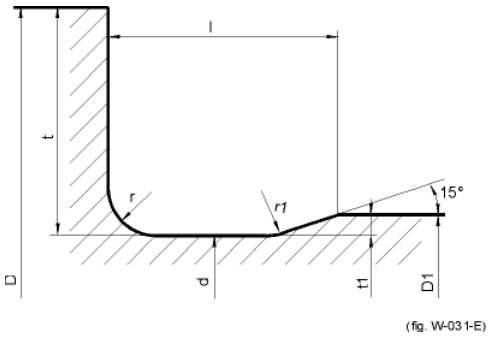
- **Wellenabsatz mit Freistich**



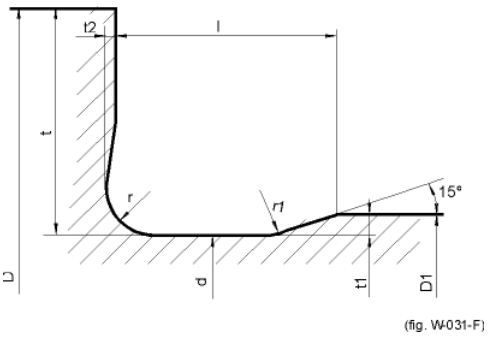
FKM Form B



FKM Form D

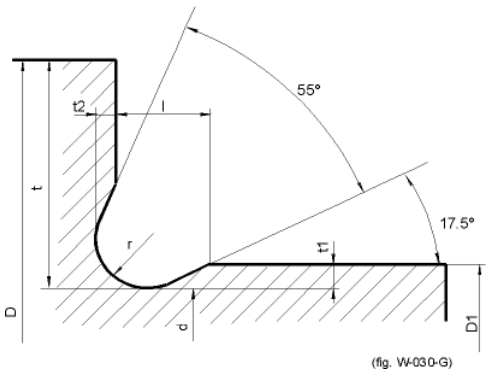


DIN 509 Form E

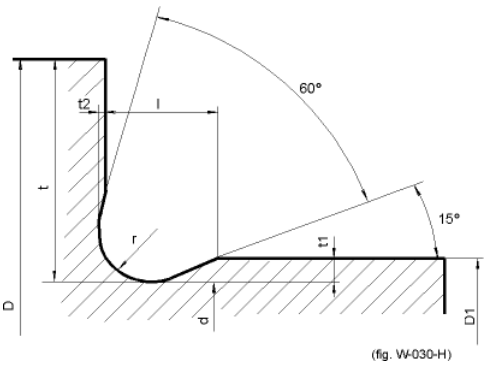


DIN 509 Form F

Nach FKM werden diese Formen wie die Form B behandelt.



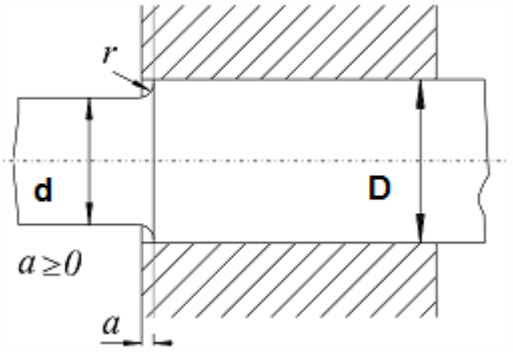
DIN 509 Form G



DIN 509 Form H

Nach FKM werden diese Formen wie die Form D behandelt.

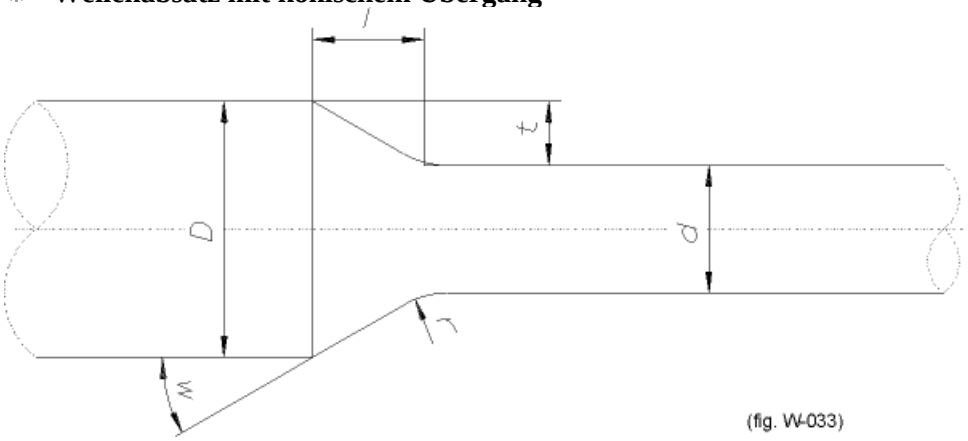
Wellenabsatz mit Press-Sitz



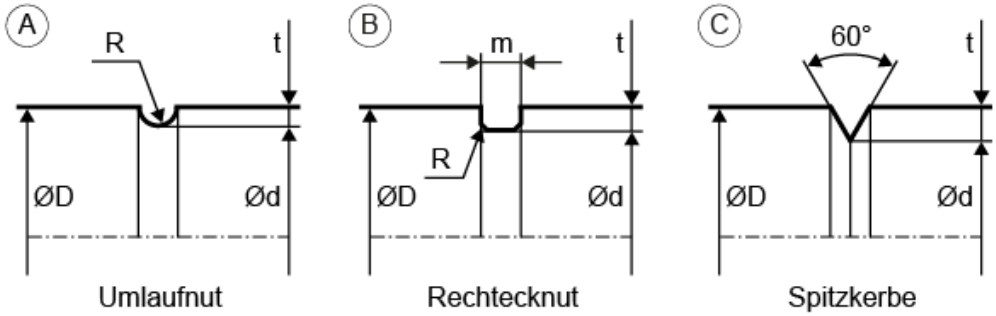
Bei Hänchen+Decker und AGMA 2101:	nicht möglich
Bei DIN 743:	Die Bestimmung des Kerbfaktors wird wie ein Wellenabsatz berechnet, aber mit dem Verhältnis d/(1.1*D). Die maximale Übertragbarkeit ist bei D/d ~ 1.1 und r/(D/d) ~2. Diese Bestimmung wird nur angewandt, wenn D/d >= 1.1 ist, sonst wird die Kerbwirkung des Wellenabsatzes verwendet.
Bei FKM-Richtlinie:	Die Bestimmung der Kerbwirkungszahl wird für eine Passung H7/n6 bestimmt, die Kerbwirkungszahl wird zusätzlich für einen Wellenabsatz berechnet, dann der ungünstige Fall zur weiteren Berechnung verwendet.

Die Kerbfaktoren sind in den verschiedenen Methoden dokumentiert. Die Kerbfaktoren nach FKM sind im Normalfall deutlich grösser als nach DIN.

Wellenabsatz mit konischem Übergang

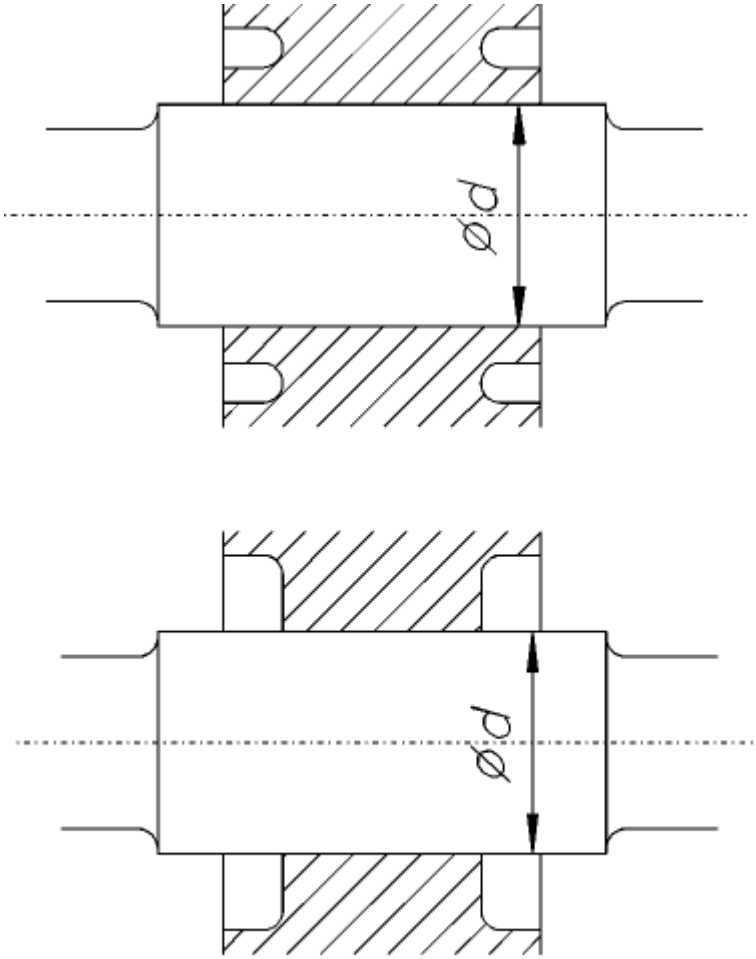


- **Welleneinstiche**
  Mit folgenden Varianten:



- **Gewinde**
  Kerbfaktoren für Gewinde werden in der Literatur nicht speziell angegeben. Gewinde werden deshalb wie eine Spitzkerbe behandelt.

- **Press-Sitz**
  Press-Sitz (fester Press-Sitz, leichter Press-Sitz, Press-Sitz mit Entlastungsnut). In der DIN 743 sind nur Kerbfaktoren für den 'festen Press-Sitz' definiert, deshalb werden für die anderen Press-Sitz Arten die Faktoren nach der FKM-Richtlinie bestimmt.



(fig. W-021)

Oben: Press-Sitz mit Entlastungskerben.
Unten: Press-Sitz mit Ausnahmen.

Passfeder

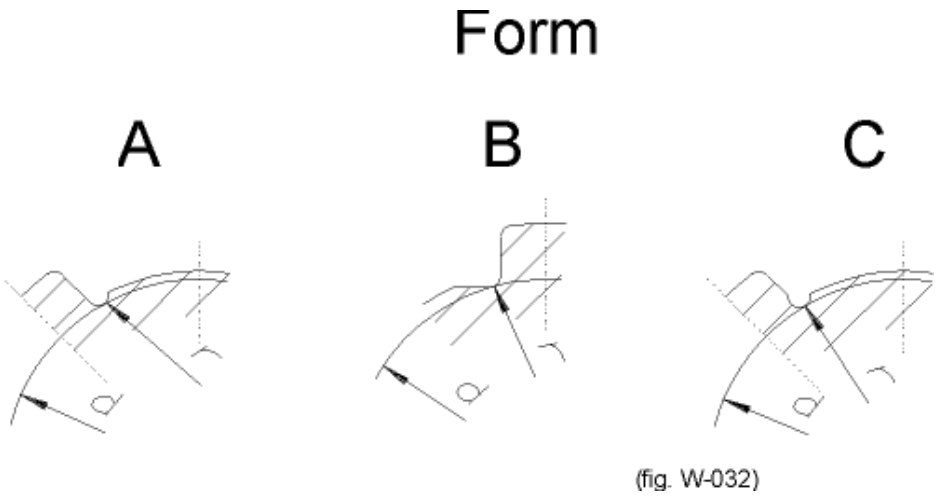
Das Widerstandsmoment für Biegung wird bei allen Methoden aus dem Wellendurchmesser d bestimmt. Das Widerstandsmoment für Torsion wird bei Hänchen aus dem eingeschriebenen Kreis d - t, bei FKM, DIN und AGMA aus dem Wellenaussendurchmesser d bestimmt.

Die Kerbfaktoren sind in den verschiedenen Methoden dokumentiert. Bei Hänchen finden sich nur ganz spärliche Angaben, aus denen Werte für Stähle höherer Festigkeit extrapoliert werden mussten (mit entsprechendem Hinweis bei der Berechnung). Bei FKM und DIN sind die Werte dokumentiert (aus den Tabellen für Presssitz mit Passfeder). Bei AGMA 6101 wird bei der Passfeder die Fertigungsart

(Scheibenfräser oder Nutfräser) und zwischen 2 verschiedenen Härtebereichen unterschieden.

Keiltabellen für Querschnitte mit Passfeder sind eingebaut. Die Daten werden von einer Datendatei eingelesen, die Normen DIN 6885.1 (entspricht ISO/R 773), DIN 6885.2, DIN 6885.3 sind enthalten. Weitere Normen können vom Benutzer selber eingebaut werden.

Kerbverzahnung und Keilwelle



(fig. W-032)

Formen der Keilwelle

Für die Berechnung von Kerbverzahnungen oder Keilwellen wird der Kopfkreis- und der Fusskreisdurchmesser benötigt. Alle anderen Angaben dienen nur zur Dokumentation.

Die Widerstandsmomente werden wie folgt berechnet:

Bei Hänchen+Decker und FKM: Aus dem Mittelwert ($d_a/2 + d_f/2$)

Bei DIN 743 und AGMA 6101: Aus dem Fusskreis

Die Kerbfaktoren sind in den verschiedenen Methoden dokumentiert.

Als Ausnahme wird bei der Berechnung nach FKM bei den Keilwellen der Fussdurchmesser (hier: d) für die Berechnung des Kerbradius verwendet.

Querbohrung

- **Glatte Welle**
  Die Auswahl `Glatte Welle` setzt den Kerbfaktor auf 1. Diese Auswahl ist für den Querschnitt mit der maximalen Spannung sinnvoll.

- **Eigene Eingabe von Kerbfaktoren** (siehe Seite III-83)

- **Überlagerung von Kerbwirkungen** (siehe Seite III-169)

25.5.15 Allgemeine Eingaben

25.5.15.1 Dickenfaktoren aus dem Wellendurchmesser

Durchmesserabhängige Werkstoffwerte können aus effektivem Wellendurchmesser (d oder D) oder aus der Dicke des Rohmaterials abgeleitet werden. Die Wahl aus effektivem Wellendurchmesser ergibt etwas bessere Sicherheiten, kann aber nur verwendet werden, wenn die Welle im vorgedrehten Zustand vergütet wird.

Bei Wahl `Vorgedreht auf Istdurchmesser (bei Absätzen K1 aus d)` werden die Werkstoffdaten bei Absätzen vom kleineren Durchmesser (d) abgeleitet; bei Wahl `Vorgedreht auf Istdurchmesser` vom grösseren Durchmesser (D). Bei Herleitung aus D ergeben sich etwas niedrigere Festigkeitswerte, die Resultate sind damit auf der sicheren Seite. Die Norm macht hierzu keine Aussage.

25.5.16 Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl

Die Bestimmung der thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl wird in der DIN 732 [8] beschrieben. Die Berechnung der thermischen Betriebdrehzahl basiert auf einer Wärmebilanz am Lager. Die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl wird mit Hilfe des Drehzahlverhältnisses aus der thermischen Bezugsdrehzahl berechnet. Es wird die Drehzahl ermittelt, bei welcher die zulässige Temperatur im Lager bei einem konkreten Anwendungsfall erreicht wird. .Um die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl zu bestimmen, muss zuerst die thermische Bezugsdrehzahl für den jeweiligen Fall definiert werden.

Die Bestimmung der thermischen Bezugsdrehzahl wird in der DIN ISO 15312 [7] definiert. Die thermische Bezugsdrehzahl ist die errechnete lagerspezifische Dreh-

zahl bei vorgegebenen Bezugsbedingungen, damit sich ein Gleichgewicht zwischen der Wärmeentwicklung (Reibung) und der Wärmestromabfuhr (über Lagersitz und Schmierstoff) einstellt.

Die Vorgaben für die Berechnung können im Spezialtab 'Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl' und bei dem jeweiligen Wälzlager im Elementeditor gemacht werden.

Die Berechnung ist auch im Berechnungsmodul Wälzlager [W050] vorhanden, wo der Berechnungsgang und die Eingaben genauer beschrieben werden, Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl (siehe Seite III-112).

25.6 Flankenlinienkorrektur

Für diverse Zwecke ist es wichtig zu wissen, wie sich ein Punkt des Wellenquerschnitts durch elastische Verformung (Biegung und Torsion) in einer bestimmten Richtung verschiebt. Ein Beispiel ist die Berechnung des Klaffens zwischen zwei Kupplungs-Hälften, welche je an einem Wellenende montiert sind. Hierzu wird die Verschiebung eines Punktes des Wellenquerschnitts in axialer Richtung berechnet.

Die wichtigste Anwendung dieser Berechnung ist die Bestimmung der Verformung der Welle im Zahneingriffsbereich. Die Berechnung der Verformung erfolgt für den Wälzpunkt über die Zahnbreite. Betrachtet wird die Verschiebung des Wälzpunktes durch Biegung und Torsion nur in Richtung der Normalen zur Flanke. Eine Verschiebung parallel zur Flanke ergibt einzig eine minimale Veränderung der Gleitgeschwindigkeit und ist somit bedeutungslos.

Im Tab ‚ Flankenlinienkorrektur‘ können die auf der Welle vorhandenen Verzahnungen direkt ausgewählt werden. Auf Grund der zuvor eingegeben Daten werden die notwendigen Vorgaben zur Berechnung (Zahnbreite von – bis, Koordinaten des Wälzpunktes, Richtung der Normalen zur Zahnflanke im Wälzpunkt) bestimmt und in die Benutzeroberfläche geschrieben. Damit kann, unter der Annahme, dass das Gegenrad unendlich steif ist, direkt der Verlauf der Verschiebung des Wälzpunktes durch Verformung über der Zahnbreite bestimmt werden.

HINWEIS:

Bei der Berechnung der Flankenlinienkorrektur wird ein möglicher Versatz der Krafteinleitung auf das für die Berechnung ausgewählte Zahnrad (Berechnung A oder B) vorübergehend ausgeschaltet. Das bedeutet, dass der Versatz der Krafteinleitung auf Zahnrad A ausgeschaltet ist, wenn Berechnung A ausgeführt wird, aber wieder eingeschaltet wird, wenn Berechnung B ausgeführt wird.

Die Darstellung dieser Verformung, auch als Klaffen bezeichnet, kann über `Grafik -> Flankenlinienkorrektur -> Verformung` sichtbar gemacht werden.

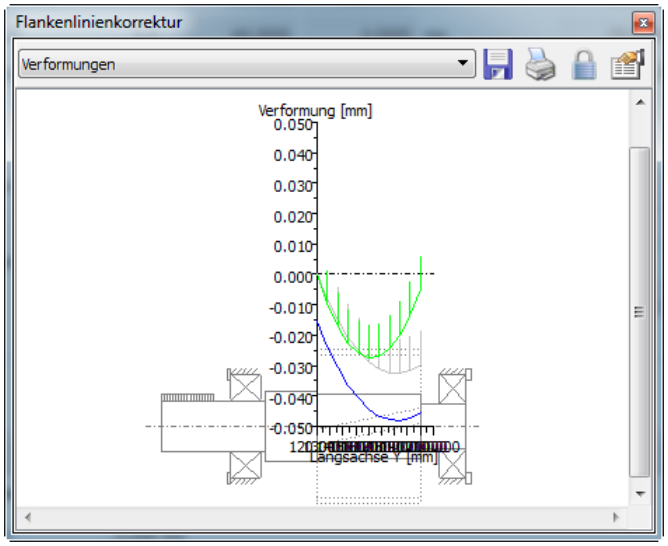


Abbildung 25.9:`Grafik zur Flankenlinienkorrektur -> Verformung`

Dargestellt wird die Verformung im Wälzpunkt. Ausserdem wird ein Vorschlag für eine optimale Flankenlinienkorrektur gezeigt; mit einer solchen Korrektur würde sich eine homogene Lastverteilung über der Zahnbreite ergeben.

In einem weiteren Eingabefeld kann die Zahneingriffssteifigkeit cγ angegeben werden. Für Räder aus Stahl ist die Zahneingriffssteifigkeit pro mm Zahnbreite in etwa 20 N/mm/°. In der Stirnradberechnung wird cγ genau berechnet und dokumentiert. Mit dieser Steifigkeit kann die Lastverteilung über der Zahnbreite berechnet werden. Das Resultat wird über `Grafik -> Flankenlinienkorrektur -> Lastverteilung` dargestellt.

Berechnung des Lastverteilungsfaktors KHβ für Zahnradberechnungen

Im Resultatfenster wird ebenfalls der Lastverteilungsfaktors KHβ angezeigt, dieser berechnet sich gemäss ISO6336 mit Gleichung KHβ = wmax / wm aus der mittleren Linienlast (wm) und der maximalen Linienlast (wmax). Diese Berechnung erlaubt eine wesentlich genauere Abschätzung des Breitenlastfaktors, analog Methode B der ISO 6336, durchzuführen. Das Vorgehen entspricht im Wesentlichen Anhang E der ISO6336. Zu Berücksichtigen ist, dass hier die Welle des Gegenrades als unendlich steif angenommen wird. Dies ist zulässig, wenn die Welle des Ge-

genrades wesentlich steifer ist. Auch Herstellabweichungen sind nur dann berücksichtigt, wenn sie z.B. durch die Eingabe einer Wellenschiefstellung (Lager-Versatz) in der Welleneingabe definiert sind.

Zusätzlich kann die aus einer FE-Berechnung ermittelte normierte Verschiebung des Radkörpers als Verschiebungs- oder Steifigkeitsmatrix berücksichtigt werden. Hierzu wird im Kraftelement Stirnrad die Option 'Zusätzliche Verschiebungsmatrix berücksichtigen' angewählt. Die Beispieldatei der Verschiebungsmatrix deviation.dat finden Sie im Verzeichnis dat. Die Steifigkeitsmatrix kann im Radkörperdeformationsmodul berechnet (K16), oder aus einem anderen FE-Programm importiert werden.

HINWEIS:

Soll KHβ mit Berücksichtigung der Verformung beider Wellen bestimmt werden: In der Stirnradberechnung können im Tab ‚Kontaktanalyse' die Verformungskomponenten von zwei Wellen kombiniert werden.

Auslegung der Flankenlinienkorrektur

Dieses Berechnungsmodul ist optimal geeignet um sehr schnell die optimale Flan-

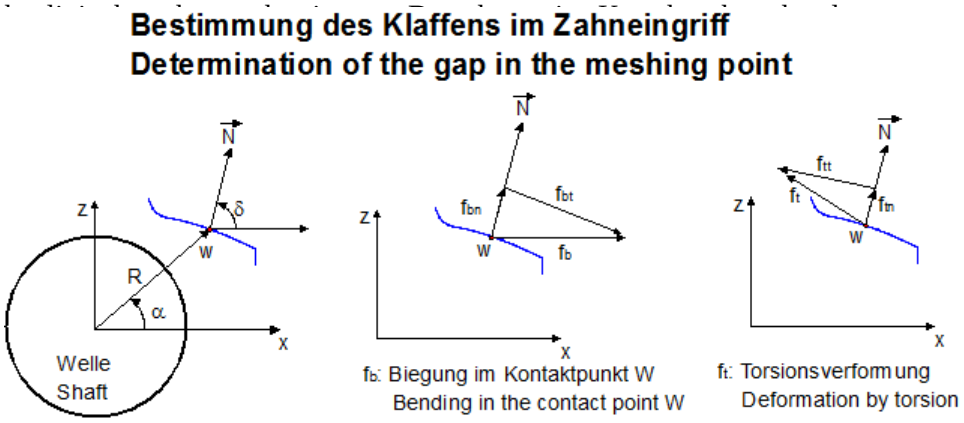
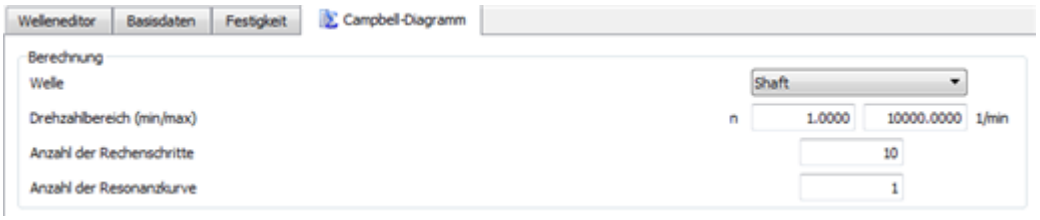


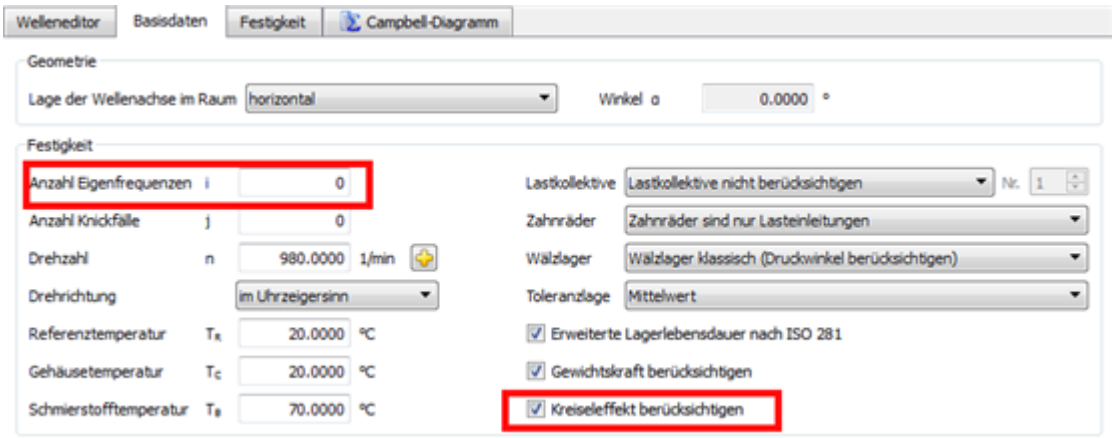
Abbildung 25.10: Bestimmung des Klaffens im Zahneingriff

25.7 Campbell Diagramm

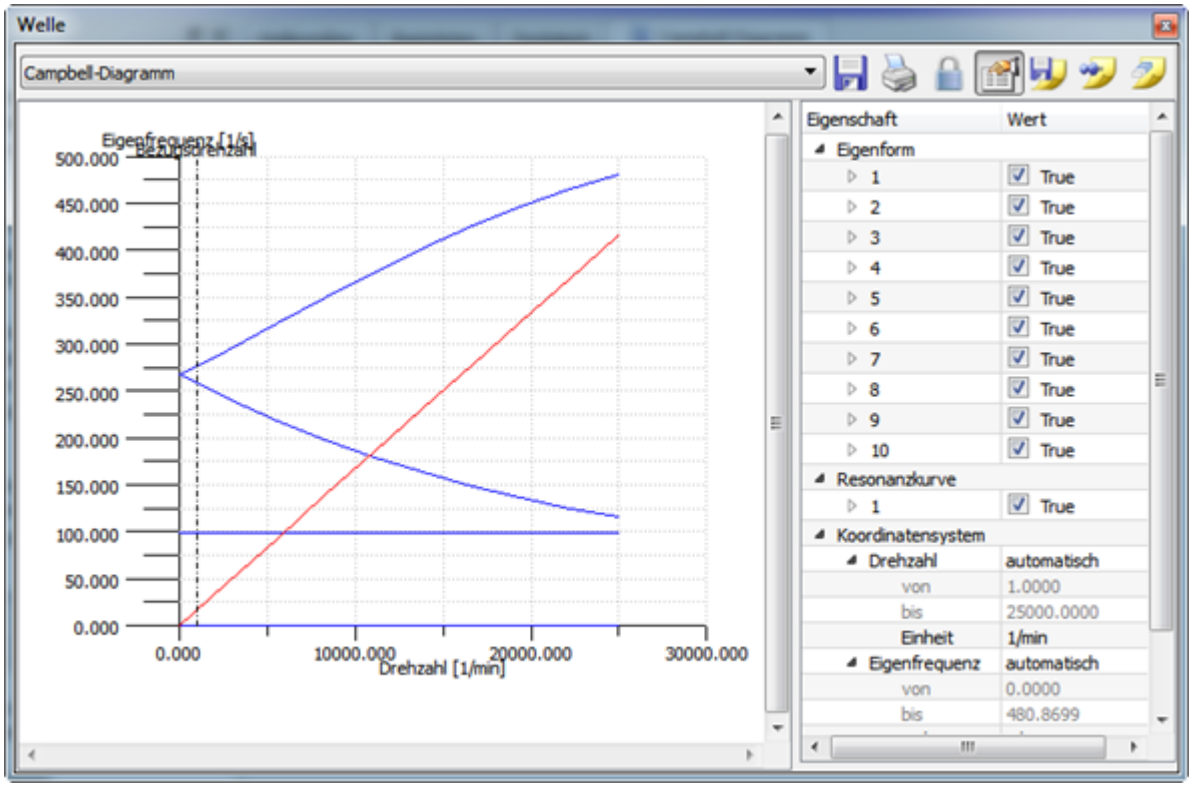
Wählen Sie im Menü Berechnungen > Campbell Diagramm an, um das Spezial-Berechnungstab zu aktivieren. In diesem Tab kann die zu berechnende Welle ausgewählt werden, der Bereich der Drehzahl, Anzahl der Rechenschritte für die Berechnung der Geschwindigkeit, und die Anzahl der zu zeigenden Resonanzkurven (Gleichlauf).



Das Campbell Diagramm zeigt die Eigenfrequenzen in einer grösseren Bandbreite von Wellendrehzahlen, sodass Gleich- und Gegenlauf in Zusammenhang mit den Eigenformen verfolgt werden können. Um Daten im Campbell Diagramm zu berechnen, sollte die Anzahl der Eigenfrequenzen im Tab Basisdaten definiert sein. Der Kreiseleffekt beeinflusst die Eigenfrequenzen sehr und kann deshalb berücksichtigt werden, indem die Checkbox im Tab Basisdaten „Kreiseleffekt berücksichtigen" aktiviert wird.



Im Normalfall bewirkt der Gegenlauf eine Abnahmen der Frequenzen und der Gleichlauf eine Zunahme. Bei Gleichlauf wird bei einer Erhöhung der Drehzahl der Kreiseleffekt zunehmend die Federsteiffigkeit beeinflussen und die Eigenfrequenzen erhöhen. Bei Gegenlauf ist der Effekt umgekehrt und eine Erhöhung der Drehzahl vermindert die effektive Steifigkeit und somit die Eigenfrequenzen. Auch von den Lagersteifigkeiten werden die Eigenfrequenzen beeinflusst.



25.8 Erzwungene Schwingungen

Mit diesem Modul können Erzwungene Schwingungen der in KISSsoft definierten Wellen berechnet werden. Für die dynamische Erregung der Welle wird die dynamische Erregung einer Unwuchtmasse benutzt.

25.8.1 Berechnungsverfahren

Im ersten Schritt des Berechnungsverfahrens ist diese spezielle Berechnung durch Auswahl von `Berechnung` -> `Erzwungene Schwingungen` einzugeben. Dann kann der Benutzer die Welle auswählen, deren Drehzahl während der Berechnung verändert werden soll, sowie den jeweiligen Drehzahlbereich und die Anzahl der Rechenschritte. Ebenfalls einzugeben ist die strukturelle Dämpfung für Torsions-, Axial- und Biegeschwingungen. Zu beachten ist, dass die viskose Dämpfung von Lagern separat für jedes Lager anzugeben ist. Damit die Berechnung durchgeführt werden kann, muss mindestens eine Unwuchtmasse in einer Welle angegeben werden (Felder für Zusatz-Masseelement, Masse und Exzentrizität).
Ebenfalls zu beachten ist, dass die Ergebnisse am Ende der Berechnung nur an vordefinierten Dokumentationspunkten angefordert werden können. Die Dokumentationspunkte werden in diesem Fall als Messsonden für das dynamische Verhalten der Wellen benutzt. Es ist zu beachten, dass das ermittelte Verhalten bei verschiedenen dynamischen Kräften im Zeitbereich addiert wird und das Endergebnis anhand des Maximalwertes dieser Operation ermittelt wird.

Neben der Berechnung für einen Drehzahlbereich der Referenzwelle besteht auch die Möglichkeit, eine Berechnung für eine bestimmte Betriebsdrehzahl der Referenzwelle durchzuführen und das dynamische Verhalten über ihre Länge zu ermitteln.

25.8.2 Resultate

Nach der erfolgreichen Berechnung kann sich der Benutzer die Resultate durch Auswahl von `Grafiken` -> `Wellen` -> `Erwungene Schwingung` anzeigen lassen. Hier können viele verschiedene Resultate dargestellt werden.

Kapitel 26
Lagerberechnung allgemein

26.1 Einteilung der Lager

Lager lassen sich einteilen:

- nach der Art ihrer Bewegungsverhältnisse in Gleitlager, bei denen eine Gleitbewegung zwischen Lager und gelagertem Teil erfolgt, und Wälzlager, bei denen durch Wälzkörper eine Wälzbewegung stattfindet.
- nach der Richtung der Lagerkraft in Radial- und Axiallager.
- nach der Funktion in Festlager zur Aufnahme von Querkräften und Längskräften in beiden oder einer Richtung und in Loslager, die eine Längsverschiebung zulassen.

26.1.1 Eigenschaften

Die für das betriebliche Verhalten und die Verwendung der Gleit- und Wälzlager massgeblichen Eigenschaften lassen sich vielfach schon aus einer Gegenüberstellung ihrer Vor- und Nachteile erkennen.

Bestimmte Regeln dafür, wann Gleit- und wann Wälzlager zu verwenden sind, lassen sich kaum geben. Einmal sind für die Lagerwahl bestimmte, sich aus den Vor- und Nachteilen ergebende Eigenschaften entscheidend, zum anderen sind betriebliche Anforderungen, wie Grösse und Art der Belastung, Höhe der Drehzahl, verlangte Lebensdauer und die im praktischen Betrieb gesammelten Erfahrungen, massgebend.

26.1.1.1 Wälzlager

Vorteile: Bei richtigem Einsatz fast reibungsloser Lauf, weshalb das Anlaufmoment nur unwesentlich grösser als das Betriebsmoment ist (wesentlicher Vorteil bei Antrieben!); der Schmierstoffverbrauch ist gering; sie sind anspruchslos in Pflege und Wartung; sie benötigen keine Einlaufzeit; weitgehende Normung gestattet ein leichtes Austauschen und Beschaffen von Ersatzlagern.

Nachteile: Sie sind, besonders im Stillstand und bei kleinen Drehzahlen, empfindlich gegen Stösse und Erschütterungen; ihre Lebensdauer und die Höhe der Drehzahl sind begrenzt; die Empfindlichkeit gegen Verschmutzung erfordert vielfach einen hohen Aufwand an Lagerdichtungen (Verschleissstellen, Leistungsverlust!).

26.1.1.2 Gleitlager

Vorteile: Gleitlager sind wegen der grossen, dämpfenden Trag- und Schmierfläche unempfindlich gegen Stösse und Erschütterungen; sie lassen unbegrenzt hohe Drehzahlen zu; bei Flüssigkeitsreibung erreichen sie eine praktisch unbegrenzte

Lebensdauer; durch geteilte Ausführung ist ein leichter Ein- und Ausbau der Wellen möglich; nachstellbare Lager ergeben höchste Laufgenauigkeit.

Nachteile: Gleitlager haben wegen trockener Anlaufreibung ein höheres Anlaufmoment (wesentlicher Nachteil!); sie haben einen hohen Schmierstoffverbrauch und erfordern laufende Überwachung; der Wirkungsgrad ist allgemein etwas geringer als bei Wälzlagern.

Kapitel 27
Wälzlager (klassische Berechnung)

Für die Berechnung der Lebensdauer und der statischen Tragfähigkeit von Wälzlagern finden sich in den Hersteller-Katalogen (z.B. SKF) bereits recht ausführliche Angaben für eine Nachrechnung. Für detailliertere Probleme steht Spezialliteratur zur Verfügung [39].
In KISSsoft sind Lagerdaten namhafter Lagerhersteller vorhanden. Diese Daten können vom Anwender erweitert werden.

Im Startfenster von KISSsoft können Sie im Modulbaum unter `Wellen und Lager -> Wälzlager` auswählen.

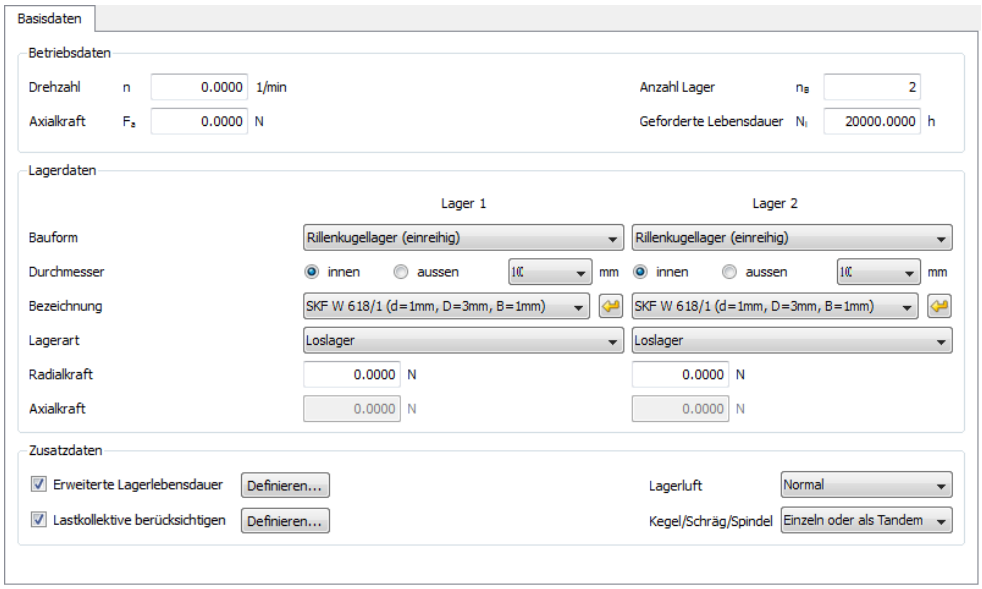


Abbildung 27.1: Basisdaten Wälzlager

Hierzu sind nicht mehr viele Erklärungen notwendig, die Berechnung bietet viele Möglichkeiten (wie: erweiterte Lebensdauerberechnung oder Lastkollektive).

Neben dem Feld `Bezeichnung` im Tab Basisdaten finden Sie bei jedem Lager einen -Button. Diese Funktion zeigt Ihnen für alle Lager der Datenbank (mit der eingegebenen Bauform und dem Durchmesser) die Lebensdauer an. Sie können so bequem dasjenige Lager wählen, das am besten passt.

27.1 Auswahl des Wälzlagertyps

27.1.1 Eigenschaften der wichtigsten Lagerbauformen

Die Auswahl der geeigneten Wälzlagerbauform ist nicht immer einfach. Die nachfolgende Aufstellung gibt einen Überblick über die Eigenschaften der wichtigsten Wälzlagerbauformen:

- **Rillenkugellager (DIN 625):**
  Das einreihige Radial-Rillenkugellager ist wegen seiner vielseitigen Eigenschaften das gebräuchlichste und wegen seines einfachen Aufbaus das preiswerteste Wälzlager. Das Lager kann neben relativ hohen Radialkräften auch beträchtliche Axialkräfte in beiden Richtungen aufnehmen.

- **Einreihiges Schrägkugellager und Vierpunktlager (DIN 628):**
  Beim einreihigen Schrägkugellager hat jeder Ring eine niedrige und eine hohe Schulter. Die Laufrillen auf der hohen Schulterseite sind so ausgeführt, dass im Normalfall der Druckwinkel $\alpha = 40^o$ beträgt. Daher kann es neben Radialkräften infolge der grösseren Kugelanzahl auch grössere Axialkräfte in einer Richtung (zur hohen Schulter hin) aufnehmen als Rillenkugellager. Infolge der Rollbahnneigung werden bei Radialbelastung axiale Reaktionskräfte erzeugt, die bei der Auslegung berücksichtigt werden müssen. Wegen der einseitigen axialen Belastbarkeit ist ein Lager allgemein zusammen mit einem zweiten in entgegengesetzter Richtung einzubauen. Die auf das Lager wirkende Axialkraft bei O- oder X-Anordnung wird berechnet und in der Maske angezeigt, siehe auch Kap. 27.3.17.

- **Zweireihiges Schrägkugellager (DIN 628):**
  Das zweireihige Schrägkugellager entspricht im Aufbau einem Paar spiegelbildlich zusammengesetzter einreihiger Schrägkugellager (O-Anordnung) mit $\alpha = 25^o$ bzw. 35° und ist daher radial und in beiden Richtungen axial hoch belastbar.

  Verwendung: Lagerungen von möglichst kurzen, biegesteifen Wellen bei grösseren Radial- und Axialkräften: Schneckenwellen, Wellen mit Schrägstirnrädern und Kegelrädern.

- **Pendelkugellager (DIN 630):**
  Das Pendelkugellager ist ein zweireihiges Lager mit zylindrischer oder kegeliger Bohrung (Kegel 1:12), das durch die hohlkuglige Laufbahn im Aussenring winklige Wellenverlagerungen und Fluchtfehler (bis ca. 4° Schiefstellung) ausgleichen kann; es ist radial und in beiden Richtungen axial belastbar.

  Verwendung: Lagerungen, bei denen mit unvermeidlichen Einbau-

Ungenauigkeiten bzw. Wellendurchbiegungen gerechnet werden muss, z. B. bei Transmissionen, Förderanlagen, Landmaschinen u. dgl.

- **Zylinderrollenlager (DIN 5412):**
  Wegen der linienförmigen Berührung zwischen Rollen und Rollbahnen ist beim Zylinderrollenlager die radiale Tragfähigkeit grösser als bei gleich grossen Kugellagern (punktförmige Berührung!); die zerlegbaren Zylinderrollenlager sind axial nicht oder nur sehr gering belastbar; sie verlangen genau fluchtende Lagerstellen.
  Nach der Anordnung der Borde unterscheidet man die Bauarten N und NU mit bordfreiem Aussen- bzw. Innenring, die als Loslager verwendet werden, die Bauart NJ als Stützlager und die Bauarten NUP und NJ, die als Festlager oder Führungslager zur axialen Wellenführung in beiden Richtungen dienen.

  Verwendung: In Getrieben, Elektromotoren, für Achslager von Schienenfahrzeugen, für Walzenlagerungen (Walzwerke); allgemein für Lagerungen mit hohen Radialbelastungen.

- **Nadellager (DIN 617):**
  Eine Sonderbauart des Zylinderrollenlagers ist das Nadellager mit Nadelrollen, die mit einem Käfig in Abstand und parallel gehalten werden. Es wird mit und ohne Innenring geliefert und ist nur für Radialkräfte geeignet. Es zeichnet sich durch einen kleinen Baudurchmesser, durch grössere radiale Starrheit gegenüber anderen Wälzlagerbauformen und durch geringe Empfindlichkeit gegen stossartige Belastung aus.

  Verwendung: Vorwiegend bei kleineren bis mittleren Drehzahlen und Pendelbewegungen, z. B. als Pleuellager, Kipphebellager, für Schwenkarme, Pendelachsen (Kraftfahrzeuge), Spindellagerungen u. dgl.

- **Kegelrollenlager (DIN 720):**
  Die Laufbahnen der Ringe von Kegelrollenlagern sind Kegelmantelflächen, die, kinematisch bedingt, in einem Punkt zusammenlaufen müssen. Die Lager mit $\alpha = 15^{o}(30^{o})$ sind radial und axial hoch belastbar. Der abnehmbare Aussenring ermöglicht leichten Ein- und Ausbau. Kegelrollenlager werden paarweise spiegelbildlich zueinander eingebaut; das Lagerspiel kann ein- und nötigenfalls nachgestellt werden. Wegen der Rollbahnneigung erzeugt eine Radialkraft axiale Reaktionskräfte.

  Verwendung: Radnabenlagerungen von Fahrzeugen, Lagerungen von Seilrollennaben, Spindellagerungen von Werkzeugmaschinen, Wellenlager von Schnecken- und Kegelrädergetrieben.

  Berechnung: Die Bestimmung der Axialkraft, die bei der Berechnung der dynamisch äquivalenten Belastung einzusetzen ist, wird genau nach Theorie aus-

geführt (siehe z. B. FAG Wälzlager Katalog WL 41520DE (1995) auf S. 296). Die auf das Lager wirkende Axialkraft wird in der Maske angezeigt, siehe auch Kap. 27.3.17. Als wichtige Funktion kann direkt die Berechnung der Lagerkräfte mit Berücksichtigung des Druckwinkels erfolgen.

☼ **Tonnen- (DIN 635), Toroidalrollenlager (CARB) und Pendelrollenlager (DIN 635):**
Bei den Tonnen-, Toroidalrollenlager (CARB) und Pendelrollenlagern mit zylindrischer oder kegeliger Bohrung (1:12) ermöglichen kugelige Laufbahnen in den Aussenringen und tonnenförmige (bei CARB: torusförmige) Wälzkörper, wie Pendelkugellager, das Ausgleichen von Fluchtfehlern und winkligen Wellenverlagerungen (Schwenkwinkel 0, 5° bis 2°). Tonnenlager sind für hohe radiale, aber nur kleinere axiale Belastungen geeignet. Pendelrollenlager ($\alpha = 10^o$) dagegen sind für höchste Radial- und Axialkräfte einsetzbar. Toroidallrollenlager (CARB) können über einen sehr grossen Belastungsbereich eingesetzt werden. Toroidalrollenlager vereinigt die Winkelbeweglichkeit des Pendelrollenlagers mit der axialen Verschiebbarkeit des Zylinderrollenlagers.

Verwendung: Für schwere Laufräder und Seilrollen, Schiffswellen, Ruderschäfte, Kurbelwellen und sonstige hochbelastete Lagerungen. Toroidallager: Papiermaschinen, Gebläse und allgemein bei Planetengetrieben.

27.1.2 Vergleich der Bauformen

Die Auswahl der geeigneten Wälzlagerbauform ist nicht immer einfach. Die nachfolgende Tabelle gibt einen Überblick über die wichtigsten Eigenschaften. Die Wahl eines geeigneten Wälzlagers für gegebene Betriebsverhältnisse ist vielfach schon durch die beschriebenen Eigenschaften und Merkmale bestimmt. Für häufig vorkommende Betriebsfälle und bestimmte gestellte Anforderungen kann die Lagerwahl wie folgt vorgenommen werden, wobei sich naturgemäss auch Überschneidungen ergeben und dann der Preis mitentscheidend sein kann.

Zusätzlich zu den angegebenen Wälzlagerbauformen sind für einige Typen noch Hybridlager (mit Keramikwälzkörpern) eingebaut, die speziellen Eigenschaften dieser Lager sind im Kapitel 'Hybridlager' beschrieben.

Radiallager:

Merkmale	**a**	**b**	**c**	**d**	**e**	**f**	**g**	**h**	**i**	**j**	**k**	**l**	**m**	**n**
Radialbelastbarkeit	⊗	⊗	⊗	∅	⊗	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Axialbelastbarkeit	⊕	⊗	⊗	⊗	∅	-	⊕	⊕	-	⊕	⊕	+	⊕	⊗
Längenausgleich innen	-	-	-	-	-	+	∅	-	+	∅	-	-	-	-
Längenausgl. Schiebesitz	⊕	⊕	⊕	-	⊕	-	-	⊕	-	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕

zerlegbare Lager	-	-	⊕	⊕	-	+	+	+	+	⊕	-	+	-	-
Ausgleich Fluchtfehler	∅	-	-	-	+	∅	∅	∅	-	∅	-	∅	+	+
erhöhte Genauigkeit	⊕	⊕	⊕	∅	-	⊗	⊕	⊕	+	-	-	⊗	-	-
Eign. hohe Drehzahlen	+	+	⊕	∅	⊗	+	⊗	⊗	+	-	-	⊕	⊕	⊕
geräuscharmer Lauf	+	⊗	∅	∅	∅	⊕	∅	∅	⊕	-	-	∅	∅	∅
kegelige Bohrung	-	-	-	-	+	⊗	-	-	+	-	-	-	+	+
Dichtung ein- /beidseits	⊕	-	⊕	-	⊕	-	-	-	-	-	⊕	-	-	⊗
hohe Steifigkeit	⊗	⊕	⊕	⊗	∅	⊕	⊕	⊕	+	+	+	+	⊕	⊕
geringe Reibung	+	⊕	⊗	⊕	+	⊕	⊕	⊕	+	-	-	⊕	⊗	⊕
Festlager	⊕	+	⊕	⊕	⊗	-	⊗	⊕	-	⊗	⊗	+	⊕	⊕
Loslager	⊗	⊗	⊗	-	⊗	+	⊗	∅	+	⊗	⊗	∅	⊗	⊗

+ sehr gut ⊕ gut ⊗ normal/ möglich ∅ mit Einschränkungen - nicht geeignet / entfällt

a Rillenkugellager

b Schrägkugellager, einreihig

c Schrägkugellager, zweireihig

d Vierpunktlager

e Pendelkugellager

f Zylinderrollenlager NU, N

g Zylinderrollenlager NJ

h Zylinderrollenlager NUP, NJ+HJ

i Zylinderrollenlager NN

j Zylinderrollenlager NCF, NJ23VH

k Zylinderrollenlager NNC, NNF

l Kegelrollenlager

m Tonnenlager

n Pendelrollenlager

nicht in dieser Auflistung sind: Nadellager, Nadelkränze

Axiallager:

Merkmale	**o**	**p**	**q**	**r**	**s**	**t**
Radialbelastbarkeit	-	-	∅	-	-	∅
Axialbelastbarkeit	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	+

Längenausgleich innen	-	-	-	-	-	-
Längenausgl. Schiebesitz	-	-	-	-	-	-
zerlegbare Lager	+	+	-	+	+	+
Ausgleich Fluchtfehler	⊕	⊕	∅	-	-	+
erhöhte Genauigkeit	⊗	-	+	+	⊕	-
Eign. hohe Drehzahlen	⊕	∅	⊗	+	∅	∅
geräuscharmer Lauf	∅	-	∅	∅	-	-
kegelige Bohrung	-	-	-	-	-	-
Dichtung ein- /beidseits	-	-	-	-	-	-
hohe Steifigkeit	⊕	⊕	⊗	+	⊕	⊗
geringe Reibung	⊗	∅	⊕	⊕	-	-
Festlager	⊕	⊕	+	+	⊗	⊗
Loslager	-	-	-	-	-	-

+ sehr gut ⊕ gut ⊗ normal/ möglich ∅ mit Einschränkungen - nicht geeignet / entfällt

o Axial-Rillenkugellager, einseitig wirkend

p Axial-Rillenkugellager, zweiseitig wirkend

q Axial-Schrägkugellager, einseitig wirkend

r Axial-Schrägkugellager, zweiseitig wirkend

s Axial-Zylinderrollenlager

t Axial-Pendelrollenlager

nicht in dieser Auflistung sind: Axial-Nadelkränze, Axial-Schrägrollenlager, Kreuzrollenlager

27.1.3 Hybridlager

Hybridlager bestehen aus Laufringen aus Wälzlagerstahl und Wälzkörpern aus Keramikwerkstoff (Siliziumnitrit, Si_3N_4).

Die Hybridlager sind in den Datenbanken der normalen Wälzlager eingebaut. Es gibt eine Einstellung in der Wälzlagerdatenbank, welche Hybridlager markiert.

Die Berechnungsgrundlage ist dieselbe wie bei den normalen Wälzlagertypen.

Die thermische Bezugsdrehzahl und die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl kann nicht bestimmt werden, da die Hybridlager in den Normen nicht berücksichtigt werden.

Das Reibungsmoment dieser Lager können nicht bestimmt werden, da die Hybridlager in den Berechnungsmethoden der Wälzlagerkataloge nicht berücksichtigt werden.

Die wichtigsten Vorteile von Hybridlagern sind:

- höhere Steifigkeit
- höhere Drehzahleignung
- reduzierte Trägheits- und Fliehkräfte im Lager
- verringerte Reibungswärme
- niedrigerer Energieverbrauch
- längere Lager- und Fettgebrauchsdauer

27.2 Tragfähigkeit der Wälzlager

Bezogen auf den Betriebszustand, nicht aber auf die Wirkungsweise der Belastung, wird unterschieden zwischen der dynamischen Tragfähigkeit des umlaufenden Lagers und der statischen Tragfähigkeit bei Belastung im Stillstand, bei sehr langsamem Umlauf oder bei kleinen Schwenkbewegungen.

27.2.1 Dynamische Tragfähigkeit

Die dynamische Tragfähigkeit ist eine Eigenschaft des ganzen Lagers. Nach ISO 281 werden damit eine Anzahl verschiedener voneinander abhängiger Eigenschaften umfasst, die ein Wälzlager aufweist, wenn es während einer bestimmten Anzahl Umdrehungen bestimmte mechanische Beanspruchungen unter bestimmten Voraussetzungen erträgt. Auf Grund der Daten des Lagers wird die Betriebsstundenzahl berechnet (basierend im Normalfall auf einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10%).

27.2.2 Statische Tragfähigkeit

Die statische Tragfähigkeit umfasst eine Anzahl von Eigenschaften, die ein Wälzlager aufweisen muss, um bei Stillstand oder bei sehr kleinen Drehzahlen (n < 20 UpM) oder bei Pendelbewegungen bestimmte mechanische Beanspruchungen zu ertragen.

Schon bei mässiger statischer Beanspruchung des Lagers durch das Gewicht der Welle und sonstiger Elemente treten an den Berührungsstellen von Rollkörpern und Rollbahnen bleibende Verformungen (Eindrückungen) auf. Ihre Grösse nimmt mit steigender Beanspruchung allmählich zu. Dabei dürfen die bleibenden Verformungen nicht so gross werden, dass sie die für eine spätere Drehbewegung erforderlichen Laufeigenschaften beeinträchtigen. Ein Mass für eine ausreichende statische Tragfähigkeit ist als Sicherheitsfaktor gegen zu grosse bleibende Verformungen die statische Sicherheit $S_0 = C_0/P_0$ nach ISO76.

Unter Berücksichtigung einer von den Betriebsverhältnissen abhängigen statischen Tragsicherheit ergibt sich zur Bestimmung der Lagergrösse der erforderliche statische Sicherheitsfaktor:

$S_0 > 2$	bei Stössen und Erschütterungen sowie hohen Anforderungen an Laufgenauigkeit und bei Axial-Pendelrollenlagern
$S_0 = 1$	bei normalem Betrieb und Anforderungen an Laufruhe
$S_0 = 0.5...0.8$	bei ruhigem, erschütterungsfreiem Betrieb bzw. bei geringen Anforderungen (unbelastete Lager mit Einstell- oder Schwenkbewegungen)

27.2.3 Wälzlager-Berechnung mit innerer Geometrie

Die Berechnung der modifizierten Referenz-Lebensdauer von Wälzlagern erfolgt nach der ISO/TS 16281.

Die zusätzlichen Resultate dieser Berechnung sind die maximale Hertzsche Pressung auf den Innen- und den Aussenring (rechter und linker Ring bei Axiallager), die statische Sicherheit, die Referenz- und modifizierte Referenz-Lebensdauer in Stunden, die Steifigkeitsmatrix am Betriebspunkt und die Lastverteilung bzw. der Pressungsverlauf für jedes Rollenelement.

Für Detailiertere Informationen siehe 25 - Wälzlager innere Geometrie (s. Abschnitt "Wälzlager (innere Geometrie)" auf Seite III-131)

Wenn die Wälzlagerinnengeometrie vom Hersteller gegeben ist, dann wird diese in der Berechnung verwendet. Wenn diese Daten nicht bekannt sind, wird in KISSsoft eine Approximation durchgeführt, bei welcher aus den Wälzlager-Tragzahlen (aus der statischen C0 und der dynamischen Tragzahl C), welche von den Herstellern angegeben werden, die innere Geometrie bestimmt wird. Diese Prozedur beruht auf der ISO 76 und der ISO 281-4 und gibt normalerweise genaue Ergebnisse.

Für den speziellen Fall, dass der Anwender nur die Anzahl der Rollen oder Kugeln kennt und diese Angabe bei der Berechnung verwenden will, empfehlen wir folgendes:

- Starten Sie die Berechnung basierend auf der inneren Geometrie. Wenn die Daten der inneren Geometrie nicht bekannt sind, werden diese approximiert.
- Erstellen Sie ein Wälzlagerprotokoll und Schreiben Sie die Daten der inneren Geometrie der Wälzlager auf.
- Öffnen Sie die KISSsoft-Datenbank mit Schreibberechtigung. Navigieren Sie zu dem verwendeten Lagertyp und fügen Sie ein neues Lager hinzu. Im Tab ‚Innere Geometrie‘ fügen Sie alle aufgeschriebenen Daten der inneren Geometrie von Schritt 2 ein. Im Feld ‘Anzahl Rollen oder Kugeln’ (Z) ist die bekannte Anzahl vom dem aktuellen Wälzlager einzugeben.
- Speichern und schliessen Sie die Datenbank.
- Im Elementeditor können Sie das Wälzlager aktualisieren mit dem, welches Sie soeben in der Datenbank neu zugefügt haben. Starten Sie erneut die Berechnung und die verbesserten Resultate werden ausgegeben.

Wenn die Benutzereingabe der inneren Geometriedaten in der Datenbank nicht ausreichend oder falsch sind, dann werden die Eingaben ignoriert und die Daten

der inneren Geometrie approximiert. Eine Bemerkung wird dann ins Protokoll geschrieben, dass eine Approximation der inneren Geometrie gemacht wurde.

Nicht alle Lagertypen können mit Berücksichtigung der innerer Geometrie berechnet werden, der aktuelle Umfang ist im Datenbankkapitel Wälzlager innere Geometrie (siehe Seite I-125) dargestellt.

27.3 Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl

Die Bestimmung der thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl wird in der DIN 732 [8] beschrieben. Die Berechnung der thermischen Betriebdrehzahl basiert auf einer Wärmebilanz am Lager. Die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl wird mit Hilfe des Drehzahlverhältnisses aus der thermischen Bezugsdrehzahl berechnet. Es wird die Drehzahl ermittelt, bei welcher die zulässige Temperatur im Lager bei einem konkreten Anwendungsfall erreicht wird. Die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl kann, je nach Schmierungsart, stark von anderen Grenzdrehzahlen abweichen, da die Bezugsbedingungen nur für ganz bestimmte Fälle zutreffen. Um die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl zu bestimmen, muss zuerst die thermische Bezugsdrehzahl für den jeweiligen Fall definiert werden.

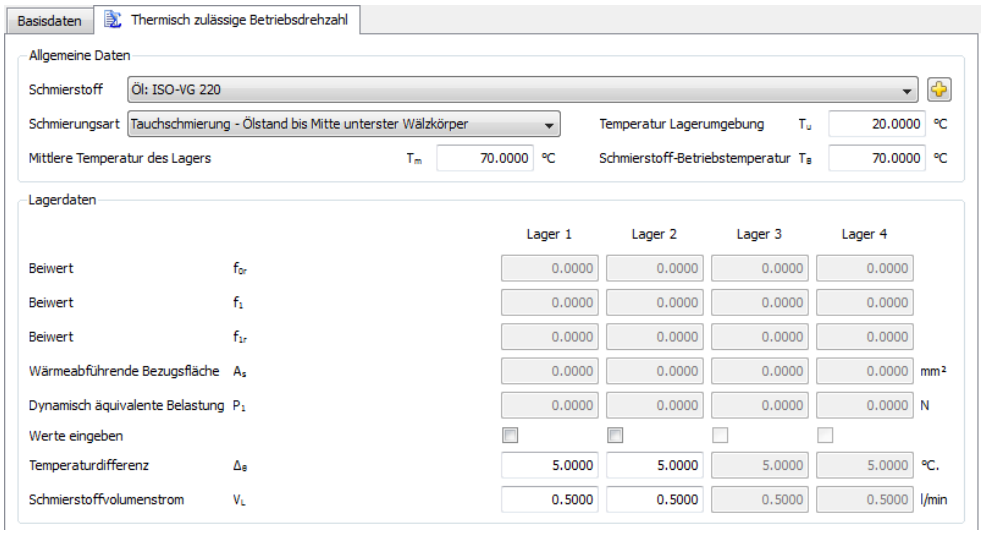


Abbildung 27.2: Tab Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl

HINWEIS:

Tonnenlager, Axial-Schrägrollenlager, Kreuzrollenlager und alle Hybridlager können nicht berechnet werden, da keine Werte in den entsprechenden Normen vorhanden sind.

27.3.1 Thermische Bezugsdrehzahl

Die Bestimmung der thermischen Bezugsdrehzahl wird in der DIN ISO 15312 [7] definiert. Die thermische Bezugsdrehzahl ist die errechnete lagerspezifische Drehzahl bei vorgegebenen Bezugsbedingungen, damit sich ein Gleichgewicht zwischen der Wärmeentwicklung (Reibung) und der Wärmestromabfuhr (über Lagersitz und Schmierstoff) einstellt. Mechanische oder kinematische Kriterien sind bei dieser Drehzahl nicht berücksichtigt. Die Bezugswerte (Temperaturen, Belastung,

Viskosität des Schmierstoffes, Bezugsfläche des Lagers,. . .) wurden so festgelegt, dass die Bezugsdrehzahlen bei öl- oder fettgeschmierten Lagern identische Werte ergeben.

27.3.1.1 Abgeführte Wärmeströme

Der Wärmestrom Qr wird berechnet aus der wälzlagerspezifischen Bezugswärmestromdichte qr (über Lagersitz und durch Schmierstoff abgeführter Wärmestrom) sowie der wärmeabführenden Bezugsfläche Asr.
$Qr = 10^{-6} * qr * Asr$
qr, Asr sind gemäss DIN ISO 15312 unter Bezugsbedingungen bestimmt.

27.3.1.2 Beiwerte f0r und f1r

Die Beiwerte f0r und f1r für die Bestimmung der thermischen Bezugsdrehzahl sind je nach Lagertyp/ Baureihe (bei f0r auch Schmierungsart) unterschiedlich, sie werden in der Tabelle A.1 der Norm dargestellt. In der Tabelle sind nicht alle Lagertypen bzw. Lagerbauarten berücksichtigt.

Für die Lager und Bauformen, für welche keine Daten definiert sind in der Norm, wurden folgende Werte angenommen:

	f0r (Tabellenwert)	f1r
Kugellager	1.7	0.00015
Rollenlager	3	0.0003
Axial-Kugellager	1.7	0.00015
Axial-Rollenlager	3.5	0.0015

27.3.1.3 Berechnung der thermischen Bezugsdrehzahl

Damit die Energiebilanz des Lagers stimmt, werden die abgeführten Wärmeströme und die Reibleistung gleichgesetzt. Die Gleichung für die Energiebilanz ist:

$NFr = 10^{3} * Qr$

NFr: Reibleistung [W]
Qr : abgeführter Wärmestrom [kW]

Die somit zu berechnende Gleichung:

$(\pi * n\theta r)/30 * (10^{-7} * f0r * (\nu r * n\theta r)^{2/3} * dm^{3} + f1r * P1r * dm) = qr * ASr$

nθr: thermische Bezugsdrehzahl [1/min]
f0r: Beiwert aus Tabelle A.1, DIN ISO 15312 [-]
r: Bezugsviskosität [mm2/s]
dm: mittlerer Wälzlagerdurchmesser [mm]
f1r: Beiwert aus Tabelle A.1, DIN ISO 15312 [-]
P1r: Bezugsbelastung [N]
qr: Wälzlagerspezifische Bezugswärmestromdichte (Lagersitzfläche, Schmierstoff) [kW/m^2]
ASr: Wärmeabführende Bezugsfläche [mm2]

Aus dieser Gleichung kann nθr bestimmt werden.

27.3.2 Berechnungsverfahren thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl (DIN 732-2)

Die Berechnung basiert wie auch bei der thermischen Bezugsdrehzahl auf der Wärmebilanz am Lager. Abgeführter Wärmestrom:
$Q = Q_S + Q_L + Q_E$

Q_S: über die Lagersitzflächen abgeführter Wärmestrom
Q_L: über Schmierstoff abgeführter Wärmestrom (nur bei Umlaufschmierung) (Dichte ρ = 0,91 kg/dm3 und spezifische Wärmekapazität cL = 1,88 KJ/(kg *K) des Schmierstoffes sind fest vorgegeben.)
Q_E: zusätzliche Wärmeströme (für die Berechnung Q_E = 0 angenommen)

27.3.2.1 Reibungsbeiwerte f0 und f1

Die Beiwerte f0 und f1 sowie die dynamisch äquivalente Last P1 werden zur Bestimmung der Last- und Schmierfilmparameter benötigt und sind je nach Lagertyp/ Baureihe, Schmierungsart oder Belastungsrichtung unterschiedlich, sie werden in der Tabelle A.1 der Norm dargestellt. In der Tabelle sind nicht alle Lagertypen bzw. Lagerbauarten berücksichtigt. Aus den Kommentaren zu f0 der Tabelle A.1 in der Norm wurde folgendes festgelegt (in KISSsoft eingebaut) für die verschiedenen Schmierarten:

- Öl, Tauchschmierung, Lager im Ölnebel: f0 = 0,5 * f0 (Tabellenwert)
- Öl, Tauchschmierung, Ölstand bis Mitte Lager: f0 = 2,0 * f0 (Tabellenwert)
- Öl, Tauchschmierung, Ölstand bis Mitte des untersten Wälzkörpers: f0 = 1,0 * f0 (Tabellenwert)

- Öl, Umlaufschmierung: f0 = 2,0 * f0 (Tabellenwert)
- Fett, Eingelaufenes Lager: f0 = 1,0 * f0 (Tabellenwert)
- Fett, Frisch befettet: f0 = 2,0 * f0 (Tabellenwert)

Für die Lager und Bauformen, für welche keine Daten definiert sind in der Norm, wurden folgende Werte angenommen:

	P1	f0 (Tabellenwert)	f1
Kugellager	3.3*Fa - 0.1*Fr (P1 <= Fr) gilt P1 = Fr	1.7	0.0007*(P0/C0)^0.5
Rollenlager	Fr	3	0.0003
Axial-Kugellager	Fa	1.7	0.0007*(P0/C0)^0.5
Axial-Rollenlager	Fa	3.5	0.0015

27.3.2.2 Berechnung der thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl

Die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl wird mit Hilfe des Drehzahlverhältnisses fn aus der thermischen Bezugsdrehzahl berechnet. nθ = fn * nθr

Damit das Drehzahlverhältnis aus der folgenden Gleichung iteriert werden kann, müssen der Last- und Schmierfilmparameter berechnet werden.

$KL * fn^{5/3} + KP * fn = 1$

Lastparameter *KL*:

$KL = 10^{-6} * (\pi/30) * n\theta r * 10^{-7} * (f0r * n^{2/3} * n\theta r^{2/3} * dm^3)/Q$

Schmierfilmparameter *KP*:

$KP = 10^{-6} * (\pi/30) * n\theta r * (f1 * P1 * dm)/Q$

nθr: thermische Bezugsdrehzahl [1/min]
f0: Reibungsbeiwert aus Tabelle A.1, DIN 732 [-]
f1: Reibungsbeiwert aus Tabelle A.1, DIN 732 [-]
n: Viskosität des Schmierstoffes [mm^2/s]
dm: mittlerer Wälzlagerdurchmesser [mm]
P1: Bezugsbelastung [N]
Q: Summe der abgeführten Wärmeströme [kW]

27.4 Reibungsmoment

Die Wärmeentwicklung, somit auch die Betriebstemperatur, in einem Wälzlager entsteht durch die Reibung zwischen den einzelnen Komponenten. Das Reibungsmoment in einem Wälzlager zeigt die durch den Laufwiderstand bedingten Verluste auf. Die Rechenmethode ist unter `Berechnung/Einstellungen` wählbar.

Diese Berechnung wird nur mit der Option "Erweiterte Lagerlebensdauer nach ISO 281" ausgeführt (Tab `Basisdaten/Festigkeit`).

27.4.1 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 1994

Voraussetzung der Berechnung des Reibungsmomentes ist, dass die aneinander abwälzenden Flächen im Lager durch einen Schmierfilm getrennt sind. Das gesamte Reibungsmoment eines Lagers errechnet sich aus der Summe:

$$M = M_0 + M_1 \tag{27.1}$$

M_0: lastunabhängiges Reibungsmoment

M_0 ist bedingt durch die hydrodynamischen Verluste im Schmierstoff. Es überwiegt in schnelllaufenden, leicht belasteten Lagern. Abhängig ist der Wert für M_0 von der Viskosität und der Menge des Schmierstoffes sowie der Wälzgeschwindigkeit.

M_1: lastabhängiges Reibungsmoment

M_1 ist bedingt durch die elastische Verformung und partielles Gleiten in den Berührungsflächen, überwiegt vor allem bei langsam umlaufenden, belasteten Lagern. Abhängig ist M_1 von der Lagerart (lagerabhängige Exponenten für die Berechnung), von der für das Reibungsmoment massgebenden Belastung und vom mittleren Durchmessers des Lagers.

Für axial belastete Zylinderrollenlager wird die Formel um ein zusätzliches axiales lastabhängiges Reibungsmoment M_2 erweitert.

$$M = M_0 + M_1 + M_2 \tag{27.2}$$

M_2: axial lastabhängiges Reibungsmoment

M_2 ist abhängig von einem Beiwert für Zylinderrollenlager, der Axialbelastung und vom mittleren Durchmesser des Lagers.

Für abgedichtete Wälzlager wird die Formel um ein zusätzliches Reibungsmoment schleifender Dichtungen M_3 erweitert.

$$M = M_0 + M_1 + M_3 \qquad (27.3)$$

M_3: **Reibungsmoment schleifender Dichtungen**
Das Reibungsmoment schleifender Dichtungen ist abhängig von der Lagerart, der Lagergrösse, dem Durchmesser und der Dichtungsausführung. Da die Dichtungsart und die Dichtungsausführung je nach Hersteller unterschiedlich sind, ist es schwer ein allgemeines Reibungsmoment zu definieren.

Unter `Berechnung/Einstellungen` sind verschiedene Optionen möglich diese Teilgrösse zu bestimmen:

- **nach SKF-Hauptkatalog der gewählten Rechenmethode**
  - *nach dem Hauptkatalog 4000/IV T DE:1994:*
    Aus dem SKF Katalog sind Werte für die Dichtungsarten ihrer Lager vorhanden, welche in KISSsoft eingebaut sind. Wird in der Lagerbezeichnung eine bekannte Dichtungsbezeichnung gefunden, wird das Reibungsmoment schleifender Dichtung mit den Beiwerten des Katalogs berechnet, ansonsten wird es zu Null gesetzt.
    Beispiel einer Dichtungsbezeichnung im Namen des Wälzlagers:
    `SKF 623-2RS1`, das bedeutet, dass das Lager beidseitig eine Dichtung des Typs RS1 hat, es wird in KISSsoft im Namen nach "-2RS1" gesucht, ist diese Bezeichnung vorhanden, werden die Beiwerte des SKF-Kataloges zugewiesen und das Reibungsmoment schleifender Dichtungen berechnet.

- **nach ISO/TR 13593:1999 Viton** M_{sea} berechnet mit der Formel: M_{sea} = 3,736*10^-3*dsh; M_{sea} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm
- **nach ISO/TR 13593:1999 Buna N** M_{sea} berechnet mit der Formel: M_{sea} = 2,429*10^-3*dsh; M_{sea} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm

Die Faktoren f0, f1 (siehe Seite III-114) und P1 (von der Lagerart und Belastung des Lagers abhängige Werte) für die Berechnung werden der ISO 15312 entnommen. Die Formeln, Exponenten und Beiwerte sind gemäss dem SKF-Katalog, Ausgabe 1994.

27.4.2 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 2013

Da bei dieser Berechnung sehr viele Faktoren und Einflüsse berücksichtigt werden, wird diese besser nur bei Wahl der erweiterten Lebensdauerberechnung durchgeführt, allerdings wird die Berechnung auch ohne diese mit den Standardwerten durchgeführt. Die Berechnung des Gesamtreibungsmomentes nach dem SKF-Katalog 2013 setzt sich aus der Roll- und Gleitreibung in den Wälzkontakten (zwischen Wälzkörpern und dem Käfig, in den Führungsflächen, der Schmierstoffreibung und der Gleitreibung von schleifenden Dichtungen bei abgedichteten Lagern) zusammen. Die Berechnung des Reibungsmomentes hängt von verschiedenen Faktoren ab:

- Belastung
- Lagerart
- Lagergrösse
- Betriebsdrehzahl
- Eigenschaften des Schmierstoffes
- Schmierstoffmenge
- Dichtungen

Folgende Betriebsbedingungen dürfen bei der Berechnung vorliegen:

- Fettschmierung oder Ölschmierung (Ölbad-, Ölluft- oder Öleinspritzverfahren)
- Belastung gleich oder grösser Mindestbelastung
- Belastung in Grösse und Richtung unveränderlich
- Normales Betriebsspiel

Ist die Belastung kleiner als die Mindestbelastung, wird mit der Mindestbelastung weitergerechnet. Ist ein Wert für die Mindestbelastung in der Datenbank definiert, wird dieser verwendet, ansonsten wird dieser in der Software bestimmt. Die Mindestbelastung wird dann bei Radiallagern in eine Mindest-Radialkraft umgerechnet. Bei Axiallagern wird die Mindest-Axialkraft in der Software bestimmt und nicht der Wert für die Mindestbelastung verwendet.

Die Formel des Gesamtreibmomentes:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$$

M_{rr}: **Rollreibungsmoment**
Das Rollreibungsmoment ist abhängig von der Lagerart, dem mittleren Durchmesser, der Radial- und Axialbelastung, der Drehzahl und der Viskosität des Schmier-

stoffes. Die Designbeiwerte, welche für die Berechnung des Rollreibungsmomentes benötigt werden, werden anhand der Baureihe des Wälzlagers bestimmt. Die Designbeiwerte und Faktoren zur Berechnung werden dem SKF-Katalog 2013 entnommen.

Faktoren der Rollreibung:

- ϕ_{ish}: **Schmierfilmdickenfaktor**
  Durch die Formierung eines Schmiervorlaufs wird der Schmierstoff bei der Bewegung der Wälzkörper auf Schub beansprucht und erzeugt Wärme, was zur Folge hat, dass das Rollreibungsmoment herabgesetzt wird.
- ϕ_{rs}: **Schmierstoffverdrängungsfaktor**
  Durch ständiges Überrollen wird der überschüssige Schmierstoff aus der Wälzkontaktzone verdrängt, dies vermindert die Schmierfilmdicke und setzt das Rollreibungsmoment herab.

Lagertypen und Baureihen, für welche im Katalog keine Designbeiwerte definiert sind, wurden Annahmen getroffen, dass das Reibungsmoment trotzdem gerechnet werden kann.

M_{sl}: **Gleitreibungsmoment**
Das Gleitreibungsmoment ist abhängig von der Lagerart, dem mittleren Durchmesser, der Radial- und Axialbelastung und der Schmierstoffart. Die Designbeiwerte, welche für die Berechnung des Gleitreibungsmomentes benötigt werden, werden anhand der Baureihe des Wälzlagers bestimmt. Die Faktoren zur Berechnung werden dem SKF-Katalog 2013 entnommen.

M_{seal}: **Reibungsmoment schleifender Dichtungen**
Das Reibungsmoment schleifender Dichtungen ist abhängig von der Lagerart, der Lagergrösse, dem Durchmesser der Dichtlippen-Gegenlauffläche und der Dichtungsausführung. Da die Dichtungsart, der Durchmesser der Dichtlippen- Gegenlauffläche und die Dichtungsausführung je nach Hersteller unterschiedlich sind, ist es schwer eine allgemeines Reibungsmoment zu definieren.

Unter `Berechnung/Einstellungen` sind verschiedene Optionen möglich diese Teilgrösse zu bestimmen:

- **nach SKF-Hauptkatalog der gewählten Rechenmethode**
  - *nach dem Hauptkatalog 10000/1 EN:2013:*
    Aus dem SKF Katalog sind Werte für die Dichtungsarten ihrer Lager vorhanden, welche in KISSsoft eingebaut sind. Wird in der Lagerbezeichnung eine bekannte Dichtungsbezeichnung gefunden, wird das Reibungsmoment schleifender Dichtung mit den Beiwerten des Katalogs berechnet, ansonsten wird es zu Null gesetzt.
    Beispiel einer Dichtungsbezeichnung im Namen des Wälzlagers:
    `SKF 623-2RS1`, das bedeutet, dass das Lager beidseitig eine Dichtung

des Typs RS1 hat, es wird in KISSsoft im Namen nach "-2RS1" gesucht, ist diese Bezeichnung vorhanden, werden die Beiwerte des SKF-Kataloges zugewiesen und das Reibungsmoment schleifender Dichtungen berechnet. In KISSsoft wird der Durchmesser der Gegenlauffläche berechnet mit: ds = d + (D - d) * 0.2

- **nach ISO/TR 13593:1999 Viton** M_{sea} berechnet mit der Formel: M_{sea} = 3,736*10^-3*dsh; M_{sea} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm
- **nach ISO/TR 13593:1999 Buna N** M_{sea} berechnet mit der Formel: M_{sea} = 2,429*10^-3*dsh; M_{sea} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm

M_{drag}: **Reibungsmoment bedingt durch Schmierverluste**
Dieses Reibungsmoment wird durch Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste bei der Ölbadschmierung verursacht. Um das dieses Moment zu berechnen braucht es eine zusätzliche Eingabe, die Ölstand (h_{Oil}), welche unter `Berechnung > Einstellungen` eingegeben werden kann. Eine detailliertere Beschreibung dieser Eingabe ist im Kapitel Ölstand und Schmierungsart (siehe Seite III-130) zu finden. Bei den Toroidalrollenlagern (CARB) werden die Designbeiwerte KZ und KL für Wälzlager mit Käfig verwendet.

27.4.3 Die Berechnung nach Schaeffler 2014 (INA, FAG)

Um das Gesamtreibungsmoment zu bestimmen, werden sowohl Drehzahl, Belastung, Schmierungsart, Schmierungsverfahren und die Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur bekannt sein.

Formel des Gesamtreibungsmomentes:

$$M_R = M_0 + M_1 \tag{27.1}$$

M_0: drehzahlabhängiges (lastunabhängiges) Reibungsmoment

M_0 ist bedingt durch die hydrodynamischen Verluste im Schmierstoff. Es überwiegt in schnelllaufenden, leicht belasteten Lagern. Abhängig ist der Wert für M_0 von der Viskosität und der Menge des Schmierstoffes sowie der Wälzgeschwindigkeit.

M_1: lastabhängiges Reibungsmoment

M_1 ist bedingt durch die elastische Verformung und partielles Gleiten in den Berührungsflächen, überwiegt vor allem bei langsam umlaufenden, belasteten Lagern. Abhängig ist M_1 von der Lagerart (lagerabhängige Exponenten für die Berechnung), von der für das Reibungsmoment massgebenden Belastung und vom mittleren Durchmessers des Lagers.

Für axial belastete Zylinderrollenlager wird die Formel um ein zusätzliches axiales lastabhängiges Reibungsmoment M_2 erweitert.

$$M_R = M_0 + M_1 + M_2 \qquad (27.2)$$

M_2: axial lastabhängiges Reibungsmoment

M_2 ist abhängig von einem Beiwert k_B für Zylinderrollenlager, der Axialbelastung und vom mittleren Durchmesser des Lagers.

Für Lager in TB-Ausführung (bessere axiale Tragfähigkeit durch neue Berechnungs- und Fertigungsmethoden) wird der Lagerbeiwert f2 in einem speziellen Diagramm im Hauptkatalog dargestellt.

Die Faktoren f0, f1 (siehe Seite III-114) und P1 (von der Lagerart und Belastung des Lagers abhängige Werte) für die Berechnung werden der ISO 15312 entnommen. Die Formeln, Exponenten und Beiwerte sind gemäss dem Schaeffler-Katalog, Ausgabe 2014.

27.5 Höchstdrehzahlen

Wälzlager laufen betriebssicher und lassen die in der Berechnung zugrunde gelegte Gebrauchsdauer erwarten, solange eine Höchstdrehzahl (Grenzdrehzahl) nicht überschritten wird. Diese ist abhängig von Bauart, Grösse und Schmierung.

Bei einem Überschreiten der zulässigen Höchstdrehzahl erfolgt eine Warnung.

Je nach Schmierungsart kann die tatsächlich zulässige maximale Drehzahl wesentlich tiefer sein, siehe hierzu das Kapitel 'Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl' 27.3.

27.6 Lebensdauer

Die Berechnung der nominellen Lebensdauer erfolgt nach den Formeln der ISO 281 und entspricht den Formeln, welche auch in den Katalogen der Hersteller zu finden sind. Üblicherweise wird die Lebensdauer für eine Erlebenswahrscheinlichkeit von 90% (10% Ausfall-Wahrscheinlichkeit, siehe auch Kap. 27.7) in Stunden berechnet. Die entsprechende Bezeichnung ist L_{10h} (h: Stunden; 10: Ausfall-Wahrscheinlichkeit).

27.6.1 Erweiterte Lebensdauerberechnung nach Beiblatt zu DIN ISO 281 (2007)

Die ISO 281 enthält die Bestimmung der ‚modifizierten Lebensdauer', um Einflüsse wie Belastung, Schmierstoffzustand, Werkstoffeigenschaften, Bauart, Eigenspannungen der Werkstoffe und Umgebungsbedingungen zu berücksichtigen.

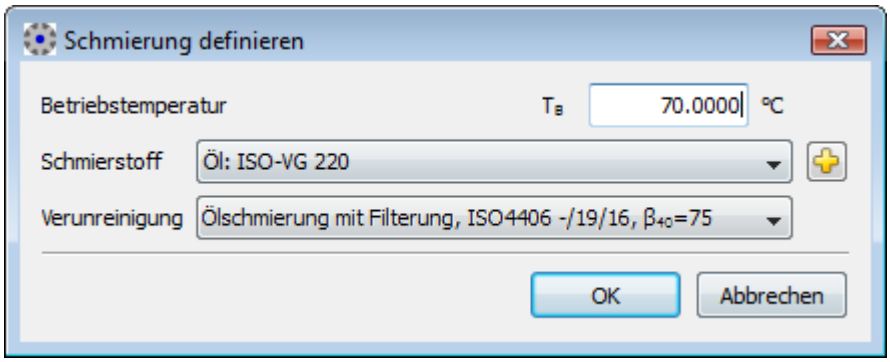


Abbildung 27.3: Dialog zur erweiterten Lebensdauerberechnung

Der Lebensdauerbeiwert a_{ISO} lässt sich wie folgt bestimmen:

$$a_{ISO} = f\left(\frac{ec \cdot Cu}{P}, \kappa\right) \tag{27.3}$$

a_{ISO}: Lebensdauerbeiwert aus Diagramm [-]

ec : Verunreinigungskennwert [-]

Cu : Ermüdungsgrenzbelastung [N]

P : Dynamisch äquivalente Belastung [N]

κ: Viskositätsverhältnis = n_u/n_{u1}

n_{u1}: Diagramm Bezugsviskosität [mm²/2]

n_u: V-T-Diagramm des Schmiermittels [mm²/2]

Die Ermüdungsgrenzbelastung Cu werden von den Lagerherstellern angegeben. Falls keine Werte bekannt sind, werden diese nach der Näherungsformel des Beiblattes der ISO 281 gerechnet.
Der Verunreinigungskennwert ec (zwischen 0...1) wird direkt aus dem Sauberkeitsgrad bestimmt.

27.6.2 Berechnung der Lebensdauer mit Lastkollektiven

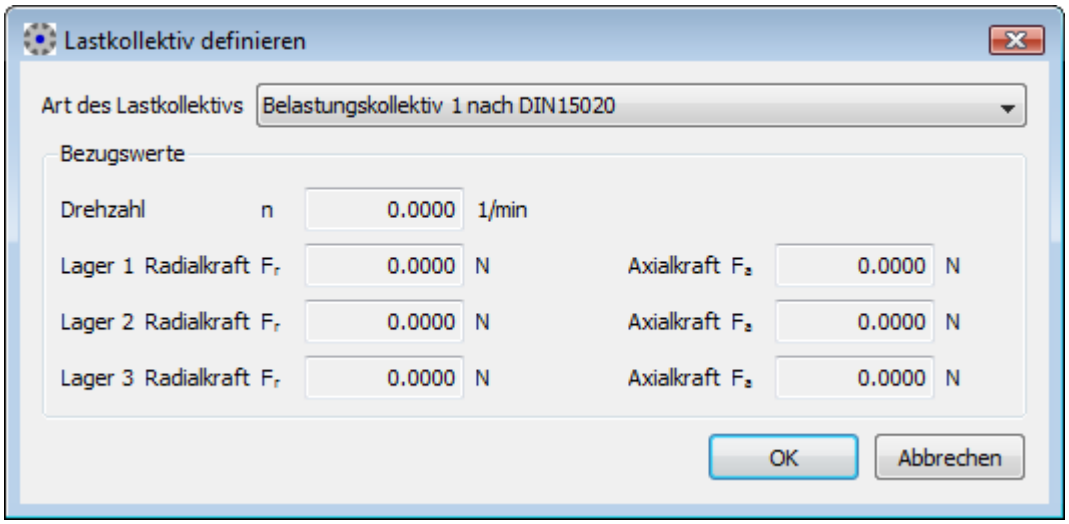


Abbildung 27.4: Dialog zur Auswahl des Lastkollektives

Das am Lager wirksame Lastkollektiv hat folgende Daten:

k: Anzahl Elemente des Lastkollektivs

q_i: Häufigkeit (Lastkollektiv-Element i) (%)

n_i: Drehzahl (Lastkollektiv-Element i) (UpM)

F_{ri}: Radialkraft (Lastkollektiv-Element i) (N)

F_{ai}: Axialkraft (Lastkollektiv-Element i) (N)

Das Lastkollektiv wird entweder aus der Wellenberechnung übernommen, wobei sich unterschiedliche Lastkollektive für Radialkräfte und Axialkräfte ergeben kön-

nen. Oder es wird ein Lastkollektiv aus der Datenbank ausgewählt. Für die Lagerkräfte ist hier der Drehmomentfaktor (nicht der Leistungsfaktor) relevant und ein negatives Vorzeichen wird nur bei der Axialkraft wirksam.

Erreichbare Lebensdauer bei einfachem Berechnungsansatz:

Die Berechnung erfolgt über die Bestimmung der äquivalenten Belastung und der mittleren Drehzahl. Damit wird dann die Lebensdauer mit den üblichen Formeln bestimmt.

$$n_m = \frac{n_1 \cdot q_1}{100} + \frac{n_2 \cdot q_2}{100} + \ldots + \frac{n_k \cdot q_k}{100} \tag{27.4}$$

$$P_m = \sqrt[p]{\frac{P_1^p \cdot q_1}{100} + \frac{P_2^p \cdot q_2}{100} + \ldots + \frac{P_k^p \cdot q_k}{100}} \tag{27.5}$$

n_m: Mittlere Drehzahl

p: Exponent in der Lebensdauerformel (3.0 bzw. 10/3)

P_i: Dynamisch äquivalente Belastung (Lastkollektiv-Element i)

P_m: Mittlere dynamisch äquivalente Belastung

Erreichbare Lebensdauer mit erweiterter Lebensdauerberechnung:

Bei Anwendung der erweiterten Lebensdauerberechnung wird für jedes Lastkollektiv- Element die Lebensdauer gesondert berechnet und daraus die Gesamtlebensdauer bestimmt:

$$L_{hna} = \frac{100}{\frac{q_1}{L_{hna1}} + \frac{q_2}{L_{hna2}} + \ldots + \frac{q_k}{L_{hnak}}} \tag{27.6}$$

L_{hnai}: Lebensdauer (Lastkollektiv-Element i) bei Drehzahl n_i und Belastung F_{ri}, F_{ai}

L_{hna}: Gesamt-Lebensdauer

27.7 Ausfallwahrscheinlichkeit

Im Normalfall wird mit einer 10%-Ausfallwahrscheinlichkeit gerechnet. Dies bedeutet, dass die nominelle Lebensdauer mit einer Wahrscheinlichkeit von 90% erreicht wird. In diesem Falle ist der Faktor $a_1 = 1.0$; falls die Ausfallwahrscheinlichkeit geringer sein muss, wird dieser Faktor kleiner (bei 1% ist $a_1 = 0.21$).

Die Ausfallwahrscheinlichkeit kann unter `Berechnung > Einstellungen` vorgegeben werden.

27.8 Lager mit Radial- und/oder Axialkraft

Bei jedem Lager kann angegeben werden, ob eine Radialkraft und/oder eine Axialkraft aufgenommen wird. Sofern das Lager eine Axialkraft aufnimmt, muss zusätzlich angegeben werden, ob das Lager die Axialkraft in beiden Richtungen (<>) oder nur eine Axialkraft in Richtung der y-Achse (- >) oder der Gegenrichtung (< -) aufnimmt.

27.9 Berechnung der Axialkräfte bei Lagern mit O- und X-Anordung

Wegen der Neigung der Laufbahnen erzeugt Radialbelastung bei Kegelrollen-, Spindel- und Schrägkugellagern axiale Reaktionskräfte, die bei der Ermittlung der äquivalenten Belastung berücksichtigt werden müssen.

Die Berechnung erfolgt nach den Angaben von SKF (Wälzlager-Katalog), die genau den Angaben von FAG entsprechen, aber vollständiger sind.

Bei Lagern in O-Anordnung, linkes Lager A, rechtes Lager B, und äusserer Axialkraft in Richtung von A nach B gilt:

Bedingung	**Formel**
$\frac{F_{rA}}{Y_A} \le \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{aA} = F_a + \frac{F_{rB}}{2 \cdot Y_B}$ $F_{aB} = F_a - F_{aA}$
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $F_a > \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = F_a + \frac{F_{rB}}{2 \cdot Y_B}$ $F_{aB} = F_a - F_{aA}$
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $F_a \le \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = F_a + F_{aB}$ $F_{aB} = \frac{F_{rA}}{2 \cdot Y_A} - F_a$
F_{rA}, F_{rB}	Radialkraft auf Lager A, B
Y_A, Y_B	Y-Faktor von Lager A, B
F_a	Äussere Axialkraft
F_{aA}, F_{aB}	Axialkraft am Lager A, B

Für die anderen Fälle (X-Anordnung, bzw. Axialkraft in anderer Richtung) gelten die gleichen Formeln sinngemäss vertauscht.

Diese berechnete innere Vorspannkraft wird in der Hauptmaske angezeigt. Wenn z.B. durch eine Federvorspannung grössere innere Kräfte auftreten, kann der Wert entsprechend überschrieben werden.

27.10 Ölstand und Schmierungsart

Die Eingabe des Ölstandes und der Schmierungsart ist unter `Berechnung > Einstellungen` möglich. Diese Eingaben werden zur Bestimmung des Reibungsmomentes bedingt durch Schmierungverluste benötigt. In der Wellenberechnung ist h gegeben und somit ergibt sich für jedes Lager:

$$H = \frac{D}{2} - h \geq 0$$

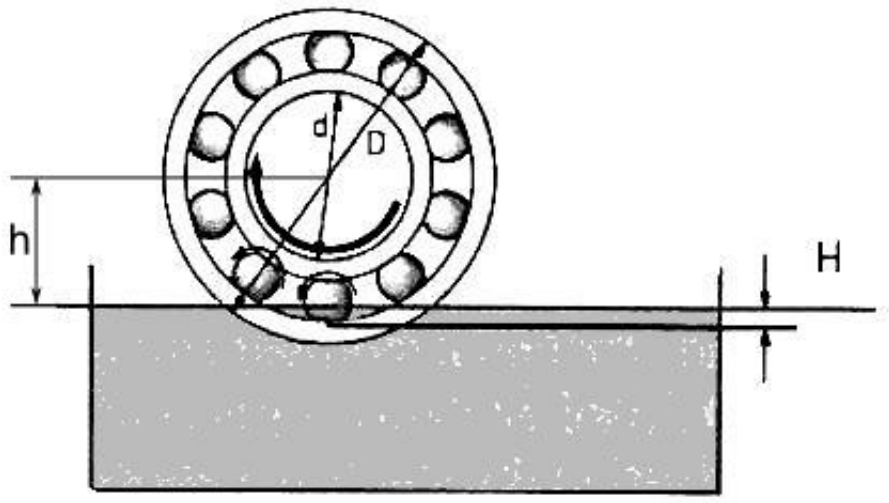


Abbildung 27.4: Ölstand des Lagers

Für die Schmierung können zwei verschiedene Arten definiert werden:

- Ölbadschmierung
- Einspritzschmierung

Wird die Option `Einspritzschmierung` ausgewählt, wird der ermittelte Wert für das strömungsverlustabhängige Reibungsmoment bei Ölbadschmierung mit 2 multipliziert.

Kapitel 29
Wälzlager (innere Geometrie)

Zusätzlich zur klassischen Lagerberechnung (siehe Wälzlager (auf Seite III-102)) ist in KISSsoft auch eine Berechnung nach ISO 16281 möglich. Dabei werden die Lagerbelastungen und die Lebensdauer der Lager anhand ihrer inneren Geometrie berechnet.

Diese Methode ist als Embedded Feature in der Wellenberechnung (siehe Wälzlager (auf Seite III-40)) oder als eigenständiges KISSsoft-Modul erhältlich. In diesem Kapitel wird, sofern nicht ausdrücklich etwas Anderes erwähnt wird, das eigenständige Berechnungsmodul beschrieben, viele Funktionalitäten und Merkmale sind jedoch in beiden Varianten gleichermassen vorhanden.

Dieses Modul richtet sich an Lagerexperten oder Benutzer, die die innere Geometrie ihrer Lager kennen. Es ermöglicht die Berechnung der Lagerlebensdauer, wenn die Belastungsbedingungen bekannt sind. Das Modul wird aus dem KISSsoft-Modulbaum mit Doppelklick auf "Wellen und Lager" -> "ISO 16281" gestartet.

EHL-Schmierfilmdicke und Bohr-Roll-Verhältnis

Die minimale EHL Schmierfilmdicke wird für Wälzlager mit bekannter innerer Geometrie nach der in [96] beschriebenen Methodik berechnet. Der Einfluss des Drucks auf die Viskosität wird mit Hilfe der Barus-Gleichung berücksichtigt, wie im gleichen Referenzdokument beschrieben.

Das Bohr-Roll-Verhältnis von Kugellagern wird nach den Gleichungen in [96] berechnet. Es wird eine „Führung am Aussenring" angenommen, das heisst, dass am Aussenring keine Bohrbewegung auftritt. Bekanntlich gilt diese Annahme vor allem für Hochgeschwindigkeitslager mit geringer Belastung. Kreiselbewegungen der Kugeln und Käfigeffekte werden darüber hinaus nicht berücksichtigt.

28.1 Tab Lagerdaten

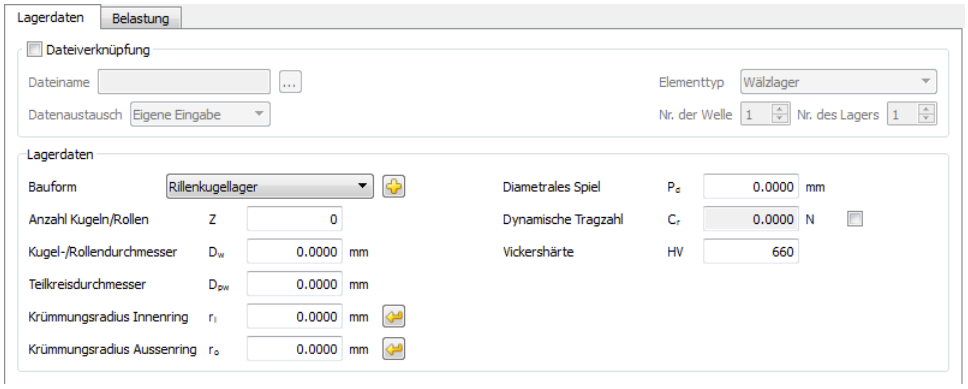


Abbildung 29.1 Tab Lagerdaten

28.1.1 Dateiverknüpfung

Der Benutzer kann eine Wellenberechnungsdatei mit diesem Modul verknüpfen. Auf diese Weise kann ein Lager automatisch aus der Wellenberechnungsdatei übernommen werden, ohne dass die Daten neu eingegeben werden müssen. Erforderliche Eingaben sind:

- Dateiname: Name der Wellenberechnungsdatei (Erweiterung .W10), aus der das ausgewählte Lager übernommen werden soll
- Elementtyp: Auswahl, ob das Lager ein zur Welle gehörendes Wälzlager oder ein verbindendes Wälzlager ist
- Nr. der Welle: Wenn das Lager zu einer Welle gehört, so ist hier die Wellennummer einzugeben, wobei im Wellen-Elementbaum von oben nach unten gezählt wird (siehe Abbildung 29.2)
- Nr. des Lagers: Nummer des ausgewählten Lagers, entweder an der zugehörigen Welle oder aus der Liste der verbindenden Elemente. Es wird im Wellen-Elementbaum von oben nach unten gezählt (siehe Abbildung 29.2)
- Datenaustausch: Art des Datenaustauschs zwischen der Wellendatei und diesem Modul. Die Geometrie des ausgewählten Lagers wird in jedem Fall aus der Wellendatei übernommen.
  - Lagerbelastung: Aus der Wellendatei werden die Angaben zur angewandten Kraft und zum Moment des Lagers sowie die Schmierbedingungen übernommen.

- Lagerverschiebung: Aus der Wellendatei werden die Angaben zur Verschiebung und Drehung des Innenrings des Lagers sowie die Schmierbedingungen übernommen.
- Eigene Eingabe: Nur die Geometrie des Lagers wird übernommen, die Belastungs- und Schmierbedingungen kann der Benutzer selbst eingeben.

Beispiel:

Wir betrachten eine Wellendatei, deren Elementbaum wie in Abbildung 29.2 aufgebaut ist. Zur Übernahme der Angaben für Lager "Wälzlager 2", das zu "Welle 1" gehört, wäre die korrekte Auswahl:

Elementtyp = Wälzlager, Nr. der Welle = 1, Nr. des Lagers = 2

Für Lager "Wälzlager 1" aus der Liste der verbindenden Elemente wäre die korrekte Auswahl hingegen:

Elementtyp = Verbindendes Wälzlager, Nr. des Lagers = 1

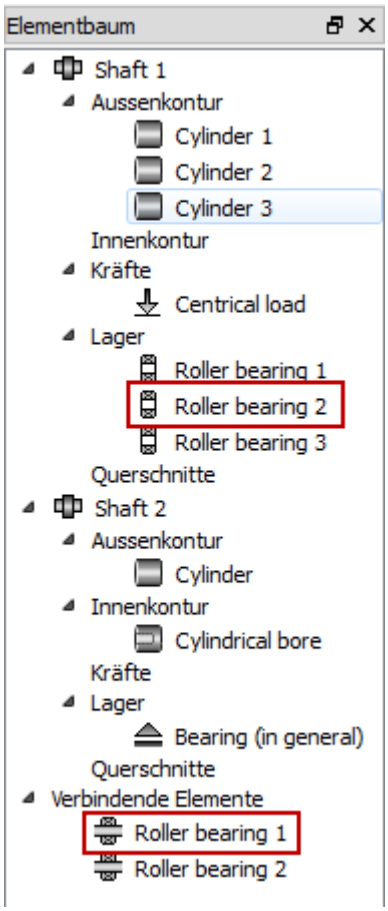


Abbildung 29.2 Beispiel für die Auswahl von Wellen- und Lagernummer bei Verknüpfung mit einer Wellendatei.

28.1.2 Lagerdaten

Hier wird die Lagergeometrie festgelegt. Ausführlichere Informationen hierzu enthält 24.2.3 Wälzlager innere Geometrie (s. Abschnitt "Wälzlager-Berechnung mit innerer Geometrie" auf Seite III-110). Neben den Geometriedaten kann die dynamische Tragzahl eingegeben werden, sofern bekannt; falls diese nicht bekannt ist, wird sie anhand der vorliegenden Geometriedaten nach ISO 281 berechnet. Wird eine erweiterte Lebensdauer verlangt (siehe 24.6.1 erweiterte Lagerlebensdauer (s. Abschnitt "Erweiterte Lebensdauerberechnung nach Beiblatt zu DIN ISO 281 (2007)" auf Seite III-123)), so kann die Ermüdungsgrenzbelastung Cu eingegeben werden. Ist Cu nicht bekannt, so wird sie ebenfalls nach ISO 281 berechnet.

Hinweis für die Wellenberechnung: In diesem Modul kann die Wirkung der Oberflächenhärte auf die statische Tragfähigkeit des Lagers durch Eingabe der Vickershärte berücksichtigt werden. Die Formeln hierfür sind in [92] zu finden. Für die Wellenberechnung ist der Härtewert für alle Lager, die mit ihrer inneren Geometrie berechnet werden, auf HV 660 voreingestellt.

28.1.2.1 Benutzerdefiniertes Rollenprofil

Das Rollenprofil für Wälzlager ist standardmässig das logarithmische Profil nach ISO 16281. Es kann jedoch bei Bedarf auch ein benutzerdefiniertes Rollenprofil verwendet werden. Klicken Sie auf das Plus-Zeichen neben dem Eingabefeld für die Rollenlänge und geben Sie den Namen der Datei mit der Rollenprofilfunktion ein (Abbildung 29.3a). Die Definition und der Koordinatenrahmen für diese Datei sind in Abbildung 29.3b dargestellt. Die erwartete Struktur dieser Datei sieht wie folgt aus:

-- diese Zeile enthält einen Kommentar

DATA

1	-0.45	0.000581256
2	-0.41	0.000390587
3	-0.37	0.000277616
4	-0.33	0.000200197
...		
...		
21	0.33	0.000200197
22	0.37	0.000277616

23 0.41 0.000390587

24 0.45 0.000581256

END

Hinweise:

- Zeilen, die mit "--" beginnen, sind Kommentare und werden nicht beachtet
- Die Definition der Profilfunktion beginnt mit dem Schlüsselwort "DATA" und endet mit dem Schlüsselwort "END"
- Jede Zeile muss drei Spalten enthalten. Die erste Spalte ist das Datenverzeichnisder Index und dient lediglich als Referenz für den Benutzer (ihre Werte haben keinen Einfluss). Die zweite Spalte ist die dimensionslose Position x/Lwe, für die das Profil definiert wird, in mm/mm. Die Werte in dieser Spalte sollten in einem Bereich von -0,5 bis +0,5 liegen. Die dritte Spalte ist das dimensionslose Profil f/Dw, in mm/mm. Die Werte in dieser Spalte dürfen nicht grösser als 0,5 sein.
- Aus Platzgründen wurden die mit "..." ersetzten Daten nicht dargestellt

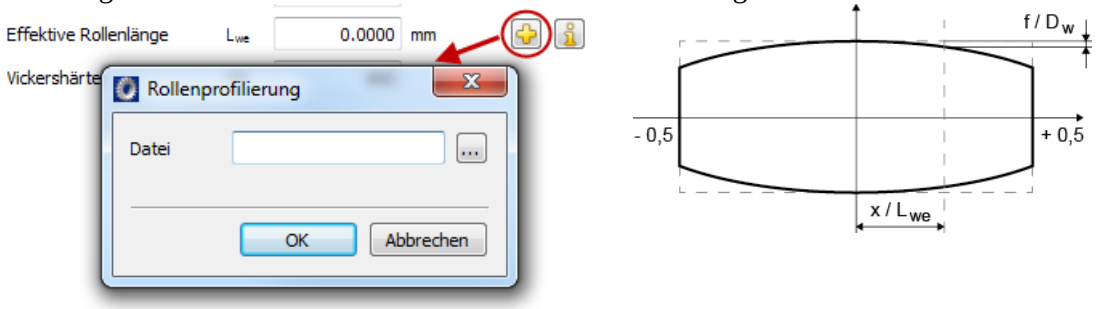


Abbildung 29.3 (a) Definition einer benutzerdefinierten Rollenprofildatei, (b) Koordinatenrahmen für die Definition des benutzerdefinierten Rollenprofils

28.1.2.2 Lagerringverformung

Die Innen-/Aussenringe werden standardmässig als starr (nicht verformbar) angenommen. Ringverformungen können berücksichtigt werden, indem auf das Plus-Zeichen neben der Lagertypdefinition geklickt wird (Abbildung 29.4a). Die erwartete Struktur für beide Dateien sieht wie folgt aus:

-- diese Zeile enthält einen Kommentar

DATA

0 0 0.00E+00 0.00E+00 5.00E-03

1 8 0.00E+00 6.96E-04 4.95E-03

2 16 0.00E+00 1.38E-03 4.81E-03

3 24 0.00E+00 2.03E-03 4.57E-03

...

...

41 328 0.00E+00 -2.65E-03 4.24E-03

42.336 0.00E+00 -2.03E-03 4.57E-03

43.344 0.00E+00 -1.38E-03 4.81E-03

44.352 0.00E+00 -6.96E-04 4.95E-03

45.360 0.00E+00 -1.23E-18 5.00E-03

END

Hinweise:

- Zeilen, die mit "--" beginnen, sind Kommentare und werden nicht beachtet
- Die Definition der Ringverformung beginnt mit dem Schlüsselwort "DATA" und endet mit dem Schlüsselwort "END"
- Jede Reihe muss 5 oder 8 Spalten enthalten. Die erste Spalte ist das Datenverzeichnis, der Index, und dient lediglich als Referenz für den Benutzer (ihre Werte haben keinen Einfluss). Die zweite Spalte ist der Winkel φ, der die Verformung angibt. Die nächsten drei Spalten sind die x-, y- und z-Komponenten der Ringverformung in mm. Werden 8 Spalten verwendet, so stehen die letzten 3 Spalten für die x-, y- und z-Komponenten der Ringverkippung in rad.

Reihe	5 Spalten	8 Spalten
1	Index	Index
2	φ (°)	φ (°)
3	ux (mm)	ux (mm)
4	uy (mm)	uy (mm)
5	uz (mm)	uz (mm)
6	-	rx (rad)
7	-	ry (rad)
8	-	rz (rad)

☼ Aus Platzgründen wurden die mit "..." ersetzten Daten nicht dargestellt

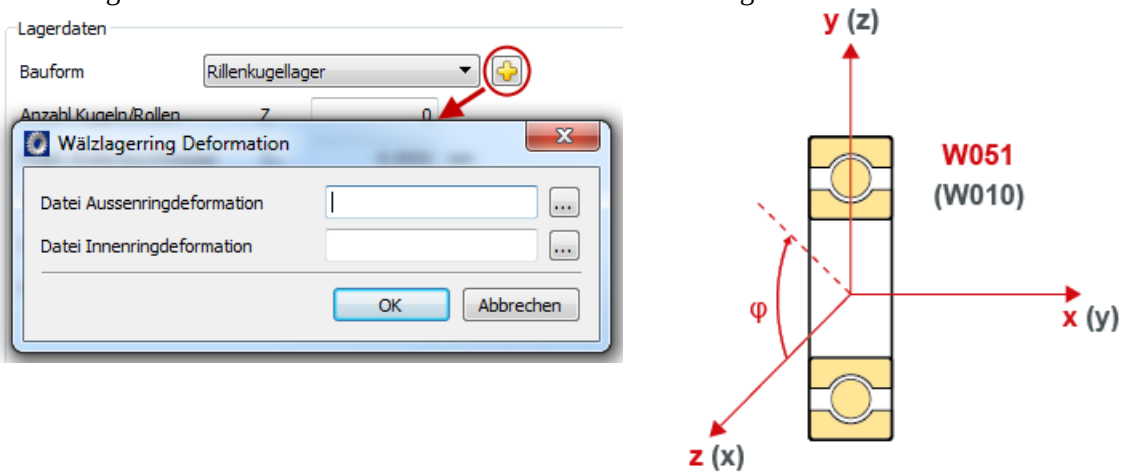


Abbildung 29.4 (a) Definition der Ringverformungen, (b) Koordinatenrahmen für dieses Modul (W051), der die axiale (x) und die radialen Richtungen (y, z) festlegt. Zur Verdeutlichung ist auch der Koordinatenrahmen des Wellenmoduls (W010) dargestellt.

Hinweis für die Wellenberechnung: Ringverformungen können nur in diesem Lagerberechnungsmodul W051, nicht im Wellenberechnungsmodul W010, bearbeitet werden.

28.2 Tab Belastung

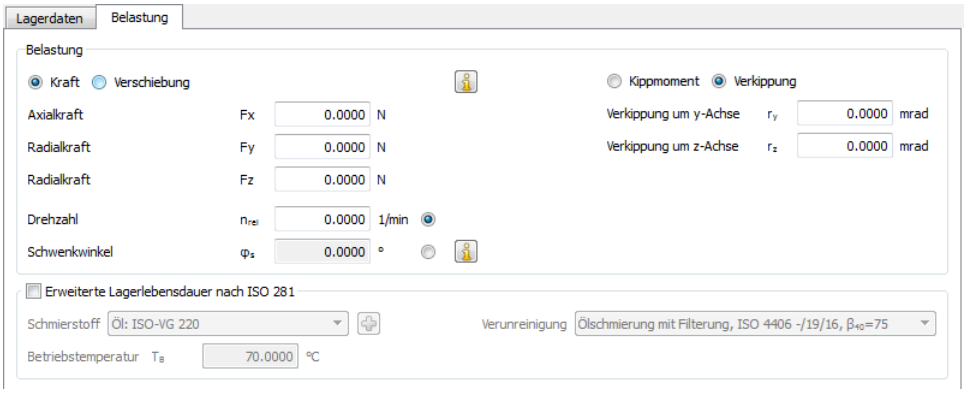


Abbildung 29.5 Tab Belastung

In diesem Fenster werden die Betriebsbedingungen der Lager festgelegt.

28.2.1 Belastung

Es sind vier Kombinationen für die Eingabe möglich:

- (A) Kraft und Kippmoment
- (B) Kraft und Verkippung
- (C) Verschiebung und Kippmoment
- (D) Verschiebung und Verkippung

Drehzahl: Drehzahl des Innenrings relativ zum Aussenring. Der Aussenring wird immer als feststehend angenommen (nicht drehend).

Schwenkwinkel: Schwenkwinkel für teilweise drehende Lager. Die Lebensdauer in Millionen Schwenkbewegungen wird nach [39] ermittelt.

Hinweis für die Wellenberechnung: Für die Wellenberechnung wird standardmässig Kombination D verwendet.

Hinweis: Eine vollständige Schwenkbewegung umfasst $2 \cdot \varphi_s$

28.2.2 Erweiterte Lebensdauer nach ISO 281

Es kann der Einfluss von Schmierung, Filterung und Verunreinigungen auf die Lagerlebensdauer berücksichtigt werden.

Schmierstoff: verwendeter Schmierstoff

Betriebstemperatur: Temperatur des Schmierstoffs

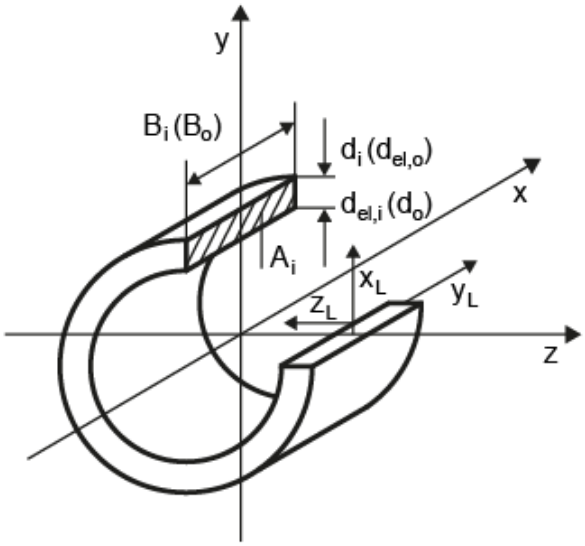
Verunreinigung: Verunreinigungsklasse

28.3 Tab Elastische Ringe

Die Berechnung nach ISO/TS 16281 nimmt an, dass die Lagerringe starr sind. Häufig muss jedoch die Elastizität des Rings berücksichtigt werden, um realistische Ergebnisse zu erhalten. Eine typische Anwendung ist das Lager des Planetenrads in einem Planetensystem; der Ring ist im Vergleich zum Durchmesser dünn, daher darf seine Elastizität nicht vernachlässigt werden. Die Ringelastizität hat typischerweise die Wirkung, dass sie die Lastzone erweitert und die Lastverteilung darin verändert, wobei möglichst viel Last auf die benachbarten Wälzkörper verteilt wird. Die Berechnung basiert auf der Methode der Übertragungsmatrizen [106] (s. Abschnitt "Literaturverzeichnis" auf Seite X-2).

28.3.1 Basisdaten

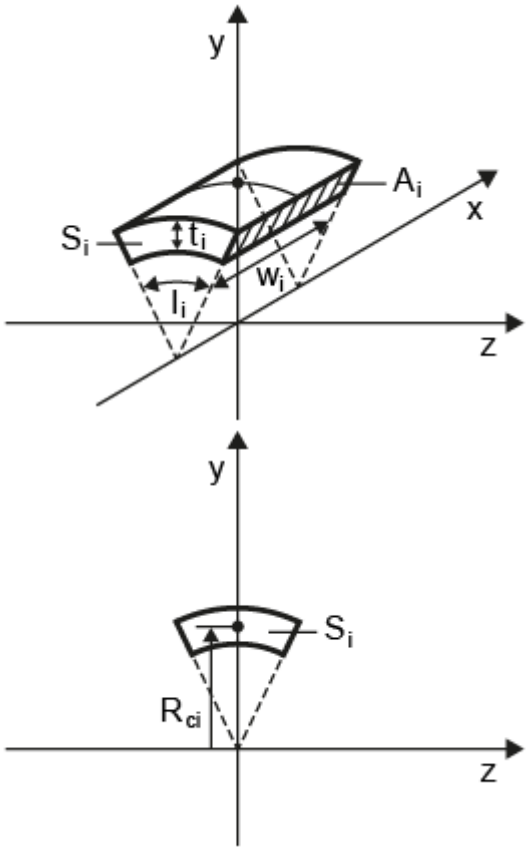
Für diese Berechnung wird die Ringgeometrie benötigt. Sofern nicht `Eigene Eingabe` ausgewählt ist, wird ein zylindrischer Ring mit rechteckigem Querschnitt angenommen.



a. del, i ist der Innendurchmesser des inneren Rings. Der Durchmesser der Innenlaufbahn (di) wird als Aussendurchmesser des Innenrings angenommen.
b. del,o ist der Aussendurchmesser des äusseren Rings. Der Durchmesser der Aussenlaufbahn (do) wird als Innendurchmesser des Aussenrings angenommen.
c. Bi ist die innere Ringbreite.
d. Bo ist die die äussere Ringbreite, die in der Regel nicht gleich Bi ist (z. B. Kegelrollenlager).

Ist `Eigene Eingabe` gewählt, wird für den Ring kein rechteckiger Querschnitt

mehr angenommen und die geometrischen Eigenschaften seiner Oberflächen sind vom Benutzer einzugeben.



a. Ai ist die Querschnittsfläche des (inneren) Rings.
b. ist das Flächenträgheitsmoment (Fläche Si) um die x-Achse für eine Bogenlänge li gleich der Ringdicke ti. Damit wird die lokale Biegung des Rings in der Querebene (normal zur Radialebene) berechnet.
c. Jyi ist das Flächenträgheitsmoment (Fläche Ai) um die y-Achse.
d. Jzi ist das Flächenträgheitsmoment (Fläche Ai) um die z-Achse.
e. Jpi ist das polare Flächenträgheitsmoment (Fläche Ai) um die lokale XL-Achse (normal zu Fläche Ai).
f. Rci ist der Schwerpunktradius von Fläche Si. Dies ist im Wesentlichen der Schwerpunktradius der Fläche Si in Ebene yz.

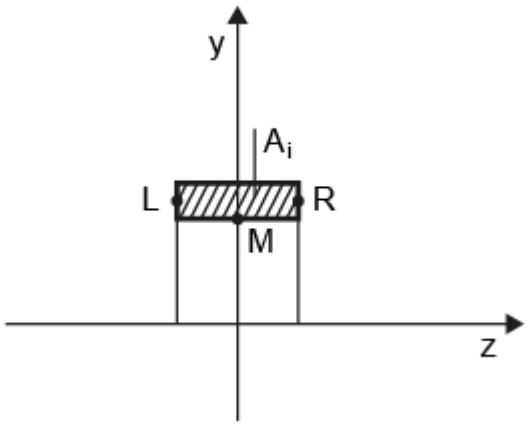
Die gleichen Variablen werden für den Aussenring ermittelt, indem jeweils Subskript „i" durch „o" ersetzt wird.

28.3.2 Details

Hier werden die Randbedingungen für den elastischen Ring festgelegt. Die Randbedingungen müssen vollständig definiert werden, damit die Lösung für den elastischen Ring nicht falsch konditioniert wird (d. h. ein bestimmter Freiheitsgrad (DOF) ist frei).

28.3.2.1 Allgemeine Randbedingungen

Die folgenden Randbedingungen sind möglich, die auf vordefinierte Winkelstellungen im Bereich des Ringumfangs wirken. Sofern nichts Anderes angegeben ist, beziehen sich alle Koordinaten auf das globale Koordinatensystem.



a. Kraft: lokalisierte Kraft und Momentvektor.

b. Verteilte Kraft: eine Kraft und eine Momentlast, die auf einer bestimmten Bogenlänge beginnend ab Winkel φ1 und endend an Winkel φ2 einwirken (Annahme einer konstanten Lastverteilung). Da dies eine verteilte Last ist, werden ihre Komponenten (X/Y/Z und RX/RY/RZ) in Bezug auf den **lokalen** Ringkoordinaten (XL/ YL /ZL) als konstant angenommen.

c. Elastische Lagerung: federnde Lagerung mit konstanter Federsteifigkeit

d. Starre Lagerung: starre Lagerung (auf der Ringmittellinie M), durch die der entsprechende Freiheitsgrad (DOF) blockiert ist. Ein von 0 abweichender Wert für eine Komponente bedeutet, dass dieser Freiheitsgrad fest ist. Beispiel: (X, Y, Z, RX, RY, RZ) = (1, 1, 0, 1, 0, 0) bedeutet, dass ux, uy und rx fest und die restlichen Freiheitsgrade frei sind.

e. Starre Lagerung (links): starre Lagerung, die alle Freiheitsgrade blockiert, statt an der Mittellinie des Rings ist die Lagerung aber auf der linken Seite vorgegeben (L). Ein Praxisbeispiel ist ein Ring, der auf der Welle (oder dem Gehäuse)

mit Schrauben befestigt ist.
f. Starre Lagerung (rechts): wie „Starre Lagerung (links)", jedoch befindet sich die Lagerung hier auf der rechten Seite (R).
g. Verformung: Verformung und Verkippungswert, der für den Ring festgelegt ist.

28.3.2.2 Zahnradeingriffe

Ein Zahnradeingriff entspricht intern einer allgemeinen Randbedingung für die „Kraft" (unter Annahme eines Stirnrads). Die folgenden Eingaben werden benötigt:

a. αpos: Winkelkontakt am Eingriffspunkt, entspricht "αpos" eines Radlastelements in der Wellenberechnung
b. mn: Normalmodul
c. αn: Nenndruckwinkel
d. β: Nennschrägungswinkel (+: rechtssteigendes Rad, -: linkssteigendes Rad)
e. a: Achsabstand zwischen Rad und Gegenrad
f. z: Zähnezahl des Rads
g. zc: Zähnezahl des Gegenrads
h. T/P (Auswahl): Auswahl von Drehmoment oder Leistungseingabe
i. T/P (Wert): numerischer Wert der Last (+: treibendes Rad, -: getriebenes Rad)
j. n: Raddrehzahl um die globale X-Achse des Rings (+: im Uhrzeigersinn, -: gegen den Uhrzeigersinn)

28.4 Grafik

Die folgenden Grafiken stehen zur Verfügung:

1. Lastverteilung

Zeigt die Lastverteilung auf den Wälzkörpern (Kugeln/Rollen). Bei Axiallagern wird für die grafische Darstellung die Grösse der Reaktionskraft verwendet.

2. Verformung (elastische Ringe)

Zeigt die radiale und axiale Verformung des Innen- und Aussenrings.

3. Spannungsverteilung auf Laufbahn

Zeigt die Spannungsverteilung auf der inneren und äusseren Laufbahn.

4. Pressungsverlauf

Zeigt den Druckverlauf auf der Länge jeder Rolle bzw. an jedem Kontaktpunkt bei einem Kugellager.

5. Pressungsverlauf für jeden Wälzkörper

Diese Grafikzeigt den Pressungsverlauf an jedem Rollelement entlang des Rollprofils.

6. Steifigkeitsverlauf

Zeigt die Kraft-Verschiebungs-Kurve des Lagers. Es wird sowohl Radial- als auch Axialsteiffigkeit dargestellt.

28.5 Feinauslegung

Nach Laden des Modules «Wälzlager ISO/TS 16281» und anklicken der Feinauslegungs-Option  wird ein Fenster zur Feinauslegung der inneren Geometrie von Wälzlagern geöffnet. Ähnlich wie bei der Feinauslegung von Zahnrädern (siehe Seite II-184) werden durch Variation der Geometrieparameter diverse Lagervarianten erzeugt. Je nach bei den Lagerdaten gewählter Bauform stehen bestimmte Eingabeparameter (z. B. Anzahl der Wälzkörper, Radialspiel, Schmiegung etc.) zur Verfügung. Bereits vorhandene Lagerdaten werden in die Feinauslegung mit übernommen.

Die Verwendung der Feinauslegung setzt eine gewisse Benutzererfahrung voraus, da ggf. Lagervarianten erzeugt werden können, deren innere Geometrie von gängigen Normen oder tatsächlich hergestellten Wälzlagern abweichen könnten. Die eingegebenen Parameter werden teilweise überprüft und unplausible Eingaben werden durch Warnmeldungen abgefangen.

Im ersten Tab des Fensters werden im oberen Drittel die äusseren Abmessungen des Wälzlagers eingegeben. Im mittleren Drittel können (je nach Lagerbauform) die Parameter der inneren Lagergeometrie eingegeben werden. Aus den Startwerten, Endwerten und Schrittweiten werden jeweils die Anzahl der Varianten für den Parameter ermittelt (Beispiel: Von 11 bis 15 Wälzkörpern ergeben sich bei einer Schrittweite von zwei Wälzkörpern genau drei Varianten, falls alle übrigen Schrittweiten zu Null gesetzt werden).

Im unteren Drittel werden die Randbedingungen definiert, welche die erzeugten Wälzlagervarianten zu erfüllen haben. Der Völligkeitsgrad kann zwischen 0% und 100% gewählt werden (bei 100% sind derart viele Wälzkörper im Lager, so dass diese sich entlang des Wälzkreises gegenseitig berühren). Die eingegebenen Mindestwandstärken beziehen sich auf die inneren und äusseren Lagerringe. Lagervarianten, welche die Randbedingungen nicht erfüllen, werden in der weiteren Berechnung nicht mitberücksichtigt.

Nach Drücken des Knopfes "Berechnen" im unteren Bereich des Fensters werden die Lagervarianten erzeugt und neben der detaillierten inneren Geometrie auch die Tragzahlen und Lebensdauern berechnet. Die Belastung wird dabei aus dem Tab «Belastung» des Moduls «Wälzlager ISO/TS 16281» übernommen. Eine Fortschrittsanzeige zeigt den Verlauf der Berechnung an.

Die ermittelten Lagervarianten werden als Tabelle im Tab «Resultate» des Fensters zur Feinauslegung aufgelistet. Zusätzlich können die Ergebnisse im Protokoll ausgegeben werden. Im Tab «Grafik» werden die ermittelten Lagervarianten grafisch dargestellt (analog zur Darstellung der Ergebnisse der Zahnrad-Feinauslegung

(siehe Seite II-194)). Dabei können entlang der horizontalen und vertikalen Achse die Werte verschiedener Parameter angezeigt werden. Zusätzlich kann eine Farbskala zur besseren Übersicht über die Resultate verwendet werden.

Kapitel 29
Hydrodynamische Radialgleitlager

Für die Berechnung von Radialgleitlagern im Schnelllaufbereich bringt Niemann [64] eine recht gute Methodik, mit der auch gute Näherungen für Zitronen- oder Kippsegment-Gleitlager erreicht werden.

Für die Berechnung von stationären, hydrodynamischen Radialgleitlagern bietet bei kleineren und mittleren Drehzahlen die ISO 7902 [33] oder die DIN 31652 und bei höheren Drehzahlen die DIN 31657 [100] eine sehr gute und detaillierte Berechnungsmethode.

29.1 Rechenmethoden

Die Berechnung von ölgeschmierten, hydrodynamischen Radialgleitlagern kann nach zwei Rechenmethoden erfolgen:

a) Nach G. Niemann, Maschinenelemente I, 1981, [64].
Diese Methode ist gut geeignet für schnelllaufende Lager. Sie ergibt auch für Sonderbauformen wie Kippsegment- oder Zitronen-Gleitlager recht gute Ergebnisse.
Berechnung von Verlustleistung, Öldurchsatz, Ölerwärmung, minimale Schmierspaltgrösse nach [64] und nach [57]. Berechnung nur für druckgeschmierte Lager (Umlaufschmierung) mit Test auf Betriebssicherheit.

b) Nach ISO 7902, Teil 1-3, 1998, 2013 [33].
Diese Methode ist gut geeignet für langsam laufende Lager. Sie berechnet auch den Ölbedarf, Öldurchsatz und die komplette Wärmebilanz.
Vollständige Berechnung nach ISO 7902 Teil 1 bis 3 (Ausgabe 1998, 2013) für drucklos- und druckgeschmierte Lager. Die Art der Schmierstoffzufuhr (Schmierlöcher, Schmiernut, Schmiertaschen) wird berücksichtigt. Berechnet werden alle Betriebsdaten nach ISO 7902 wie Betriebstemperatur, minimale Schmierspaltbreite, Verlustleistung, Öldurchsatz usw. Auch die Betriebssicherheit wird kontrolliert.

c) Nach DIN 31652, Teil 1-3, 2015 [103].
Diese Methode ist gut geeignet für langsam laufende Lager. Sie berechnet auch den Ölbedarf, Öldurchsatz und die komplette Wärmebilanz.
Vollständige Berechnung nach DIN 31652 Teil 1 bis 3 (Ausgabe 2015) für drucklos- und druckgeschmierte Lager. Die Art der Schmierstoffzufuhr (Schmierlöcher, Schmiernut, Schmiertaschen) wird berücksichtigt. Berechnet werden alle Betriebsdaten nach DIN 31652 wie Betriebstemperatur, minimale Schmierspaltbreite, Verlustleistung, Öldurchsatz usw. Auch die Betriebssicherheit wird kontrolliert.

d) Nach DIN 31657, Teil 1-4, 1996, [100].
Diese Methode ist gut geeignet für schnell laufende Lager. Sie berechnet auch den Ölbedarf, Öldurchsatz und die komplette Wärmebilanz. Die Berechnung ist für Mehrflächen- und Kippsegmentlager geeignet.
Vollständige Berechnung nach DIN 31657, Teil 1 bis 4 (Ausgabe 1996) für druckgeschmierte Lager. Berechnet werden alle Betriebsdaten nach DIN 31657 wie Betriebstemperatur, minimale Schmierspaltbreite, Verlustleistung, Öldurchsatz usw. Auch die Betriebssicherheit wird kontrolliert.

29.2 Modulspezifische Eingaben

Berechnung der volumenspezifischen Wärme c des Schmierstoffs.

Die volumenspezifische Wärme des Schmierstoffs kann auf zwei Arten berechnet werden:

- Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit
- Vereinfachte Annahme (wie in ISO 7902/ DIN 31657): $1.8 \cdot 10^6 J/(m^3 K)$

Ist die Option 'Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit' gewählt kann zusatzlich die spezifische Wärmekapazität des Schmierstoffes definiert werden, falls diese bekannt ist. Wenn man z.B. wassergeschmierte Gleitlager berechnen will, muss dieser Wert überschrieben werden, ansonsten erhält man falsche Resultate.

Berechnung mit kritischer Reynoldszahl durchführen

Wenn dieser Haken gesetzt ist, wird die Berechnung fortgesetzt bei der Fehlermeldung, welche auf die kritische Reynoldszahl (Übergang laminar - turbulent) prüft, ansonsten wird die Berechnung abgebrochen.

29.3 Wärmedehnungskoeffizienten

Zur Berechnung des Betriebsspiels werden die Wärmedehnungskoeffizienten von Welle und Nabe benötigt.

Die Koeffizienten für die wichtigsten Werkstoffe sind:

Stahl	$11.5 \cdot 10^{-6}$
Guss	$11 \cdot 10^{-6}$
Weissmetall	$18 \cdot 10^{-6}$
Verbund-Bronze	$18 \cdot 10^{-6}$

29.4 Mittlere Flächenpressung

Angaben für zulässige Werte sind zu finden in:

- Niemann, Band I, Tab. 15/1, [64]
- ISO 7902, Teil 3, Tab. 2, [33]
- DIN 31657, Teil 4, Tab. 1, [100]

Zulässige Maximalwerte für die Flächenpressung, je nach Betriebstemperatur (ISO 7902/ DIN 31652):

- Pb- und Sn-Legierungen: 5 (15) N/mm^2
- Cu Pb-Legierungen: 7 (20) N/mm^2
- Cu Sn-Legierungen: 7 (25) N/mm^2
- Al Sn-Legierungen: 7 (18) N/mm^2
- Al Zn-Legierungen: 7 (20) N/mm^2

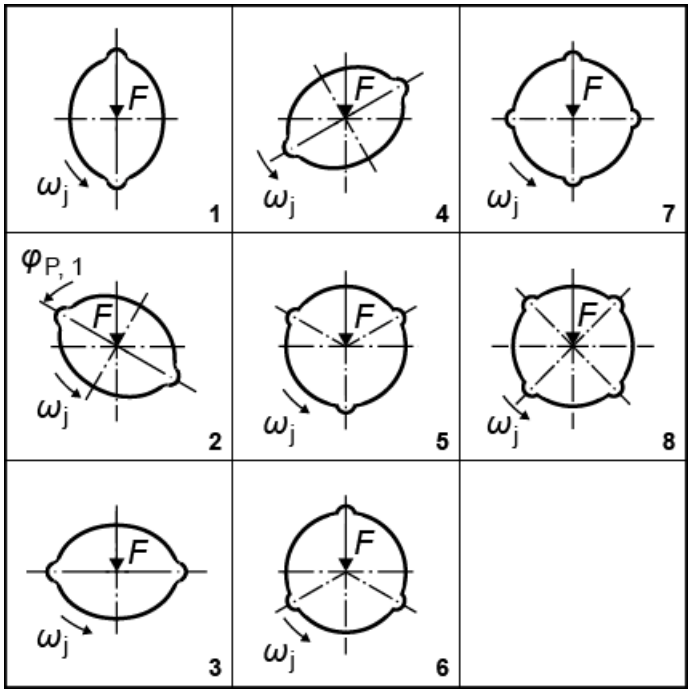
in Klammern Werte mit besonderen Betriebsbedingungen.

Zulässige Maximalwerte für die Flächenpressung, je nach Betriebstemperatur (DIN 31657):

- Blei-Legierungen: 16...25 N/mm^2
- Zinn-Legierungen: 25...40 N/mm^2
- Kupferlegierungen (Bronzen) : 25...50 N/mm^2

29.5 Geometrien DIN 31657

Unterschiedliche Lastfälle und Anordnungen der Mehrflächengleitlager, wie sie in der DIN 31657-2 dargestellt und Tabellen vorhanden sind.



Anordnungen Mehrflächengleitlager

1) Z=2;Ω=150°;φP,1=180°;h*0,max=3,5;B/D=0.75

2) Z=2;Ω=150°;φP,1=240°;h*0,max=3,5;B/D=0.75

3) Z=2;Ω=150°;φP,1=270°;h*0,max=1,3,5;B/D=0.5,0.75,1

4) Z=2;Ω=150°;φP,1=300°;h*0,max=3,5;B/D=0.75

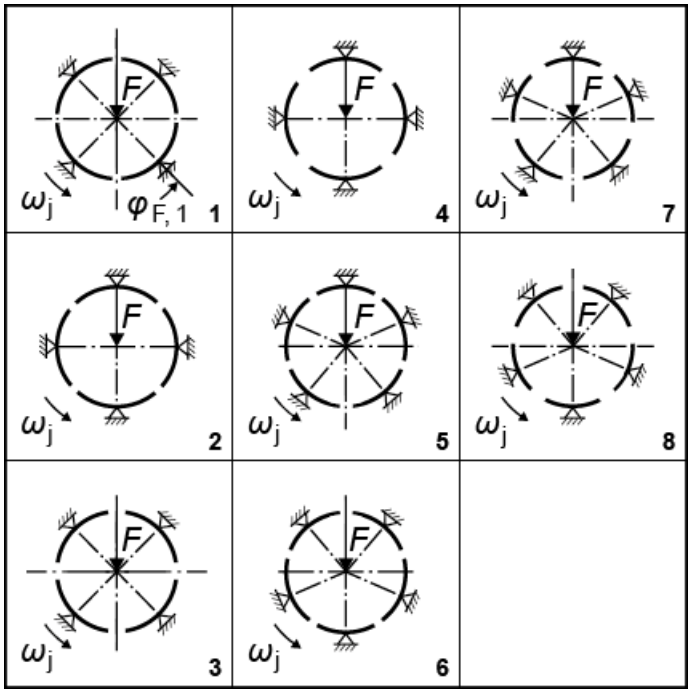
5) Z=3;Ω=100°;φP,1=240°;h*0,max=3,5;B/D=0.75

6) Z=3;Ω=100°;φP,1=300°;h*0,max=1,3,5;B/D=0.5,0.75,1

7) Z=4;Ω=70°;φP,1=270°;h*0,max=3,5;B/D=0.75

8) Z=4;Ω=70°;φP,1=270°;h*0,max=1,2,3,4,5;B/D=0.5,0.75,1

Unterschiedliche Lastfälle und Anordnungen der Kippsegmentgleitlager, wie sie in der DIN 31657-3 dargestellt und Tabellen vorhanden sind.



Anordnungen Kippsegmentgleitlager

1) Z=4;Ω=80°;φF,1=45°;h*0,max=2,3,5;B/D=0.5,0.75,1

2) Z=4;Ω=80°;φF,1=0°;h*0,max=3;B/D=0.75

3) Z=4;Ω=60°;φF,1=45°;h*0,max=2,3,5;B/D=0.5,0.75

4) Z=4;Ω=60°;φF,1=0°;h*0,max=3;B/D=0.5

5) Z=5;Ω=60°;φF,1=36°;h*0,max=2,3,5;B/D=0.5,0.75

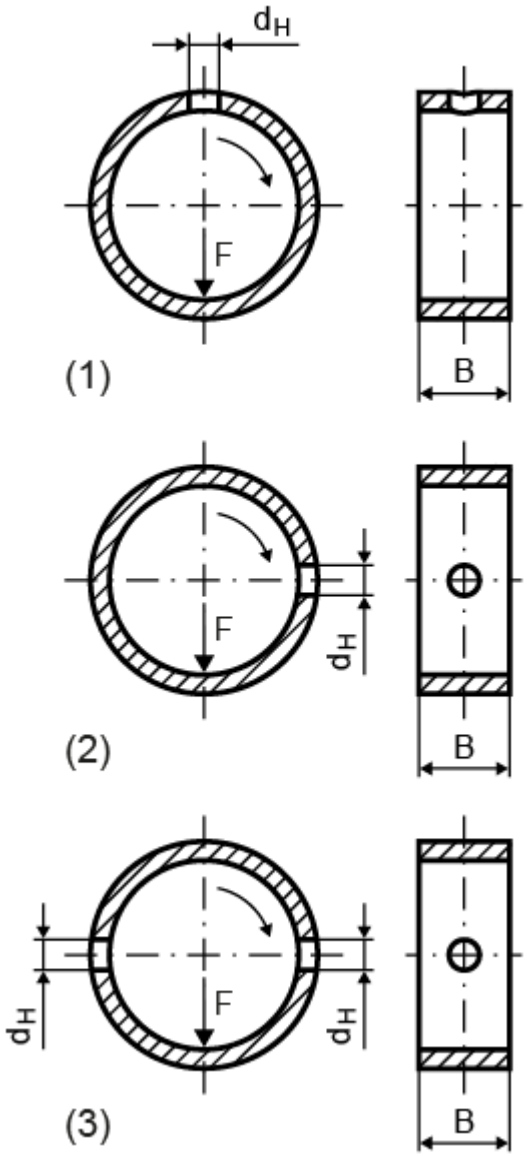
6) Z=5;Ω=60°;φF,1=0°;h*0,max=3;B/D=0.5

7) Z=5;Ω=45°;φF,1=36°;h*0,max=2,3,5;B/D=0.5

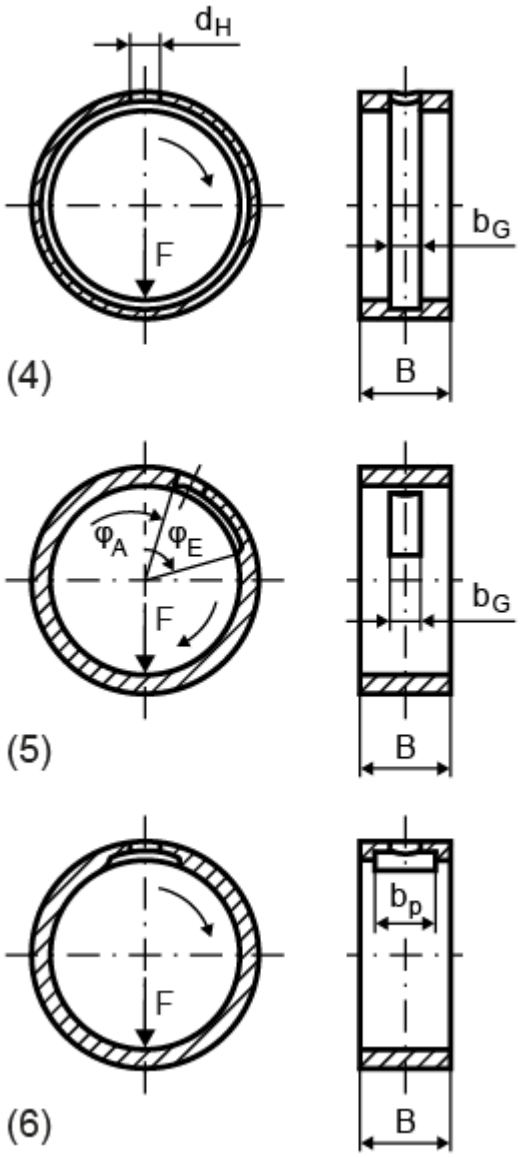
8) Z=5;Ω=45°;φF,1=0°;h*0,max=3;B/D=0.5

29.6 Schmierungsanordnung

Die verschiedenen Schmierungsanordnungen sind in den nächsten drei Abbildungen dargestellt.

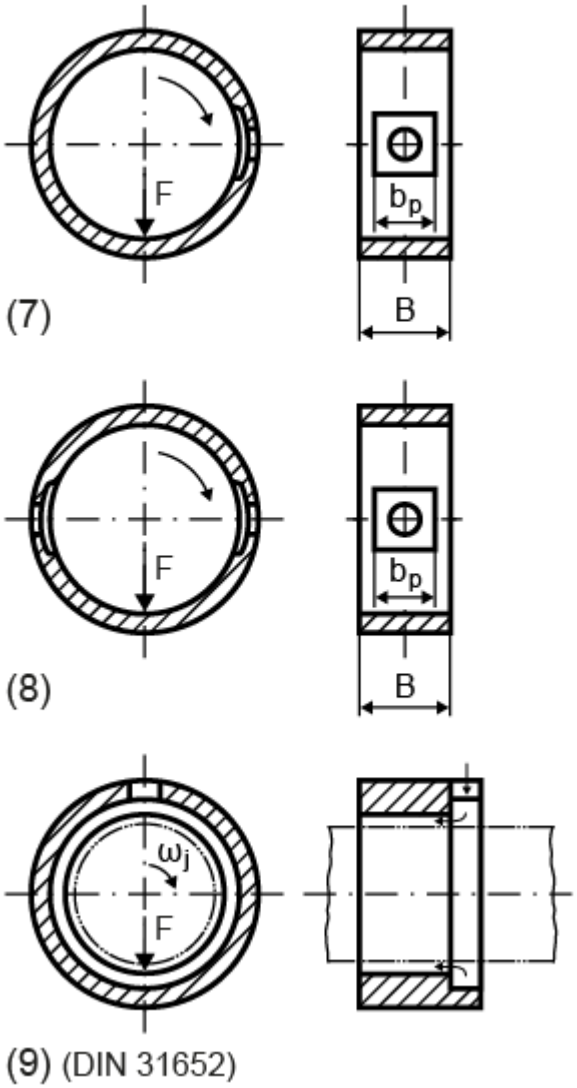


1: Ein Schmierloch, entgegengesetzt zur Lastrichtung angeordnet.
2: Ein Schmierloch, um 90° gedreht zur Lastrichtung angeordnet.
3: Zwei Schmierlöcher, um 90° gedreht zur Lastrichtung angeordnet.



4: Schmiernut (Ringnut).
5: Schmiernut (Umfangsnut).
Hinweis: Bei Schmierung durch Ringnut wird die Berechnung je Lagerhälfte mit der halben Belastung durchgeführt! (Vergleiche ISO 7902, Teil 1, Abschnitt 3.4, [33].)

6: Eine Schmiertasche, entgegengesetzt zur Lastrichtung angeordnet.



7: Eine Schmiertasche, um 90° gedreht zur Lastrichtung angeordnet.
8: Zwei Schmiertaschen, um 90° gedreht zur Lastrichtung angeordnet.
9: Von einem Lagerrand über den gesamten Lagerumfang (nur DIN 31652 Entwurf)

29.7 Wärmeübergangskoeffizient

Falls der Wärmeübergangskoeffizient nicht genau bekannt ist, kann als Richtwert 15...20 (W/m^2K) angenommen werden.

29.8 Wärmeabgebende Oberfläche

Falls die wärmeabgebende Oberfläche nicht genau bekannt ist, kann als Richtwert 10 * d ***** b ... 20 ***** d ***** b angenommen werden. Diese Angabe wird nur bei Wärmeabgabe durch Konvektion benötigt.

d : Lagerdurchmesser
b : Lagerbreite

29.9 Öltemperaturen

Ölaustritt-Temperatur:

- Normalfall ca. 60°
- Obere Grenze für übliche Mineralöle: 70 - 90°

Öleintritt-Temperatur:

- Bei üblichem Kühler: 10° tiefer als die Austritt-Temperatur
- Bei sehr gutem Kühler: 20° tiefer als die Austritt- Temperatur

29.10 Mischungsfaktor

Der Mischungsfaktor, welcher bei der Berechnung nach DIN 31657, verwendet wird, sollte zwischen 0,4 und 0,6 liegen.

Ein Mischungsfaktor M=0 würde bedeuten, dass es keine Mischung in den Schmiertachen gibt, bzw. der austretende Schmierstoffdurchsatz Q2 vollständig in den nächsten Schmierspalt fliesst.

Ein Mischungsfaktor M=1 wäre eine vollständige Mischung in den Schmiertaschen.

29.11 Auslegung Lagerspiel

Lagerspiel = d_Bohrung - d_Welle

Generell ergibt eine Vergrösserung des Lagerspiels eine Verbesserung der Stabilität und der Kühlung des Lagers, jedoch eine Reduktion aber die Tragfähigkeit.

- **Vorschlag nach Niemann**
  Vorschlag erfolgt für Metall-Lager im Maschinenbau nach Niemann, Band I, Tab. 15/2, [64].

  Für andere Werkstoffe gilt:

Grauguss- Lager	:	0.001 * d
Leichtmetalllager	:	0.0013 * d
Sintermetalllager	:	0.0015 * d
Kunststofflager	:	0.003 * d

  d : Lagerdurchmesser

- **Vorschlag nach ISO 7902**
  Vorschlag erfolgt für Metall-Lager im Maschinenbau nach ISO 7902, Teil 3, Tab. 4, [33].
  Bei dieser Auslegung kann man entweder den Vorschlag nach ISO 7902 übernehmen oder das Spiel aus einer vorgegebenen Austritts-Temperatur (nur für Wärmeabfuhr über Schmierstoff) berechnen lassen.

- **Vorschlag nach DIN 31652**
  Vorschlag erfolgt für Metall-Lager im Maschinenbau nach ISO 7902, Teil 3, Tab. 4, [33]., da in der DIN-Norm kein Vorschlag vorhanden ist.
  Bei dieser Auslegung kann man entweder den Vorschlag nach ISO 7902 über-

nehmen oder das Spiel aus einer vorgegebenen Austritts-Temperatur (nur für Wärmeabfuhr über Schmierstoff) berechnen lassen.

- **Vorschlag nach DIN 31657**
  Vorschlag erfolgt für Gleitlager im Maschinenbau nach DIN 31657, Teil 4 [100].
  Bei dieser Auslegung kann man entweder den Vorschlag nach DIN 31657 übernehmen oder das Spiel aus einer vorgegebenen Austritts-Temperatur berechnen lassen.

- **Vorschlag nach K.Spiegel**
  Vorschlag für das Spiel nach K.Spiegel: Goettner-Gleichung
  Spiel: (2.5+50.0/d)/1000.0*d

29.12 Sommerfeldzahl

Die Sommerfeldzahl wird berechnet; sie ist eine wichtige charakteristische Grösse von Gleitlagern.

Sommerfeldzahl > 1 tritt bei Lagern im Schwerlast-Bereich auf
Grenze für b/d: $0 < b/d \leq 2$

Sommerfeldzahl < 1 tritt bei Lagern im Schnell-Lauf-Bereich auf
Grenze für b/d: $0.5 < d/b \leq 2$

d : Lagerdurchmesser
b : Lagerbreite

29.13 Lagerbreite

Anhaltswert für die Lagerbreite in Niemann, Band I, Tab. 15/1, [64]
Normalbereich: b/d = 1..2

Anhaltswert für die Lagerbreite nach ISO 7902, [33]
Normalbereich: b/d = 0.125..1

Anhaltswert für die Lagerbreite nach DIN 31652, [103]
Normalbereich: b/d = 0.01..5

Anhaltswert für die Lagerbreite nach DIN 31657, [33]
Normalbereich: b/d <= 0.8, zur Berechnung von Qp wird b/d = 0.8 vorausgesetzt

d : Lagerdurchmesser
b : Lagerbreite

29.14 Zulässige Schmierfilmdicke

Der Vorschlag erfolgt nach ISO 7902, Teil 3, Tabelle 1, [33] oder DIN 31652, Teil 3, Tabelle 1 [103] .

Diese Tabelle enthält Erfahrungswerte. Dabei werden eine gemittelte Rautiefe < 4μ, geringe Formfehler und ausreichende Filterung des Schmierstoffes vorausgesetzt.

Für die DIN 31657 wird der Vorschlag nach Niemann übernommen, da in dieser Norm keiner vorhanden ist.

Beim Vorschlag nach Niemann wird Durchmesserabhängig ein Wert bestimmt.

Kapitel 30
Hydrodynamische Axialgleitlager

In der DIN gibt es je nach Bauart zwei verschiedenen Berechnungen von hydrodynamischen Axialgleitlagern.

- Berechnung von Axialsegmentlagern nach DIN 31653 [34]: Diese Norm gilt für Lager mit fest eingearbeiteten Keilflächen (siehe Bild 30.2), welche durch einen Schmierfilm von den Spurscheiben getrennt werden.
- Berechnung von Axialkippsegmentlagern nach ISO 12130, DIN 31654 [35]: Diese Norm gilt für Lager mit beweglichen Kippelementen (siehe Bild 30.3), welche durch einen Schmierfilm von den Spurscheiben getrennt werden.

Wenn man vom Einfluss des Druckmittelpunktes bei Axialkippsegmentlagern absieht, gilt für beide Normen derselbe Rechenablauf, deshalb wird die Berechnung nur einmal beschrieben. Abweichungen der beiden Normen werden dabei speziell erwähnt.

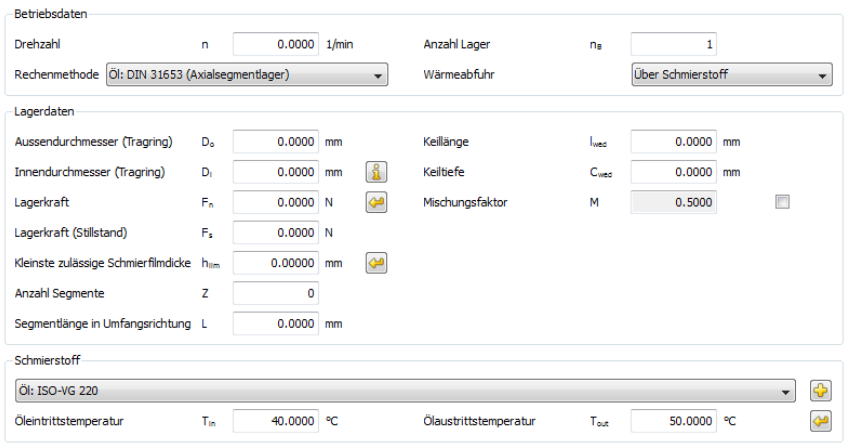


Abbildung 30.1: Basisdaten Axialgleitlager

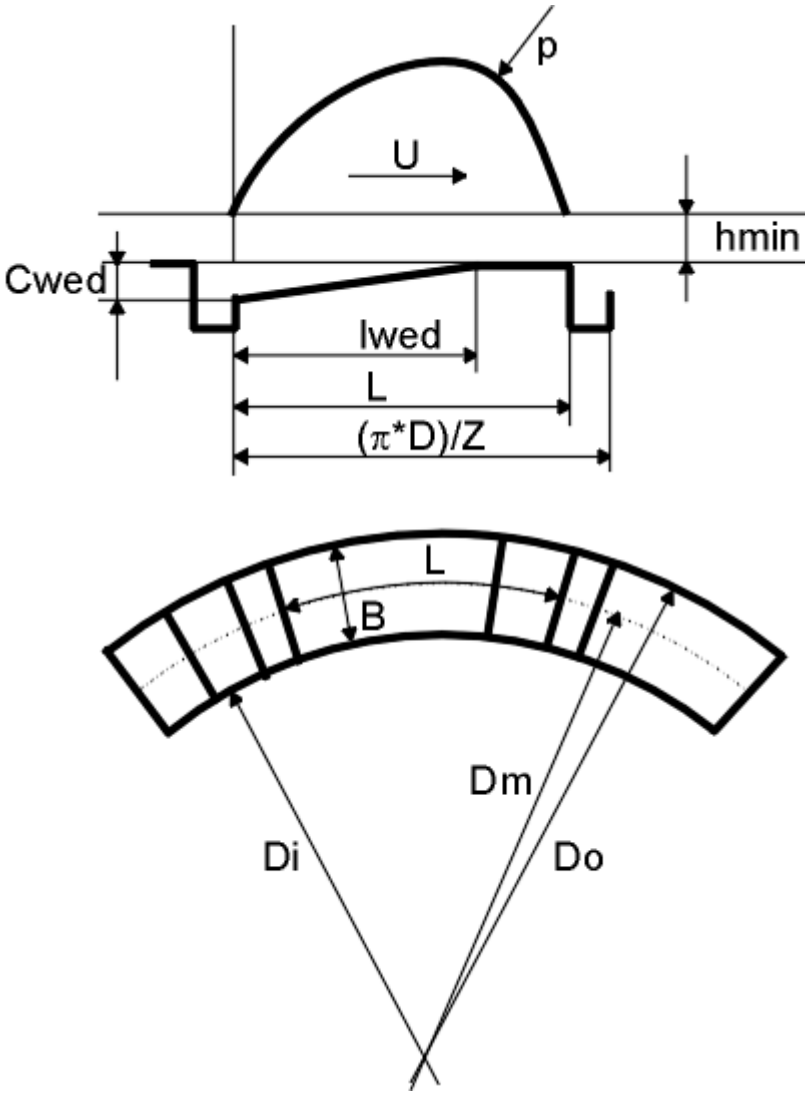


Abbildung 30.2: Axialsegmentlager nach DIN 31653

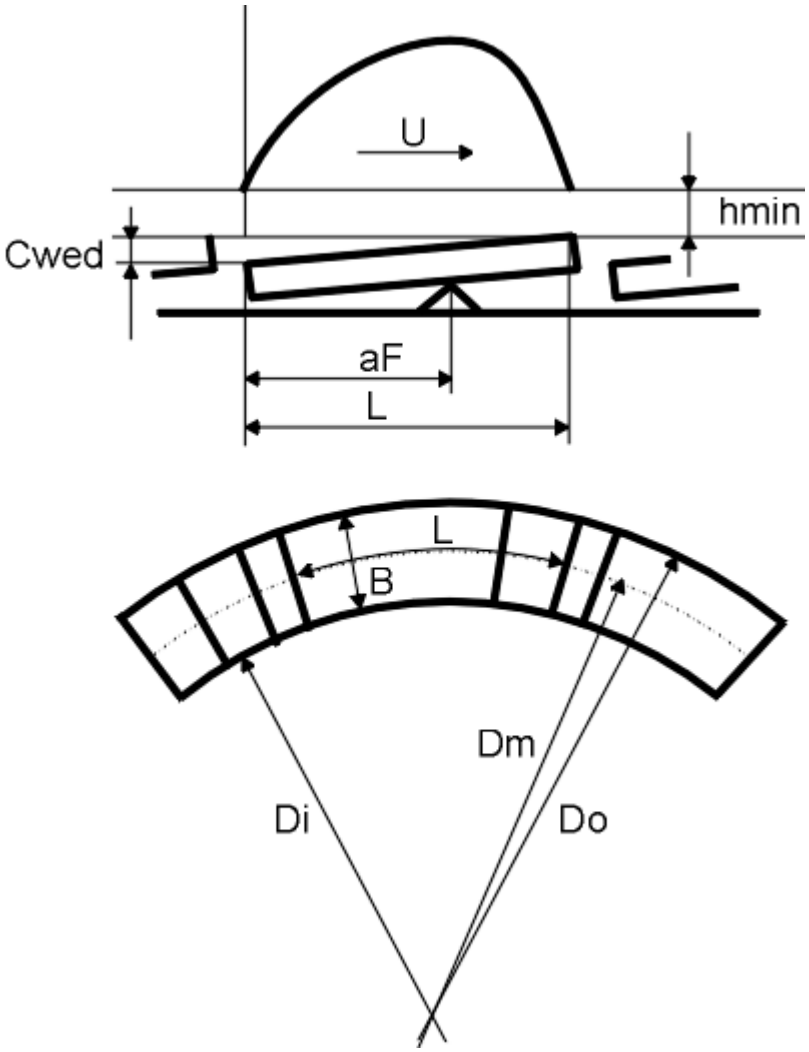


Abbildung 30.3: Axialkippsegmentlager nach ISO 12130, DIN 31654

30.1 Berechnung

Grundsätzlich beruht der Rechengang auf der Gleichung der Wärmebilanz am Lager. Bei den Berechnungen kann zwischen Konvektion und Umlaufschmierung ausgewählt werden.

- Drucklose geschmierte Lager (Eigenschmierung) führen die Wärme an die Umgebung (Konvektion) ab. Der Wärmeausdehnungskoeffizient Faktor kA ist nach Norm zwischen 15. . . 20 W/(m2*K), in der Software ist der Wert standardmässig 20 W/(m2*K), kann aber beeinflusst werden.
- Druckgeschmierte Lager führen die Wärme vorwiegend über den Schmierstoff ab. Hier muss ein Mischungsfaktor M bestimmt werden, der zwischen 0. . . 1 ist, erfahrungsgemäss zwischen 0,4 und 0,6. In der Software ist der Wert 0,5 eingestellt, kann aber verändert werden.

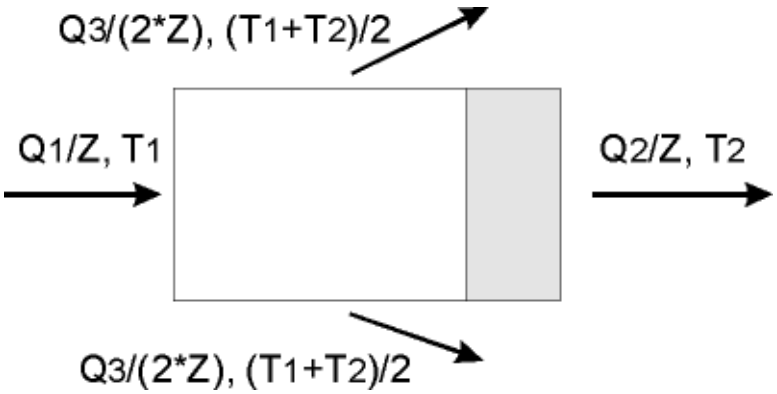


Abbildung 30.4: Schmierstoff- und Wärmebilanz eines Segmentes

Die Resultate der Berechnungen sind die Reibleistung, die kleinste Schmierfilmdicke sowie die Betriebstemperatur. Bei der Umlaufschmierung wird zusätzlich noch der Schmierstoffdurchsatz berechnet.

Die Lagerkraft (Stillstand) wird nur für die Auslegung der kleinst möglichen Schmierfilmdicke benötigt und hat sonst keinen Einfluss. Die Tragkraftkennzahl, die Reibungskennzahl und der Schmierstoffdurchsatz werden nach den Formeln (nicht nach den Diagrammen oder Tabellen) der DIN 31653/ 31654 Teil 2 berechnet. Beim Axialkippsegmentlager wird das Verhältnis hmin/Cwed aus der Unterstützungsstelle des Kippsegments aF* berechnet, die Formel dazu befindet sich in der ISO 12130 Teil 2 oder in der DIN 31654 Teil 2.

30.2 Auslegungen

Die Lagerkraft (Nennbelastung) kann auch ausgelegt werden, dazu werden jedoch alle anderen Eingangsgrössen benötigt. Die Lagerkraft wird aus dem eingegebenen Wert der kleinst möglichen Schmierfilmdicke hlim berechnet.

Die kleinste mögliche Schmierfilmdicke hlim kann nach der DIN 31653 oder 31654 bestimmt werden. Je nach Gleitgeschwindigkeit, mittlerem Durchmesser und dem Kräfteverhältnis wird diese gemäss Formel berechnet.

Bei Konvektion:
Wenn die wärmeabgebende Oberfläche nicht bekannt ist, wird in der Norm eine Näherungsformel angegeben:
A = (15...20) * B * L * Z
Der -Button neben der Eingabe der Oberfläche berechnet nach der Formel A = 15 *B *L*Z.

Bei Umlaufschmierung:
Die Austrittstemperatur ist erfahrungsgemäss ca. 10 bis 30 K höher als die Eintrittstemperatur. Der -Button neben der Austrittstemperatur berechnet den Vorschlag mit 10 K Temperaturdifferenz.

30.3 Berechnung der volumenspezifischen Wärme

Die volumenspezifische Wärme kann unter `Berechnungen/Einstellungen` auf zwei Arten berechnet werden:

- `Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit`
- `Vereinfachte Annahme (wie in ISO 7902)`: $1.8 * 10^6 J/(m3 * K)$

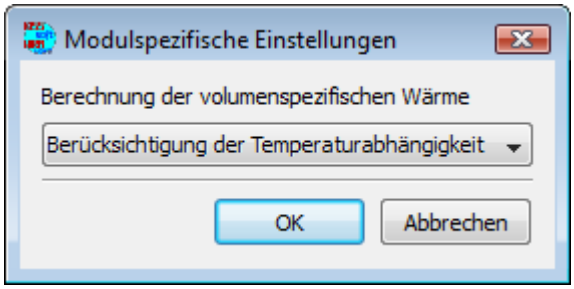


Abbildung 30.5: Modulspezifische Einstellungen

30.4 Grenzwerte der Berechnung

Die Normen gelten nur für laminare Strömung im Schmierspalt. Dazu muss die Reynoldszahl unter dem kritischen Wert von 600 sein.
Weiter werden die Resultate auf die höchstzulässige Lagertemperatur Tlim, die kleinste mögliche Schmierfilmdicke hlim und die spezifische Lagerbelastung geprüft. Diese Grenzwerte sind in der Norm DIN 31653/ ISO 12130/ DIN 31654 Teil 3 festgelegt.

Kapitel 31
Antworten auf häufige Fragen

31.1 Überlagerung von Kerbwirkungen

Eine Überlagerung von Kerbwirkungen - beispielsweise ein Absatz mit Press-Sitz - sollte bei der konstruktiven Gestaltung der Welle möglichst vermieden werden. Wenn dies trotzdem vorkommt, so ist gemäss FKM-Richtlinie im ungünstigsten Fall die Gesamtkerbwirkungszahl K_f:

$$K_f = 1 + (K_{f1} - 1) + (K_{f2} - 1)$$

aus den Teil-Kerbwirkungszahlen K_{f1} und K_{f2} zu berechnen. In KISSsoft kann dieser Fall durch die Wahl `Eigene Eingabe` bei der Kerbwirkung (siehe Seite III-85) eines freien Querschnitts (siehe Seite III-33) ausgeführt werden.

Die Berechnung der Gesamtkerbwirkungszahl Kf kann wie folgt vorgenommen werden:

1. Es werden zwei Querschnitte (z.B. A-A und B-B) mit der gleichen y-Koordinate definiert.
2. Für den Querschnitt A-A wird durch Auswahl der Kerbart (z.B. Schulter) Kf1 berechnet. Die Kerbfaktoren werden direkt im Elementeditor (siehe Seite III-8) angezeigt.
3. Für den Querschnitt B-B wird das Verfahren wie in 2. beschrieben wiederholt.
4. Die resultierenden Kerbfaktoren für die beiden einzelnen Kerben werden notiert und die Kerbfaktoren Kf werden gemäss obiger Formel berechnet.
5. Nun werden die beiden Querschnitte A-A und B-B gelöscht und ein neuer freier Querschnitt C-C mit derselben y-Koordinate hinzugefügt. Im Elementeditor wird nun die Kerbwirkung `Eigene Eingabe` gewählt und die unter 4. berechneten Gesamtkerbwirkungszahlen werden eingetragen.

31.2 Kerbwirkungen bei Hohlwellen

Die in den Normen angegebenen Kerbfaktoren wurden alle für Vollwellen bestimmt. Für Hohlwellen sind dagegen keine Daten verfügbar. KISSsoft berechnet die Nennspannungen für Hohlwellen mit den Widerstandsmomenten unter Berücksichtigung des Innendurchmessers.

31.2.1 Kerbe an der Aussenkontur

Für „kleine“ Innendurchmesser wird der Fehler bei der Rechnung mit den Kerbwirkungszahlen für Vollwellen relativ klein sein, die Ergebnisse können dann sicherlich als Näherung dienen. Für „grosse“ Innendurchmesser müssen die Kerbwirkungszahlen korrigiert werden.

Nach der FKM-Richtlinie von 1998 lassen sich die Kerbwirkungszahlen eines Rundstabes mit Längsbohrung für Biegung und Zug/Druck nicht zuverlässig aus den Kerbwirkungszahlen eines Rundstabes ohne Längsbohrung berechnen. Für Torsion und Rundstäbe mit Umlaufkerbe, Absatz oder Konus ist die Kerbwirkungszahl des Rundstabes ohne Bohrung anzuwenden, aber mit der Nennspannung für den Rundstab mit Längsbohrung.

31.2.2 Kerbe an der Innenkontur

Für Kerben an der Innenkontur sind die Kerbfaktoren aus den Berechnungsmethoden ungeeignet.

31.3 Wechselfestigkeiten für neue Werkstoffe

Wenn ein neuer Werkstoff in die Datenbank eingetragen werden soll, werden neben den meist vorhandenen Daten für Streckgrenze und Zugfestigkeit auch Dauerfestigkeiten benötigt.

Hänchen gibt für eine Näherung der Biegewechselfestigkeit

$$\sigma_{bW} \approx 0.495 \cdot \sigma_B$$

und weitere Näherungen nach anderen Quellen an. Für die Zug-/Druckwechselfestigkeit werden

$$\sigma_{zdW} \approx 0.45 \cdot \sigma_B \quad oder \quad \sigma_{zdW} = 0.5 \ldots 0.6 \cdot \sigma_B$$

und für die Torsionswechselfestigkeit

$$\tau_{tW} \approx 0.55 \cdot \sigma_{bW} \quad oder \quad \tau_{tW} = 0.4 \ldots 0.5 \cdot \sigma_{bW}$$

angegeben.

Nach DIN 743 gelten folgende Näherungen:

$$\sigma_{bW} \approx 0.5 \cdot \sigma_B \quad \sigma_{zdW} \approx 0.4 \cdot \sigma_B \quad \tau_{tW} \approx 0.3 \cdot \sigma_B$$

Die FKM-Richtlinie gibt für Vergütungsstähle an (für andere Werkstofftypen gelten andere Werte):

$$\sigma_{W,zd} \approx 0.45 \cdot R_m \quad \tau_{W,s} \approx 0.26 \cdot R_m$$

31.4 Pfeilverzahnungen in der Wellenberechnung berücksichtigen

In der Wellenberechnung kann bei der Eingabe von Stirnrädern unter ‚Schrägungsrichtung' aus der Dropdownliste die Pfeilverzahnung ausgewählt werden. Ein so charakterisiertes Zahnrad hat dann immer als Axiallast 0 N. Bei der Übernahme (Checkbox Daten aus Datei lesen aktiviert) von Pfeilverzahnungen aus der Zahnradberechnung wird die Gesamtbreite (= linke Seite + Zwischennut + rechte Seite) übernommen sowie auch die Gesamtleistung. In der Wellenberechnung wird sowohl die Zwischennut als auch die tragende Verzahnung betrachtet. Damit ergibt sich im Normalfall eine recht brauchbare Modellierung.

Falls eine exaktere Modellierung erforderlich ist, müssen die beiden Zahnhälften einzeln eingegeben werden, die eine rechts schräg, die andere links schräg. Dies kann aber nicht durch direkte Übernahme aus der Zahnradberechnung erfolgen.

Teil IV

Verbindungen

Kapitel 32
Zylindrischer Press-Sitz

- Die Berechnung beinhaltet die komplette Norm DIN 7190 (im elastischen Bereich) mit Längs-, Quer- und Ölpressverbänden.
- Belastung in Umfangs- und Axialrichtung.
- Belastung durch Biegemoment und Radialkraft.
- Berechnung des maximalen Drehmomentes für eine schlupffreie Passung. Bei Auftreten von Schlupf in der Passung tritt Reibkorrosion durch Mikrogleiten auf.
- Einfluss der Fliehkraft.
- Nachrechnung eines elastisch-plastisch belasteten Pressverbandes nach DIN 7190 mit vorgegebenem Übermass (Spannungen und Dehnungen werden für den rein elastischen Fall berechnet)
- Berechnung von Naben mit mehrfachen Pressverbänden
- Darstellung der Spannungsverläufe (Vergleichs-, Tangential- und Radialspannungen)
- Darstellung der Toleranzlagen:
  - nur Abmasse berücksichtigt
  - mit Berücksichtigung der Temperatur und Fliehkraft (ohne Pressung)
  - mit Berücksichtigung der Temperatur, Fliehkraft und Pressung

Die Sicherheit des Pressverbandes gegen Rutschen und die Sicherheit des Werkstoffes von Welle und Nabe gegen Bruch- und Streckgrenze werden berechnet. Miteinbezogen in die Rechnung wird der Einfluss der Fliehkraft auf die Aufweitung des Pressverbandes und die Spannungen in Welle und Nabe. Zur Eingabeerleichterung ist das Toleranzsystem nach DIN 7151 eingebaut (z. B. mit Eingabe Durchmesser 60 H7/f6). Neben der direkten Eingabe der Toleranz kann auch die automatische Bestimmung der optimalen Toleranzpaarungen aufgrund der gewünschten Sicherheit gegen Rutschen und für zulässige Werkstoffbeanspruchung durchgeführt werden. Eingabe der Oberflächen-Rauhigkeit mit Qualitäten nach ISO 1302.

Berechnung der Pressung: Für den elastischen Fall nach der Theorie der Mechanik für einen dicken Zylinder unter Innendruck und einen dicken Zylinder unter Aussendruck (z. B. [60], S.399, oder [64]).

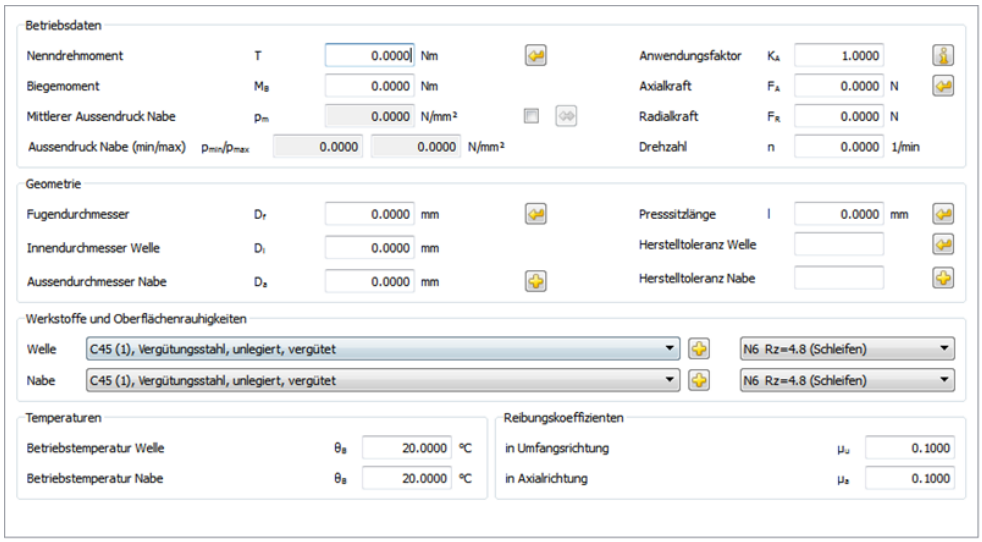


Abbildung 32.1: Basisdaten zylindrischer Presssitz

Einfluss der Drehzahl: Nach der Theorie des Zylinders bei Rotation ([38], S. 219)

Setzbetrag: Nach DIN 7190.

Vergleichsspannung:
Die Vergleichsspannungshypothese kann unter Berechnungen/Einstellungen verändert werden, genauer ist dies im Kapitel Einstellungen beschrieben.

Biegemoment und Radialkraft: Es wird der Einfluss von Biegemoment und Radialkraft auf die Pressung berücksichtigt. Die zusätzliche Pressung beträgt:

$$p_b = \frac{9}{2}\frac{M_b}{d_F l_f^{\,2}} \qquad p_r = \frac{F_r}{d_F l_F} \tag{32.1}$$

Damit kein Klaffen auftritt, muss diese zusätzliche Pressung ausserdem kleiner als die minimale Pressung der Verbindung sein ($(p_b + p_r) < p_{min}$).

Diese Formeln wurden der Literatur nach Prof. Hartmann 'Berechnung und Auslegung elastischer Pressverbindungen' S. 6 - 7 entnommen.

Weitere Werte:

Abpresskraft	Nach [64], S. 363
Schlupflose Übertragung	Nach [55], Gleichungen 2.93-2.110

Mikrogleiten: Wird das Drehmoment in einer Pressverbindung kontinuierlich gesteigert, so tritt beim Überschreiten des Grenzwertes für Mikrogleiten an der Stelle, wo das Drehmoment eingeleitet wird, ein lokaler Schlupf auf. Da das Drehmoment innerhalb des Presssitzes kontinuierlich abnimmt, tritt der Schlupf auch bei weiter zunehmendem Drehmoment nur in einem Teil der Presssitzlänge auf. Dieser Effekt wird als Mikrogleiten bezeichnet (einseitige Hin- und Her-Bewegung der Welle in der Nabe) und kann das Entstehen von Passrost bewirken. Weitere Erklärungen und Angaben zur Berechnung finden sich im Buch ”Welle- Nabe-Verbindungen” von Kollmann [55].
Anmerkung zur Berechnung nach Kollmann:
Grenzdrehmoment für Mikrogleiten nach Gleichung 2.110; mit k nach Gleichung 2.107 und ιr nach Gleichung 2.93.

Montage: Angaben zur Montage finden Sie im Protokoll. Die Temperaturdifferenz zum Aufziehen wird so berechnet, dass im Fall des maximalen Übermasses (dem schlimmsten Fall) noch das notwendige Fügespiel erreicht wird. Das Fügespiel kann unter den `Einstellungen` bestimmt werden. Berechnet werden die Angaben für das Aufziehen mit der Welle bei Raumtemperatur sowie mit einer tiefgekühlten Welle (Welle circa -150°C).

Nachrechnung eines elastisch-plastisch belasteten Pressverbandes nach DIN 7190:

Vorraussetzungen: EI = EA, nyI = nyA, n = 0, diI = 0

Sind alle Vorraussetzungen erfüllt, kann nach der DIN 7190 der sich einstellende Plastizitätsdurchmesser DPA des Aussenteils berechnet werden (Durchmesser bei welchem der plastische Bereich endet). Weiter wird der zugehörige Fugendruck und das Verhältnis zwischen Ringfläche qpA und dem Gesamtquerschnitt qA berechnet. (Erfahrungsgrenzwert nach DIN 7190 für hochbeanspruchte Pressverbände im Maschinenbau qpA/qA <= 0.3)

32.1 Toleranzeingabe

Toleranzen nach ISO/DIN:

Wollen Sie Toleranzen in der Art wie z.B. 60 H7/f6 angeben, so müssen Sie folgendermassen vorgehen:

- Geben Sie beim Fugendurchmesser als Wert 60 (mm) ein.
- Bei den Feldern `Toleranzen` geben Sie H7 und f6 ein. Das erste Feld steht dabei für die Nabe und das zweite für die Welle.
- Das Programm kontrolliert selbständig, ob die eingegebene Toleranz existiert und achtet ebenfalls selbständig auf die richtige Schreibweise!

Eigene Toleranzen definieren

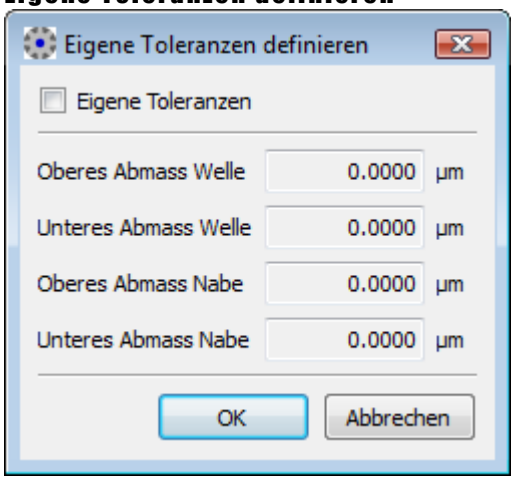


Abbildung 32.2: Toleranzwerte

Nach Betätigen des  - Knopfes neben dem `Toleranz`-Feld erscheinen die aktuellen Abmasse. Diese können durch den Benutzer verändert werden.

32.2 Reibungskoeffizienten

In den Tabellen 32.2 und 32.4 werden die Werte für die Reibungskoeffizienten nach DIN 7190 angezeigt.

Werkstoffe	**Reibungskoeffizienten**			
	trocken		geschmiert	
	ν_{ll}	ν_{rl}	ν_{ll}	ν_{rl}
E 335	0.11	0.08	0.08	0.07
GE 300	0.11	0.08	0.08	0.07
S 235JRG2	0.10	0.09	0.07	0.06
EN-GJL-250	0.12	0.11	0.06	0.05
EN-GJS-600-3	0.10	0.09	0.06	0.05
EN-AB-44000 ff.	0.07	0.06	0.05	0.04
CB495K	0.07	0.06	-	-
TiAl6V4	-	-	0.05	-
ν_{ll}: in Längsrichtung - Lösen				
ν_{rl}: in Längsrichtung - Rutschen				

Tabelle 32.2: Reibungskoeffizienten von Längspressverbänden bei zügiger Beanspruchung nach DIN 7190

Werkstoffpaarung, Schmierung, Fügung	**Reibungskoeffizienten ν_r, ν_{rl}, ν_u**
Stahl-Stahl-Paarung:	
Druckölverbände normal gefügt mit Mineralöl	0.12
Druckölverbände mit entfetteten Pressflächen	0.18
mit Glyzerin gefügt	
Schrumpfverband normal nach Erwärmung des	0.14
Aussenteils bis zu 300°C im Elektroofen	
Schrumpfverband mit entfetteten Pressflächen nach	0.20
Erwärmung im Elektroofen bis zu 300°C	
Stahl-Gusseisen-Paarung:	
Druckölverbände normal gefügt mit Mineralöl	0.10
Druckölverbände mit entfetteten Pressflächen	0.16

Stahl-MgAl-Paarung, trocken	0.10 bis 0.15
Stahl-CuZn-Paarung, trocken	0.17 bis 0.25
ν_r: Rutschen	
ν_{rl}: in Längsrichtung - Rutschen	
ν_u: in Umfangsrichtung	

Tabelle 32.4: Reibungskoeffizienten von Querpressverbänden in Längs- und Umfangsrichtung beim Rutschen nach DIN 7190

32.3 Variabler Aussendurchmesser der Nabe

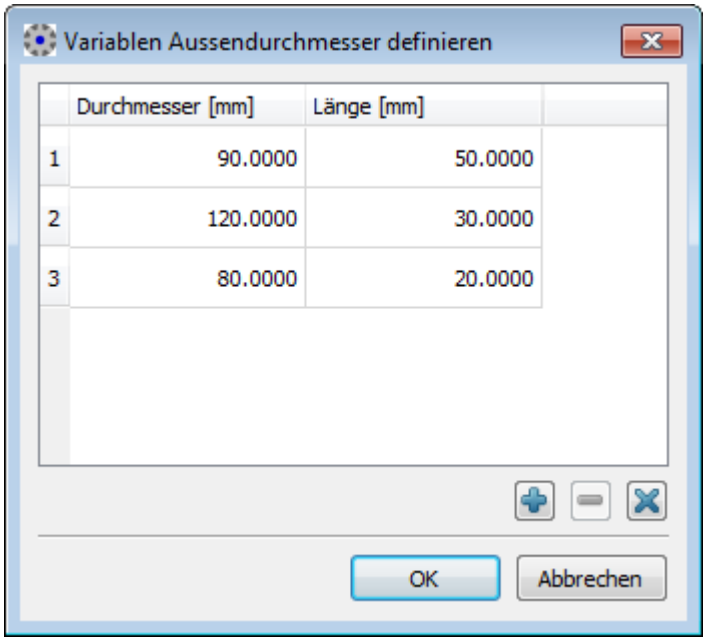


Abbildung 32.3: Variabler Aussendurchmesser

Bei einem gestuften Nabenaussendurchmesser werden durch die einzelnen Durchmesser und Längen ein äquivalenter Durchmesser bestimmt, welcher für die Berechnung der Steifigkeit des Aussenteils verwendet wird.

32.4 Aussendruck mit mehrteiligem Pressverband umrechnen

Für den mehrteiligen Presssitz kann die Wirkung der auf die erste Nabe von aussen einwirkenden Pressung berücksichtigt werden. Diese Pressung wird für eine Reihe von Presssitzen, wie in der folgenden Abbildung gezeigt, definiert und von der Software berechnet (keine direkte Benutzereingabe).

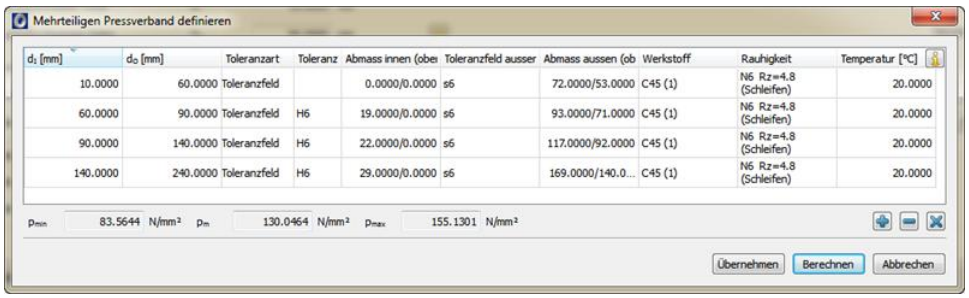


Abbildung 32.3 Mehrteiliger Pressverband

Für diese Berechnung gelten die folgenden Anmerkungen:

- Die ersten beiden Elemente sind die Angaben zu Welle und Nabe (ersten zwei Zeilen der Tabelle, entsprechen erstem Pressverband auf der Welle), sie werden lediglich der Vollständigkeit halber in der Tabelle angezeigt. Vom Benutzer können nur die Werte für die Aussendurchmessertoleranzen der Nabe bearbeitet werden.
- Der Aussendurchmesser jedes Rings dient als Innendurchmesser des folgenden Rings.
- Wird ein neuer Ring hinzugefügt, so werden die folgenden Standardwerte verwendet:
  - Aussendurchmesser = Innendurchmesser + 50 mm
  - Werkstoff und Rauhigkeit entsprechen den Angaben für die Nabe
  - Die Betriebstemperatur ist dieentspricht der Nabe
  - Die Toleranzklasse des Innendurchmessers ist gleichentspricht der Toleranzklasse der Welle (z.B. s6)
  - Die Toleranzklasse des Aussendurchmessers ist gleichentspricht der Toleranzklasse der Nabe (z.B. H7)

Die Pressung auf der Nabe wird für die folgenden drei Toleranzbedingungen der Elemente berechnet:

- Mittlere Toleranz an jeder Kontaktfläche
- Worst Case, d.h. maximale Überdimensionierung an jeder Kontaktfläche

- Best Case, d.h. geringste Überdimensionierung an jeder Kontaktfläche

32.5 Werkstoffe

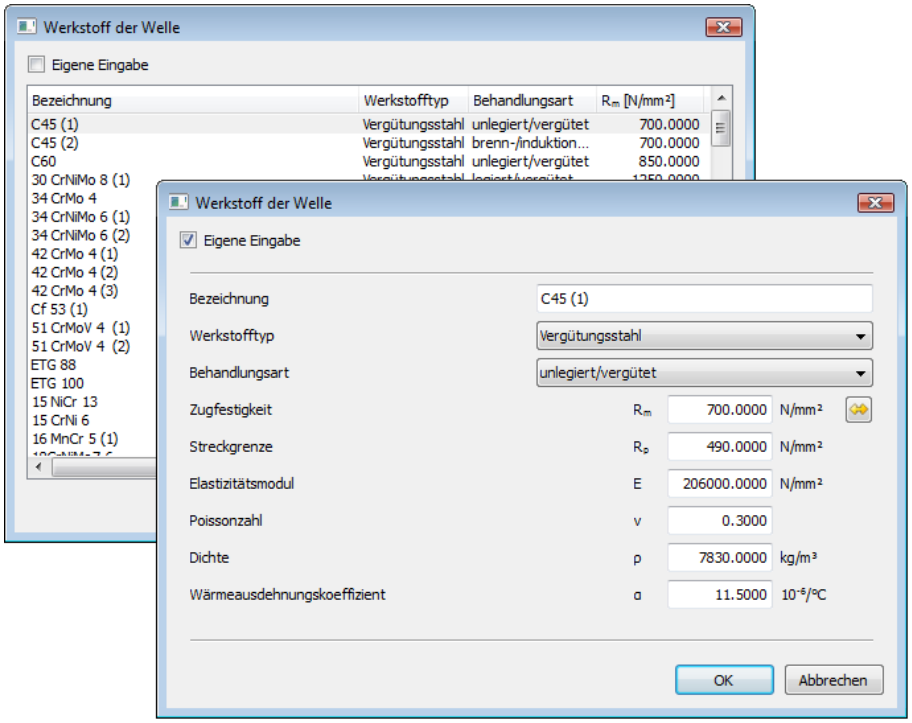


Abbildung 32.4: Werkstoffmaske Zylindrischer Presssitz

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

32.6 Einstellungen

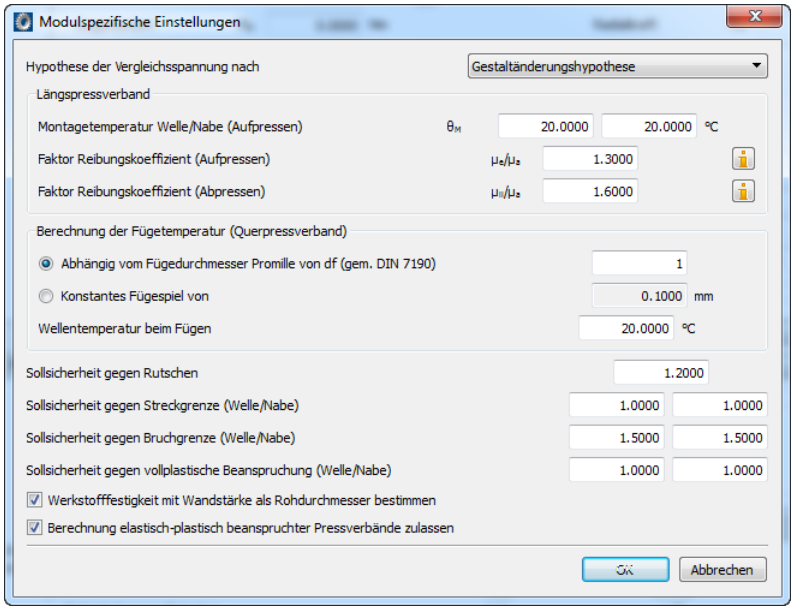


Abbildung 32.5: Einstellungen zylindrischer Presssitz

- Auswahl der Vergleichsspannung
  Nach [64], mit der Gestaltänderungshypothese:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$$

- Nach [55], S.13, mit der Schubspannungshypothese:
  $\sigma_v = \max(|\sigma_{\phi\phi} - \sigma_{rr}|, |\sigma_{\phi\phi}|, |\sigma_{rr}|)$
- `Montagetemperatur Welle/Nabe`
  Aus den Montagetemperaturen kann die Aufpresskraft berechnet werden.
- `Faktor Reibungskoeffizient (Aufpressen)`
  Hier kann man das Verhältnis von µe/µa definieren, wie der Reibungskoeffizient für das Aufpressen zum axialen Reibungskoeffizienten steht. Standardwert ist 1.3.
  In der DIN 7190 sind nur Werte für das Abpressen gegeben. In der Ausgabe des Niemann Band I (1981), Tafel 18/3 S.363, gibt es auch Werte für das Aufpressen.
- `Faktor Reibungskoeffizient (Abpressen)`
  Hier kann man das Verhältnis von µII/µa definieren, wie der Reibungskoeffizient für das Abpressen zum axialen Reibungskoeffizienten steht. Standardwert

ist 1.6.
In der DIN 7190 sind nur Werte für das Abpressen gegeben. In der Ausgabe des Niemann Band I (1981), Tafel 18/3 S.363, gibt es auch Werte für das Aufpressen.

- Berechnung der Fügetemperatur
  Man kann das Fügespiel entweder in Abhängigkeit vom Durchmesser der Fuge D_F (bei Erwärmung angepasst) oder als konstantes Fügespiel eingeben, daraus wird die Fügetemperatur des Aussenteils berechnet.
  Zusätzlich kann man die **Wellentemperatur beim Fügen** definieren, mit dieser Temperatur und dem Fügespiel wird dann die Fügetemperatur der Nabe berechnet. Die Fügetemperatur der Nabe wird nur im Protokoll ausgegeben wenn die Wellentemperatur beim Fügen zwischen -273 °C und 20 °C liegt.

- Sollsicherheiten
  Unter den Einstellungen kann man die Sollsicherheiten gegen Rutschen, gegen Streckgrenze und gegen Bruchgrenze eingeben. Anhand der Sollsicherheiten werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt. Die Sollsicherheiten gegen plastische Verformung werden zur Bestimmung des sich einstellenden Plastizitätsdurchmessers bei plastisch-elastischer Beanspruchung des Pressverbandes verwendet.

- Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohmass bestimmen
  Setzt man diesen Flag, wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

- Berechnung elastisch-plastisch beanspruchter Pressverbände zulassen
  Setzt man diesen Flag, wird die Berechnung auch für elastisch-plastische Beanspruchung durchgeführt (nach DIN 7190), ansonsten nur für die elastische Beanspruchung.

- Bei negativem Übermass im Betrieb weiterrechnen und Abmasse protokollieren
  Bei negativem Übermass im Betrieb erscheint bei der Berechnung eine Fehlermeldung, welche normalerweise die Berechnung beendet, da es sich dann nicht mehr um eine Presspassung handelt. Damit die Abmasse bei hoher Betriebstemperatur anzeigt werden können, setzt man diesen Flag, mit welchem die Berechnung bei der Fehlermeldung weiterläuft. Im Protokoll wird dann nur der Abschnitt mit den Abmassen im Betrieb angezeigt.

32.7 Auslegungen

- Toleranz nach ISO/DIN

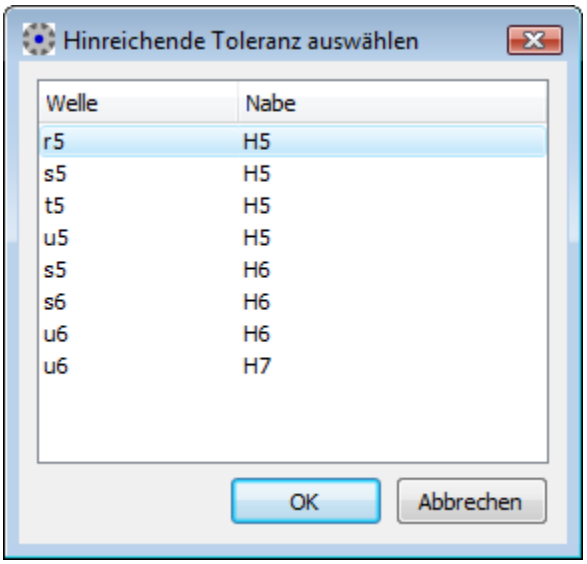


Abbildung 32.6: Anzeige der möglichen Toleranzpaarungen

KISSsoft bietet eine sehr komfortable Auslegungsfunktion für geeignete Toleranzpaarungen. In der Datei M01-001.DAT sind standardisierte Toleranzpaarungen abgelegt. Über den -Button neben dem Toleranzenfeld in der Hauptmaske wird die Auslegung gestartet.

Aufgrund der vorgegebenen Sollsicherheit (die unter `Einstellungen` verändert werden kann) werden alle Toleranzenpaarungen bestimmt, die die Anforderungen (ausreichende Rutschsicherheit sowie ausreichende Sicherheit gegen Bruch- und Streckgrenze) erfüllen, und in einer Liste angezeigt.

- Drehmoment, Axialkraft, Fugendurchmesser und Presssitzlänge
  Das maximal übertragbare Drehmoment, die übertragbare Axialkraft, die notwendige Länge und der Durchmesser können nach den vorgegebenen Sollsicherheiten (unter Berechnungen/Einstellungen) von KISSsoft ausgelegt werden.

Kapitel 33
Konischer Press-Sitz

Berechnung der Betriebssicherheit eines konischen Presssitzes. Bestimmung der Montage-Vorgaben.

Die Rechenmethoden sind:

- Methode nach Kollmann [55], Nachrechnung und Auslegung.

- Methode nach E DIN 7190-2 (2013)

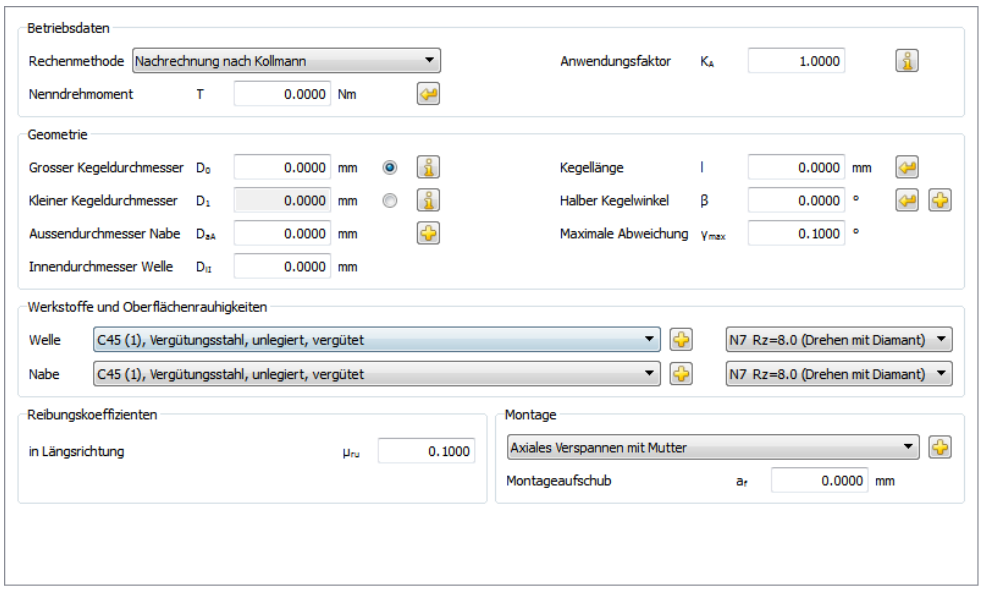


Abbildung 33.1: Basisdaten konischer Presssitz

Kegelwinkel: Unter dem Kegelwinkel β wird der Winkel zwischen Kegelflanke und Mittelachse verstanden. Der Öffnungswinkel α des Kegels ist doppelt so gross.

Berechnung konischer Presssitz:

- Alle bekannten Untersuchungen beschränken sich auf den Fall, dass sowohl das Aussenteil als auch das Innenteil aus Werkstoffen mit gleichem E- Modul besteht. (Kollmann)
- Bei der Methode nach E DIN 7190-2 sollte, wenn es unterschiedliche Materialien bei Welle und Nabe gibt, der Werkstoff mit dem höheren E-modul der Wellenwerkstoff sein.

- Kegelpressverbände sollten unbedingt mit oberer Anlage ausgeführt werden. Deshalb wird im Programm nur dieser Fall behandelt.
- Kegelpressverbände werden im Normalfall durch axiales Verspannen mittels einer Schraube gefügt. Der Fügeaufschub sollte durch eine Längenmessung kontrolliert werden, das Anziehen mit einem Drehmomentschlüssel ist weniger genau. Kegelpressverbände werden nur in Ausnahmefällen durch Aufpressen gefügt.

Haftbeiwert beim Rutschen in Längsrichtung: Reibungskoeffizienten (für Rutschen in Längsrichtung) nach Untersuchungen von Galle (siehe Kollmann [55], Tab. 2.20):

Werkstoff-Paarung	**Vorangegangene**	**Haftbeiwert**
	Belastung	
Ck60/16MnCr5	-	0.299
42CrMo4/16MnCr5	-	0.269
31CrMoV9/31CrMoV9	-	0.247
Ck60/16MnCr5	U	0.407
42CrMo4/16MnCr5	U	0.297
31CrMoV9/16MnCr5	U	0.375
31CrMoV9/31CrMoV9	U	0.468
Ck60/16MnCr5	W	0.357
42CrMo4/16MnCr5	W	0.472
31CrMoV9/31CrMoV9	W	0.387

Legende Belastungsarten:

- keine

U Umlaufbiegebelastung

W Wechseltorsionsbelastung

Haftbeiwerte für andere Kombinationen sind nicht bekannt, sie müssen geschätzt werden.

Haftbeiwerte bei Querpressverbänden in Längs- und Umfangsrichtung beim Rutschen: Reibungskoeffizienten nach DIN 7190 [29], Tab. 4, siehe im Kapitel Zylindrischer Press-Sitz (siehe Seite IV-6).

33.1 Berechnung

Auslegung nach Kollmann:

Bei Wahl dieser Methode wird die maximale Winkelabweichung γ_{max}, der Montageaufschub a_f sowie die Fügekraft anhand der Sollsicherheiten und der eingegebenen Belastung und Geometrie ausgelegt.

Nachrechnung nach Kollmann:

Es werden auch das übertragbare Moment bei keiner und maximaler Winkelabweichung berechnet.

Wahlweise können der Montageaufschub af oder die Montageaufschubkraft Ffmin eingegeben werden.

Bei der Nachrechnung werden die Sicherheiten gegen die Streckgrenze und gegen Rutschen berechnet.

Bei den Sicherheiten nach Kollmann werden die Sollsicherheiten miteingerechnet, welche unter `Berechnung/Einstellungen` definiert werden können.

nach E DIN 7190-2:

Bei dieser Rechenmethode werden aus vorgegebenem Drehmoment, Aufschubweg und allen Geometrieeingaben das Rutschmoment, die Fügekraft und die Axialkraft berechnet für den bereits zusammengefügten Zustand. Daraus resultiert dann eine Sicherheit gegen Rutschen. Sind verschiedene Aussendurchmesser der Nabe oder verschiedene Innendurchmesser der Welle vorhanden, können diese als Scheiben definiert werden (max. 7). Die Werte werden für alle Scheiben einzeln gerechnet und dann addiert, für den Fugendruck wird der maximale Wert verwendet.

$$S_R = T_R / T_{\max}$$

Die Sicherheit gegen Rutschen S_R sollte bei zentrischer Lasteinleitung einen Wert von $S_{Rmin} > 1.3$ haben.

Weiter wird durch eine selber definierte Fügekraft bei Montage p_{FA} die wirkenden Vergleichsspannungen berechnet, die maximale Vergleichsspannung wird dann mit der Streckgrenze des jeweiligen Materials verglichen und so eine Sicherheit bestimmt. Die maximalen Vergleichsspannungen treten jeweils bei den Innendurchmessern der Nabe bzw. Welle auf, wenn eine Hohlwelle vorhanden ist.

$$S_P = R_{p0,2} / \sigma_{v\max}$$

Die Sicherheit gegen die Streckgrenze S_P (plastisches Fliessen) sollte einen Wert von $S_{Pmin} > 1.3$ haben, damit es bei der Montage und Demontage auch keine plastische Verformung der Bauteile gibt.

33.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Stirnradberechnung:

Arbeitsweise	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
der Antriebs-	gleich-	mässige	mittlere	starke
maschine	mässig	Stösse	Stösse	Stösse
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 33.2 Anwendungsfaktor bei Berechnungen nach DIN 6892; ausführlichere Angaben finden Sie in DIN 3990, DIN 3991, ISO 6336.

33.3 Axiales Verspannen mit Mutter

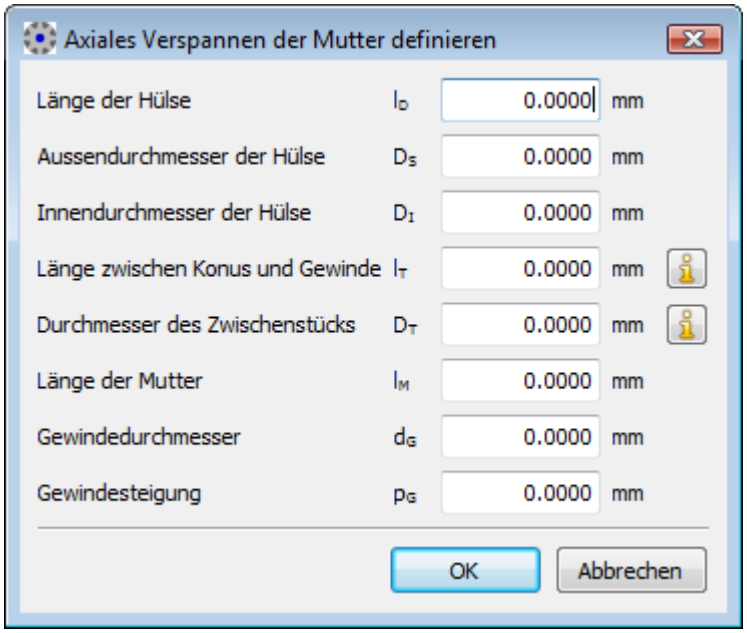
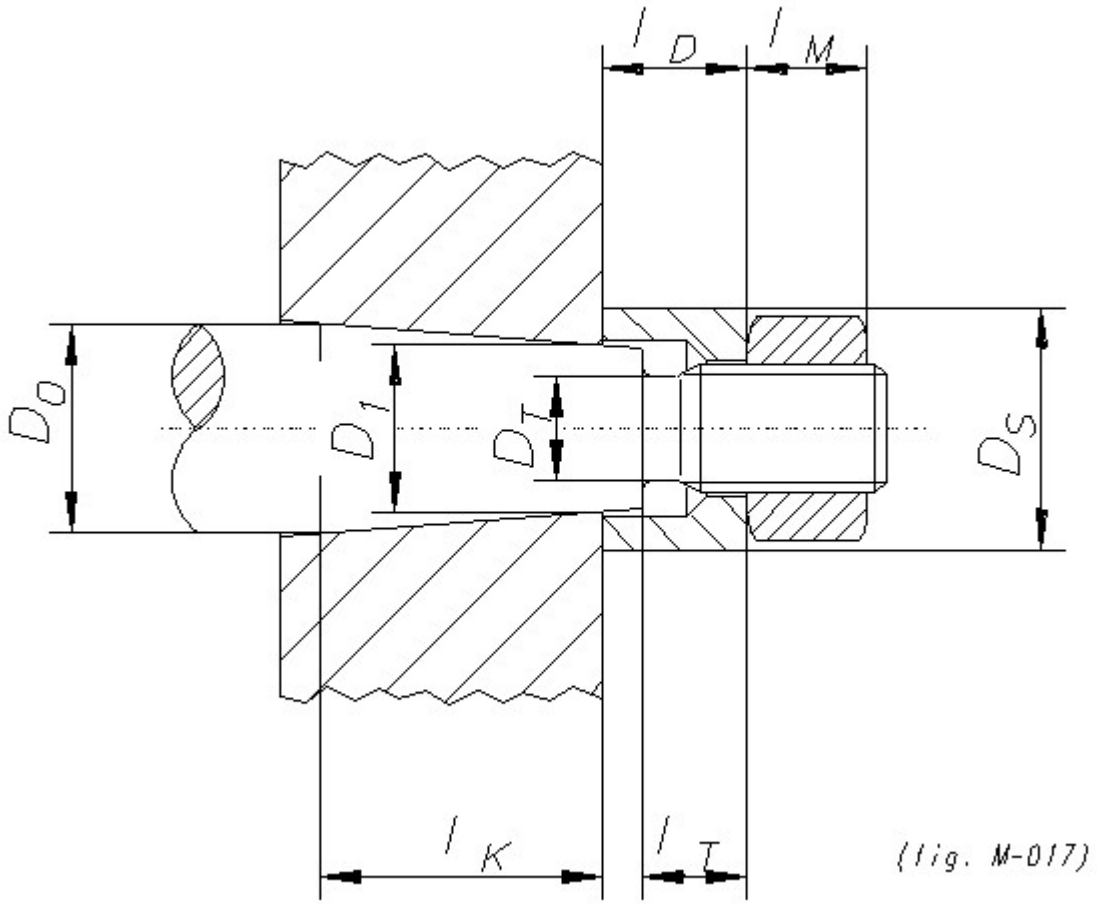


Abbildung 33.2: Axiales Verspannen der Mutter

Durch axiales Verspannen (Anziehen der Mutter) werden den Teilen axiale Relativverschiebungen aufgezwungen, welche zu Querdehnungen führen und sich somit der Fugendruck in der Wirkfläche erhöht. Die für die Berechnung notwendigen Werte sind in der untenstehenden Skizze ersichtlich.



33.4 Variabler Aussendurchmesser der Nabe

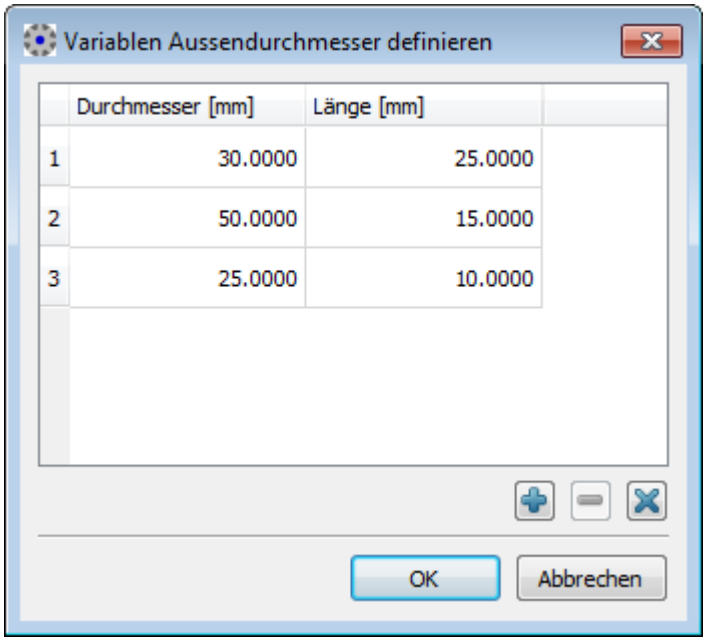


Abbildung 33.3: Variabler Aussendurchmesser

Bei einem gestuften Nabenaussendurchmesser wird durch die einzelnen Durchmesser und Längen ein äquivalenter Durchmesser bestimmt, welcher für die Berechnung der Steifigkeit des Aussenteils verwendet wird.

33.5 Konizität

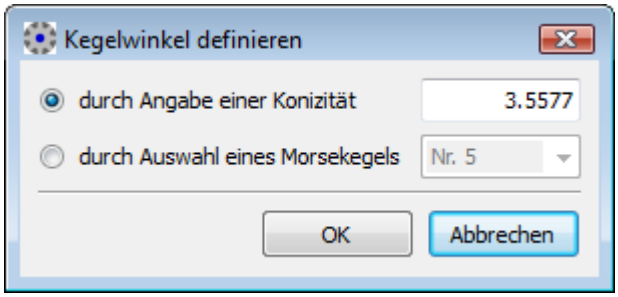


Abbildung 33.5: Konizität

In dieser Zusatzmaske gibt es zwei Arten zur Bestimmung des Konus:

- Konizität:
  die Konizität ist wie folgt definiert:
  $x = l/(D_0-D_1)$; x ist dabei der einzugebende Wert.
- Morsekegel:
  Die Morsekegel sind in der DIN 228 definiert und haben eine Konizität zwischen 1:19,212 und 1:20,02.

33.6 Werkstoffe

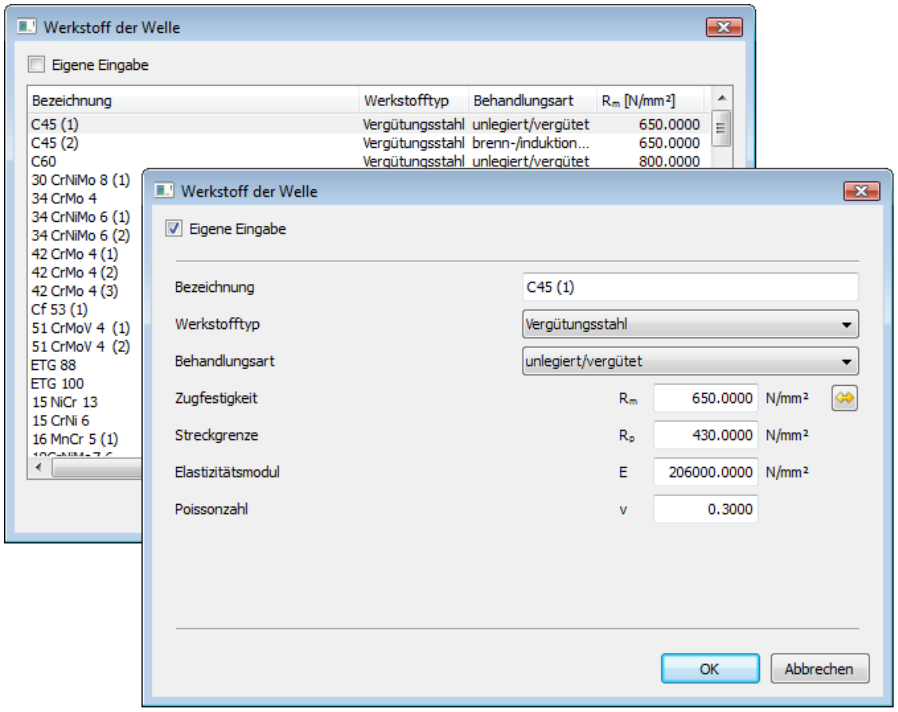


Abbildung 33.6: Werkstoffmaske Konischer Presssitz

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

33.7 Einstellungen

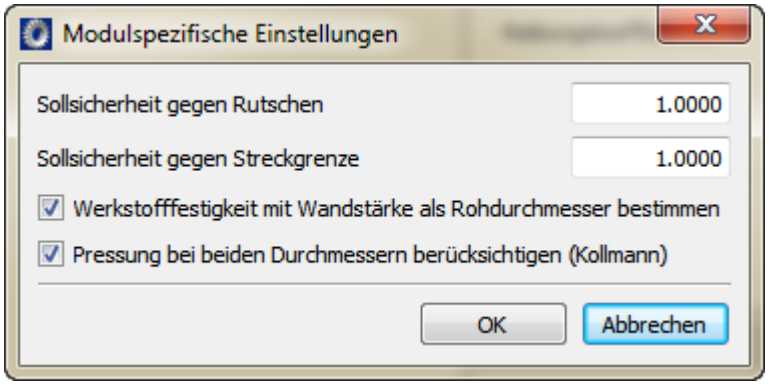


Abbildung 33.7: Einstellungen konischer Presssitz

Wählt man `Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohmass bestimmen` wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

Ist der Flag `Pressung bei beiden Durchmessern berücksichtigen (Kollmann)` gesetzt, wird die Pressung am grossen und am kleinen Kegeldurchmesser berücksichtigt, sonst wird nur die Pressung am grossen Durchmesser verwendet. Dies ist nur für die Methode nach Kollmann, nach E DIN 7190-2 wird der mittlere Durchmesser für die Berechnung verwendet.

Unter den Einstellungen kann man die Sollsicherheiten gegen Rutschen und gegen Streckgrenze eingeben. Anhand der Sollsicherheiten werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt.

Für die Methode nach Kollmann wurde für die Sollsicherheit gegen Rutschen 1.0 und bei der Sollsicherheit gegen die Streckgrenze 2.0 als Standardwert gesetzt.

Nach der E DIN 7190-2 wird empfohlen, dass die Sicherheit gegen die Streckgrenze 1.2 betragen sollte, damit auch bei der hydraulischen Demontage kein plastisches Fliessen auftreten sollte.

Die Sicherheit gegen das Rutschen sollte nach E DIN 7190-2 bei zentrischer Lasteinleitung mindestens den Wert 1.2 betragen.

33.8 Auslegungen

Das maximal übertragbare Drehmoment, der zulässige Kegelwinkel (für Selbsthemmung) und die Sitzlänge zur Übertragung des maximalen Drehmomentes können von KISSsoft ausgelegt werden.

Das Drehmoment und die Sitzlänge werden anhand der definierten Soll-Sicherheiten ausgelegt.

Bei der Nachrechnung nach Kollmann kann wahlweise der Montageaufschub oder die Montageaufschubkraft anhand der Sollsicherheit gegen Rutschen ausgelegt werden.

Nach der E DIN 7190-2 werden die Auslegungen anhand der Sollsicherheit gegen Rutschen ausgelegt, ausser der Fügedruck wird anhand der Sollsicherheit gegen Streckgrenze ausgelegt.

Kapitel 34
Klemmverbindungen

Klemmverbindungen werden nur bei der Übertragung kleiner bis mittlerer Drehmomente (wenig Schwankungen) verwendet.

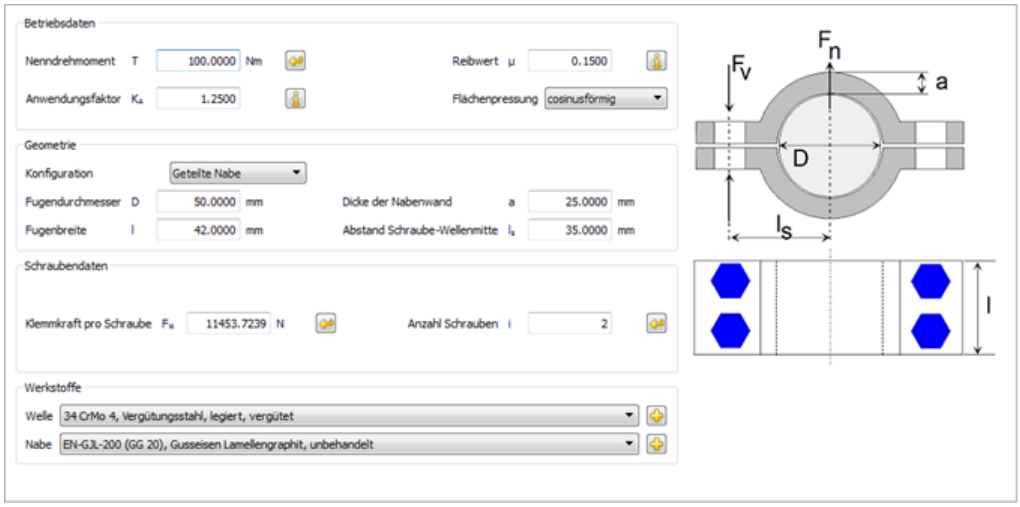


Abbildung 34.1: Basisdaten Klemmverbindungen

Bei den Klemmverbindungen gibt es zwei verschiedene Konfigurationen, welche berechnet werden können:

- `Geteilte Nabe`
  Für die geteilte Nabe wird angenommen, dass die Fugenpressung gleichmässig über den ganzen Fugenumfang verteilt ist. Dabei wird unterscheiden, zwischen gleichmässiger und cosinusförmiger Flächenpressung und linienförmiger Berührung.
- `Geschlitzte Nabe`
  Empfohlen wird eine möglichst enge Passung (Naben werden auch auf Biegung beansprucht), so dass eine überwiegend linienförmige Pressung zu erwarten ist. Die Berechnung erfolgt für den ungünstigsten Fall der linienförmigen Pressung.

Die Berechnungen der Sicherheit gegen Rutschen und der Flächenpressung sind nach der Literatur Roloff Matek [62], die Berechnung der Biegung erfolgt nach Decker [86].

34.1 Berechnungen

Geteilte Nabe:

Für die Berechnung der Geteilten Nabe wird ein zusätzlicher Faktor bei der Flächenpressung und der Sicherheit gegen Rutschen verwendet, je nach Flächenpressungsart:

- K = 1; gleichmässige Flächenpressung
- K= π^2/8; cosinusförmige Flächenpressung
- K = π/2 linienförmige Berührung

In KISSsoft kann die Art in einer Auswahlliste ausgewählt werden.

Formel für die Flächenpressung:

$$pF = \frac{2 \cdot KA \cdot T \cdot SH \cdot K}{\pi \cdot D^2 \cdot ls \cdot \mu}$$

Formel für die Sicherheit gegen Rutschen:

$$SH = \frac{Fkl \cdot i \cdot \pi \cdot D \cdot \mu}{2 \cdot KA \cdot T \cdot K}$$

Formel zur Berechnung der Biegung:

$$\sigma B = \frac{0{,}2 \cdot Fkl \cdot i \cdot ls}{2 \cdot Wb}$$

Geschlitzte Nabe:

Formel für die Flächenpressung:

$$pF = \frac{i \cdot Fkl \cdot l2}{D \cdot l \cdot l1}$$

Formel für die Sicherheit gegen Rutschen:

$$SH = \frac{Fkl \cdot i \cdot D \cdot \mu \cdot l2}{KA \cdot T \cdot l1}$$

Formel zur Berechnung der Biegung:

$$\sigma B = \frac{0{,}3 \cdot Fkl \cdot i \cdot (l2 - l1)}{Wb}$$

Kurzzeichenbeschreibung:

pF: Flächenpressung [N/mm2]

KA: Anwendungsfaktor

T: Nenndrehmoment [N]

SH: Sicherheit gegen Rutschen

K: Korrekturfaktor Flächenpressung

l: Fugenbreite [mm]

D: Fugendurchmesser [mm]

lS: Abstand Schraube-Wellenmitte [mm]

l1: Abstand Normalkraft-Drehpunkt [mm]

l2: Abstand Klemmkraft-Drehpunkt [mm]

μ: Reibwert

σB: Biegespannung [N/mm2]

Fkl: Klemmkraft pro Schraube[N]

i: Anzahl Schrauben

Wb: Widerstandsmoment [mm3]

34.2 Auslegungen

Bei diesen Berechnungen kann das Drehmoment, die Klemmkraft pro Schraube und die Anzahl Schrauben nach vorgegebener Sollsicherheit ausgelegt werden.

34.3 Einstellungen

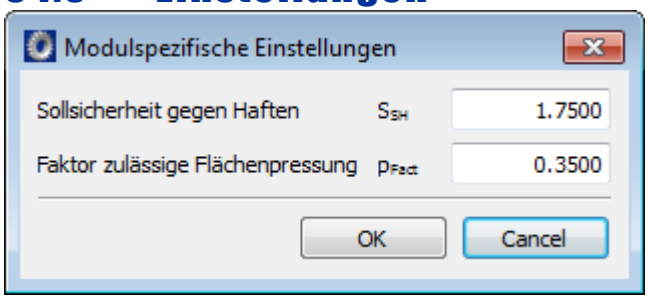


Abbildung 34.2: Einstellungen Klemmverbindungen

Die Sollsicherheit gegen Haften SSH wird bei den Auslegungen des Drehmomentes, der Klemmkraft pro Schraube und der Anzahl Schrauben verwendet.

Ist der Nabenwerkstoff Grauguss, wird für die Berechnung der zulässigen Pressung dieser Faktor mal die Zugfestigkeit gerechnet.

(pzul =pFact*Rm) (Standardwert ~ 0,35 bei einem Pressverband)

Bei allen anderen Werkstoffen wird für die Berechnung der zulässigen Pressung dieser Faktor mal die Streckgrenze gerechnet.

(pzul =pFact*Rp) (Standardwert ~ 0,35 bei einem Pressverband)

34.4 Werkstoffe

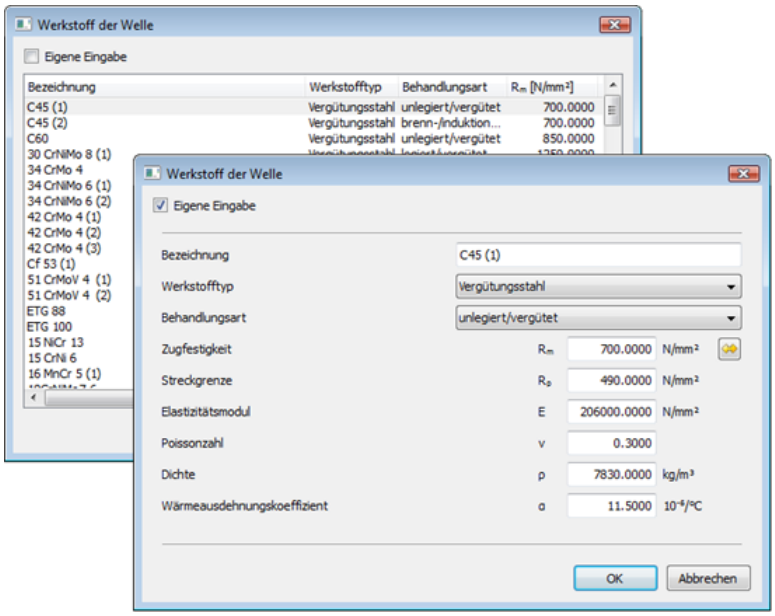


Abbildung 34.3: Werkstoffe Klemmverbindungen

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

Kapitel 35
Passfeder

Die Passfeder ist wohl die gebräuchlichste Welle-Nabe-Verbindung. Sie dient insbesondere der Sicherstellung der Drehmomentübertragung. Ihre Geometrie ist seit langem durch die DIN 6885 [26] genormt, für die Kontrolle der ausreichenden Sicherheit der Drehmomentübertragung hingegen musste bisher auf die Fachliteratur zurückgegriffen werden [64]. Die DIN-Norm 6892 [27] dokumentiert die verschiedenen Berechnungsmethoden für den Nachweis von Passfeder-Verbindungen.

Bei Passfedern müssen zwei Kontrollen durchgeführt werden:

1. Die Überprüfung der Drehmomentübertragung durch die Kontrolle der auftretenden Flächenpressung an Welle, Nabe und Passfeder.
2. Die Kontrolle der Dauerfestigkeit der Welle aufgrund der Kerbwirkung durch die Passfedernut. Dieser Effekt ist schon in der DIN 743 [9] dokumentiert, die für die eigentliche Nachrechnung der Wellenfestigkeit eher zu empfehlen ist als die DIN 6892.

Besondere Merkmale der Berechnung nach DIN 6892:

- Passfeder-Verbindungen werden in der Praxis meist mit einem leichten Presssitz kombiniert. Bei der Berechnung wird deshalb die Verminderung des an der Passfeder auftretenden Drehmomentes durch den Presssitz berücksichtigt.
- Der Nachweis erfolgt für das Nenndrehmoment sowie für das im Verlauf der gesamten Betriebsdauer tatsächlich auftretende Spitzenmoment. Die Berechnung der Dauerfestigkeit über dem Nenndrehmoment berücksichtigt insbesondere die Anzahl der Lastrichtungswechsel, die sich erfahrungsgemäss schädigend auf die Passfeder auswirken.
- Die Art der Lastein- bzw. -ableitung ist für die Betriebssicherheit von Passfedern von grosser Bedeutung. Dieser Effekt wird durch einen sehr differenzierten Lastverteilungsfaktor berücksichtigt.
- Die Werte für die zulässige Pressung werden von der Streckgrenze abgeleitet; damit können diese Angaben für übliche und unüblichere Werkstoffe entsprechend der Norm hergeleitet werden. Über einen Härteeinflussfaktor wird auch die Oberflächenbehandlung berücksichtigt.

Die Berechnungsmethode B der DIN 6892 schreibt einen differenzierten Rechengang vor, um die Betriebssicherheit von Passfeder-Verbindungen praxisnah nachzuweisen. Die ebenfalls angebotene Methode C ist sehr stark vereinfacht.

35.1 Hauptmaske

Für Passfedern nach

- DIN 6885.1 (ISO/R 773, VSM 15161) Standard
- DIN 6885.1 Form G, H, J
- DIN 6885.2
- DIN 6885.3
- ANSI B17.1 Square
- ANSI B17.1 Rectangular
- eigene Eingabe

wird eine Berechnung der Belastung von Welle, Nabe und Passfeder (Flächenpressung) und der Passfeder (Scherung) mit der Bestimmung der Sicherheiten durchgeführt.

Als Rechenmethoden stehen zur Verfügung: DIN 6892 B/C [27].

Bei der Berechnung werden sowohl die Toleranzen der Keilrundungsradien als auch die Kraftangriffsrichtung berücksichtigt. Die Anzahl Passfedern und der Anwendungsfaktor können ebenfalls eingegeben werden.

Erläuterungen zur Abbildung 35.2:

→ Zuleitung oder Ableitung des Drehmoments

o Beginn der Passfeder

F_u Mitte des Kraftangriffs an der Nabe

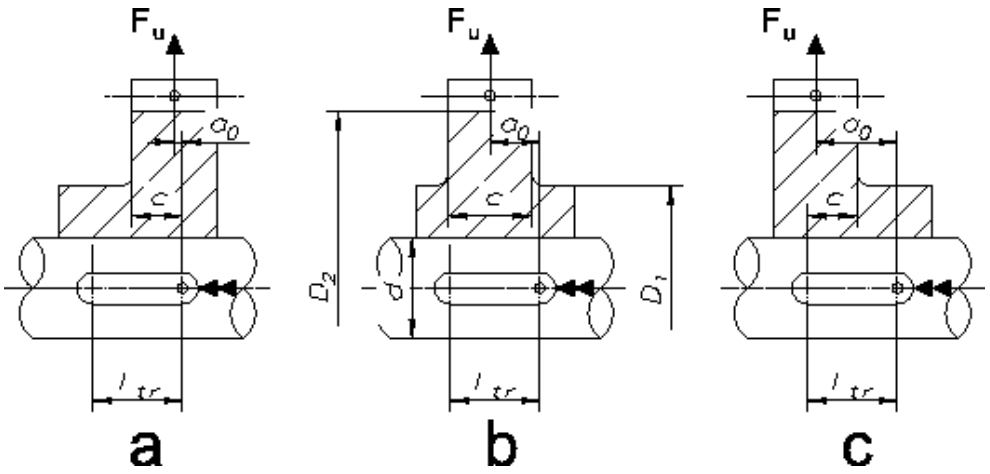


Abbildung 35.1: Passfeder: Krafteinleitung.

- Tragende Passfederlänge: Die tragende Passfederlänge wird nach DIN 6892 wie folgt definiert:
  Rundstirnige Passfederform (A, E, C nach DIN 6885) $l_{tr} = l_{eff} - b$
  Geradstirnige Passfederform (B, D, F, G, H, J nach DIN 6885)$l_{tr} = l_{eff}$

  l_{eff} effektive Passfederlänge

  l_{tr} tragende Passfederlänge

  b Breite der Passfeder

- Reibschlussmoment
  Passfederverbindungen werden in der Praxis meist mit einem leichten Presssitz kombiniert. Bei der Berechnung wird deshalb die Verminderung des an der Passfeder auftretenden Drehmomentes durch den Presssitz berücksichtigt. Hat nur bei Berechnungen nach DIN 6892 B einen Einfluss.
- Häufigkeit der Lastspitze
  Für die Bestimmung der Sicherheit bezüglich des Maximaldrehmoments ist die Angabe der geschätzten Anzahl der Drehmomentspitzen wichtig. Hat nur bei Berechnungen nach DIN 6892 B einen Einfluss.

35.1.1 Zusätzliche Eingaben für DIN 6892 Methode B

Wird die Rechenmethode nach DIN 6892 B gewählt, können folgende Angaben eingegeben werden:

- Kantenbruch an der Welle
- Kantenbruch an der Nabe
- Kleiner Aussendurchmesser der Nabe D_1
- Grosser Aussendurchmesser der Nabe D_2
- Breite c zu Aussendurchmesser D_2
- Abstand a_0 (→ siehe Abbildung auf Seite IV-33)
- Drehmomentverlauf: Angabe, ob ein wechselndes Moment vorliegt oder nicht. Liegt ein wechselndes Drehmoment vor, kann man zusätzlich das rückwärts wirkende Drehmoment definieren. Ist dieses Rückwärtsdrehmoment grösser als das minimal wirkende Reibschlussmoment ($T_{maxR} > T_{Rmin}*q$; q=0.8) dann wird der Lastrichtungswechselfaktor $f_w = 1$ gesetzt.
  Wenn ($T_{maxR} > T_{Rmin}*q$ und $T_{max} > T_{Rmin}*q$; q=0.8), also auch das maximale

Drehmoment grösser als das minimial wirkende Reibschlussmoment ist, dann wird unter Berücksichtigung der Häufigkeit der Lastrichtungswechsel der Lastrichtungswechselfaktor bestimmt (aus Diagramm; $f_w<1$)

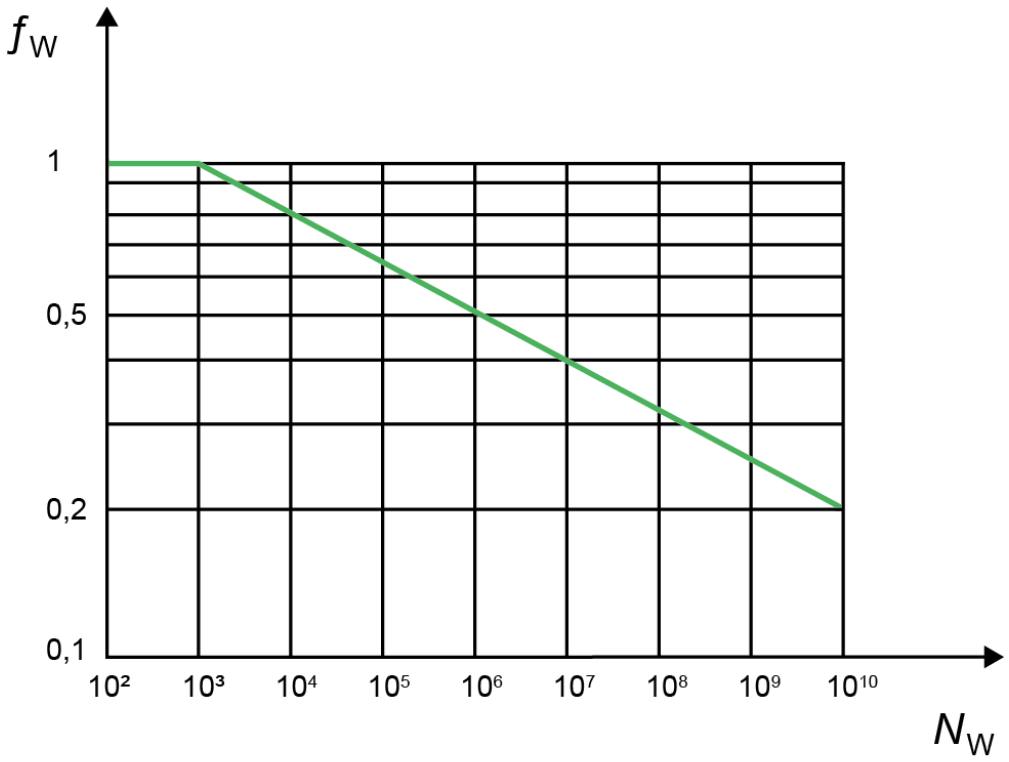


Abbildung 35.2: Lastrichtungswechselfaktor für wechselseitige Belastung, Bild 6, DIN 6892

Zur Berechnung mit dem äquivalenten Torsionsmoment, ist mit dem Faktor q=0.5 zu rechnen, die Formel ist dieselbe wie mit maximalem Torsionsmoment, also ($T_{eqR} > T_{Rmin}$*q; q=0.5).

- Häufigkeit des Lastrichtungswechsels
  Eingegeben wird (nur bei wechselndem Drehmoment notwendig) die Anzahl der Drehmomentwechsel während der gesamten Lebensdauer.

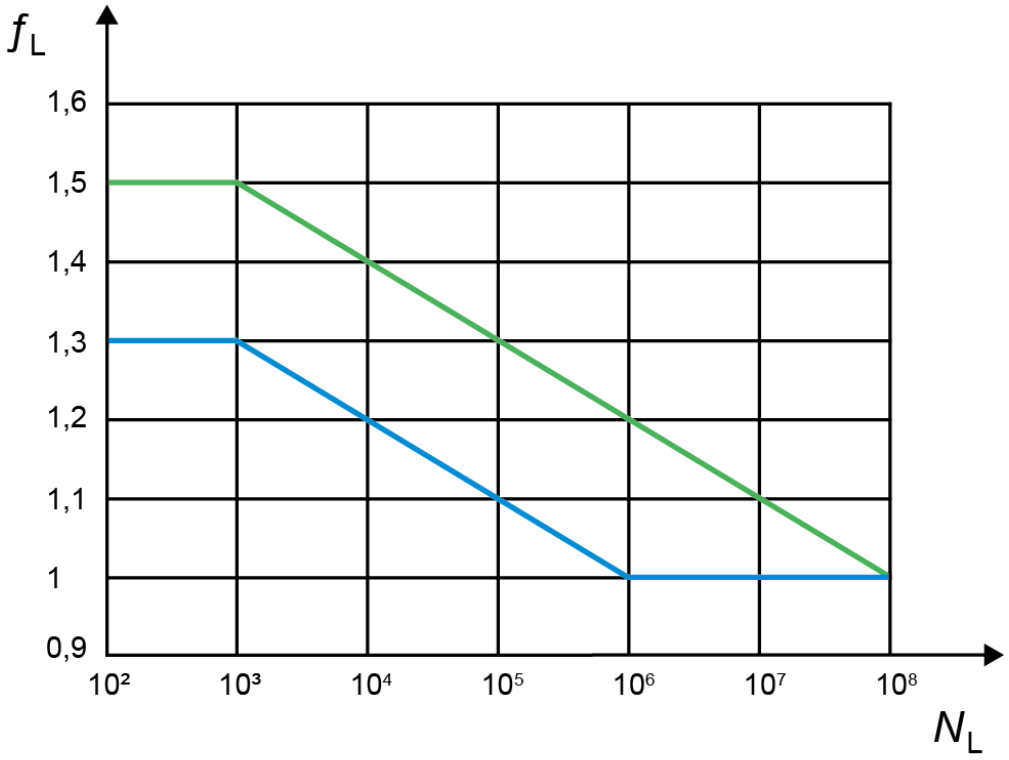


Abbildung 35.3: Lastspitzenfaktor, Bild 7, DIN 6892

- grüne Linie: duktiler Werkstoff
- blaue Linie: spröder Werkstoff

35.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Stirnradberechnung:

Arbeitsweise	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
der Antriebs-	gleich-	mässige	mittlere	starke
maschine	mässig	Stösse	Stösse	Stösse
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 35.4: Vorschläge für den Anwendungsfaktor bei Berechnungen nach DIN 6892; ausführlichere Angaben finden Sie in DIN 3990, DIN 3991, ISO 6336

Vorschläge für den Anwendungsfaktor aus anderen Literaturen: Siehe Tabellen 35.3 und 35.4.

Art der	**Kennzeichnende**	**Art der**	**Betriebs-**
Maschine	**Arbeitsweise**	**Stösse**	**faktor**
Turbinen, Gebläse	gleichförmig umlaufende Bewegungen	leicht	1.0 . . . 1.1
Brennkraftmaschine	hin- und hergehende Bewegungen	mittel	1.2 . . . 1.5
Pressen, Sägegatter	hin- und hergehende, stosshafte Bewegungen	stark	1.6 . . . 2.0
Hämmer, Steinbrecher	schlagartige Bewegungen	sehr stark	2.1 . . . 3.0

Tabelle 35.5: Anwendungsfaktor nach Roloff/Matek [61].

	Oberflächen gegen einander gepresst	**Oberflächen gegeneinander gleitend ohne Last**	**Oberflächen gegeneinander gleitend unter Last**
Last konstant	1.0	2.0	6.0
Last pulsierend mittlere Stösse	1.5	3.0	9.0

Last wechselnd mittlere Stösse	3.0	6.0	18.0
Last pulsierend starke Stösse	2.0	4.0	12.0
Last wechselnd starke Stösse	6.0	8.0	36.0

Tabelle 35.6: Anwendungsfaktor mit Berücksichtigung des Lastverhaltens nach Professor Spinnler [72].

35.3 Tragfaktor

Traganteilfaktor nach DIN 6892, [27]:

$K_v=1/(i*\phi)$

$\phi = 1$ bei einer Feder

$\phi = 0.75$ bei zwei Federn zur Berechung der äquivalenten Flächenpressung

$\phi = 0.9$ bei zwei Federn zur Berechung der maximalen Flächenpressung

mehr als zwei Federn sind unüblich

Der Traganteilfaktor wird von KISSsoft aufgrund der Anzahl Federn gesetzt.

35.4 Eigene Eingaben

Mit der Option `Eigene Eingaben` können Sie für die Geometrie der Passfeder von der DIN 6885 abweichende Angaben machen.

HINWEIS

Für die Werte des Kantenbruchs und der beiden Nutentiefen sollte - wenn ein oberes und unteres Abmass bekannt ist - der Mittelwert angegeben werden. Der Wert für die Anhebeschräge a ist nur bei den Passfederformen G, H und J nach der Norm DIN 6885.1 zu definieren.

35.5 Zulässige Pressung

Die zulässigen Werte werden aufgrund der Streckgrenze (bzw. Bruchgrenze bei spröden Werkstoffen) berechnet.

35.6 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

35.7 Einstellungen

- `Rechenmethode`
  Hier kann zwischen der DIN 6892 Methode B und Methode C gewählt werden. Standardeinstellung ist die Methode B, da die Methode C sehr stark vereinfacht ist.
- `Pressbelastung der Passfeder berücksichtigen`
  Bei der Auslegung des übertragbaren Drehmomentes (-Button) wird auch die zulässige Pressung der Passfeder berücksichtigt.
- `Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohmass bestimmen`
  Bei der Bestimmung der Festigkeitswerte der Nabe wird entweder der Aussendurchmesser (Nabe wurde aus dem Vollen gearbeitet) oder die Wandstärke der Nabe (Nabe wurde als Ring wärmebehandelt) genommen.

35.8 Auslegungen

Bei der Auslegung wird der gesuchte Wert so bestimmt, dass gerade die gewünschte Sollsicherheit (Eingabe unter `Berechnungen/ Einstellungen`) erreicht wird. Um die Resultate im unteren Teil des Hauptfensters zu sehen, muss die Berechnung anschliessend an die Auslegung ausgeführt werden.

Mögliche Auslegungen:

- übertragbares Drehmoment
- notwendige Länge in Welle und Nabe

Hierzu gibt es das Tutorial „Passfeder“, wo speziell die Nachrechnung einer Passfeder behandelt wird.

Kapitel 36
Keilwelle

Keilwellenverbindungen werden häufig für schiebbare, formschlüssige Wellen-Naben- Verbindungen eingesetzt. Haupteinsatzgebiete: Fahrzeuggetriebe, Werkzeugmaschinen.

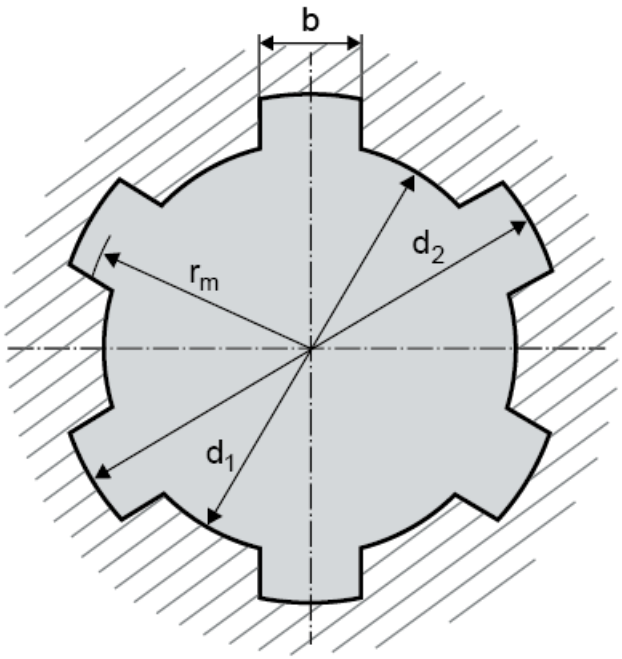
Für Keilwellen wird eine Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) durchgeführt. Die Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) mit der Bestimmung der Sicherheiten erfolgt nach der klassischen Literatur ([64]). Die Berechnung nach Niemann lehnt der DIN 6892 (Passfeder-Berechnung) an.

36.1 Normprofile

Folgende Normen stehen in der Auswahlliste zu Verfügung:

- DIN ISO 14 (Leichte Reihe)
- DIN ISO 14 (Mittlere Reihe)
- DIN 5464 (schwer, für Fahrzeuge)
- DIN 5471 (für Werkzeugmaschinen)
- DIN 5472 (für Werkzeugmaschinen)
- Eigene Eingabe

Bei der Keilwellenverbindung werden nach der Normauswahl die entsprechenden Aussen-/ und Innendurchmesser, die Anzahl Keile sowie die Breite angezeigt.
Eigene Eingabe: Mit der Option `Eigene Eingabe` kann ein beliebiges Keilwellenprofil definiert werden.



36.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

Arbeitsweise	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
der Antriebs-	gleich-	mässige	mittlere	starke
maschine	mässig	Stösse	Stösse	Stösse
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 36.1: Anwendungsfaktor nach DIN 6892

36.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel

Bei der Auswahl des Drehmomentverlaufs gibt es zwei Positionen zur Auswahl:

1. `Kein Wechselmoment`
2. `Mit Wechselmoment`

Bei Wahl der Position 2) wird zusätzlich mit der Häufigkeit der Lastrichtungswechsel nach DIN 6892/ Bild 6 ein Lastrichtungswechselfaktor f_w bestimmt. Bei Position 1) wird der Faktor auf 1.0 gesetzt.

36.4 Auftretende Flankenpressung

Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel, welche für die äquivalente und für die maximale Belastung durchgeführt wird:

$p(eq,max)=k_{\varphi\beta}(eq,max) * k_1 * T * 2000/(d_m * l_{tr} * h * z)$

$k_{\varphi\beta}$: Anteilfaktor

k_1: Längenfaktor

T: Drehmoment

d_m: mittlerer Durchmesser

l_{tr}: tragende Länge

h: Keilhöhe

z: Anzahl Keile

36.5 Längenfaktor

Zur Belastung wird ein Längenfaktor k_1 dazumultipliziert, welcher die Lastverteilung über die tragende Länge infolge Verdrillung von Welle und Nabe berücksichtigt. Der Längenfaktor ist vom Ersatzdurchmesser abhängig, welcher aus der tragenden Länge, dem kleinen und dem grossen Nabenaussendurchmesser und der Breite c zum Aussendurchmesser bestimmt wird. Zusätzlich wird der Abstand a_0 für die Bestimmung des Längenfaktors verwendet. Dieser Faktor ist in einem Diagramm im Niemann dargestellt.

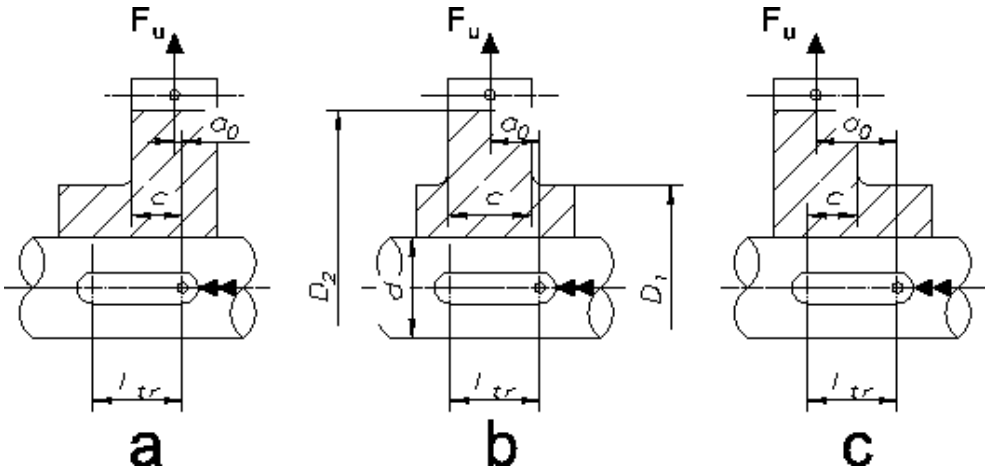


Abbildung 36.2: Keilwellen: Krafteinleitung.

36.6 Anteilfaktor

Zur Berechnung der auftretenden Flankenpressung wird ein Anteilfaktor $k_{\varphi\beta}$ miteinbezogen, welcher auch mit der Belastung multipliziert wird. Zwischengrössen, welche nicht in der Tabelle vorhanden sind, werden linear interpoliert.

Formschluss-	**Zahnwellenverbindung mit Evolventenflanken**					
verbindung	**Toleranzfelder nach DIN 5480**					
	H5/IT4	**H7/IT7**	**H8/IT8**	**H9/IT9**	**H11/IT11**	**Grösstwert**
$k_{\varphi\beta}$eq	1.1	1.3	1.5	2	4	z/2
$k_{\varphi\beta}$max	1	1.1	1.3	1.7	3	z/2

Tabelle 36.3: Anteilfaktor nach Niemann

36.7 Zulässige Pressung

Die zulässigen Werte werden aufgrund der Streckgrenze (bzw. Bruchgrenze bei spröden Werkstoffen) berechnet. Für Dauerbeanspruchung mit T_{eq}:

- für duktile Werkstoffe:
$p_{eq}=f_s * f_H * R_p$

- für spröde Werkstoffe:
$p_{eq}=f_s * R_m$

Baustahl	**Werkstoff**	**f_s**
Welle	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.2
	GJL	1.0
Nabe	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.5
	GJL	2.0

Tabelle 24.6: Stützfaktor nach Niemann

Mit dem Stützfaktor f_s wird eine Stützwirkung berücksichtigt, welche bei druckbeanspruchten Bauteilen auftritt.
Der Härteeinflussfaktor f_H berechnet sich aus dem Verhältnis von Oberflächen- zu Kernhärte bei oberflächengehärteten Bauteilen.
Der Härteeinflussfaktor ist für einsatzgehärteter Stahl 1.15, ansonsten wird er 1.0 gesetzt. Die Werte für diesen Faktor sind nach DIN 6892.

Für die Berechnung mit dem Spitzenmoment:

$p_{max}=f_L * p_{eq}$

f_L ist der Lastspitzenfaktor, welcher von der Werkstoffart und der Häufigkeit der Lastspitze abhängt. Dieser Faktor wird in einem Diagramm in der DIN 6892 dargestellt.

36.8 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

36.9 Einstellungen

Unter den Einstellungen kann man die Sollsicherheit für die Verbindung eingeben. Anhand der Sollsicherheit werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt.

Wählt man `Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohmass bestimmen` wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

36.10 Auslegungen

Bei der Auslegung wird der gesuchte Wert so bestimmt, dass gerade die gewünschte Sollsicherheit (Eingabe unter `Berechnungen/ Einstellungen`) erreicht wird. Um die Resultate im unteren Teil des Hauptfensters zu sehen, muss nach der Auslegung die Berechnung durchgeführt werden. Mögliche Auslegungen:

- übertragbares Nenndrehmoment T_n
- übertragbares Maximaldrehmoment T_{max}
- tragende Länge l_{tr}

Kapitel 37
Zahnwelle (Festigkeit)

Zahnwellen sind Stirnradverzahnungen mit verkürzter Zahnhöhe und einem grossen Eingriffswinkel (normalerweise 30°). In KISSsoft werden zwei verschiedene Berechnungsmodule der Zahnwellen angeboten. Die Geometrie und Toleranzen für die Herstellung sowie die Festigkeitsberechnung befindet sich im Kapitel Zahnwellen (Geometrie und Festigkeit) (Z09a (siehe Seite IV-67)) unter den Verbindungen.

Für Zahnwellen wird eine Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) durchgeführt. Weitere Normen können hinzugefügt werden. Die Daten von Verzahnungen sind in der Datenbank definiert, dadurch lässt sich die Verwendung der firmenintern vorgeschriebenen Profile erzwingen. Die Berechnung der Fabrikationsmasse und Toleranzen kann mit dem KISSsoft-Modul Zahnwelle (Geometrie und Festigkeit) Z09a ausgeführt werden. Die Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) mit der Bestimmung der Sicherheiten erfolgt nach der klassischen Literatur ([64]).

37.1 Normprofile

Folgende Normen stehen in der Auswahlliste zur Verfügung:

- DIN 5480
- DIN 5481
- DIN 5482
- ISO 4156
- ANSI B92.1
- ANSI B92.2M
- Eigene Eingabe (Kopfkreisdurchmesser Welle/Nabe, Modul, Zähnezahl)

Bei der Kerbverzahnung werden nach der Normauswahl die entsprechenden Werte in der Liste angezeigt.

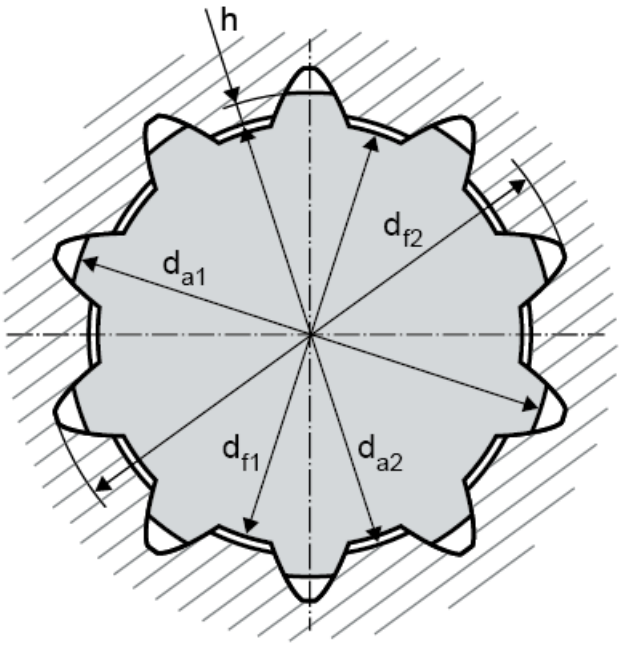
d_{a1}: Kopfkreisdurchmesser der Welle

d_{a2}: Kopfkreisdurchmesser der Nabe

m: Modul

z: Zähnezahl

x: Profilverschiebungsfaktor



Eigene Eingabe: Mit der Option `Eigene Eingabe` können Sie für die Kerbverzahnung eigene Eingaben machen. Wichtig dabei ist vor allem, dass der Kopfkreisdurchmesser der Welle grösser ist als derjenige der Nabe, wenn nicht wird ein Fehler ausgegeben.

37.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

Arbeitsweise	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
der Antriebs-	gleich-	mässige	mittlere	starke
maschine	mässig	Stösse	Stösse	Stösse
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 37.1: Anwendungsfaktor nach DIN 6892

37.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel

Bei der Auswahl des Drehmomentverlaufs gibt es zwei Positionen zur Auswahl:

1. `Kein Wechselmoment`
2. `Mit Wechselmoment`

Bei Wahl der Position 2) wird zusätzlich mit der Häufigkeit der Lastrichtungswechsel nach DIN 6892/ Bild 6 ein Lastrichtungswechselfaktor f_w bestimmt. Bei Position 1) wird der Faktor auf 1.0 gesetzt.

37.4 Auftretende Flankenpressung

Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel, welche für die äquivalente und für die maximale Belastung durchgeführt wird:

$$p(eq,max)=k_{\varphi\beta}(eq,max) * k_1 * T * 2000/(d_m * l_{tr} * h * z)$$

$k_{\varphi\beta}$: Anteilfaktor

k_1: Längenfaktor

T: Drehmoment

d_m: mittlerer Durchmesser

l_{tr}: tragende Länge

h: Keilhöhe

z: Anzahl Keile

37.5 Längenfaktor

Zur Belastung wird ein Längenfaktor k_1 dazumultipliziert, welcher die Lastverteilung über die tragende Länge infolge Verdrillung von Welle und Nabe berücksichtigt. Der Längenfaktor ist vom Ersatzdurchmesser abhängig, welcher aus der tragenden Länge, dem kleinen und dem grossen Nabenaussendurchmesser und der Breite c zum Aussendurchmesser bestimmt wird. Zusätzlich wird der Abstand a_0 für die Bestimmung des Längenfaktors verwendet. Dieser Faktor ist in einem Diagramm im Niemann dargestellt.

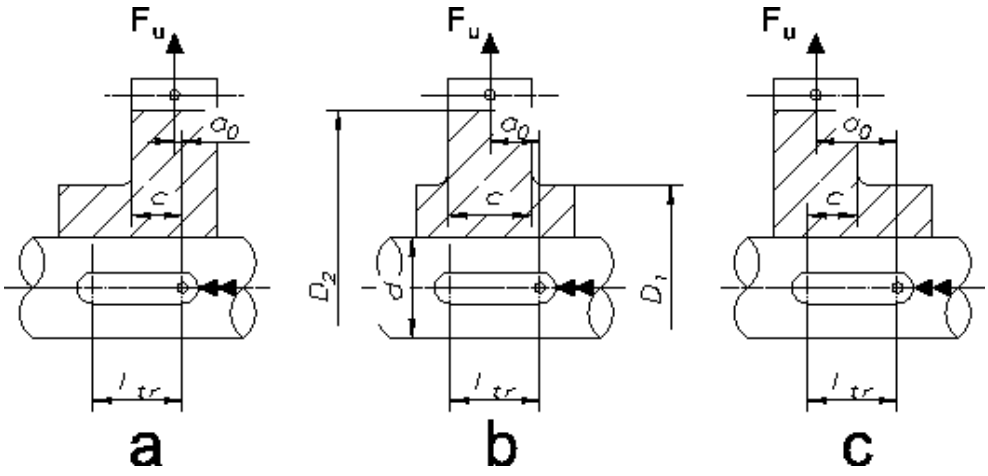


Abbildung 37.2: Kerbverzahnung: Krafteinleitung.

HINWEIS:

Die empfohlenen Werte für k_1 nach Niemann gelten für Zahnwellenverbindungen, welche nur durch Torsion beansprucht sind. Bei zusätzlicher Beansprunung durch Biegung oder Querkräfte können sehr viel höhere lokale Belastungen entstehen. Solche Fälle müssen mit genaueren Methoden überprüft werden.

37.6 Anteilfaktor

Bei Profilen nach DIN wird die 'Herstellqualität nach DIN' direkt als 'Toleranzfeld nach DIN 5480' eingesetzt und damit nach der untenstehenden Tabelle der Wert von $k_{\varphi\beta}$ bestimmt.

Bei Profilen nach ISO und ANSI wird die eingegebene Herstellqualität +4 (siehe Abschnitt 'Toleranzen') genommen und als 'Toleranzfeld nach DIN 5480' eingesetzt, mit diesem Wert wird dann $k_{\varphi\beta}$ bestimmt.

Formschluss-verbindung	**Zahnwellenverbindung mit Evolventenflanken Toleranzfelder nach DIN 5480**					
	H5/IT4	**H7/IT7**	**H8/IT8**	**H9/IT9**	**H11/IT11**	**Grösstwert**
$k_{\varphi\beta}$eq	1.1	1.3	1.5	2	4	z/2
$k_{\varphi\beta}$max	1	1.1	1.3	1.7	3	z/2

Tabelle 37.3: Anteilfaktor nach Niemann

HINWEIS:

Die empfohlenen Werte für $k_{\varphi\beta}$ nach Niemann gelten für Zahnwellenverbindungen, welche nur durch Torsion beansprucht sind. Bei zusätzlicher Beansprunung durch Biegung oder Querkräfte können sehr viel höhere lokale Belastungen entstehen. Solche Fälle müssen mit genaueren Methoden überprüft werden.

Toleranzen bei Zahnwellen

Zum Vergleich haben wir ein Beispiel für die Toleranzen nach DIN 5480, ISO 4156 und ANSI B92.1 (Zahnwelle) und für die Toleranzen ISO 1328 und DIN 3961 (Stirnradpaar) der Qualität 6 (aussen) und Qualität 7 (innen) gerechnet.

Die Resultate für die ISO 4156 Qualität sind 3-4 Qualitätsstufen höher als dieselben Resultate der DIN 5480 Qualität.

Die ANSI B92.1 liefert dieselben Resultate wie die der ISO 4156.

Das ist sehr verwirrend, den bei allen anderen Zahnrädern (geradverzahnte und Schrägverzahnte Stirnräder, Kegelräder, Schnecken,...) liefern die Qualitätsnummern für die DIN, ISO und AGMA meistens sehr ähnliche Toleranzresultate.

37.7 Zulässige Pressung

Die zulässigen Werte werden aufgrund der Streckgrenze (bzw. Bruchgrenze bei spröden Werkstoffen) berechnet. Für Dauerbeanspruchung mit T_{eq}:

- für duktile Werkstoffe:
$p_{eq}=f_s * f_H * R_p$

- für spröde Werkstoffe:
$p_{eq}=f_s * R_m$

Baustahl	**Werkstoff**	**f_s**
Welle	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.2
	GJL	1.0
Nabe	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.5
	GJL	2.0

Tabelle 37.6: Stützfaktor nach Niemann

Mit dem Stützfaktor f_s wird eine Stützwirkung berücksichtigt, welche bei druckbeanspruchten Bauteilen auftritt.
Der Härteeinflussfaktor f_H berechnet sich aus dem Verhältnis von Oberflächen- zu Kernhärte bei oberflächengehärteten Bauteilen.
Der Härteeinflussfaktor ist für einsatzgehärteter Stahl 1.15, ansonsten wird er 1.0 gesetzt. Die Werte für diesen Faktor sind nach DIN 6892.

Für die Berechnung mit dem Spitzenmoment:

$p_{max}=f_L * p_{eq}$

f_L ist der Lastspitzenfaktor, welcher von der Werkstoffart und der Häufigkeit der Lastspitze abhängt. Dieser Faktor wird in einem Diagramm in der DIN 6892 dargestellt.

37.8 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

37.9 Einstellungen

Unter den Einstellungen kann man die Sollsicherheit für die Verbindung eingeben. Anhand der Sollsicherheit werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt.

Wählt man `Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohmass bestimmen` wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

37.10 Auslegungen

Bei der Auslegung wird der gesuchte Wert so bestimmt, dass gerade die gewünschte Sollsicherheit (Eingabe unter `Berechnungen/ Einstellungen`) erreicht wird. Um die Resultate im unteren Teil des Hauptfensters zu sehen, muss nach der Auslegung die Berechnung durchgeführt werden.

Mögliche Auslegungen:

- übertragbares Nenndrehmoment T_n
- übertragbares Maximaldrehmoment T_{max}
- tragende Länge l_{tr}

Kapitel 38
Zahnwelle (Geometrie und Festigkeit)

Die Geometrie und die Kontrollmasse von Zahnwellen und Naben können nach DIN 5480 (Ausgabe 1986), ISO 4156, ANSI B92.1 oder ANSI B92.2M berechnet werden. Eine Festigkeitsberechnung nach Niemann, DIN 5466 und AGMA 6123-C16 ist ebenfalls enthalten.

Die Geometrieprofile nach DIN 5481(2005) und nach DIN 5482(1973) sind in Dateien gespeichert.

Wird die Datei für das gewünschte Profil geöffnet, werden alle benötigten Einstellungen der Geometrie in den KISSsoft Masken vollzogen.

38.1 Berechnungsgrundlagen

38.1.1 Allgemeines

Für Kupplungen werden häufig evolventische Kurzverzahnungen verwendet. Sehr verbreitet sind Verzahnungen mit einem grossen Eingriffswinkel $\alpha_n = 30^o$ und zur Steigerung der Festigkeit mit einer um etwa die Hälfte normaler Stirnräder verkürzten Zahnhöhe. Sehr verbreitet ist die Kupplungsverzahnung nach DIN 5480, die genaue Angaben zur Geometrie- und Toleranzberechnung gibt. Die Festigkeitsberechnung wird nach der in der Literatur üblichen Methode durchgeführt [5],[42].

HINWEIS

Das Trägheitsmoment wird wie folgt berechnet: Als Innendurchmesser der Welle wird $d_i = 0$, als Aussendurchmesser der Nabe das aufgerundete Ergebnis von $d_i = d_f + 4 \cdot m_n$ gesetzt. Das Trägheitsmoment wird dann für den Zylinder zwischen d_i und $(d_a + d_f)/2$ bestimmt.

38.1.2 Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit Durchmesserzentrierung

Durchmesserzentrierte Verbindungen zentrieren sich in den äusseren oder inneren Durchmessern. Für die Aussenzentrierung gilt der Nabenfusskreisdurchmesser mit Wellenkopfkreis, und für die Innenzentrierung der Nabenkopfkreisdurchmesser mit Wellenfusskreis. Die Verzahnung dient dabei nur der Mitnahme. Die Verbindung muss deshalb genügend Flankenspiel vorweisen, um eine Überbestimmung der Zentrierung zu vermeiden. Durchmesserzentrierte Verbindungen erfordern, wegen der engen Toleranzen der Zentrierdurchmesser, zur Begrenzung des Mittenversatzes einen erhöhten Fertigungsaufwand. Sie sind daher nur in Ausnahmefällen einsetzbar.

Gehen Sie wie folgt zur Berechnung durchmesserzentrierter Verbindungen vor:

1. Öffnen Sie im Berechnungsmodul `Verbindungen > Zahnwellen (Geometrie und Festigkeit)` das Eingabefenster `Bezugsprofil` über den entsprechenden Tab/Reiter und wählen Sie dort in der Dropdownliste `Bezugsprofil` die Option `DIN5480 AUSSENzentriert`, sowohl im Bereich `Welle` als auch im Bereich `Nabe`.
2. Öffnen Sie das Eingabefenster `Toleranzen` über den entsprechenden Tab/Reiter. Stellen Sie sicher, dass in den Checkboxen rechts neben den Eingabefeldern `Kopfkreisabmass (oberes/unteres)` und `Fusskreisabmass (oberes/unteres)`, sowohl für `Welle` als

auch für `Nabe` kein Flag gesetzt ist. Dann werden als Toleranzen die Empfehlungen nach DIN 5480 verwendet. Für den Kopfkreis gilt:

- Bei Aussenzentrierung h6 für den Wellenkopfkreis und H11 für den Nabenkopfkreis
- Bei Innenzentrierung h11 für den Wellenkopfkreis und H7 für den Nabenkopfkreis

Für den Fusskreis gilt:

- Bei Aussenzentrierung h14 für den Wellenfusskreis und H7 für den Nabenfusskreis
- Bei Innenzentrierung h6 für den Wellenfusskreis und H14 für den Nabenfusskreis

Für die Zahndickenabmasse wird 9H/9e empfohlen.

38.1.3 Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit Flankenzentrierung

Bei flankenzentrierten Verbindungen dienen die Flanken für die Zentrierung und die Mitnahme. Die Nennmasse der Fusskreisdurchmesser für die Welle und die Nabe flankenzentrierter Verbindungen sind die mit h_{fP} = 0.55*m berechneten 'theoretischen Fusskreisdurchmesser'. Alle Bezugugsprofile ohne die Anmerkung `AUSSEN-zentriert` oder `INNEN-zentriert` sind für flankenzentrierte Zahnwellenverbindungen.

Für die spanenden Herstellverfahren gültigen Abmasse überdecken die zugehörige grösstmogliche Fusshöhe (h_{fP}=0.65*m) und die Abmasse der Fusskreisdurchmesser. Das Toleranzfeld für den Fusskreisdurchmesser der Zahnlücke ist 9H und für den Fusskreisdurchmesser der Nabe 11a.

Für flankenzentrierte Zahnwellen gilt:

- Naben-Kopfkreisdurchmesser d_{a2} mit Toleranzfeld H11
- Wellen-Kopfkreisdurchmesser d_{a1} mit Toleranzfeld h11
- Abmass für den Naben-Fusskreisdurchmesser d_{f2}, berechnet mit A_{df2} = (0.2*m+1.73*(A_e+TG))
- Abmass für den Naben-Fusskreisdurchmesser d_{f1}, berechnet für Zerspanen: mit A_{df1} = -(0.2*m+(1.73*A_s+TG)); für Kaltwalzen: mit A_{df1} = -0.76*m

Diese Beschreibung ist für die Berechnung der Fusskreistoleranzen nach der Grundnorm DIN 5480-1, Tabelle 5.

Unter `Berechnungen/ Einstellungen/ Allgemein` kann ausgewählt werden, ob die Fusskreistoleranzen nach dem Herstellverfahren (DIN 5480-16, 4.3.1) oder nach der Grundnorm (DIN 5480-1, Tabelle 5) berechnet werden sollen.

Bei der Berechnung der Fusskreistoleranzen nach der Grundnorm DIN 5480-1 (Tabelle 5) werden die Fussformkreisdurchmesser nach der Formeln Seite 13 berechnet:

Wellen-Fussformkreisdurchmesser: dFf1 = |da2| - 2*cFmin

Naben-Fussformkreisdurchmesser: dFf2 = -(da1 + 2*cFmin);

cFmin kommt aus Tabelle 4 der Norm DIN 5480-1.

Liegen entweder der Bezugsdurchmesser oder der Modul ausserhalb des definierten Bereiches, wird der nächstliegende Randwert der Tabelle als cFmin gesetzt.

Als Toleranzband wird dasselbe verwendet wie für den Fusskreisdurchmesser berechnet.

38.2 Basisdaten

38.2.1 Geometrienormen

Über die Dropdownliste links oben im Bereich `Geometrie` steht eine Auswahl verfügbarer Geometrienormen zur Verfügung. Die Einträge der einzelnen Normen können Sie durch Klicken des -Buttons rechts neben der Dropdownliste im Dialogfenster `Profil definieren` einsehen. Für die meisten der in der Liste aufgeführten Normen stehen sowohl die Komplettfassung als auch die Vorzugsreihen zur Verfügung. Über das Datenbanktool (siehe Seite I-89) können Sie eigene Normreihen hinzufügen oder bestehende Richtlinien erweitern. In der Datei `M02C-001.dat` im Ordner `dat` Ihres KISSsoft -Installationsverzeichnis ist bspw. die Vorzugsreihe der DIN 5480 hinterlegt. Jede Zeile entspricht einem Eintrag der `Profil definieren`-Liste und nutzt folgende Syntax:

d_{a1} | d_{a2} | m_n | z | i*

wobei

d_{a1}	Kopfkreisdurchmesser Welle
d_{a2}	Kopfkreisdurchmesser Nabe
m_n	Normalmodul
z	Zähnezahl
x^*	Profilverschiebungsfaktor Welle

BEISPIEL:

KISSsoft Protokoll 27. February 2008, 09:35:12

KISSSOFT Calculation programs for machine design

```
#Units:mm|mm|mm||
3.50|2.72|.5|6|0.00
4.00|3.18|.5|7|0.00
4.50|3.66|.5|8|0.00
5.00|4.14|.5|9|0.00
5.50|4.62|.5|10|0.00
6.00|5.11|.5|11|0.00
6.50|5.60|.5|12|0.00
```

Abbildung 38.1: Beispieleintrag in `M02C- 001.dat`

Der markierte Eintrag in `KISSedit` (s. Abb. 38.2) steht für d_{a1} = 5.5mm, d_{a2} = 4.62mm, m_n = 0.5mm, z = 10 und x^* = 0.

HINWEIS

Die Eingabefelder Normalmodul, Zähnezahl und Profilverschiebungsfaktor können nur bei Auswahl von `Eigene Eingabe` in der Dropdownliste für die Geometrienorm editiert werden.

38.2.2 Normalmodul

Eingegeben wird der Normalmodul. Sind stattdessen Teilung, Stirnmodul oder Diametral Pitch bekannt, können Sie über den -Button ein Dialogfenster öffnen, das die Umrechnung ermöglicht. Bevorzugen Sie die Übergabe des Diametral Pitch statt des Normalmoduls, können Sie `Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls` unter `Berechnung > Einstellungen > Allgemein` aktivieren.

38.2.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt an

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Kerbverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel üblicherweise $\alpha_n = 30^o$.

38.2.4 Zähnezahl

Bei einem Innenzahnrad muss gemäss DIN 3960 die Zähnezahl negativ angegeben werden. Die Zähnezahlen von Welle und Nabe sind gleich gross, aber mit unterschiedlichem Vorzeichen.

38.2.5 Profilverschiebungsfaktor

Das Werkzeug kann während der Herstellung verschoben werden. Der Abstand zwischen dem Herstellwälzkreis und der Bezugsline des Werkzeugs nennt sich Profilverschiebung. Bei einer positiven Profilverschiebung wird das Werkzeug weiter aus dem Material herausgezogen, wodurch sich die Zahndicke am Fuss erhöht und am Kopf verringert. Bei einer negativen Profilverschiebung fährt das Werkzeug dagegen weiter in das Material hinein, wodurch sich die Zahndicke verkleinert und auch Unterschnitt eher auftreten kann. Für die Faktoren von Ritzel und Rad gilt:

$$x_1^* = -x_2^*$$

Über den -Button kann der Profilverschiebungsfaktor von KISSsoft aus gemessenen Daten oder aus Angaben in Zeichnungen bestimmt werden.

Folgende Optionen stehen zur Auswahl:

- **Zahnweite**
  Dazu muss die Zahnweite und die Messzähnezahl eingegeben werden. Diese Option kann nicht für (Innen-)Schrägverzahnungen genutzt werden, da die Zahnweite in dem Fall nicht messbar ist.
- **Kugelmass über zwei Kugeln**
  Dazu muss dieses Mass und der Durchmesser des Messkörpers eingegeben werden. Das Kugelmass unterscheidet sich vom Rollenmass bei Schrägverzahnung und ungerader Zähnezahl, siehe Rollenmass.
- **Rollenmass über zwei Rollen**
  Dazu muss dieses Mass und der Durchmesser des Messkörpers eingegeben werden. Bei Schrägverzahnung und ungerader Zähnezahl ist eine Mindestbreite erforderlich, so dass die Messung durchgeführt werden kann. Bei einer Innenschrägverzahnung, kann das Rollenmass nicht gemessen werden.
- **Kopfkreis**
  Diese Berechnung ist eher ungenau, weil der Kopfkreis nicht immer nur von der Profilverschiebung abhängt.
- **Zahndicke am Teilkreis**
  Dazu muss die Zahndicke eingegeben werden, wobei zusätzlich festgelegt werden kann, ob es sich um die Bogenlänge oder Sehne, Stirn- oder Normalschnitt handelt.

HINWEIS

Profilverschiebungsfaktor von Welle und Nabe sind betragsmässig gleich gross.

38.2.6 Qualität

Erreichbare Qualitäten sind in Tabelle 38.2 dargestellt.

Herstellverfahren	**Qualität nach DIN/ISO**		
Schleifen	2	. . .	7
Schaben	5	. . .	7
Hobeln	(5)6	. . .	9
Fräsen	(5)6	. . .	9
Stossen	(5)6	. . .	9

Stanzen, Sintern	8	. . .	12

Tabelle 38.2: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

38.2.7 Geometrieeingaben Niemann

Geometrieeingaben, welche nur bei der Festigkeitsberechnung nach Niemann verwendet werden, sind:

- Durchmesser Wellenbohrung d_1
- Grosser Aussendurchmesser Nabe D_2

Führt man eine Berechnung nach Niemann durch, sind noch zusätzliche Werte einzugeben. Je nach Position der Last kann ein Wert a0 eingegeben werden. Hat man eine abgesetzte Nabe müssen zusätzlich der kleine Aussendurchmesser der Nabe D_1 und die Breite des Nabenteils c (mit D_2). Wie diese Werte definiert sind zeigt folgende Skizze:

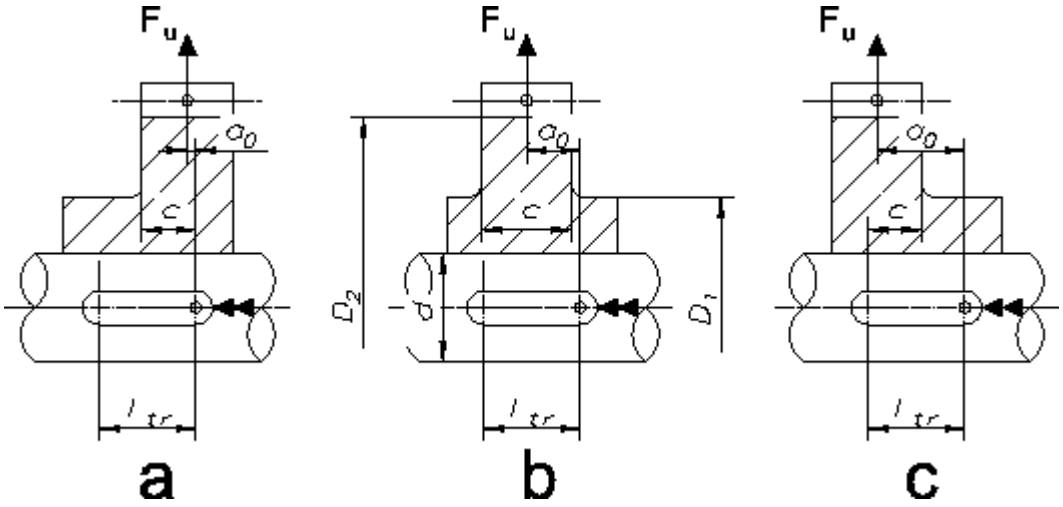


Abbildung 38.3: Parameterdefinition Niemann

38.2.8 Details der Geometrie

Durch Klicken des `Details...`-Button oben rechts im Bereich Geometrie öffnet sich das `Details der Geometrie definieren`-Fenster. Sie können darin die Grössen ändern für die Zeichnungsnummern Welle und Nabe.

38.2.9 Details der Festigkeit definieren

Die Festigkeitsberechnung wird entweder nach Niemann [64] ,nach DIN 5466 oder AGMA 6123-C16 durchgeführt. Die DIN 5466 befindet sich noch in der Entwicklung, deshalb gibt es dazu keine weiteren Erläuterungen. Für die Berechnung nach DIN 5466 und nach Niemann sind zusätzliche Eingaben erforderlich.

Die Festigkeitsmethode nach Niemann wird im Kapitel Zahnwelle (Festigkeit) (siehe Seite IV-56) genauer beschrieben.

38.2.9.1 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt Tabelle 38.2. Ausführlichere Angaben finden Sie in ISO 6336, DIN 3990, DIN 3991.

Arbeitsweise	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
der Antriebs-	gleich-	mässige	mittlere	starke
maschine	mässig	Stösse	Stösse	Stösse
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 38.4: Zuordnung Arbeitsweise - Anwendungsfaktor

38.2.9.2 Festigkeitsmethode nach Niemann

Lastverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel

Bei der Auswahl des Liste bei `Lastverlauf` gibt es zwei Positionen zur Auswahl:

1. `Kein Wechselmoment`
2. `Mit Wechselmoment`

Bei Wahl der Positionen 2) und 3) wird zusätzlich mit der `Häufigkeit der Lastrichtungswechsel NW` nach DIN 6892/ Bild 6 ein Lastrichtungswech-

selfaktor f_w bestimmt. Bei Position 1) wird der Faktor auf 1.0 gesetzt. Diese Eingaben sind nur für die Berechnung nach Niemann.

$p_{eq}=f_w * p_{zul}$

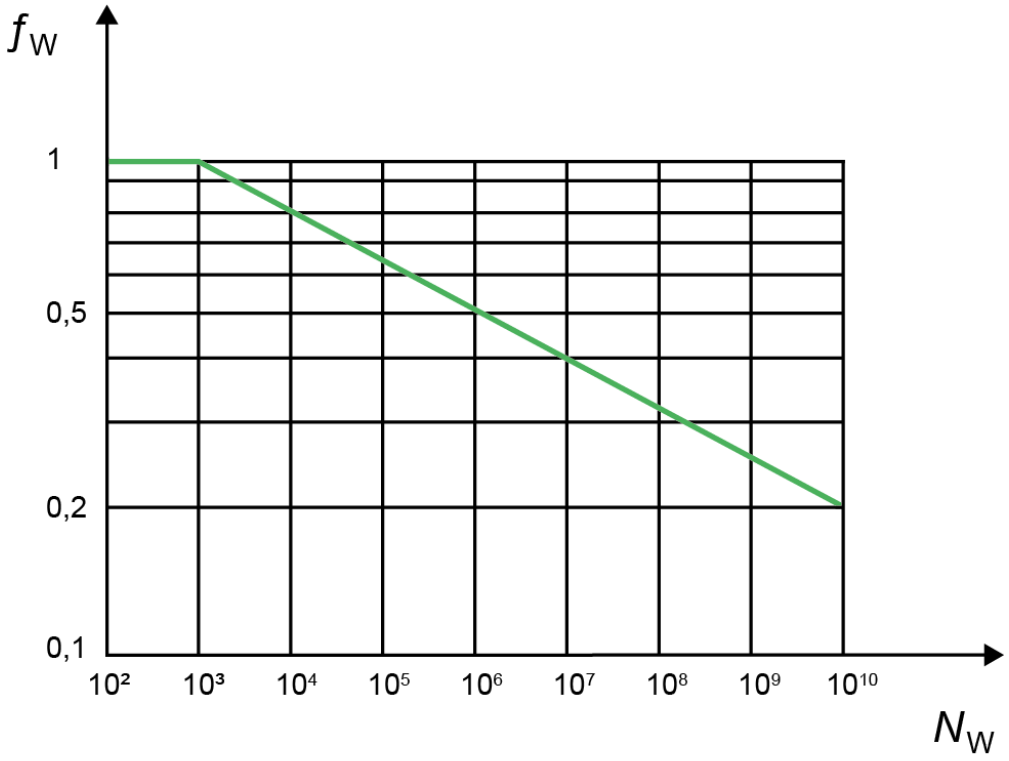


Abbildung 38.5: Grafik analog DIN 6892 Bild 6: Lastrichtungswechselfaktor für wechselseitige Belastung

Häufigkeit der Lastspitze

fL ist der Lastspitzenfaktor, welcher von der Werkstoffart und der `Häufigkeit der Lastspitze NL` abhängt. Dieser Faktor wird in einem Diagramm in der DIN 6892 dargestellt. Dieser Wert wird bei der Berechnung nach Niemann benötigt.

Für die Berechnung mit dem Spitzenmoment:

$p_{max}=f_L * p_{zul}$

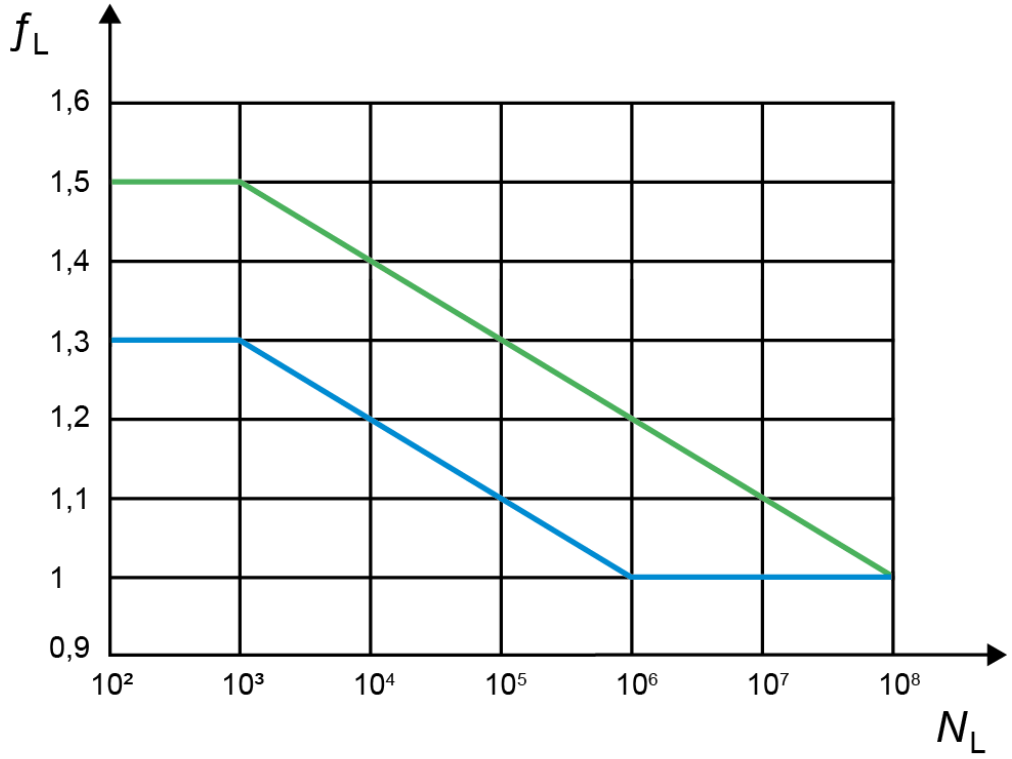


Abbildung 38.6: Grafik analog Niemann (DIN 6892 Bild 7): Lastspitzenfaktor

- grüne Linie: duktiler Werkstoff
- blaue Linie: spröder Werkstoff

Anteilfaktor

Bei Profilen nach DIN wird die Eingabe der Qualität Q (Maximalwert Welle oder Nabe) direkt als 'Toleranzfeld nach DIN 5480' eingesetzt und damit nach der untenstehenden Tabelle der Wert von $k_{\varphi\beta}$ bestimmt.

Bei Profilen nach ISO und ANSI wird die eingegebene Qualität Q (Maximalwert) +4 (siehe Abschnitt 'Toleranzen') genommen und als 'Toleranzfeld nach DIN 5480' eingesetzt, mit diesem Wert wird dann $k_{\varphi\beta}$ bestimmt.

Formschluss-	**Zahnwellenverbindung mit Evolventenflanken**
verbindung	**Toleranzfelder nach DIN 5480**

	H5/IT4	H7/IT7	H8/IT8	H9/IT9	H11/IT11	Grösstwert
$k_{\varphi\beta}$eq	1.1	1.3	1.5	2	4	z/2
$k_{\varphi\beta}$max	1	1.1	1.3	1.7	3	z/2

Tabelle 38.7: Anteilfaktor nach Niemann

HINWEIS:

Die empfohlenen Werte für $k_{\varphi\beta}$ nach Niemann gelten für Zahnwellenverbindungen, welche nur durch Torsion beansprucht sind. Bei zusätzlicher Beansprunung durch Biegung oder Querkräfte können sehr viel höhere lokale Belastungen entstehen. Solche Fälle müssen mit genaueren Methoden überprüft werden.

Toleranzen bei Zahnwellen

Zum Vergleich haben wir ein Beispiel für die Toleranzen nach DIN 5480, ISO 4156 und ANSI B92.1 (Zahnwelle) und für die Toleranzen ISO 1328 und DIN 3961 (Stirnradpaar) der Qualität 6 (aussen) und Qualität 7 (innen) gerechnet.

Die Resultate für die ISO 4156 Qualität sind 3-4 Qualitätsstufen höher als dieselben Resultate der DIN 5480 Qualität.

Die ANSI B92.1 liefert dieselben Resultate wie die der ISO 4156.

Das ist sehr verwirrend, den bei allen anderen Zahnrädern (geradverzahnte und Schrägverzahnte Stirnräder, Kegelräder, Schnecken,...) liefern die Qualitätsnummern für die DIN, ISO und AGMA meistens sehr ähnliche Toleranzresultate.

Längenfaktor

Zur Belastung wird ein Längenfaktor k_1 dazumultipliziert, welcher die Lastverteilung über die tragende Länge infolge Verdrillung von Welle und Nabe berücksichtigt. Der Längenfaktor ist vom Ersatzdurchmesser abhängig, welcher aus der tragenden Länge, dem kleinen und dem grossen Nabenaussendurchmesser und der Breite c zum Aussendurchmesser bestimmt wird. Zusätzlich wird der Abstand a_0 für die Bestimmung des Längenfaktors verwendet. Dieser Faktor ist in einem Diagramm im Niemann dargestellt.

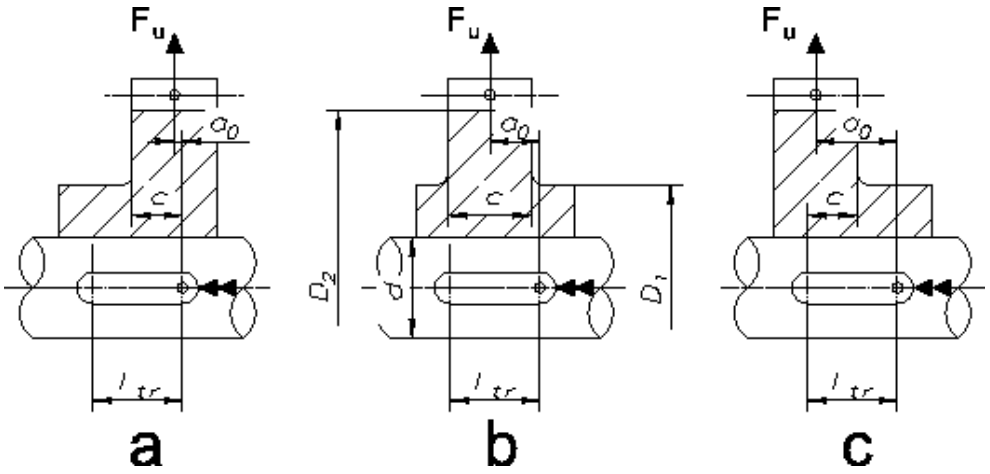


Tabelle 38.8: Längenfaktor nach Niemann

HINWEIS:

Die empfohlenen Werte für k_1 nach Niemann gelten für Zahnwellenverbindungen, welche nur durch Torsion beansprucht sind. Bei zusätzlicher Beansprunung durch Biegung oder Querkräfte können sehr viel höhere lokale Belastungen entstehen. Solche Fälle müssen mit genaueren Methoden überprüft werden.

38.2.9.3 Festigkeitsmethode DIN 5466

Resultierende Querkraft

Querkräfte senkrecht zur Wellenachse verursachen einen beidseitigen Flankenkontakt auf der gegenüberliegenden Seite des Angriffpunkts.

Spannungsverhältnis R

Spannungsverhältnisse sind das Verhältnis von Unter- und Oberspannung bzgl. einer bestimmten Lastart, wie z.B. dem Drehmoment. Dabei beziffert R = -1 ein rein wechselndes , R = 0 ein rein schwellendes Spannungsverhältnis.

Breiten- und Umfangsfaktor

Setzen Sie einen Flag in die Checkbox rechts neben dem Eingabefeld einer dieser Faktoren können Sie sie vorgeben. Ansonsten werden sie berechnet und können sich im Bereich [3, 5] bewegen. Da sie zur Bestimmung der Lastüberhöhung miteinander multipliziert werden, können, gegenüber der Berechnungsmethode nach Niemann, bis zu 20-fach kleinere Sicherheiten resultieren.

38.2.9.4 Festigkeitsmethode AGMA 6123-B06

Diese Norm ist für die Auslegung eines geschlossenen Planetengetriebes, aber es ist auch ein Teil enthalten, in welchem die Zahnwelle berechnet wird (Kapitel 10.4).

Bei dieser Rechenmethode wird ein zulässiges Drehmoment für die Kontaktspannung und ein zulässiges Drehmoment für das Fressen und die Verschleissfestigkeit berechnet.

Sowohl die zulässige Scherspannung ssA als auch die zulässige Kontaktspannung scA wird aus der Kernhärte des Werkstoffes (HRC-Wert) berechnet.

Die berechneten zulässigen Drehmomente werden dann mit dem maximalen Drehmoment Tmax (Tn*KA) verglichen und so eine Sicherheit bestimmt.

Unter `Berechnung/Einstellungen` können Sollsicherheiten definiert werden, welche für die Bestimmung der Sicherheitsfaktoren und für die Auslegungen verwendet werden.

Als zusätzliche Eingaben der Rechenmethode ist der Fluchtungstyp (ausgerichtet; nicht ausgerichtet, nicht breitenballig; nicht ausgerichtet, breitenballig) und je nach Auswahl der Fluchtungswinkel zu definieren.

Mit den Eingaben kann der Breitenlastfaktor Fm bestimmt werden.

HINWEIS:

Bei der Berechnung der Scherspannung wird vorausgesetzt, dass die Belastung von der halben Anzahl der Zähne getragen wird, bei der Berechnung gegen Fressen und Verschleissfestigkeit wird vorausgesetzt, dass die Belastung (Verschleiss) auf alle Zähne wirkt.

Ist ein dünner Kranz mit schneller Drehzahl im Einsatz, sollte dieser auf Kranzbruch geprüft werden. Die AGMA 6123 hat dazu eine Berechnung, welche in 3 Teile unterteilt ist, die radiale Komponente, die Zugspannung und die zentrifugale Ringspannung.

Aus den Komponenten lässt sich dann eine Gesamtzugspannung auf den Ring berechnen, welcher mit der zulässigen Spannung (aus der Kernhärte umgerechnet) verglichen wird, was der Sicherheit Kranzbruch entspricht.

HINWEIS:

Bei der Berechnung der Sicherheit gegen Bruch des Kranzes wird vorausgesetzt, dass die Belastung von der halben Anzahl der Zähne getragen wird.

Die Formeln der einzelnen Berechnungen sind am Ende des Berechnungsprotokolles zu finden.

38.2.10 Werkstoffe

Die in den Dropdownlisten angezeigten Werkstoffe stammen aus der Werkstoffdatenbank. Wenn Sie den gewünschten Werkstoff hier nicht finden, können Sie `Eigene Eingabe` aus der Liste wählen, oder den Werkstoff zuerst in der Datenbank (siehe Seite I-89) eintragen. Klicken des - Buttons öffnet das `Werkstoff Nabe/Welle`-Fenster, in dem Sie aus einer Liste der in der Datenbank verfügbaren Werkstoffe wählen können. Auswahl von `Eigene Eingabe` ermöglicht es Ihnen, die Werkstoffparameter einzeln übergeben, was dem `Neuen Eintrag erstellen`-Fenster des Datenbanktools entspricht.

38.3 Toleranzen

38.3.1 Zahndickentoleranz

Über die Dropdownliste `Zahndickentoleranz` stehen Ihnen die unten aufgeführten Optionen zur Verfügung.

Die Abmasse für ‚Actual' (smax, smin, emax, emin) entsprechen der Einzelmessung (Zahnweite oder Rollenmass gemessen an der Verzahnung), die Abmasse für ‚Effective' (svmax, svmin, evmax, evmin) entsprechen der Messung mit Lehren (alle Zähne gemeinsam kontrolliert). Das Verzahnungsspiel einer Spline-Verbindung ergibt sich dementsprechend aus den ‚Effective'-Abmassen. Die Effective-Abmasse beinhalten zusätzlich zu den Zahndickenabmassen des Einzelzahns auch noch eine Teilungs-und Formfehler-Komponente. Die ‚Effective' Abmasse sind folglich theoretische Werte, sie sind kleiner (der Zahn ist dicker) als mit den ‚Actual' Abmassen.

HINWEIS

Gemäss Norm werden bei der Welle die Abmasse für die Zahndicke (smax, smin) angegeben, bei der Nabe gelten die Abmasse hingegen für die Zahnlücke (emax, emin).

Falls die Zahndicken-Toleranz auf eigene Eingabe gestellt wird, kann bei der Welle svmax (Maximalabmass ‚Effective') eingegeben werden, svmin wird berechnet, da die Beziehung gilt:

svmin – smin = svmax – smax

Zusätzlich können dann auch über den Flag bei ‚Actual' die Einzelmessungs-Abmasse vorgegeben werden. Falls der Flag nicht gesetzt wird, wird sowohl die Differenz svmax–smax (Teilungs-und Formfehler-Komponente), sowie das Toleranzintervall smax-smin entsprechend der Norm für die gewählte Qualität gesetzt.

Dasselbe gilt auch analog für die Nabe.

38.3.1.1 DIN 5480

Die DIN 5480 hat gegenüber ISO 4156 oder ANSI 92.1 die Besonderheit, dass bei der Welle immer sveffmin = svmax ist, bei der Nabe eveffmax = svmin, deshalb wird sveffmin und eveffmax nicht angezeigt.

HINWEIS

Die Toleranzbreite bei den Angaben für Lehren sind grösser auf Grund des Taylorschen Grundsatz [25].

38.3.1.2 ANSI 92.1 und ISO4156/ANSI 92.2M

Falls Sie sich für die `Eigene Eingabe` der Zahndickentoleranz entschieden haben, sollten Sie folgende Punkte beachten:
Entsprechend dem üblichen Toleranz-System für Stirnräder wird das Zahndickenabmass s_v für die `Effective` Zahndicke bei Gesamtmessung (Kaliber) eingegeben. Die `Actual` Zahndicke s bei Einzelmessung wird entsprechend den folgenden Gleichnungen ermittelt.

$$s_{\max} = s_{v,\max} - \lambda \tag{38.1}$$

$$s_{\min} = s_{v,\min} - \lambda \tag{38.2}$$

Die angefügten Gleichungen gelten für die Zahndicke der Welle, beziehungsweise für die Zahnlücke der Nabe.

38.3.2 Effective/Actual

Klicken des -Buttons öffnet das Fenster `Zahndickenabmass Effective(Actual) für Welle umrechnen`, mit der jeweiligen Maske können die Effective/ Actual Zahndickenabmasse umgerechnet werden. Als Eingaben sind entweder die Zahnweite, Kugel- oder Rollenmass oder die Zahndicke möglich.

38.3.3 Messkörperdurchmesser Welle/Nabe

In der implementierten DIN 5480, Teil 1, ist ein Auszug der nach DIN 3977 zu verwendenden Messrollendurchmesser aufgeführt. Es steht Ihnen frei, den Umfang verfügbarer Rollendurchmesser in der Datei `Z0Rollen.dat` im Ordner `dat` Ihres KISSsoft -Installationsverzeichnis zu erweitern.

38.4 Lehren

Zahnwellenverbindungen werden häufig mit Lehren kontrolliert.

Gutlehren sind immer vollverzahnt (Zähne rundherum) und prüfen die Toleranzgrenze **effective** . Diese ist bei Naben die Zahnlücke **min. effective** und bei Wellen die Zahndicke **max. effective**.

Ausschusslehren sind immer sektorverzahnt (jeweils, je nach Zähnezahl des Prüflings, 2-7 Zähne gegenüber liegend) und prüfen die Toleranzgrenze **actual** . Diese ist bei Naben die Zahnlücke **max. actual** und bei Wellen die Zahndicke **min. actual**. Die aussenliegenden Flanken jedes Sektors werden genügend freigestellt (Flankenrücknahme, siehe 1 im Bild), da sie nicht genau messbar sind.

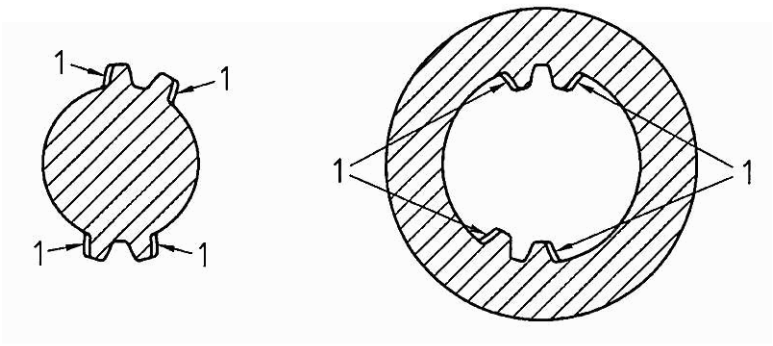


Abbildung 38.9: Darstellung von Lehren

Die Abmasse von Lehren nach ISO 4156 und DIN 5480-15 werden von KISSsoft alle berechnet, dazu muss unter ‚Protokolle' die ‚Konstruktion von Lehren' aufgerufen werden. Für Profile nach ANSI gibt es keine automatische Berechnung der Lehrenmasse.

Die DIN 5480-15 ist auf den Eingriffswinkel von 30° beschränkt, die Eingriffswinkel 37.5° und 45° sind in der ISO 4156 definiert. In der DIN 5480-15 sind Daten für einen Modulbereich von 0.5 bis 10 mm und eine maximale Zähnezahl von 100 des Prüflings angegeben. Für Grössen, welche ausserhalb der Angaben der DIN 5480-15 sind, werden keine Angaben im Protokoll ausgegeben.

Nach der DIN 5480-15 sollte ein berechneter Abmassfaktor **AF1** für die Messrollen angegeben werden, falls die Messrollen nicht exakt mit dem Sollmass übereinstimmen. Das Mass **AF1** wird dann als Multiplikationsfaktor auf den Mittelwert der Abmasse der beiden Messrollen gerechnet, somit kann die Toleranz für das Mass über Rollen bestimmt werden. Da dieser Wert nicht bekannt ist, wird auf diese Berechnung in KISSsoft verzichtet.

38.5 Zahnform

Will man die Zahnformen der Zahnwellenverbindung erzeugen, stehen im Tab `Zahnform` sechs unterschiedliche Toleranzlagen (actual, effective) und drei verschiedene Durchmessertoleranzen zur Auswahl.

Standardeinstellung ist dabei das mittlere Abmass für die Zahndicken und die Durchmesser. Die resultierenden Durchmesser und Zahndicken können nach dem Berechnen vom Zahnformprotokoll entnommen werden.

HINWEIS

Damit die Durchmessertoleranzauswahl für den Fusskreisdurchmesser Einfluss hat, ist der Flag neben dem Fusskreisabmass im Tab `Bezugsprofil` zu setzen, ansonsten wird für die Berechnung des Fusskreisdurchmessers ausschliesslich die Toleranz der Zahndicke verwendet.

Wird der Flag nicht gesetzt, wird eine Standardtoleranz nach Norm für den Fusskreisdurchmesser verwendet, somit wird die Auswahl der Durchmessertoleranz für die Berechnung des Fusskreisdurchmessers nicht verwendet.

Kapitel 39
Polygon

Mit Polygon-Verbindungen können höchstbelastete Wellen-Naben-Verbindungen ausgeführt werden. Insbesondere wird die Festigkeit der Welle wegen der geringen Kerbwirkung der Verbindung nicht reduziert.

Für Polygonwellen wird eine Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) durchgeführt. Weitere Normen können hinzugefügt werden.

Für die Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) mit der Bestimmung der Sicherheiten stehen zwei Methoden zur Auswahl:

- Niemann, Band I (4.Auflage) [64].
- DIN 32711-2 (P3G-Profile) [84]/ DIN 32712-2 (P4C-Profile) [85]

Bei der Berechnung nach DIN wird allein der statische Lastfall betrachtet, bei der Methode nach Niemann kann noch der Einfluss durch Wechselmoment oder

die zusätzliche Berechnung mit Lastspitzen durchgeführt werden.

39.1 Normprofile

Folgende Normen stehen in der Auswahlliste zu Verfügung:

- DIN 32711-1 (P3G-Profil)
- DIN 32712-1 (P4C-Profil)

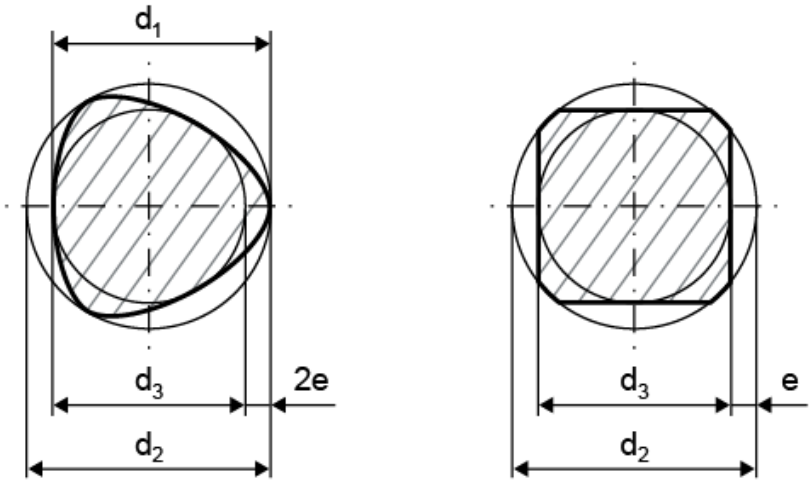


Tabelle 39.1: Profile

Beim P3G-Profil werden nach der Normauswahl in der Liste der Mittelkreisdurchmesser d1, der Aussenkreisdurchmesser d2, der Innenkreisdurchmesser d3, die Exzentrität e und der Faktor y angezeigt.
Beim P4C-Profil werden in der Liste der Aussenkreisdurchmesser d2, der Innenkreisdurchmesser d3, die Exzentrität e und der Faktor y angezeigt.

39.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

Arbeitsweise	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
der Antriebs-	gleich-	mässige	mittlere	starke
maschine	mässig	Stösse	Stösse	Stösse
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 39.2: Anwendungsfaktor nach DIN 6892

39.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel

Dieser Einfluss kann nur bei der Berechnungsmethode nach Niemann geltend gemacht werden.

Bei der Auswahl des Drehmomentverlaufs gibt es zwei Positionen zur Auswahl:

1. `Kein Wechselmoment`
2. `Mit Wechselmoment`

Bei Wahl der Position 2) wird zusätzlich mit der Häufigkeit der Lastrichtungswechsel nach DIN 6892/ Bild 6 ein Lastrichtungswechselfaktor f_w bestimmt. Bei Position 1) wird der Faktor auf 1.0 gesetzt.

39.4 Auftretende Flankenpressung

Methode nach Niemann:

Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel, welche für die äquivalente und für die maximale Belastung durchgeführt wird:

Profil P3G:

p(eq,max)=T * 1000/(l_{tr} * d1 * (0.75 * π * e + 0.05 * d1))

Projektionsfläche = l_{tr} * n * 2 * e; (n = 3)

d_1: Mittelkreisdurchmesser T: Drehmoment

l_{tr}: tragende Länge e: Exzentrität

Profil P4C:

er = (d2 - d3) / 4; dr = d3 + 2 * e

p(eq,max)=T * 1000/(l_{tr} * (π *dr* er + 0.05 * d2^2))

Projektionsfläche = l_{tr} * n * 2 * er; (n = 4)

d_2: Aussenkreisdurchmesser T: Drehmoment

l_{tr}: tragende Länge e: Exzentrität

d_r: rechnerischer theoretischer Durchmesser e_r: rechnerische Exzentrität

d_3: Innenkreisdurchmesser

Methode nach DIN:

Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel:

Profil P3G:

p=T * 1000/(l_{tr} * d1 * (0.75 * π * e + 0.05 * d1))

d_1: Mittelkreisdurchmesser T: Drehmoment

l_{tr}: tragende Länge e: Exzentrität

Profil P4C:

er = (d2 - d3) / 4; dr = d3 + 2 * e

p=T * 1000/(l_{tr} *dr (π * er + 0.05 * dr))

d_2: Aussenkreisdurchmesser

l_{tr}: tragende Länge

d_r: rechnerischer theoretischer Durchmesser

d_3: Innenkreisdurchmesser

T: Drehmoment

e: Exzentrität

e_r: rechnerische Exzentrität

39.5 Zulässige Pressung

Methode nach Niemann:

Die zulässigen Werte werden aufgrund der Streckgrenze (bzw. Bruchgrenze bei spröden Werkstoffen) berechnet. Für Dauerbeanspruchung mit T_{eq}:

- für duktile Werkstoffe:
$p_{eq}=f_s * f_H * R_p$

- für spröde Werkstoffe:
$p_{eq}=f_s * R_m$

Baustahl	**Werkstoff**	**f_s**
Welle	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.2
	GJL	1.0
Nabe	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.5
	GJL	2.0

Tabelle 39.6: Stützfaktor nach Niemann

Mit dem Stützfaktor f_s wird eine Stützwirkung berücksichtigt, welche bei druckbeanspruchten Bauteilen auftritt.
Der Härteeinflussfaktor f_H berechnet sich aus dem Verhältnis von Oberflächen- zu Kernhärte bei oberflächengehärteten Bauteilen.
Der Härteeinflussfaktor ist für einsatzgehärteter Stahl 1.15, ansonsten wird er 1.0 gesetzt. Die Werte für diesen Faktor sind nach DIN 6892.

Für die Berechnung mit dem Spitzenmoment:

$p_{max}=f_L * p_{eq}$

f_L ist der Lastspitzenfaktor, welcher von der Werkstoffart und der Häufigkeit der Lastspitze abhängt. Dieser Faktor wird in einem Diagramm in der DIN 6892 dargestellt.

Methode nach DIN:

Die zulässige Flächenpressung bei Welle bzw. Nabe bei den Polygon-Profilen P3G und P4C beträgt:

$p_{zul} = 0.9 * R_{p0.2}$

39.6 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

39.7 Einstellungen

Unter den Einstellungen kann man die Sollsicherheit für die Verbindung eingeben. Anhand der Sollsicherheit werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt.

Wählt man `Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohmass bestimmen` wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

39.8 Auslegungen

Bei der Auslegung wird der gesuchte Wert so bestimmt, dass gerade die gewünschte Sollsicherheit (Eingabe unter `Berechnungen/ Einstellungen`) erreicht wird. Um die Resultate im unteren Teil des Hauptfensters zu sehen, muss nach der Auslegung die Berechnung durchgeführt werden. Mögliche Auslegungen:

- übertragbares Nenndrehmoment T_n
- übertragbares Maximaldrehmoment T_{max} (nur bei Niemann)
- tragende Länge l_{tr}

39.9 Grafik

Die Polygonform wird anhand der Formeln der jeweiligen DIN-Norm (32711-1/ 32712-1) bestimmt und als Grafik angezeigt, welche als Bilddatei oder als DXF-Datei exportiert werden kann.

Gleichung der Polygonkurve (Profil P3G, DIN 32711-1):

$$x(\alpha) = \left[Dm/2 - e \cdot \cos(3 \cdot \alpha)\right] \cdot \cos(\alpha) - 3 \cdot e \cdot \sin(3 \cdot \alpha) \cdot \sin(\alpha)$$

$$y(\alpha) = \left[Dm/2 - e \cdot \cos(3 \cdot \alpha)\right] \cdot \sin(\alpha) - 3 \cdot e \cdot \sin(3 \cdot \alpha) \cdot \cos(\alpha)$$

Gleichung der Polygonkurve (Profil P4C, DIN 32712-1):

$$x(\alpha) = \left[Dm/2 - e \cdot \cos(4 \cdot \alpha)\right] \cdot \cos(\alpha) - 4 \cdot e \cdot \sin(4 \cdot \alpha) \cdot \sin(\alpha)$$

$$y(\alpha) = \left[Dm/2 - e \cdot \cos(4 \cdot \alpha)\right] \cdot \sin(\alpha) - 4 \cdot e \cdot \sin(4 \cdot \alpha) \cdot \cos(\alpha)$$

Kapitel 40
Scheibenfeder

Verbindungen mit Scheibenfedern werden nicht mehr häufig eingesetzt, da durch die tiefe Nut hohe Kerbwirkung entsteht. Die Verbindung ist insbesondere in der Feinwerktechnik verbreitet.

Für Scheibenfedern wird eine Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) durchgeführt. Weitere Normen können hinzugefügt werden. Die Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) mit der Bestimmung der Sicherheiten erfolgt nach der klassischen Literatur [64]. Die Berechnung nach Niemann lehnt der DIN 6892 (Passfeder-Berechnung) an.

40.1 Normprofile

Folgende Normen stehen in der Auswahlliste zu Verfügung:

- `DIN 6888, Reihe A` (hohe Nabennut)
- `DIN 6888, Reihe B` (niedrige Nabennut)
- `Eigene Eingabe`

Bei der Scheibenfeder werden nach der Normauswahl die entsprechenden Werte angezeigt.

b: Breite d: Durchmesser

h: Höhe t_1: Nutentiefe Welle

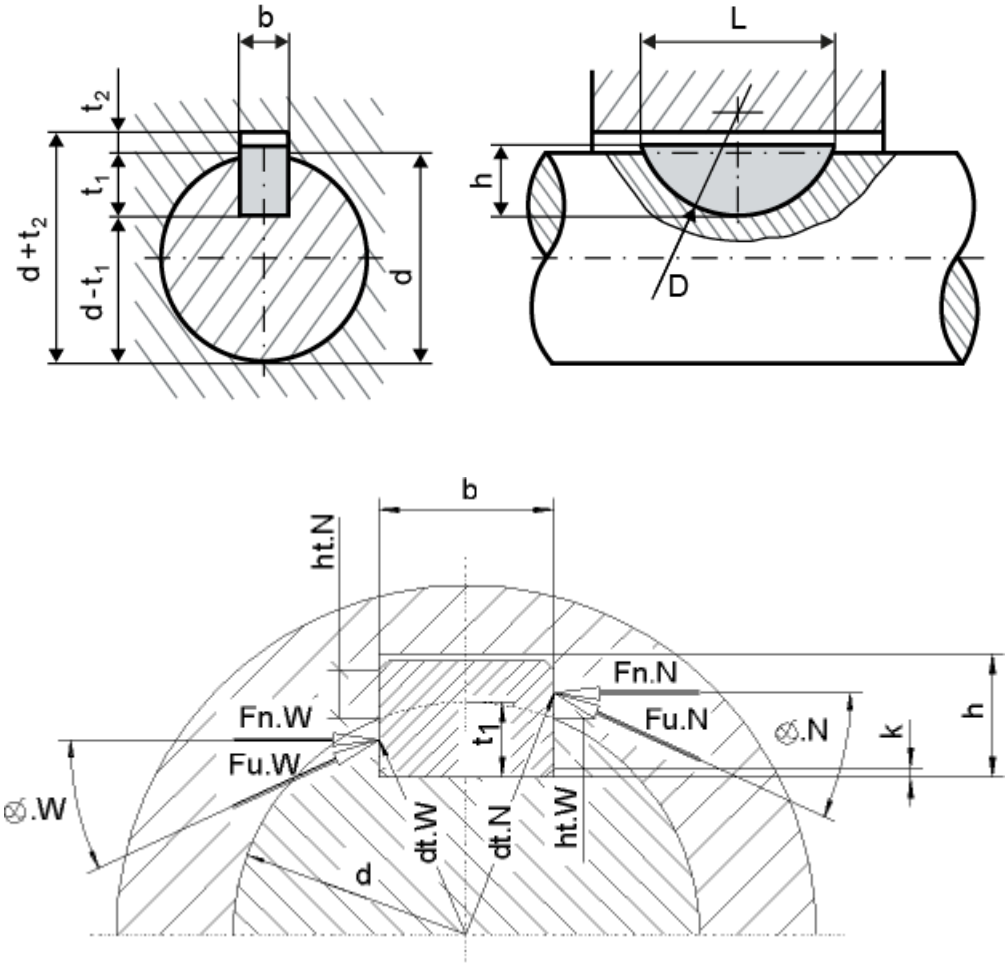


Abbildung 40.1: Scheibenfeder mit Umfangs- und Normalkräften für die Berechnung nach Niemann

Eigene Eingabe: Mit der Option `Eigene Eingabe` können beliebige Scheibenfedern definiert werden.

40.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

Arbeitsweise	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
der Antriebs-	gleich-	mässige	mittlere	starke
maschine	mässig	Stösse	Stösse	Stösse
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 40.2: Anwendungsfaktor nach DIN 6892

40.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel

Bei der Auswahl des Drehmomentverlaufs gibt es zwei Positionen zur Auswahl:

1. `Kein Wechselmoment`
2. `Mit Wechselmoment`

Bei Wahl der Position 2) wird zusätzlich mit der Häufigkeit der Lastrichtungswechsel nach DIN 6892/ Bild 6 ein Lastrichtungswechselfaktor f_w bestimmt. Bei Position 1) wird der Faktor auf 1.0 gesetzt.

40.4 Auftretende Flankenpressung

Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel, welche für die äquivalente und für die maximale Belastung durchgeführt wird:

$$p(eq,max)=k_{\varphi\beta}(eq,max) * k_1 * T * 2000/(d * l_{tr} * h_{tw} * z)$$

$k_{\varphi\beta}$: Anteilfaktor

k_1: Längenfaktor

T: Drehmoment

d: Wellendurchmesser

l_{tr}: tragende Länge

h_{tw}: tragende Höhe (Welle)

z: Anzahl Scheibenfedern

40.5 Längenfaktor

Zur Belastung wird ein Längenfaktor k_1 dazumultipliziert, welcher die Lastverteilung über die tragende Länge infolge Verdrillung von Welle und Nabe berücksichtigt. Der Längenfaktor ist vom Ersatzdurchmesser abhängig, welcher aus der tragenden Länge, dem kleinen und dem grossen Nabenaussendurchmesser und der Breite c zum Aussendurchmesser bestimmt wird. Zusätzlich wird der Abstand a_0 für für die Bestimmung des Längenfaktors verwendet. Dieser Faktor ist in einem Diagramm im Niemann dargestellt.

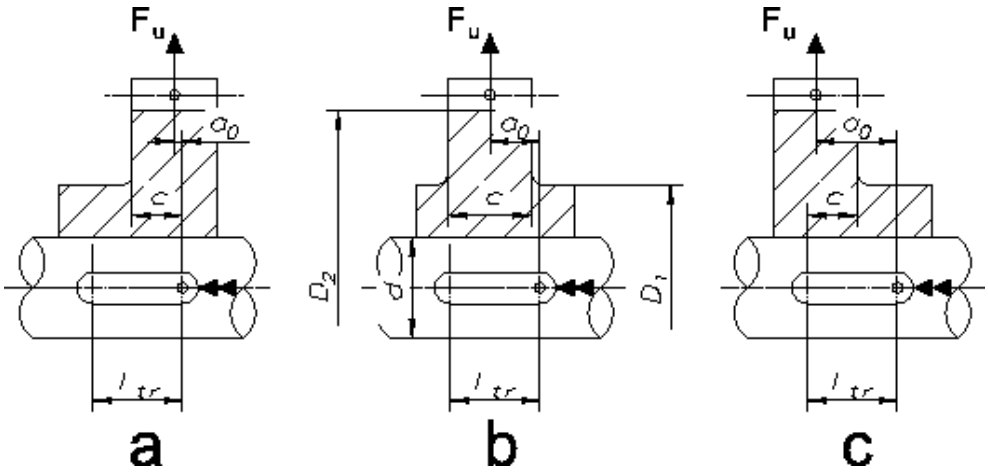


Abbildung 40.3: Scheibenfeder: Krafteinleitung.

40.6 Anteilfaktor

Zur Berechnung der auftretenden Flankenpressung wird ein Anteilfaktor $k_{\varphi\beta}$ miteinbezogen, welcher auch mit der Belastung multipliziert wird. Zwischengrössen, welche nicht in der Tabelle vorhanden sind, werden linear interpoliert.

Formschluss-	**Zahnwellenverbindung mit Evolventenflanken**					
verbindung	**Toleranzfelder nach DIN 5480**					
	H5/IT4	**H7/IT7**	**H8/IT8**	**H9/IT9**	**H11/IT11**	**Grösstwert**
$k_{\varphi\beta}$eq	1.1	1.3	1.5	2	4	z/2
$k_{\varphi\beta}$max	1	1.1	1.3	1.7	3	z/2

Tabelle 40.4: Anteilfaktor nach Niemann

40.7 Zulässige Pressung

Die zulässigen Werte werden aufgrund der Streckgrenze (bzw. Bruchgrenze bei spröden Werkstoffen) berechnet. Für Dauerbeanspruchung mit T_{eq}:

- für duktile Werkstoffe:
$p_{eq}=f_s * f_H * R_p$

- für spröde Werkstoffe:
$p_{eq}=f_s * R_m$

Baustahl	**Werkstoff**	**f_s**
Welle	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.2
	GJL	1.0
Nabe	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.5
	GJL	2.0

Tabelle 1.6: Stützfaktor nach Niemann

Mit dem Stützfaktor f_s wird eine Stützwirkung berücksichtigt, welche bei druckbeanspruchten Bauteilen auftritt.
Der Härteeinflussfaktor f_H berechnet sich aus dem Verhältnis von Oberflächen- zu Kernhärte bei oberflächengehärteten Bauteilen.
Der Härteeinflussfaktor ist für einsatzgehärteter Stahl 1.15, ansonsten wird er 1.0 gesetzt. Die Werte für diesen Faktor sind nach DIN 6892.

Für die Berechnung mit dem Spitzenmoment:

$p_{max}=f_L * p_{eq}$

f_L ist der Lastspitzenfaktor, welcher von der Werkstoffart und der Häufigkeit der Lastspitze abhängt. Dieser Faktor wird in einem Diagramm in der DIN 6892 dargestellt.

40.8 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

40.9 Einstellungen

Unter den Einstellungen kann man die Sollsicherheit für die Verbindung eingeben. Anhand der Sollsicherheit werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt.

Ist der Flag `Pressbelastung der Passfeder berücksichtigen` gesetzt, werden auch die Werte der Scheibenfeder bei den Auslegungen miteinbezogen. Ansonsten werden die Auslegungen nur anhand der Werte von Welle und Nabe ausgeführt.

Wählt man `Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohmass bestimmen` wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

40.10 Auslegungen

Bei der Auslegung wird der gesuchte Wert so bestimmt, dass gerade die gewünschte Sollsicherheit (Eingabe unter `Berechnungen/ Einstellungen`) erreicht wird. Um die Resultate im unteren Teil des Hauptfensters zu sehen, muss nach der Auslegung die Berechnung durchgeführt werden.

Mögliche Auslegungen:

- übertragbares Nenndrehmoment T_n

Kapitel 41
Bolzen und Stifte

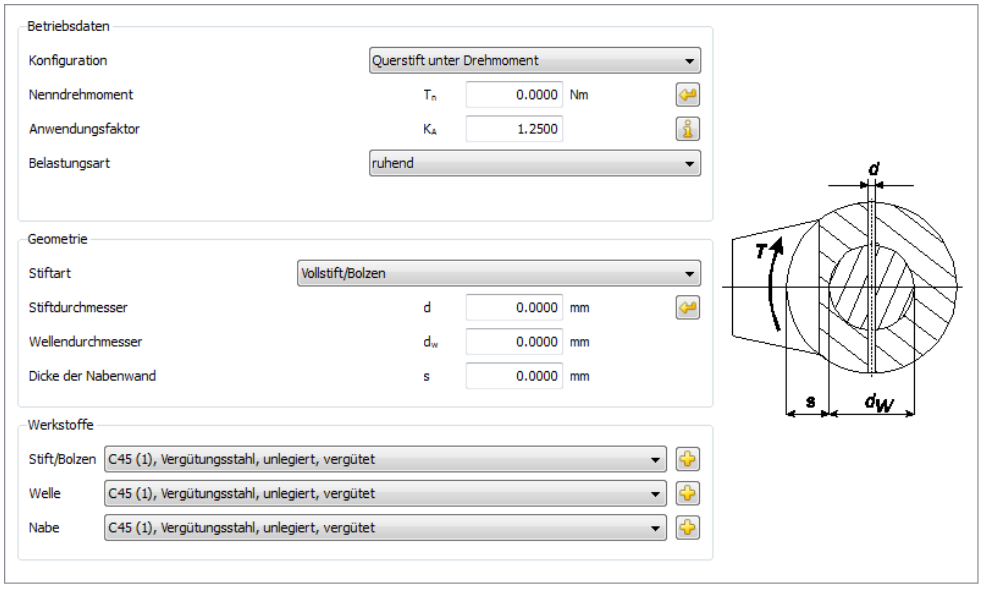


Abbildung 41.1: Basisdaten Bolzen und Stifte

Bolzen-/ Stiftverbindungen sind je nach Anwendungsfall in vier Berechnungstypen unterteilt:

- `Querstift unter Drehmoment`
  Bei Querstiftverbindungen wird bei grösseren Kräften die Flächenpressung der Welle und Nabe und die Abscherung des Stiftes geprüft.
- `Längsstift unter Drehmoment`
  Längsstiftverbindungen werden auf Flächenpressung der Welle und Nabe und Abscheren des Stiftes beansprucht.
- `Steckstift unter Biegekraft`
  Bei Steckstiftverbindungen wird der Stift durch ein Moment auf Biegung und durch eine Querkraft auf Schub beansprucht. Berechnet werden dabei die Abscherung, Flächenpressung und die Biegung des Stiftes und die Flächenpressung des Bauteils.
- `Querbelastete Bolzenverbindung (zweischnittig)`
  Der Bolzen wird bei dieser Anordnung auf Biegung, Schub und Flächenpres-

sung beansprucht. Bei der Bolzenberechnung wird je nach Passungen der Verbindungen Stange/ Bolzen und Gabel/ Bolzen unterschieden. Erfahrungsgemäss ist bei nicht gleitenden Flächen die Biegung, bei gleitenden Flächen die Flächenpressung der entscheidende Wert für die Auslegung.

- Bolzen in Kreisanordnung (einschnittig)
  Bei dieser Anordnung wird das wirkende Drehmoment gleichmässig auf die einzelnen Bolzen/Stifte aufgeteilt, somit werden die Welle und Nabe auf Flächenpressung der einzelne Bolzen/Stift auf Abscheren belastet. Weiter werden die maximale Scherspannung (berechnet nach Roloff Matek [62], S. 254) und die minimale Sicherheit für den Bolzen ausgegeben.

Die Berechnung der Belastungen von Bolzen, Welle und Nabe (oder Bauteil) mit der Bestimmung der Sicherheiten erfolgt nach der klassischen Literatur (Niemann, Maschinenelemente I, 4. Auflage, 2005[64]),

ausgenommen Bolzen in Kreisanordnung.

Die Berechnung der Querschnittsfläche und Widerstandsmoment gegen Biegung der Spiral- und Spannstiften(-hülsen) werden gemäss Decker[86] berechnet. Bei den Konfigurationen, bei welchen die Bolzen Spiral- und Spannstiften(-hülsen) ausschliesslich auf Scherung beansprucht werden, wird die zulässige Scherkraft der jeweiligen DIN EN ISO-Norm der Stifte entnommen.

41.1 Einflussfaktoren

Bei der Berechnung der einzelnen Verbindungen werden einige Faktoren benötigt, die je nach Belastung, Bauart etc. festgelegt sind:

- Anwendungsfaktor
- Dynamikfaktor:
  ruhende Last: Cd = 1; Schwelllast: Cd = 0,7; Wechsellast: Cd = 0,5;
  bei Spiralspannstiften und Spiralstiften (-hülsen):
  ruhende Last: Cd = 1; Schwelllast: Cd = 0,75; Wechsellast: Cd = 0,375;
- Minderungsfaktoren für Vollstift/ Kerbstift
  Vollstift: Ck = 1; Kerbstift (Biegung, Schub): Ck = 0,7; Kerbstift Pressung: Ckp = 0,8;

Da die zulässigen Werkstoffwerte in der Literatur sehr tief liegen, wurden zusätzliche Werkstofffaktoren eingeführt, mit welchen man dann die Tabellenwerte erreicht.

41.2 Werkstoffe

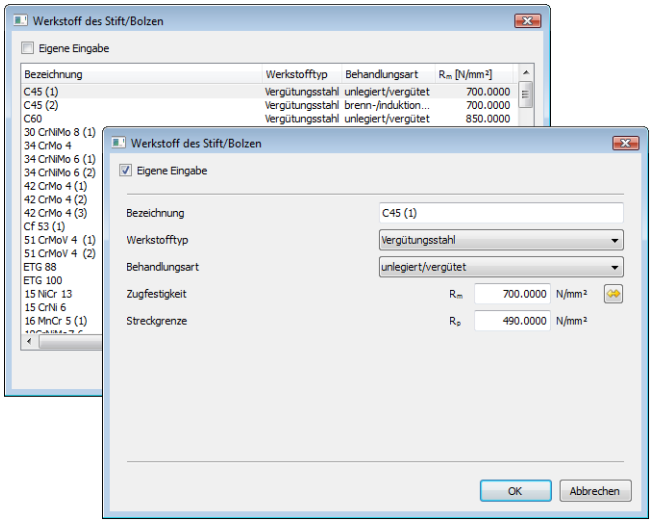


Abbildung 41.2: Werkstoffmaske Bolzen und Stifte

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

41.3 Einstellungen

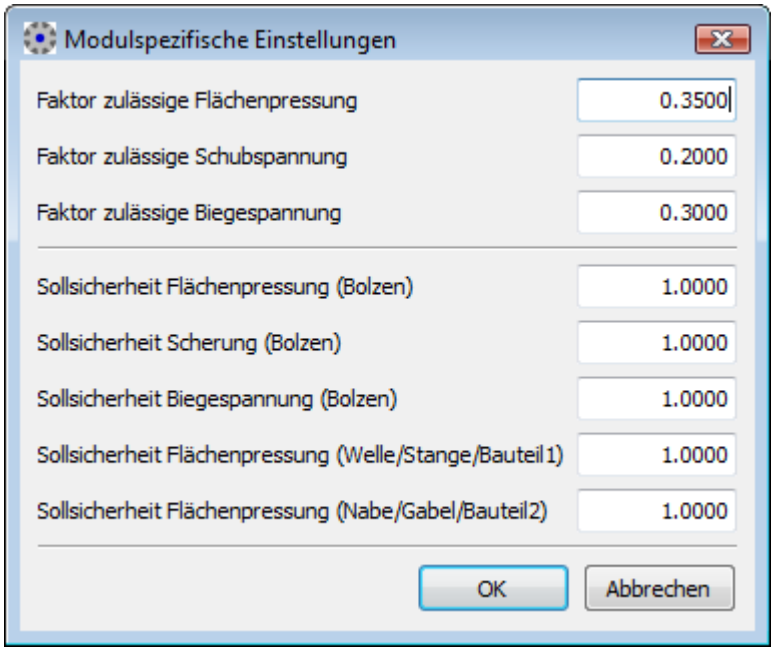


Abbildung 41.3: Einstellungen Bolzen und Stifte

Die Werkstofffaktoren und die Sollsicherheiten der einzelnen Berechnungen können in diesem Unterfenster angesehen und verändert werden.

Bei allen Bauteilen/ Bolzen und Stiften ausser Spiralspannstiften und Spannstiften (-hülsen) wird dieser Faktor mit der Zugfestigkeit Rm multipliziert und so der zulässige Wert bestimmt.

Bei Spiralspannstiften und Spannstiften (-hülsen) werden die zulässigen Werte direkt aus einer Datei gelesen und sind nicht von der Zugfestigkeit Rm abhängig.

41.4 Zulässige Werte

Bauteile/ Vollstifte/ Bolzen/ Kerbstifte

Bei allen Bauteilen/ Bolzen und Stiften abhängig von welcher Belastung wird ein Faktor, welcher unter `Berechnung/Einstellungen` zu finden ist, mit der Zugfestigkeit Rm multipliziert und so der zulässige Wert bestimmt.

Spiralspannstiften und Spiralstiften (-hülsen)

Bei Spiralspannstiften und Spiralstiften (-hülsen) werden die zulässigen Werte aus einer Datei gelesen.

Die zulässigen Werte für die Scherkraft, bei Konfigurationen welche nur auf Scherung beansprucht werden, wurden der jeweiligen DIN EN ISO-Norm der Stifte entnommen.

Diese Werte für die Mindest-Abscherfestigkeit sind für einen zweischnittigen Fall in den Normen dargestellt. Liegt der einschnittige Berechnungsfall vor, kann die Mindest-Abscherkraft (zweischnittig) der Norm halbiert werden, dies wurde in der alten Norm (z.B. DIN 1481:1978) so beschrieben.

Die zulässigen Werte für die Schub- und die Biegespannung bei unterschiedlichen Lastfällen wurden der Fachliteratur Decker entnommen:
Biegespannung: $\sigma b = 380 N/mm^2$
Schubspannung: $\tau = 160 N/mm^2$
Flächenpressung: $p = 208 N/mm^2$

Für die Anordnungen "Längsstift unter Drehmoment" werden die halben zulässigen Werte, der anderen Anordnungen verwendet.

(Empfehlung nach Decker)

41.5 Auslegungen

Mit den -Buttons neben dem Durchmesser und der Belastung, können die daneben stehenden Werte nach den Sollsicherheiten ausgelegt werden.

Kapitel 42
Schrauben

Schraubenverbindungen werden in KISSsoft nach der VDI 2230 (2015) berechnet. Nebst den zur Verfügung stehenden Tabellen mit den Normwerten enthält die Software Möglichkeiten zur Eingabe von eigenen Definitionen für die meisten Vorgabewerte (wie Geometrie- und Materialdaten). Obwohl die VDI 2230 ohne Iterationen auskommt und deshalb von Hand durchrechenbar ist, liegt mit den flexiblen Eingabe- und Änderungsmöglichkeiten der Nutzen einer Softwarelösung auf der Hand. Die Interpretation der Resultate und korrekte Eingabe der Werte setzen aber auch bei einem Benutzen der Software eine tiefere Kenntnis der VDI 2230 voraus.

Die VDI 2230 vergleicht die zulässige Montagevorspannkraft (F_M zum Teil auch F_{Mzul}) mit der minimalen und maximalen Montagevorspannkraft (F_{Mmax} und F_{Mmin}). Wobei die erstere ein Wert ist, der sich aus 90% der Streckgrenze der Schraube berechnet und die zwei letzteren aus den zu erreichenden Kräften, welche die Funktion der Verbindung garantieren, bestimmt werden. Die Montagevorspannkraft F_{Mzul} wird also aus der Festigkeit der Schraube, die Montagevorspannkräfte F_{Mmin} und F_{Mmax} dagegen aus der Funktion der Verbindung bestimmt. Die notwendige Montagevorspannkraft F_{Mmin} wird aus der Axialkraft F_A und den Nachgiebigkeiten der Teile und der Schraube ϕ, dem Setzverlust F_Z, den thermischen Kräften $F_{V\,th}$ und der erforderlichen Klemmkraft F_{Kerf} errechnet. F_{Mmax} kann mit Beachtung der Streuung der Reibwerte und des Anziehverfahrens (Anziehfaktor α_A) aus F_{Mmin} errechnet werden.

$$F_{M\max} = \alpha_A \cdot F_{M\min} \tag{42.1}$$

$$F_{M\max} = \alpha_A \cdot \left[F_{Kerf} + (1-\phi)\cdot F_A + F_Z + \Delta F_{vth}\right] \tag{42.2}$$

Die notwendige Montagevorspannkraft F_{Mmax} muss nun kleiner sein als die ertragbare Vorspannung der Schraube F_{Mzul}. Äquivalent zu diesem Vergleich ist der Vergleich der minimal notwendigen Montagevorspannkraft F_{Mmin} mit der minimal erreichten Vorspannkraft beim Anziehen auf z.B. 90% der Streckgrenze F_{Mzul}/α_A:

$$F_{M\max} \overset{!}{<} F_M \qquad F_{M\min} \overset{!}{<} \frac{F_M}{\alpha_A} \tag{42.3}$$

42.1 Besonderheiten in KISSsoft

In der VDI 2230 werden die Werte für die Vorspannkraft F_M bei Ausnützung von 90% der Streckgrenze und für das Anziehmoment den Tabellen A1 bis A4 entnommen. Diese Werte sind gerundet (Rundungsfehler <= 1%). KISSsoft hingegen rechnet die Werte mit den Tabellen zugrundeliegenden Gleichungen aus. Die Resultate sind damit allgemeiner als die tabellierten Werten und können von diesen leicht abweichen.

42.2 Eingaben zu den Basisdaten

Die Eingaben im Tab Basisdaten gehören zu den Betriebs- und Schraubendaten, der Art der Verschraubung, den Unterlegscheiben sowie dem Anziehverfahren.

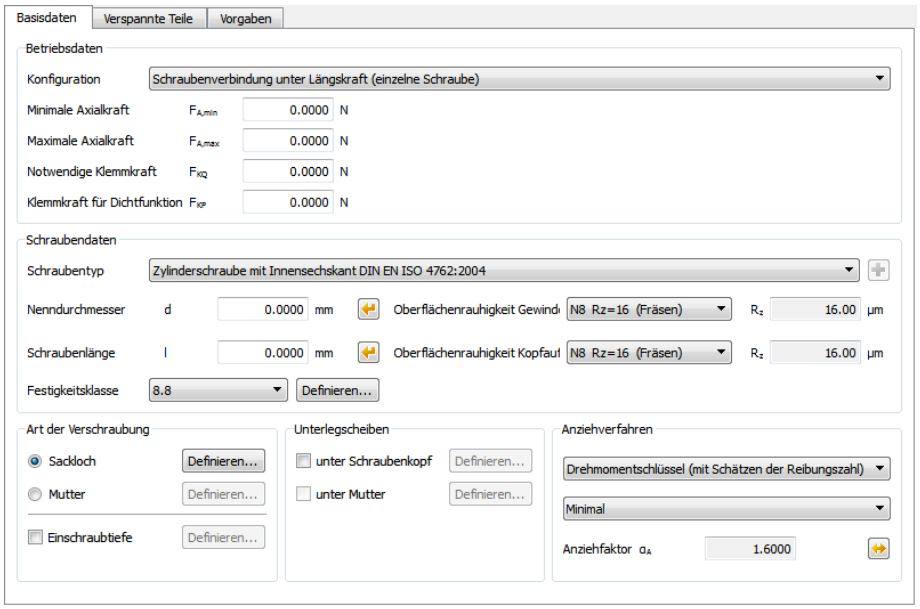


Abbildung 42.1: Tab Basisdaten.

42.2.1 Betriebsdaten

Die Eingabe der Betriebsdaten wird im Tab `Basisdaten` getätigt und kann für folgende Verspannungskonfigurationen gemacht werden:

1. Schraubenverbindung unter Längskraft
2. Schraubenverbindung unter Längs- und Querkraft
3. Flanschverbindung mit Drehmoment und Kräften
4. Mehrschraubenverbindung mit beliebiger Schraubenposition
5. Schraubennachweis mit FEM-Resultaten

Aus den Betriebsdaten wird jeweils eine Axialbelastung F_{Amax}, F_{Amin} und eine notwendige Klemmkraft F_{Kerf} bestimmt.

Äussere Kräfte und Momente, die durch die Schraubenverbindung übertragen werden müssen, sind in eine axiale Kraft FA sowie eine notwendige Klemmkraft F_K

umzusetzen. Diese Grössen werden in der VDI 2230 als bekannt vorausgesetzt. In KISSsoft können sie bei der Wahl einer entsprechenden Konfiguration (Schraube unter Querkraft und Flanschverbindung) als äussere Kräfte und Momente eingegeben werden; daraus wird dann die Axial- und Vorspannkraft an der einzelnen Schraube berechnet.

Bei einer verschraubten Verbindung mit Querlast wird diese Querlast durch die Reibungskräfte zwischen den verschraubten Teilen aufgenommen. Die Reibungskräfte ergeben sich aus dem Reibungskoeffizienten und der Vorspannkraft. Das Torsionsmoment wirkt dabei an der Stelle des Reibradius, dieser Radius ergibt sich aus den Abmessungen der verspannten Teile.

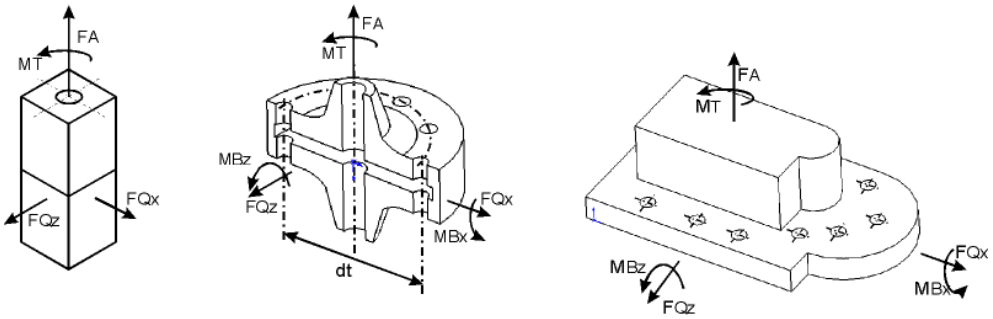


Abbildung 42.2: Verspannungskonfigurationen: 1/2, 3 und 4

42.2.1.1 Schraubenverbindung unter Längs und Querkraft

In der zweiten Konfiguration wird die notwendige Klemmkraft für Querkraftübertragung aus Querkraft F_Q, Drehmoment M_T, Reibwert m_T, Durchmesser d_a und der Anzahl kraftübertragenden Trennfugen q_T berechnet:

$$F_{KQ} = \frac{1}{\mu \cdot q_T} \cdot \left(F_Q + \frac{2000 \cdot M_T}{ra} \right) \tag{42.5}$$

$$F_{Kerf} \geq \max\left(F_{KA} + F_{KP}, F_{KQ}\right) \tag{42.6}$$

F_{KQ}	Notwendige Klemmkraft zur Übertragung einer Querkraft und/oder eines Drehmomentes durch Reibschluss (z. B. für Reibschluss)
F_{KP}	Notwendige Klemmkraft zur Absicherung einer Dichtfunktion (bei auftreten von Innendruck)
μ_T	Haftreibungszahl in der Trennfuge (bei Auftreten von Querkräften oder Drehmomenten), → siehe Abbildung auf Seite IV-122.
ra	Reibradius, der sich aus den Abmessungen der verspannten Teilen ergebende Radius, wo das Torsionsmoment angreift

42.2.1.2 Schraubenverbindung unter Längskraft

Die auftretenden Axialkräfte F_{Amax} und F_{Amin} werden direkt eingegeben. Die erforderliche Klemmkraft F_{Kerf} wird gemäss

$$F_{Kerf} = \max\left(F_{KA} + F_{KP}, F_{KQ}\right) \tag{42.4}$$

und der notwendigen Klemmkraft für Querkraftübertragung F_{KQ} und Dichtfunktion F_{KP} berechnet. F_{KA} ist dabei die erforderliche Klemmkraft um Klaffen zu verhindern und wird von der Software berechnet.

42.2.1.3 Flanschverbindung mit Drehmoment und Kräften

Die Berechnung der Kräfte an der Einzelschraube bei Flanschverbindungen (mit Beanspruchung durch Drehmoment und/oder Querkraft und/oder Biegemoment und/oder Axialkraft) erfolgt nach [63], sowie teilweise nach [61], Bsp. 8.4:

$$F_{KQe} = \frac{1}{n \cdot \mu_T}\left(\frac{2000 \cdot M_T}{dt} + F_Q\right) \tag{42.7}$$

$$F_{KPe} = \frac{F_{KP}}{n} \tag{42.8}$$

$$F_{Kerf} = \max\left(F_{KA} + F_{KP}, F_{KQ}\right) \tag{42.9}$$

$$F_{Bo} = \frac{1}{n}\left(F_{Amax} + \frac{4000 \cdot M_B}{dt}\right) \tag{42.10}$$

$$F_{Bu} = \frac{1}{n}\left(F_{A\min} - \frac{4000 \cdot M_B}{dt} \right) \tag{42.11}$$

dt	Schraubenteilkreisdurchmesser
n	Anzahl Schrauben
μ_T	Reibkoeffizient zwischen den verschraubten Bauteilen, siehe Abb. 42.3
F_Q	Querkraft auf Konfiguration
F_{Amax}	Axialkraft auf Konfiguration (maximal)
F_{Amin}	Axialkraft auf Konfiguration(minimal) Resultierende Betriebskraft auf der am höchsten beanspruchten Schraube:
F_{Bo}	oberer Grenzwert
F_{Bu}	unterer Grenzwert
F_{KP}	Dichtkraft für Konfiguration
M_B	Biegemoment auf Konfiguration
M_T	Drehmoment auf Konfiguration
F_{Kerf}	Erforderliche Klemmkraft
F_{KQ}	Notwendige Klemmkraft (z. B. für Reibschluss)
F_{KP}	Notwendige Klemmkraft für Dichtfunktion (bei Innendruck)
F_{KA}	Notwendige Klemmkraft um Aufklaffen bei exzentrischer Belastung zu vermeiden

Wenn Sie eine Flanschverbindung als Konfiguration wählen, ist es meist sinnvoll, die Geometrie der verspannten Teile als `Kreisringsegmente` zu definieren. Vom Programm wird dann automatisch ein Vorschlag für die Teilung (t) und den Schraubenradius des Kreisrings (r_s) generiert.

Die Ergebnisse der VDI 2230 bei Flanschverbindungen sind erfahrungsgemäss zumeist sehr pessimistisch. Um realistischere Ergebnisse zu erzielen, bietet sich an, den Reibwert zwischen den Teilen heraufzusetzen.

Näherungsbeiwerte der Haftreibungszahl μ_T in der Trennfuge (VDI 2230)

Stoffpaarung	Haftreibungszahl μ_T	
	trocken	geschmiert
Stahl – Stahl/Stahlguss (allgemein)	0.10 ... 0.30	0.07 ... 0.12
Stahl – Stahl; gereinigt	0.15 ... 040	/
Stahl – Stahl; einsatzgehärtet	0.04 ... 0.15	/
Stahl – GJL	0.11 ... 0.24	0.06 ... 0.10
Stahl – GJL; gereinigt	0.26 ... 0.31	/
Stahl – GJS	0.10 ... 0.23	/
Stahl – GJS; gereinigt	0.20 ... 0.26	/
GJL – GJL	0.15 ... 0.30	0.06 ... 0.20
GJL – GJL; gereinigt/entfettet	0.09 ... 0.36	/
GJS – GJS	0.25 ... 0.52	0.08 ... 0.12
GJS – GJS; gereinigt/entfettet	0.08 ... 0.25	/
GJL – GJS	0.13 ... 0.26	/
Stahl – Bronze	0.12 ... 0.28	0.18
GJL – Bronze	0.28	0.15 ... 0.20
Stahl – Kupferlegierung	0.07 ... 0.25	/
Stahl – Aluminiumlegierung	0.07 ... 0.28	0.05 ... 0.18
Aluminium – Aluminium	0.19 ... 0.41	0.07 ... 0.12
Aluminium – Aluminium; gereinigt/entfettet	0.10 ... 0.32	/

Abbildung 42.3: Haftreibungszahlen in der Trennfuge nach [75]

42.2.1.4 Mehrschraubenverbindung mit beliebiger Schraubenposition

Bei der Mehrschraubenverbindung können Schrauben mit beliebiger Position definiert werden auf die eine Querkraft und ein Biegemoment in zwei Richtungen sowie ein Torsionsmoment wirkt. Mit der Annahme starrer Platten, die mit Federn an den Schraubenpositionen verbunden sind, wird die Lastaufteilung auf die Schrauben berechnet. Kräfte, welche nicht auf dem Schwerpunkt wirken, müssen auf den Schwerpunkt verschoben werden, damit sie eingegeben werden können. Ein Faktor für die Steifigkeit lässt zu, unterschiedliche Schraubendurchmesser abzubilden (doppelter Durchmesser ist vierfache Steifigkeit). Bei der Schraube mit dem kleinsten Durchmesser ist der Faktor = 1 zu setzen, bei den grösseren Schrauben ist für den Faktor das Durchmesserverhältnis zur kleinsten Schraube zu setzen. Die Kräfte werden dann auf die Schrauben verteilt, es kann nur eine Schraube mit Faktor = 1 nachgewiesen werden, da sonst die Schraubendaten nicht korrekt sind.

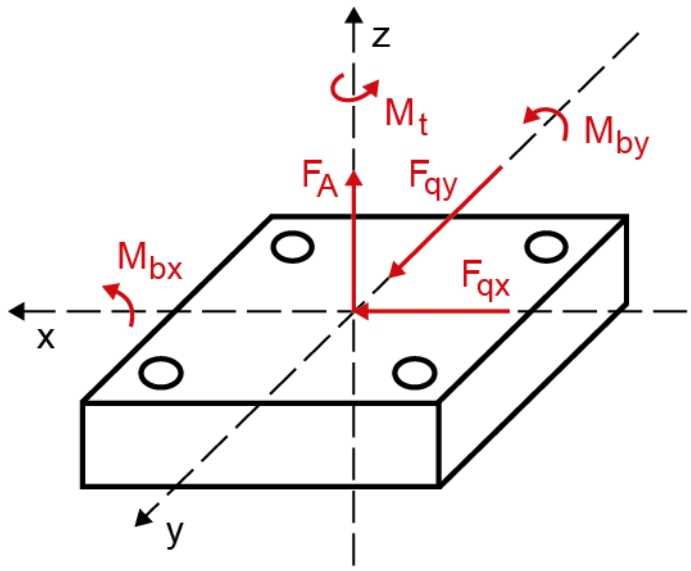


Abbildung: Definitionen der Kräfte und Momente im KISSsoft

Nachdem die Betriebsdaten auf dem Tab `Basisdaten` eingegeben wurden, können die Schraubenpositionen auf dem Tab `Schraubenposition` definiert werden. Die Schraubenpositionen werden in einer Tabelle eingegeben, oder aus einer Datei eingelesen. Die resultierenden Axialkräfte sowie die erforderlichen Klemmkräfte für Querkraftübertragung werden ebenfalls in der Tabelle angezeigt.

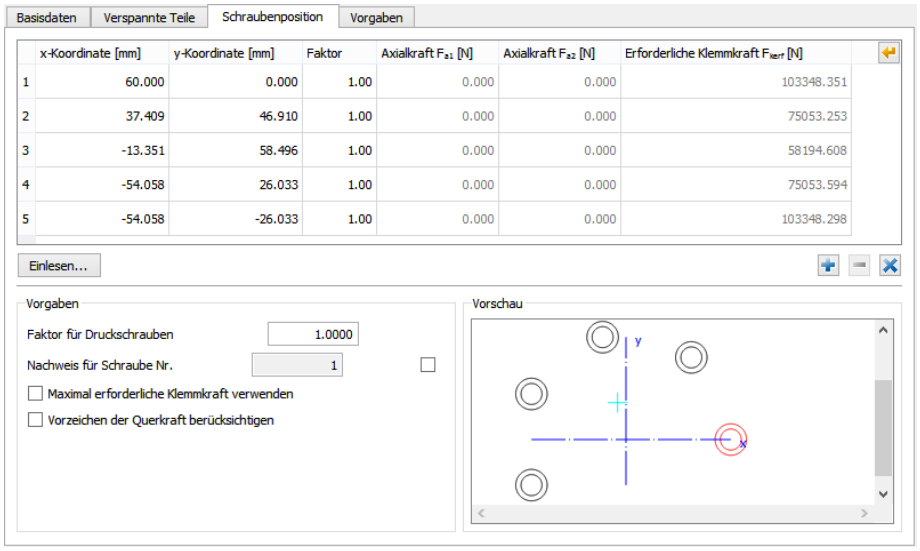


Abbildung 42.4: Tab Schraubenposition

Als Option kann ein zusätzlicher Faktor für Druckschrauben definiert werden, wenn davon ausgegangen wird, dass Druck durch den Kontakt der Platten direkt übertragen wird. Mit dem Faktor für Druckschrauben lässt sich die neutrale Faser verschieben. In [62] wird unter dem Stichwort Konsolanschlüsse z.B. ein Druckmittelpunkt von 1/4 Plattenhöhe angenommen.

Automatisch wird die Schraube mit der höchsten Axiallast für die Berechnung gewählt, dazu wird die maximale erforderliche Klemmkraft aller Schrauben verwendet, womit die Berechnung auf der sicheren Seite liegt.

Wird die Option 'Maximale erforderliche Klemmkraft verwenden' deaktiviert, wird die erforderliche Klemmkraft der jeweiligen Schraube für die Berechnung verwendet.

Für die Berechnung der erforderlichen Klemmkraft kann das Vorzeichen der Querkräfte optional berücksichtigt werden. Schubkräfte durch Torsion und Querkraft addieren sich dann an bestimmten Orten und sind entgegengerichtet an anderen Orten. Das Vorzeichen sollte nur berücksichtigt werden, wenn die Richtung der Querkräfte bekannt und konstant ist.

Damit die Anordnungen, bei welchen sich die inkrementalen Abstände der Schrauben wiederholen, nicht alle Schrauben einzeln eingegeben werden müssen, können

die jeweiligen Schraubenpositionen durch die Auslegung bestimmt werden. Über den -Button in der Tabelle (oben rechts) im Tab Schraubenposition öffnet sich folgendes Fenster, wo man verschiedene Konfigurationen eingeben kann.

Möglich sind:

- Linie (Eingaben: Anfangspunkt, Endpunkt, Anzahl Schrauben)
- Kreis (Eingaben: Mittelpunkt, Radius, Anzahl Schrauben)
- Kreissegment (Eingaben: Radius, Anfangswinkel, Endwinkel, Anzahl Schrauben)

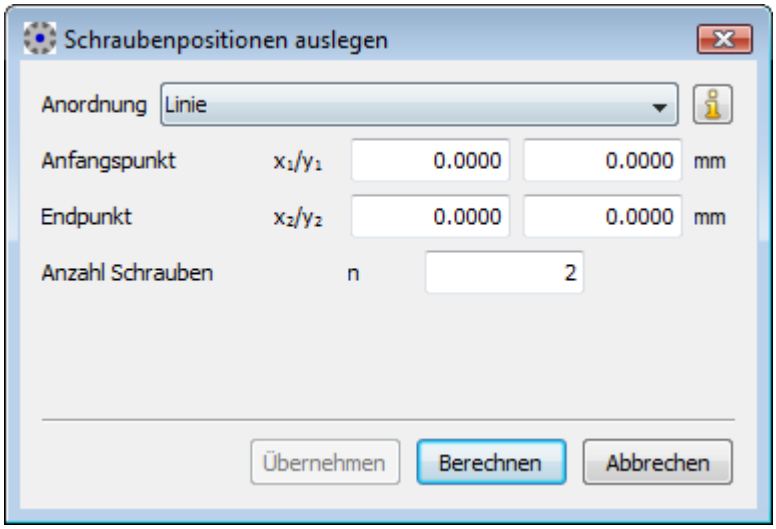


Abbildung 42.5: Schraubenposition auslegen

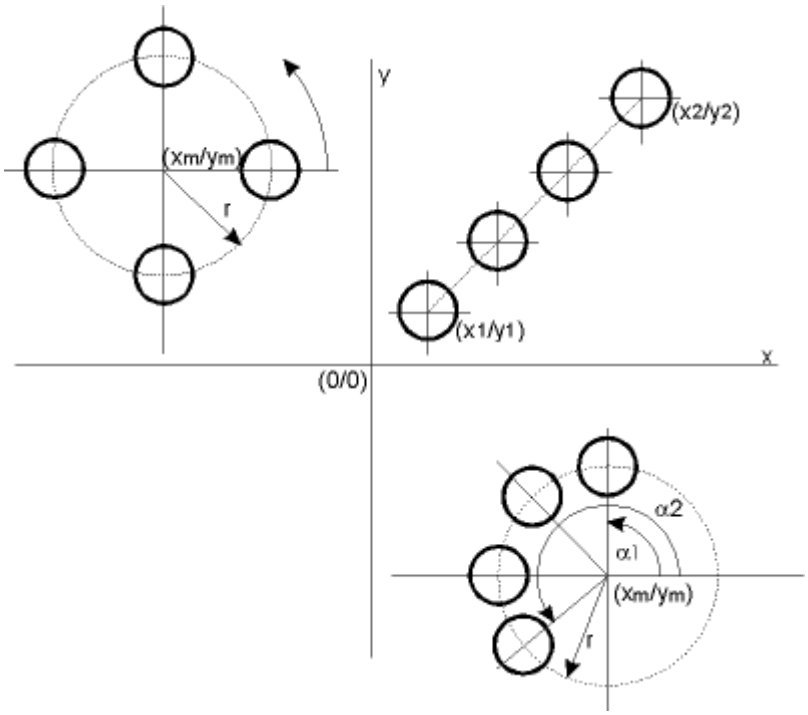


Abbildung 42.6: Möglichkeiten der Positionsauslegung

Die Positionen werden beim Übernehmen den vorhandenen Positionen zugefügt, wenn also nur die Positionen aus der Konfiguration gewünscht sind, müssen die Anderen gelöscht werden.

42.2.1.5 Resultate aus FEM Berechnung

Folgende Verhalten können bei einer FEM Berechnung (anstelle einer Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1) berücksichtigt werden:

- Nichtlineares Materialverhalten (z.B. Plastifizität oder Kriechen)
- Nichtlinearen Randbedingungen (z.B. Lastabhängigkeit der Kontaktflächen),
- Geometrischer Nichtlinearität (z.B. grosse Verformungen bei der Simulation des Anziehvorganges)

Nach der VDI2230 Blatt 2, Mehrschraubenverbindungen wird die FEM-Modellierung in 4 Modellklassen unterteilt:

Modellklasse I:

Die Bohrung wird nicht abgebildet, die Trennfuge wird entweder durchgängig vernetzt oder verbunden durch eine starre Kopplung und einem Referenzknoten pro Schraube.

Modellklasse II:

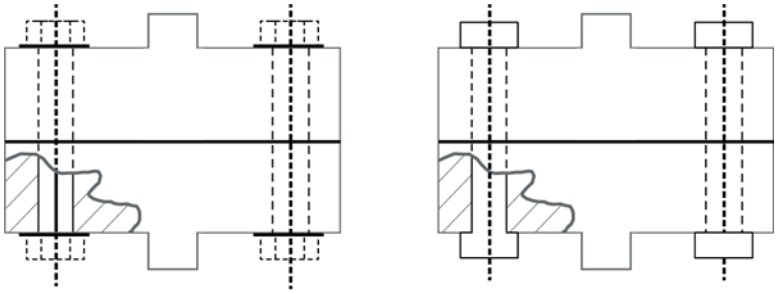
Die Schraube wird als Balken oder Federelement abgebildet (mit translatorisch und rotatorischen Freiheitsgraden Abschnittsweise idealisiert). Trennfuge mit Kontaktdefinition.

Modellklasse III:

Die Schraube wird als Zylinder mit grossen Zylindern an den Enden 3D dargestellt Die Trennfuge und Auflageflächen werden mit Kontaktdefinitionen in der FEM Berechnung versehen. Der Zylinder hat den Kerndurchmesser des Gewindes.

Modellklasse IV:

Die Schraube mit den exakten Gewindegeometrie ausmodelliert. Der Montage- und der Betriebszustand werden dabei unterschieden.



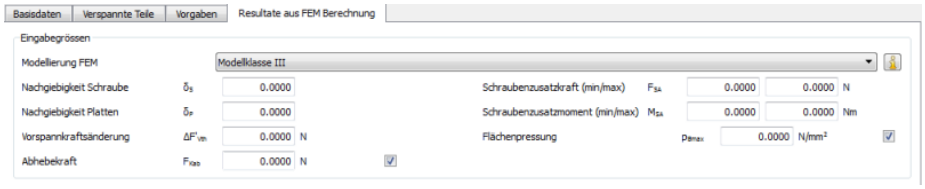
Modellklasse / model class II

Modellklasse / model class III

Ein Nachweis nach VDI 2230 Blatt 1 mit FEM Resultaten ist eigentlich nur für die Modellklassen II und III sinnvoll. Bei der Modellklasse 1 hat man zu wenig aussa-

gekräftige Resultate um einen Nachweis nach VDI 2230 Blatt 1 zu führen. Wenn man die Modellklasse IV verwendet, hat man eigentlich schon alle Resultate und sollte den Nachweis auf eine andere Weise vollziehen als nach der VDI 2230 Blatt 1.

Umsetzung in KISSsoft – VDI 2230 Blatt 2 FEM-Resultate



Die Modellklassen können direkt in der Liste ausgewählt werden.

Listenpositionen Modellklasse II und Modellklasse III:

Hauptunterschied der Modelle ist, das die Schraubennachgiebigkeit nur bei der Modellklasse III bestimmt werden kann.

Bei diesen Listenpositionen wird für die Berechnung des Setzbetrages die Konfiguration "Schraubenverbindung unter Längs- und Querkraft" vorausgesetzt.

Das Einbinden der FEM Resultate in die Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1, damit ein Nachweis durchgeführt werden kann, wird wie folgt in KISSsoft umgesetzt (gegliedert in der Unterteilung nach VDI 2230 Blatt 1).

R0, R1	nach VDI 2230 Blatt 1
R2	Klemmkraft für die Dichtfunktion FKP kann direkt in den Basisdaten eingegeben werden, falls diese aus der FEM Berechnung ermittelt wurden. Die Abhebekraft FKab kann direkt im FEM bestimmt und hier eingegeben werden, falls die Resultate nicht definiert werden, wird eine Bestimmung nach VDI 2230 Blatt 1 durchgeführt. Querkraftübertragung FKQ wird nach VDI 2230 Blatt 1 ermittelt.
R3	Bei der Modellklasse II und III wird die Nachgiebigkeit der Platten aus den Resultaten aus der FEM-Berechnung entnommen. Bei der Modellklasse III wird auch die Schraubennachgiebigkeit aus den Resultaten der FEM Berechnung entnommen. Bei der Modellklasse II wird die Schraubennachgiebigkeit nach der VDI 2230 Blatt 1 entnommen. Die Setzbeträge werden nach VDI 2230 Blatt 1 abgeschätzt.
R4	Setzbeträge nach VDI 2230 Blatt 1 bestimmt, Fv'th direkt als Resultat aus FEM eingebbar.
R5	Fv'th direkt als Resultat aus FEM eingebbar, Fkerf, φen, Famax, Fz aus VDI 2230 Blatt 1 -> Ermittlung von FMmin.
R6	Fmmax = αA*FMmin.

R7	Montagebeanspruchung wird in KISSsoft nach VDI 2230 Blatt 1 berechnet. Wäre mit FEM nur mit extremem Aufwand berechenbar.
R8	FV'th wurde bei der Berechnung von Fsmax (Gesamtschraubenkraft) miteinbezogen. Wenn FV'th > 0 wird es zu 0 gesetzt, nach R8/1, VDI 2230 Blatt 1. Alles andere σz, τmax, σredB wird nach VDI 2230 Blatt 1 gerechnet.
R9	FSA, MSA als Eingabe aus den FEM Resultaten. Obere und untere Grenze eingebbar. Nachweis der Schwingfestigkeit nach VDI 2230 Blatt 1 (R9/2). Die zulässigen Werte werden nach VDI 2230 Blatt 1 bestimmt. Die Temperatureinflüsse sind direkt in FEM-Resultaten enthalten.
R10	pBmax aus den FEM Resultaten bei Modellklasse III möglich, sonst Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1. Wenn keine Werte für die zulässige Flächenpressung pGmax bekannt ist, ist eine direkte Berechnung im FEM sinnvoll, sonst nicht.
R11	Bei den Modellklassen I bis III ist die Mindesteinschraubtiefe nicht realistisch abbildbar. Bei der Modellklasse IV wäre es nur durch sehr aufwendige Modellierung möglich. Die Berechnung wird nach VDI 2230 Blatt 1 durchgeführt.
R12	Berechnung in KISSsoft nach VDI 2230 Blatt 1. Die Eingabegrössen werden dabei aus der FEM-Berechnung ermittelt.
R13	nicht angewandt.

Listenposition Modellklasse III (nur Kräfte und Momente, ohne Nachgiebigkeiten):

Hauptunterschied zu den anderen Methoden ist, dass man ohne Definition der Nachgiebigkeiten die Berechnung durchführt.

Bei dieser Listenposition wird der Setzbetrag fix auf n=1 gesetzt.

Die erforderlichen FEM Resultate, damit man einen Nachweis nach VDI 2230 Blatt 1 führen kann, werden in folgender Zusammenstellung der Berechnungsschritte zusammengestellt:

R0	Die Geometrie gemässe VDI 2230 in FEM zu definieren. In KISSsoft ist bei den verspannten Teilen auf "Platten" zu stellen.
R1	Anziehfaktor nach VDI 2230 Blatt 1
R2-R6	Werden im FEM-Modell bestimmt. Resultierende sind: FM, FM/α (kann abweichen, da reeller Wert), FKP, FSmax, FKR.

	FKQ, welches mit den Werten FQ, Mt, ra bestimmt wird, wird für die Berechnung Sicherheit Gleiten verwendet.
R7	Montagebedingungen: FMzul = FMtab bei 90% Belastung, ansonsten σredMzul =ν*Rp0.2 . Mit FM Wert zur Berechnung von σredM aus FE.
R8	Betriebsbedingungen: FSmax ist Resultat in der FEM-Berechnung. σz, τmax, σredB wird nach VDI 2230 Blatt 1 gerechnet. SF = Rp0,2/σzmax
R9	FSA, MSA Werte aus den FEM Resultaten. Obere und untere Grenze eingebbar. Nachweis der Schwingfestigkeit nach VDI 2230 Blatt 1 (R9/2). Die zulässigen Werte werden nach VDI 2230 Blatt 1 bestimmt. Die Temperatureinflüsse sind direkt in FEM-Resultaten enthalten. σAbo = FSA,o/As + MSA,o/Ws; σAbu = FSA,u/As + MSA,u/Ws SD = σAS/σab σAS nach den Formeln VDI 2230 Blatt 1 gerechnet.
R10	Zulässige Flächenpressung pGzul (unter Kopf und Mutter) sind Eingabegrössen. Montage: pMmax = FMzul/Apmin Betrieb: pBmax/Apmin SP = pGzul/PM,Bmax
R11	Mindesteinschraubtiefe nicht berechnet.
R12	FKR ist eine Eingabegrösse, FKerf berechnet nach VDI 2230 Blatt1, Zwischenresultat FKQ aus Eingabegrössen FQ,Mt und ra berechnet. SG = FKR/FKerf
R13	nicht angewandt.

42.2.2 Schraubendaten

Als Schraubendaten können Typ, Geometrie, Oberflächenrauhigkeiten und Festigkeitsklasse der Schraube definiert werden.

`Schraubentyp:` Zur Definition des Schraubentyps kann auf folgende Normschrauben aus der Datenbank zurückgegriffen werden:

DIN EN ISO 4762/	Zylinderschraube mit Innensechskant
DIN 912	Regelgewinde M1.6 - M64
DIN 7984	Zylinderschraube mit Innensechskant mit niedrigem Kopf
	Regelgewinde M3.0 - M24.0
DIN EN ISO 4014/	Sechskantschrauben mit Schaft (früher DIN 931 T1)
DIN EN 24014	Regelgewinde M1.6 - M64
DIN EN ISO 4017/	Sechskantschraube mit Gewinde bis Kopf (früher DIN 933)
DIN EN 24017	Regelgewinde M1.6 - M64
DIN EN ISO 1207/	Zylinderschraube mit Schlitz
DIN 84	Regelgewinde M1.0 - M10
DIN EN ISO 8765	Sechskantschraube mit Schaft
	Feingewinde M8.0 - M64
DIN EN ISO 8676	Sechskantschraube ohne Schaft
	Feingewinde M8.0 - M64
DIN EN 1662	Sechskantschraube mit Flansch, leichte Reihe Form F
	Regelgewinde M5.0 - M16
DIN EN 1662	Sechskantschraube mit Flansch, leichte Reihe Form U
	Regelgewinde M5.0 - M16
DIN EN 1665	Sechskantschraube mit Flansch, schwere Reihe Form F
	Regelgewinde M5.0 - M20
DIN EN 1665	Sechskantschraube mit Flansch, schwere Reihe Form U
	Regelgewinde M5.0 - M20
ASME B18.2.1	Square bolts, UNC-Gewinde, 0.25-1.5in
ASME B18.2.1	Hex bolts, UNC-Gewinde, 0.25-4in
ASME B18.2.1	Heavy hex bolts, UNC-Gewinde, 0.5-3 in
ASME B18.2.1	Hex cap screws, UNC-Gewinde, 0.25-3 in
ASME B18.2.1	Heavy hex screws, UNC-Gewinde, 0.5-3 in

`Nenndurchmesser:` Der Nenndurchmesser kann frei eingegeben oder nach Eingabe der Betriebsdaten über einen -Button grob ausgelegt werden. Diese Auslegungsfunktion führt meist zu grossen Schraubendurchmessern und eine Eingabe um 1 oder 2 Normgrössen tiefer ist empfehlenswert.

`Schraubenlänge:` Die Länge der Schraube kann bei eigener Eingabe der Schraubengeometrie frei eingegeben werden. Andernfalls wird nach einer Eingabe die Länge der Schraube auf die nächste Normlänge gesetzt.

`Oberflächenrauhigkeit Gewinde/Kopfauflage:` Die Oberflächenrauhigkeiten beeinflussen den Setzbetrag und somit den Vorspannkraftverlust der Schraubenverbindung.

`Festigkeitsklasse:` Hinter der Eingabe für die normierten Festigkeitsklassen, können über den Knopf `Definieren...` eigene Festigkeitswerte definiert werden. Die Scherfestigkeitsverhältnisse sind nach der Tabelle 5.5/2 der VDI 2230 Blatt 1 (2015) je nach Festigkeitsklasse gesetzt, die Werte können überschrieben werden.

`Eigene Definition von Schraubengeometrie:` Um eine eigene Schraubengeometrie zu definieren, muss die Auswahlliste `Schraubentyp` auf `Eigene Eingabe` gesetzt werden. Damit wird der Knopf `Definieren...` aktiviert und kann für die Eingaben der Schraubengeometrie genutzt werden.

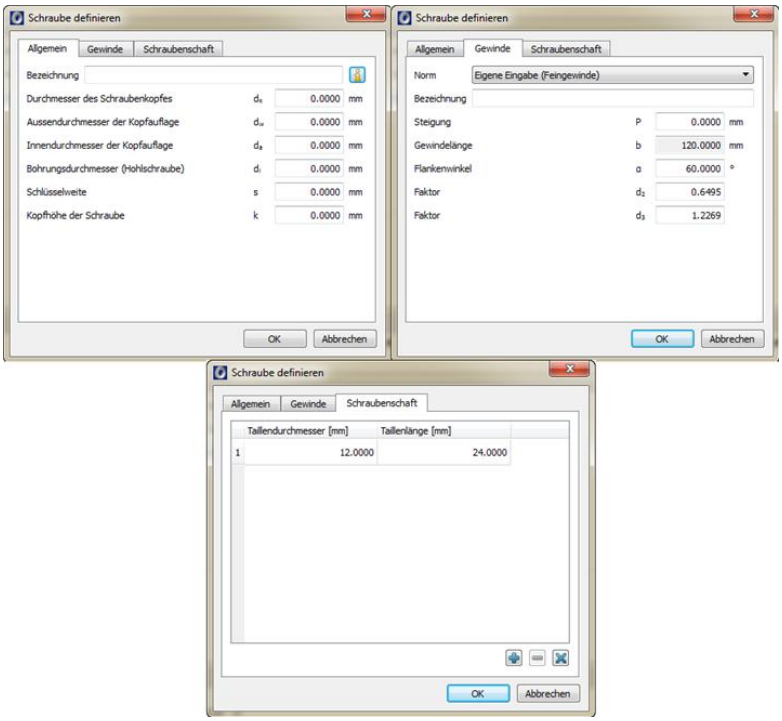


Abbildung 42.7: Dialog mit drei Reitern zur Definition eigener Schraubengeometrie.

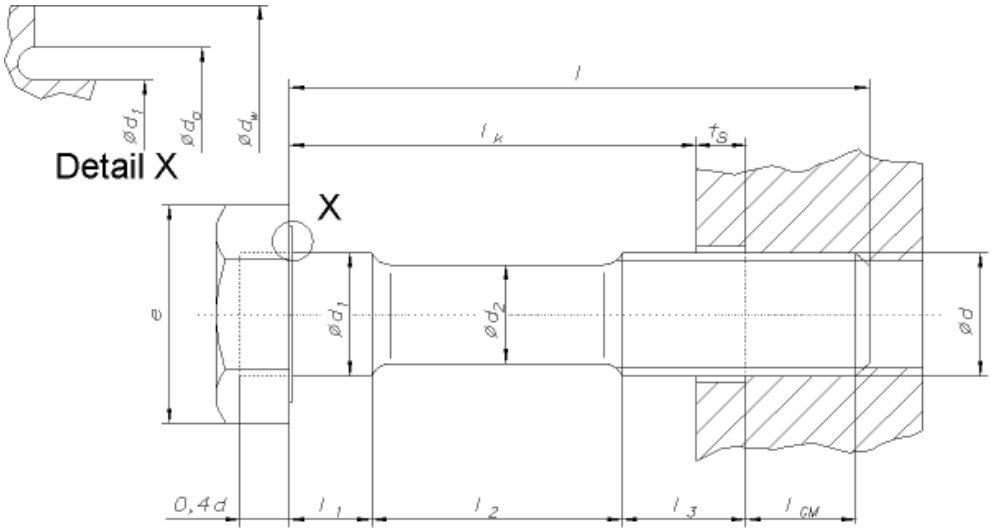


Abbildung 42.8:Schraubengeometrie

- Tab **Allgemein:** Angabe der Dimensionen des Schraubenkopfes, sowie dem Bohrungsdurchmesser, falls eine Schraube mit Bohrung vorhanden ist.
- Tab **Gewinde:** Angabe zur Norm, der Grösse des Gewindes der Steigung sowie der Gewindelänge. Definition der Faktoren, welche zur Berechnung des Flankendurchmessers d_2 und des Kerndurchmessers d_3 verwendet werden (d_2 = d - $d_2$faktor*P; d_3 = d - $d_3$faktor*P).
- Tab **Schraubenschaft:** Angaben der einzelnen Schraubenquerschnitte. Knopf fügt einen neuen Querschnitt zu, Knopf entfernt den angewählten. Mit dem Knopf werden alle Querschnitte gelöscht.

42.2.3 Art der Schraubenverbindung

Um die Art der Verschraubung zu definieren muss `Mutter` oder `Sackloch` aktiviert werden. Dies entspricht der Unterscheidung nach VDI für Durchsteck- und Einschraubverbindungen. Ein Klick auf den jeweiligen Button `Definieren...` öffnet den entsprechenden Eingabedialog für Zusatzeingaben zur Mutter oder zum Teil mit geschnittenem Gewinde.

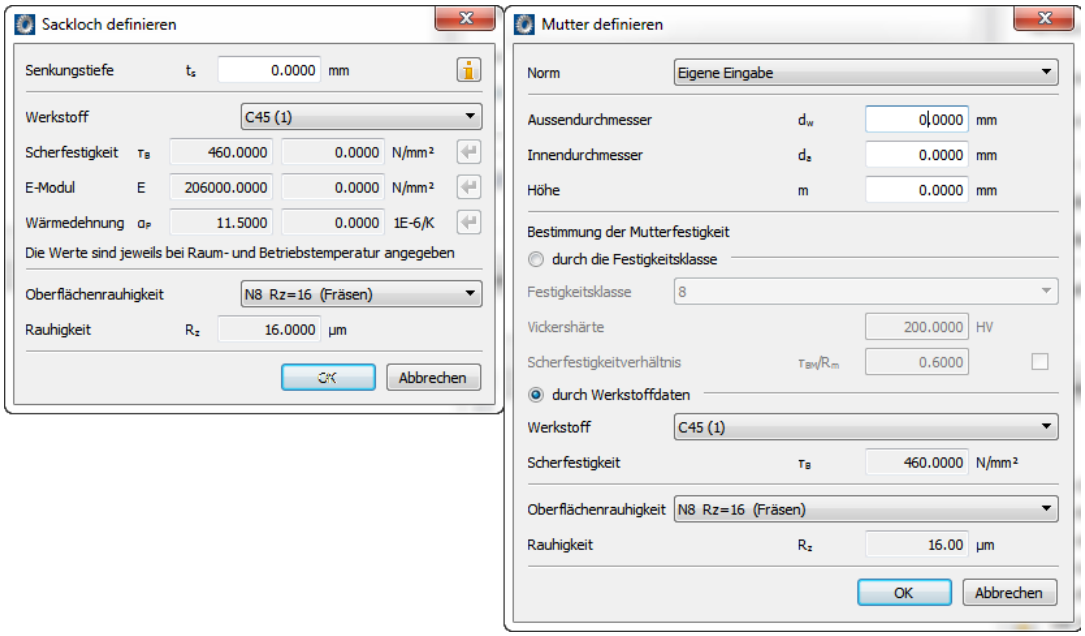


Abbildung 42.9: Eingabedialog für Daten zu geschnittenem Gewinde und Mutter

Sackloch

Die Senkungstiefe t_s beschreibt, bei geschnittenen Gewinden, eine Anfräsung ohne Gewinde die hauptsächlich zur Verlängerung der Klemmlänge dient (siehe auch Abbildung auf Seite IV-133).

Mutter

In der Maske der Mutterdefinition kann man die Norm für die Geometrie auswählen, oder man diese selber definieren.

Für die Berechnung der Einschraubtiefe kann man wahlweise aus der Festigkeitsklasse die Härte (nach DIN EN ISO 898-2) oder aus dem Werkstoff direkt die Scherfestigkeit definieren.

Bei beiden Varianten ist auch 'Eigene Eingabe' möglich. Bei Eingabe der Festigkeitsklasse muss zusätzlich das Verhältnis der Scherfestigkeit zur Bruchfestigkeit (τBM/Rm) definieren.

Der eingegebene Härtewert wird intern mit der Härteumrechnung in die Zugfestigkeit umgerechnet. Die Zugfestigkeit Rm multipliziert mit dem Verhältnis (τBM/Rm) ergibt dann auch die Scherfestigkeit (τBM).

Für Muttern mit Regelgewinde (auch UNC) wurde der jeweils minimale Härtewert der Festigkeitsklasse der Tabelle 6, für Feingewinde (auch UNF) der minimale Härtewert der Festigkeitsklasse aus Tabelle 7 der DIN EN ISO 898-2 entnommen.

HINWEIS

Wenn die Abmessung der Trennfugenfläche DA nur gering grösser ist als der Auflagedurchmesser des Schraubenkopfes dw sind diese als Durchsteckverbindung (Verformungskörper beachten) zu berechnen.

(DA bis ~1,4*dw)

42.2.4 Unterlegscheiben

Eine Unterlegscheibe wird zwischen Mutter und Teil oder/und Kopf und Teil angebracht, wenn die jeweiligen Flags aktiviert werden.

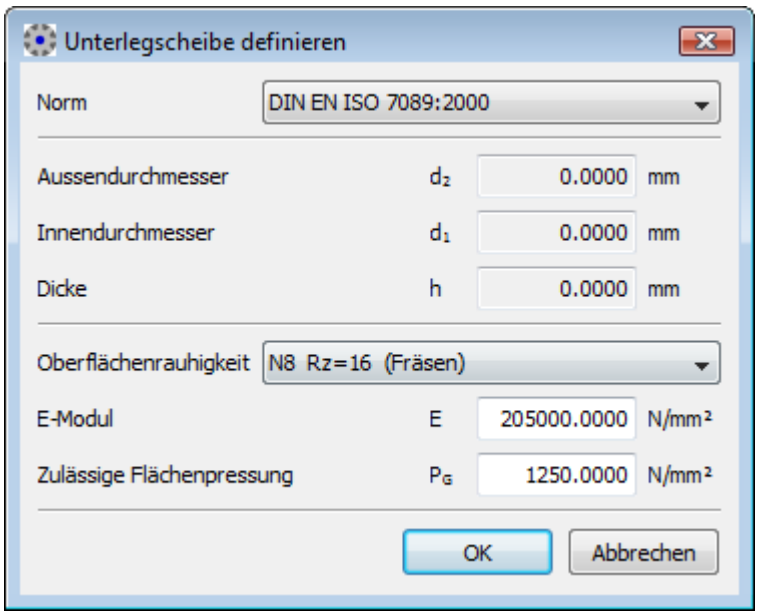


Abbildung 42.10: Definition von Unterlegscheiben.

Wählt man unter `Berechnung/Einstellungen` den Flag 'Eigene Wärmedehnung von Unterlegscheiben bestimmen' kann man zusätzlich den Wärmeausdehnungskoeffizienten definieren, welcher bei der Berechnung der Vorspannkraftsdifferenz verwenden wird. Eine genauere Beschreibung im Kapitel 'Einstellungen'.

42.2.5 Dehnhülsen ohne äussere Kräfte

In dem Dialog für die Dehnhülsen kann man die Länge der jeweiligen Dehnhülse eingeben. Bei der Einschraubverbindung ist eine Dehnhülse unter dem Schraubenkopf, bei der Durchsteckverbindung unter dem Schraubenkopf und unter der Mutter möglich.

Auf die Dehnhülsen, welche hier definiert sind, dürfen keine Aussenkräfte angreifen. Diese Hülsen sind zu verwenden um den Abstand zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und dem Bauteil zu erzeugen.

Die Dehnhülsen werden bei der Auslegung der Länge, bei der Berechnung der Nachgiebigkeiten und bei der Längenausdehnung bei Betriebstemperatur berücksichtigt.

42.2.6 Anziehverfahren

Gewisse Unsicherheiten - wie zum Beispiel Streuung der Reibungszahlen, unterschiedlich genaue Anziehmethoden, Instrumenten-, Bedienungs- und Ablesefehler - führen zu einer Streuung der erzielbaren Montagevorspannkraft. Daraus resultiert die Notwendigkeit einer Überdimensionierung der Schraube, die durch den Anziehfaktor $\alpha_A = F_{Mmax}/F_{Mmin}$ zum Ausdruck kommt. Ein zunehmender Anziehfaktor α_A bedeutet bei gleicher erforderlicher Mindestvorspannkraft F_{Mmin}, dass die Schraube für eine grössere - aus der grösseren Streuung resultierenden - maximale Montagevorspannkraft F_{Mmax} ausgelegt werden muss. Die Anziehverfahren und zugehörige Anziehfaktoren:

Anziehfaktor α_A	**Anziehverfahren**	**Einstellverfahren**
1,0	Streckgrenzgesteuertes Anziehen motorisch oder manuell	
1,0	Drehwinkelgesteuertes Anziehen motorisch oder manuell	Versuchsmässige Bestimmung von Voranziehmoment und Drehwinkel
1,2 bis 1,6	Hydraulisches Anziehen	Einstellung über Längen- bzw. Druckmessung
1,4 bis 1,6	Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, signalgebendem Schlüssel oder Präzisionsdrehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung	Versuchsmässige Bestimmung der Sollanziehdrehmomente am Original- Verschraubungsteil, z. B. durch Längungsmessung der Schraube
1,6 bis 1,8	dito	Bestimmung des Sollanziehmomentes durch Schätzen der Reibungszahl (Oberflächen- und Schmierverhältnisse)
1,7 bis 2,5	Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehschrauber	Einstellen des Schraubers mit Nachziehmoment, das aus Sollanziehmoment (für geschätzte Reibungszahl) und einem Zuschlag gebildet wird.
2,5 bis 4	Impulsgesteuertes Anziehen mit Schlagschrauber	Einstellen des Schraubers über Nachziehmoment - wie oben

42.3 Eingaben zu den Verspannten Teilen

Die Maske `Verspannte Teile` enthält die Angaben zu Materialien und Geometrie der verspannten Teile, Abstände für exzentrische Belastung/Verspannung sowie Daten zum Krafteinleitungsfaktor.

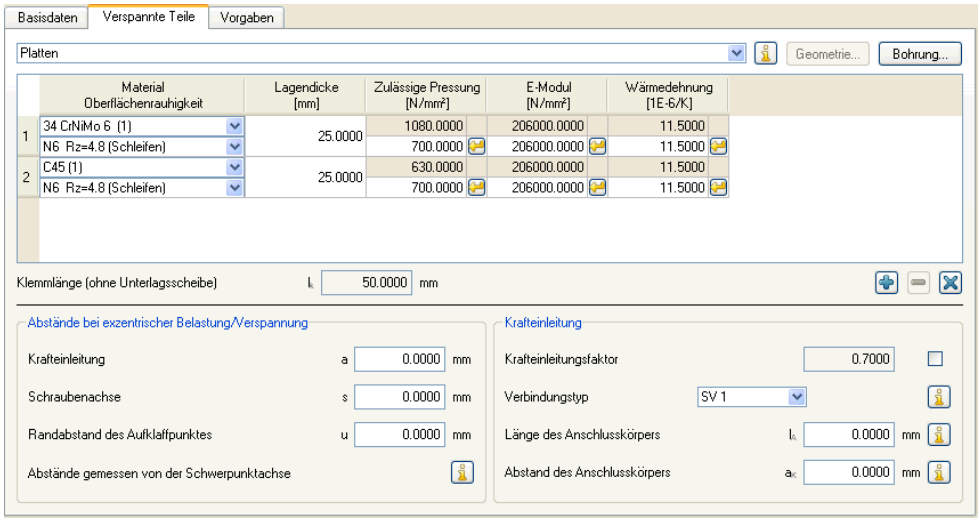


Abbildung 42.11: Eingabereiter Verspannte Teile.

42.3.1 Geometrie der verspannten Teile

Verschiedene Grundformen für die verspannten Teile sind erhältlich:

- Platten
- Zylinder
- Prismatischer Körper
- Kreisringsegment

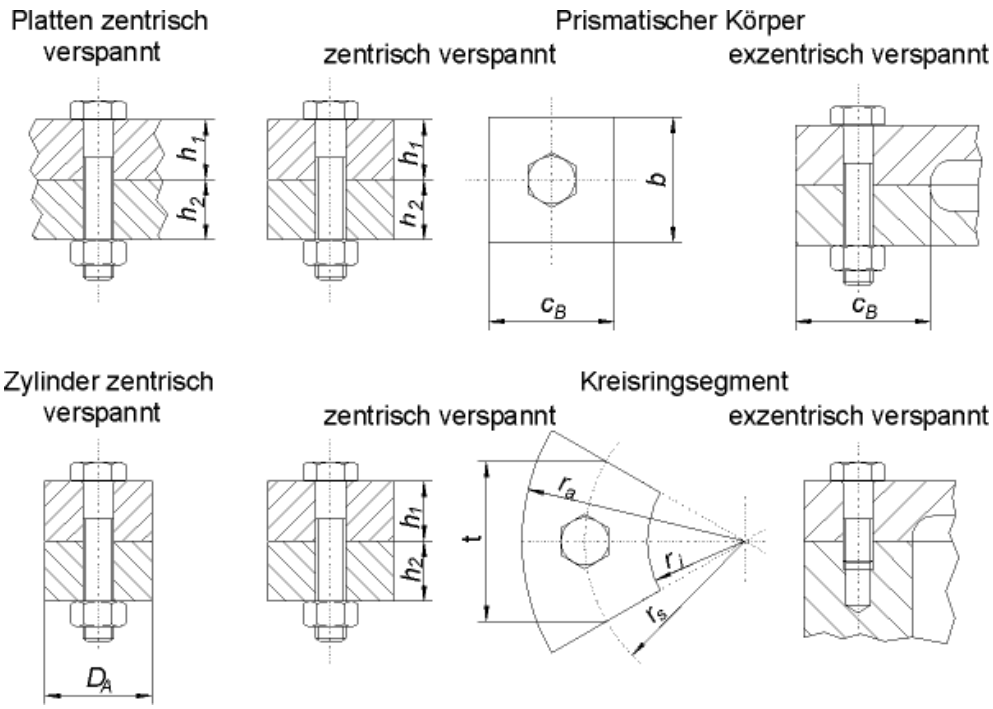


Abbildung 42.12: Verspannte Teile.

Mit der Auswahl Platten wird angenommen, dass sich der Verspannungskegel unbehindert zu den Seiten ausbreiten kann. Bei den anderen Auswahlmöglichkeiten, kann über den Button `Geometrie` die berechnungsrelevante Form der verspannten Teile angegeben werden.

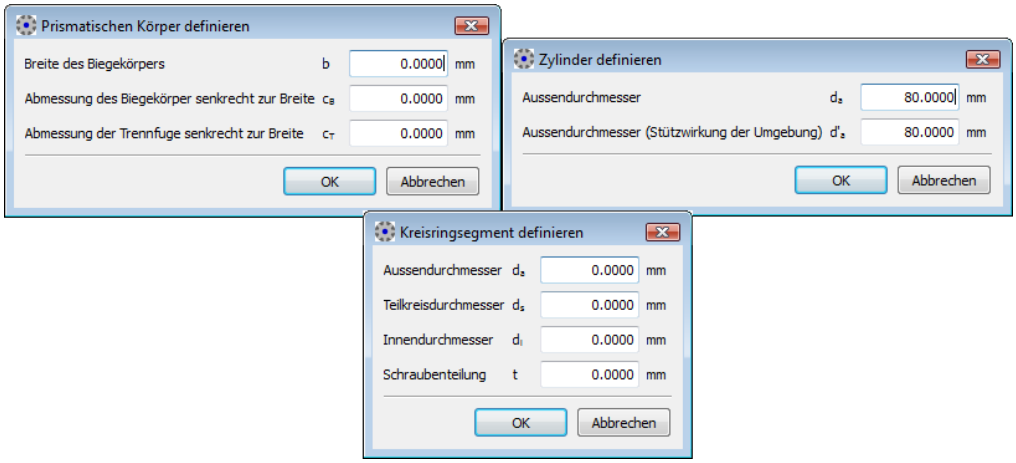


Abbildung 42.13: Geometrieeingaben zum Zylinder, prismatischen Körper und Kreisringseg-

ment.

Über den Button `Bohrung` wird die Durchgangsbohrung im Teil ohne Gewinde definiert. Ausserdem können hier Fasen unter dem Kopf oder der Mutter definiert werden. Bei der Berechnung der Auflageflächen werden diese Fasen berücksichtigt. Die Fase reduziert den Aussenradius der Auflagefläche und erhöht damit die Flächenpressung.

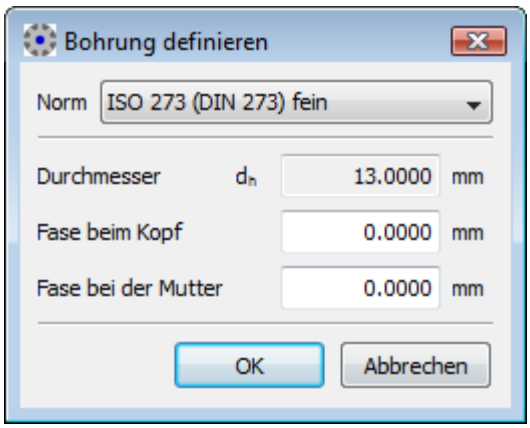


Abbildung 42.14: Definition der Durchgangsbohrung und Fasen unter Kopf und Mutter.

In der Listeneingabe werden schliesslich die verschiedenen Materiallagen eingegeben. Die oberen Werte für Zulässige Pressung, E-Modul und Wärmedehnung sind Werkstoffwerte für Raumtemperatur und sind ausser bei eigener Materialeingabe immer grau hinterlegt. Ist der Flag "Temperaturabhängige Werkstoffdaten automatisch mit Überschlagsformeln rechnen" unter `Berechnungen/Einstellungen` gesetzt, so werden die Werte für die Betriebstemperatur überschlägig berechnet und in der unteren Hälfte des jeweiligen Werkstoffs nicht editierbar angezeigt. Ist der Flag nicht gesetzt, müssen die Eingaben für die Werte vom User selber vorgenommen werden. Die -Buttons rufen auch hier die jeweiligen Überschlagsformeln zur Ausrechnung auf. Der Knopf fügt ein Material zu, der Knopf löscht das angewählte Element und mit dem Knopf werden alle Lagen gelöscht. Die berechnete Klemmlänge, wird im Feld l_k angezeigt.

42.3.2 Abstände bei exzentrischer Verspannung / Belastung

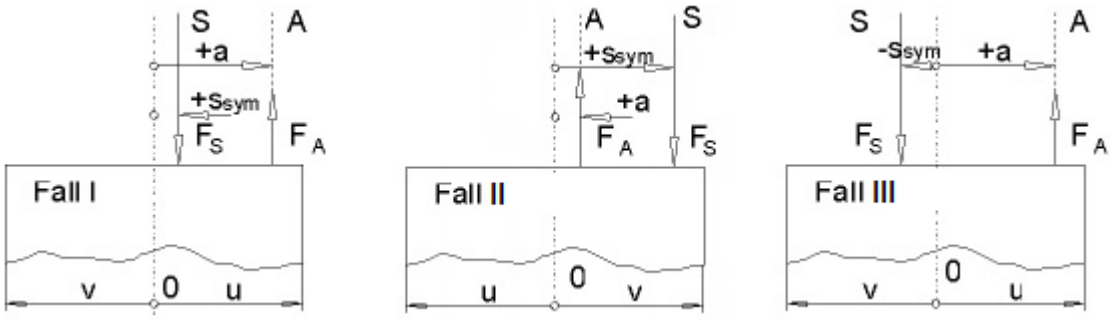


Abbildung 42.15: Mögliche Belastungsfälle bei exzentrischer Verspannung.

Wie aus der Abbildung 42.15 ersichtlich ist, legt die Schwerpunktachse des Verspannungskörpers 0 - 0 den Nullpunkt der x-Achse fest. Der Abstand a zwischen Kraftwirkungslinie A - A und Schwerpunktachse 0 - 0 ist stets positiv einzusetzen. Der Abstand s zwischen Schraubenachse S - S und Schwerpunktachse 0 - 0 wird positiv eingesetzt, wenn die Schraubenachse S - S und die Kraftwirkungslinie A-A auf derselben Seite der Schwerpunktachse 0 - 0 liegen, sonst wird er negativ.

Das Mass u definiert den Abstand von der Schwerpunktsachse 0 - 0 zu dem Punkt, wo zuerst Klaffen auftritt. Dies ist in Abbildung 42.15 der Abstand zur rechten Seite in den Fällen I und III aber der Abstand zur linken Seite im Fall II. In den Fällen I und III ist u positiv im Fall II negativ einzusetzen, diese Vorzeichenregelung ist gemäss VDI 2230 Blatt 1.

42.3.3 Krafteinleitung

In der VDI-Richtlinie von 2014 sind Gleichungen zur Berechnung des Krafteinleitungsfaktors angegeben. Es ist eine Konfiguration gemäss Abbildung 42.13 auszuwählen. Dabei sollte die Trennfuge im grau markierten Bereich liegen. Die Länge der verspannten Teile h, der Abstand zum Anschlusskörper a_k und die Länge des Anschlusskörpers l_A nach Abbildung 42.14 bestimmen dann die Lage des Kraftangriffspunktes und damit den Krafteinleitungsfaktor.

Bei Einschraubverbindungen (ESV) stehen nur die Konfigurationen SV1, SV2 und SV4 zur Verfügung. Für die Höhe h muss die Höhe h_{ESV} bis zur Trennfuge genommen werden.

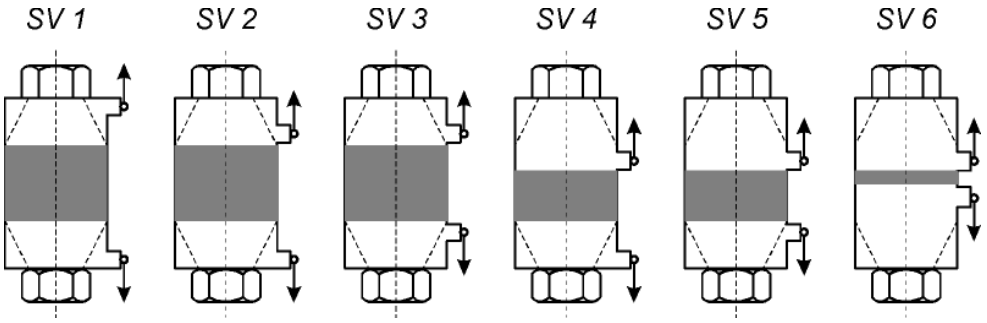


Abbildung 42.16: Konfigurationen für die Bestimmung des Krafteinleitungsfaktors analog VDI 2230 (Ausgabe 2015).

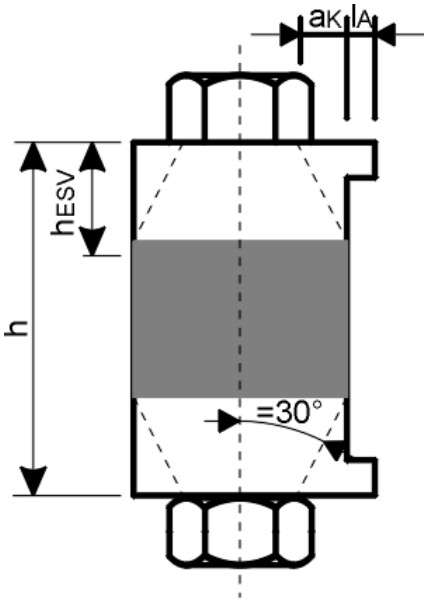


Abbildung 42.17: Eingaben für die Bestimmung des Krafteinleitungsfaktors analog VDI 2230 (Ausgabe 2015).

42.4 Eingaben zu den Vorgaben

Bei der Berechnung kann entweder die Ausnutzung der Streckgrenze, die Montagevorspannkraft, das maximale Anziehdrehmoment oder beide Anziehdrehmomente als Vorgaben festgelegt werden. Wenn maximales und minimales Anziehdreh-

moment vorgegeben werden, dann wird der Anziehfaktor aus dieser Drehmomentstreuung und der Reibwertstreuung berechnet. Weiter können hier Angaben zu Lastwechselzahl, Setzbetrag, Vorspannkraftverlust und Temperaturen der Schraubenverbindung gemacht werden.

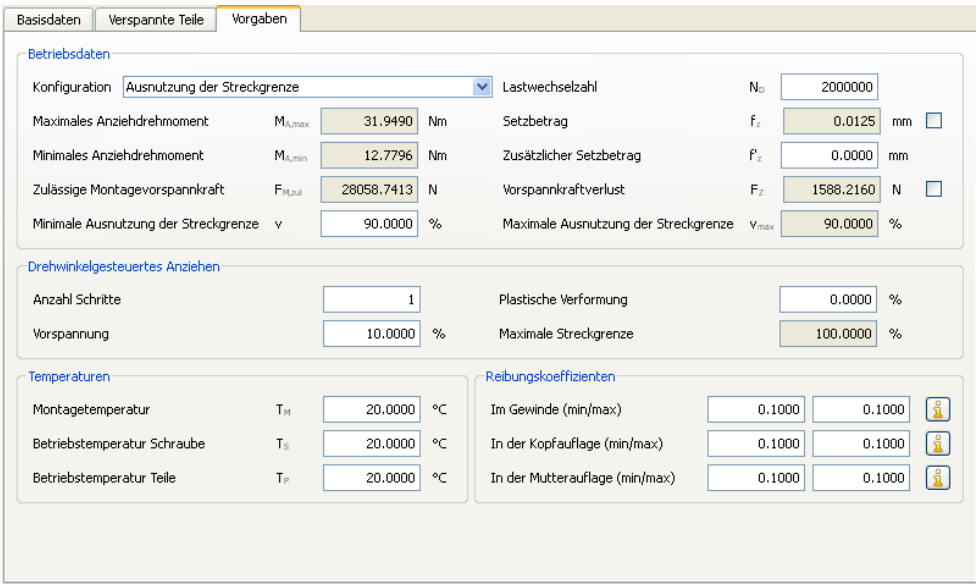


Abbildung 42.18: Eingabereiter Vorgaben.

Ausnutzung der Streckgrenze
Bei üblichen Schraubenauslegungen wird für die Berechnung der Vorspannkraft die Schraube auf 90% der Streckgrenze angezogen. Bei streckgrenzen- oder drehwinkelgesteuertem Anziehen sollte die Ausnutzung auf 100% gesetzt werden.

Lastwechselzahl
Ist diese Lastwechselzahl ND >= $2*10^6$ werden bei schlussvergütet und schlussgewalzten Schrauben die Dauerhaltbarkeiten nach Formeln der VDI berechnet (nach VDI 2230, 5.5/20 und 5.5/21). Bei kleineren Werten (ND < $2*10^{6)}$, wird eine zeitfeste Auslegung der Verbindung durchgeführt (5.5/22 und 5.5/23).

Setzbetrag

Der Setzbetrag wird gemäss der Rechenmethode berechnet. Ein zusätzlicher Setzbetrag aufgrund von Flachdichtungen kann extra eingegeben werden. Ausserdem besteht die Möglichkeit den berechneten Setzbetrag mit einer eigenen Eingabe zu überschreiben, oder direkt den Vorspannkraftverlust einzutragen. Wenn der Vorspannkraftverlust eingegeben wird, spielt der Setzbetrag keine Rolle mehr.

Montage- und Betriebstemperatur
Die Erweiterung der KISSsoft-Schraubenberechnung erlaubt in Anwendung der

Rechenvorschrift nach VDI 2230, die Schraubenverbindung auch bei Betriebstemperaturen zwischen -200 und +1000 Grad Celsius zu berechnen. Für Schraube und verspannte Teile können unterschiedliche Temperaturen vorgegeben werden. Im weiteren wird die Temperatur-Abhängigkeit des Elastizitätsmoduls, des Wärmedehnungskoeffizienten, der Streckgrenze und der zulässigen Pressung der Werkstoffe berücksichtigt. Die temperaturabhängigen Werte können entweder mit Überschlagsformeln berechnet werden, oder selbst definiert werden. Da die Überschlagsformeln für übliche Stähle bestimmt wurden, sollten die Werte bei grösseren Temperaturänderungen vom Benutzer geprüft werden, oder besser gleich selbst eingegeben werden.

Die Schraubverbindung wird für den Montagezustand bei Raumtemperatur sowie für den stationären oder instationären Zustand bei Betriebstemperatur auf sämtliche Kriterien hin überprüft (nach VDI 2230: Vorspannkraft, Schraubenkraft, Dauerhaltbarkeit und Flächenpressung).

Die Berechnung bei Montage und Betriebstemperatur wird von KISSsoft gleichzeitig und automatisch ausgeführt. Die Berechnung bei grösster Temperaturdifferenz zwischen Schraube und Teile sollte auch ausgeführt werden. Die minimale Temperaturdifferenz zwischen den Teilen oder der Schraube und der Montagetemperatur muss mindestens 30° C betragen, damit beide Resultate im Protokoll angezeigt werden.

42.4.1 Technische Erläuterungen

Die wesentllichen Einflüsse der Temperatur auf die Betriebseigenschaften von Schrauben sind:

- Vorspannkraftänderung infolge Wärmedehnung
- Vorspannkraftsänderung infolge Relaxation (bei hohen Temperaturen)
- Sprödbruchverhalten (bei hohen und bei tiefen Temperaturen)

Mangels genügend allgemeiner Daten für Werkstoffe (Schraubenwerkstoffe und verspannte Teile) sind den Berechnungsmöglichkeiten Grenzen gesetzt. Die Vorspannkraftänderung infolge Wärmedehnung ist recht gut zu berechnen, da in erster Näherung die Wärmedehnungszahl als linear (mit der Temperatur) angesehen werden kann (über den Temperaturbereich von -100 bis +500°C). Die anderen Effekte (Relaxation und Sprödbruch) können durch geeignete Werkstoffwahl und flankierende Massnahmen (siehe entsprechende Literatur) entschärft werden.

Die Berechnung der Vorspannkraftsänderung infolge Wärmedehnung erfolgt nach H. Wiegand, Schraubenverbindungen, 4. Auflage 1988, Kapitel 7.1.3.1 (mit temperaturabhängiger Wärmedehnungszahl und Elastizitätsmodul). Alle weiteren Be-

rechnungen basieren auf den Gleichungen der VDI 2230 mit den entsprechenden Werten bei Betriebstemperatur.

Für viele Eingaben (Elastizitätsmodul, Wärmedehnungszahl, Streckgrenze bei Betriebstemperatur) bietet KISSsoft Vorschläge für sinnvolle Werte an, die auf Fachliteratur beruhen (DIN-Normen, Fachliteratur von Firma Bosshard, Zug). Diese Vorschläge basieren auf dem Elastizitätsmodul bei Umgebungstemperatur und natürlich auf der Betriebstemperatur. Bei der Berechnung des Vorschlags für die zulässige Pressung bei Betriebstemperatur wird die Proportionalität zur Veränderung der Streckgrenze angenommen. Die Vorschläge sind Durchschnittswerte für 'übliche Stähle'; sie sind nicht spezifisch auf einen Werkstoff bezogen und müssen deshalb in kritischen Fällen überprüft werden, da die Temperaturabhängigkeit auch von der Art des Werkstoffs abhängt. Wenn die Werkstoffdaten automatisch nach Überschlagsformeln berechnet werden sollen, kann dies unter `Berechnung->Einstellungen` aktiviert werden.

42.4.2 Reibungskoeffizienten

KISSsoft lässt ein Intervall für die Reibungszahlen zu. Der Minimalwert wird für die Berechnung mit F_M, F_{Mmax} der Maximalwert für die Berechnung mit F_{Mmin} und F_M/α_A verwendet. Der Maximalwert hat damit einen Einfluss auf die Streuung der Anziehmomente.

Reibungszahlen für μ_G nach Literatur Wiegand, Schraubenverbindungen

Gewinde					Aussengewinde										
	Werkstoff				Stahl									A2	
		Oberfläche			schwarzvergütet oder phosphatiert				galvanisch verzinkt (Zn6)		galvanisch cadmiert (Cd6)		Kleb-stoff		
			Ferti-gung		gewalzt			geschnit-ten	geschnitten oder gewalzt						
Gewinde	Werkstoff	Oberfläche	Ferti-gung	Schmie-rung	trocken	geölt	MoS_2	geölt	trocken	geölt	trocken	geölt	trocken	trocken	geölt
Innengewinde	Stahl	Blank	geschnitten	trocken	**0.12** - 0.18	**0.10** - 0.16	**0.08** - 0.12	**0.10** - 0.16	/	**0.10** - 0.18	/	**0.08** - 0.14	**0.16** - 0.25	/	/
		galvanisch verzinkt			**0.10** - 0.16	/	/	/	**0.12** - 0.20	**0.10** - 0.18	/	/	**0.14** - 0.25	/	/
		galvanisch cadmiert			**0.08** - 0.14	/	/	/	/	/	**0.12** - 0.16	**0.12** - 0.14	/	/	/
	GGi/GT	blank			/	**0.10** - 0.18	/	**0.10** - 0.18	/	**0.10** - 0.16	/	**0.08** - 0.16	/	/	/
	AlMg	blank			/	**0.08** - 0.20	/	/	/	/	/	/	/	**0.32** - 0.43	**0.28** - 0.35
	A2				/	/	/	/	/	/	/	/	/	**0.26** - 0.50	**0.12** - 0.23

Abbildung 42.19: Reibungszahlen im Gewinde.

Reibungszahlen für μ_K und μ_M nach Literatur Wiegand, Schraubenverbindungen

Auflagefläche	Werkstoff	Oberfläche	Fertigung	Schmierung	Schraubenkopf/Mutter: Stahl, schwarz oder phosphatiert, gepresst, trocken	Stahl, schwarz oder phosphatiert, gepresst, geölt	Stahl, schwarz oder phosphatiert, gepresst, MoS_2	Stahl, schwarz oder phosphatiert, gedreht, geölt	Stahl, schwarz oder phosphatiert, gedreht, MoS_2	Stahl, schwarz oder phosphatiert, geschliffen, geölt	Stahl, galvanisch verzinkt (Zn6), gepresst, trocken	Stahl, galvanisch verzinkt (Zn6), gepresst, geölt	Stahl, galvanisch cadmiert (Cd6), gepresst, trocken	Stahl, galvanisch cadmiert (Cd6), gepresst, geölt	A2, trocken	A2, geölt
Gegenlage	Stahl	blank	geschliffen	trocken	/	**0.16** - 0.22	/	**0.10** - 0.18	/	**0.16** – 0.22	**0.10** - 0.18	/	**0.08** - 0.16	/	/	/
			spanend bearbeitet		**0.12** - 0.18	**0.10** - 0.18	**0.08** - 0.12	**0.10** - 0.18	**0.08** - 0.12	/	**0.10** - 0.18	**0.10** - 0.18	**0.08** - 0.16	**0.08** - 0.14	/	/
		galvanisch verzinkt			**0.10** - 0.16		/	**0.10** - 0.16	/	**0.10** - 0.18	**0.16** - 0.20	**0.10** - 0.18	/	/	/	/
		galvanisch cadmiert			**0.08** - 0.16						/	/	**0.12** - 0.20	**0.12** - 0.14	/	/
	GG/GTS	blank	geschliffen		/	**0.10** - 0.18	/	/	/	**0.10** - 0.18			**0.08** - 0.16	/	/	/
			spanend bearbeitet		/	**0.14** - 0.20	/	**0.10** - 0.18	/	**0.14** - 0.22	**0.10** - 0.18	**0.10** - 0.16	**0.08** - 0.16	/	/	/
	AlMg				/	**0.08** - 0.20			/	/	/	/	/	/	**0.35** - 0.50	**0.08** - 0.11
	A2				/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	**0.08** - 0.11	**0.08** - 0.12

Abbildung 42.20: Reibungszahlen in Kopf- und Mutterauflage.

Zusätzlich können über die Auslegung nach den Reibungsklassen A bis E nach VDI 2230 Blatt 1, Anhang Tabelle A5 die Werte für die Reibungskoeffizienten bestimmt werden. In KISSsoft werden dann der minimale und der maximale Reibkoeffizient für das Gewinde, die Kopfauflage und die Mutterauflage übernommen.

42.4.3 Drehwinkelgesteuertes Anziehen

Bei drehwinkelgesteuertem Anziehen werden im Protokoll ein Vorspanndrehmoment und ein Drehwinkel, aufgeteilt in eine Anzahl Schritte, ausgegeben. Die Grösse dieses Vorspanndrehmomentes und die Anzahl der Schritte können hier eingegeben werden. Der Drehwinkel wird mit der mittleren Montagevorspannkraft $(F_M + F_M/\alpha_A)/2$ berechnet. Bei einer Ausnutzung der Streckgrenze von 100% wird

also bis zur Streckgrenze angezogen. Für die Berechnung des Anziehdrehwinkels kann ausserdem eine gewünschte plastische Dehnung des schwächsten Querschnitts eingegeben werden.

42.5 Abstreiffestigkeit

Wenn man den Flag `Einschraubtiefe` anwählt, kann die Einschraubtiefe berechnet und die Abstreiffestigkeit des Gewindes nach VDI 2230 Kapitel 5.5.5 überprüft werden.

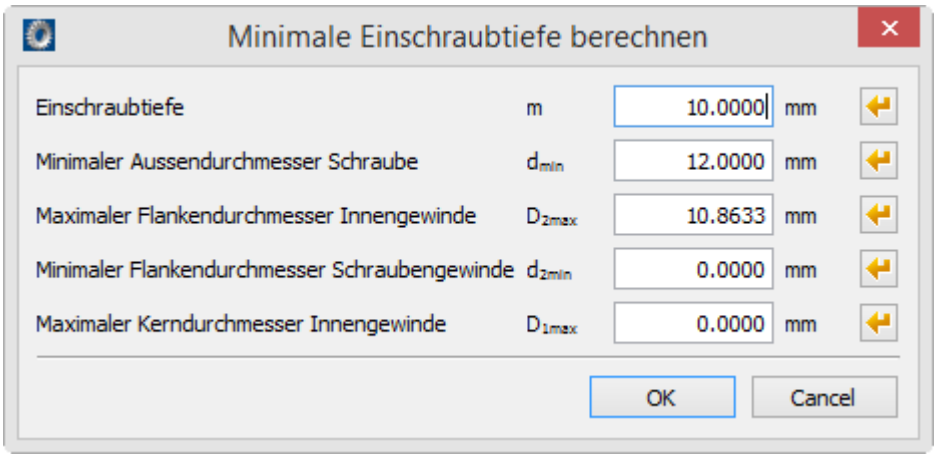


Abbildung 42.21: Eingabe zur Berechnung der Einschraubtiefe, Abstreiffestigkeit

In dieser Maske können die Daten zur Einschraubtiefe definiert werden. Bei den Auslegungs-Buttons werden jeweils Standardwerte gesetzt, welche aus den Eingaben der Hauptmaske berechnet wurden.

Die Einschraubtiefe meffmin wird mit der Bruchfestigkeit Rm des Schraubenwerkstoffes gerechnet (theoretisch), die Einschraubtiefe meffmax wird für Bolzen und Innengewinde (mit Rmmax, dmin oder d2min und D2max oder D1max nach VDI 2230 Blatt 1, Gleichung 210/ 213) gerechnet, in den Resultaten wird dann der kritischere Fall angegeben.

Standardwert für den Faktor Rmmax/Rm ist 1,2 was in der VDI 2230 als praxissbezogener Wert angegeben wird.
Der Faktor Rmmax/Rm kann unter `Berechnung/Einstellungen` verändert werden.

Damit der ungünstigste Fall (VDI 2230, Formel 210) gerechnet werden kann, muss die Toleranz des Gewindes noch miteinbezogen werden. Um diesen Einfluss zu definieren, kann in diesem Fenster der minimale Aussendurchmesser der Schraube dmin, der maximale Flankendurchmesser des Innengewindes D2max, der minimale Flankendurchmesser des Schraubengewindes d2min und der maximale Kerndurchmesser des Innengewindes D1max eingegeben werden.

Im Hauptprotokoll werden die Spannungen, die Mindest-Einschraubtiefe und die Sicherheit gegen Abscheren bei Belastung mit der maximalen Vorspannkraft der Verbindung angezeigt.

42.6 Einstellungen

Unter `Berechnungen > Einstellungen` können zusätzliche Einstellungen aktiviert werden:

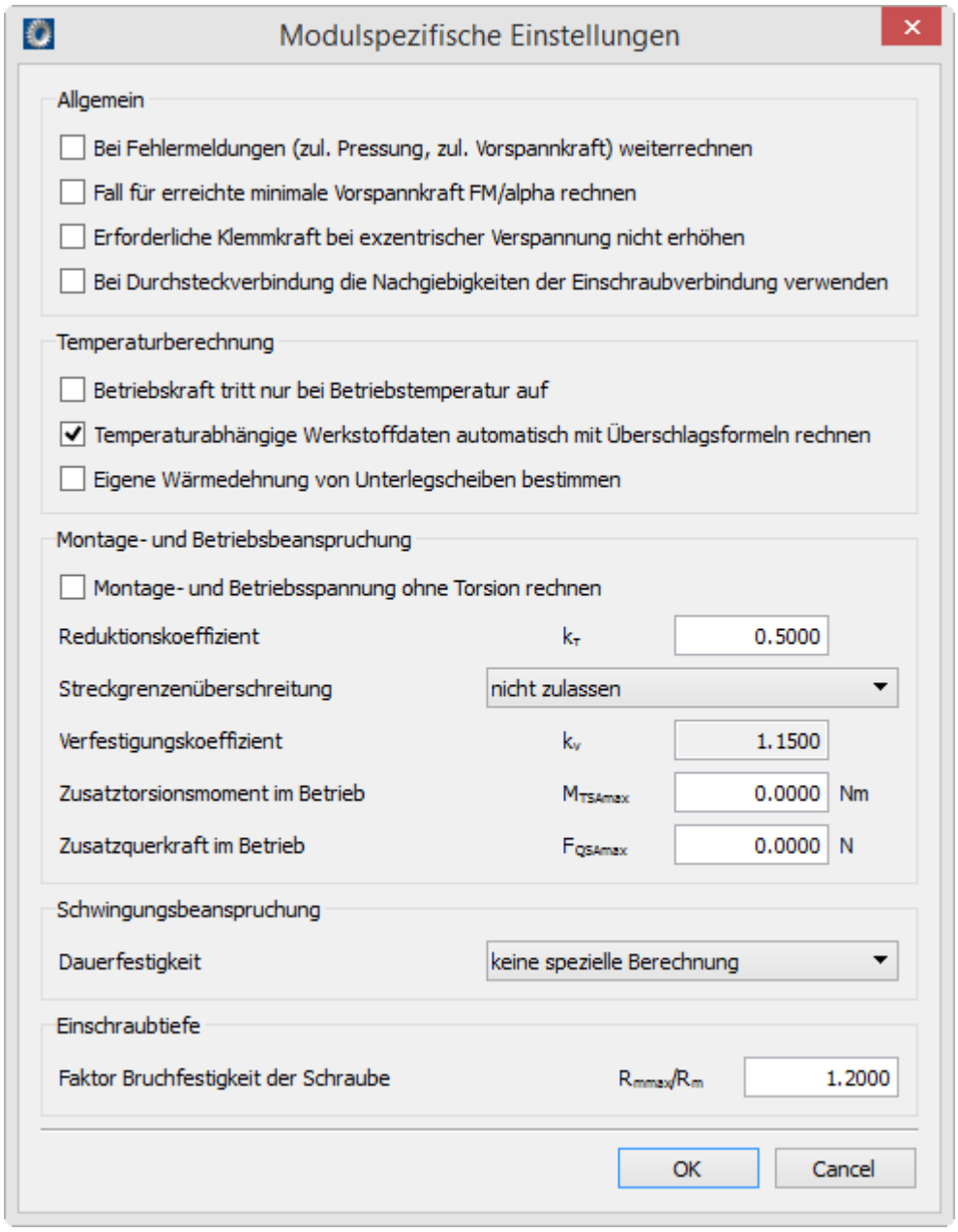


Abbildung 42.22: Einstellungen Schrauben.

- **Bei Fehlermeldungen weiterrechnen**
  Bei Fehlermeldungen, wie Überschreiten der Streckgrenze oder der zulässigen Pressung, wird trotzdem weitergerechnet, wenn dieser Flag gesetzt ist.

- **Minimal erreichte Vorspannkraft F_M/α_A berechnen**
  Wenn dieser Flag gesetzt ist, wird der Lastfall F_M/α_A zusätzlich berechnet. Die Vorspannkraft F_M/α_A ist die Vorspannkraft, die mindestens vorhanden ist, wenn mit der eingegebenen Vorspannkraft F_M angezogen wird. α_A ist der Anziehfaktor; er beschreibt die Streuung der Vorspannkraft. Wenn diese Option gesetzt ist, werden in der Resultateübersicht der Hauptmaske die Ergebnisse für die Rechnung mit F_M angezeigt, ansonsten die Ergebnisse mit F_{Mmax}.

- **Erforderliche Klemmkraft bei exzentrischer Verspannung nicht erhöhen**
  KISSsoft erhöht die notwendige Klemmkraft, so dass bei exzentrischer Verspannung kein Aufklaffen auftritt. Dieser Automatismus lässt sich hier abschalten. Die notwendige Klemmkraft kann dann manuell eingegeben werden. Diese Option ist nur mit Vorsicht zu benutzen. Die Berechnung setzt voraus, dass kein Aufklaffen auftritt!

- **Bei Durchsteckverbindung die Nachgiebigkeit der Einschraubverbindung verwenden**
  Wenn die Durchmesser des verspannten Teils und der Schraubenkopfauflage relativ klein ist, kann die Verbindung wie eine Durchsteckschraubverbindung berechnet werden. Die Nachgiebigkeiten können in diesem Fall weiterhin als Einschraubverbindung bestimmt werden.

- **Betriebskraft nur bei Betriebstemperatur**
  Normalerweise berechnet KISSsoft die minimale Vorspannkraft aufgrund der notwendigen Klemmkraft und den Belastungen bei Umgebungs- und Betriebstemperatur. Wenn die Betriebskraft nur bei Betriebstemperatur auftritt, kann dieser Flag gesetzt werden. Dann wird die minimale Vorspannkraft nur aus dem Fall bei Betriebstemperatur berechnet. Die Montagevorspannkraft F_M im Betriebszustand wird durch den Anteil $(1-\phi)*F_A$ der axialen Schraubenkraft vermindert wird.

- **Temperaturabhängige Werkstoffdaten automatisch mit Überschlagsformeln rechnen**
  KISSsoft kann die Werkstoffdaten bei Betriebstemperatur nach Überschlagsformeln automatisch berechnen. Diese Überschlagsformeln berücksichtigen den eingegebenen Werkstoff nicht, sie verwenden eine mittlere Abhängigkeit für „übliche Stähle“! Wenn dieser Flag gelöscht wird, können Sie die Werkstoffdaten bei Betriebstemperatur selbst eingeben.

- **Eigene Wärmedehnung von Unterlegscheiben bestimmen**
  Es wird das Eingabefeld für die Wärmedehnung in den Unterfenstern der Unterlegscheibe eingeblendet. Wird dieser Flag nicht gesetzt, wird die

Vorspannkraftsdifferenz mit der mittleren Wärmedehnung von den Platten gerechnet. Das heisst, dass die Unterlegscheibe dieselbe Wärmedehnung wie die Platten hat. Man hat deshalb die Möglichkeit diesen Wert einzugeben, dann wird die Vorspannkraftsdifferenz mit dem eingegebenen Wert gerechnet, dabei wird jedoch die Nachgiebigkeit der Platten verwendet. Nach VDI 2230 wird keine spezielle Wärmedehnung für die Unterlegscheiben verwendet.

- **Montage- und Betriebsspannung ohne Torsion rechnen**
  Wird die Verbindung vollständig vorgespannt, dass keine Torsionsspannungen mehr auftreten, kann diese Option gewählt werden, dabei wird die Torsion bei der Berechnung der Vergleichsspannungen bei Montage- und Betriebszustand gleich 0 gesetzt.

- **Reduktionskoeffizient**
  Der Reduktionskoeffizient wird für die Berechnung der Vergleichsspannung im Betriebszustand verwendet. Bei elastisch vorgespannten Verbindungen gehen die Torsionsspannungen in vielen Fällen 50% zurück, deshalb wird in der VDI 2230 als Empfehlung der Wert 0.5 angegeben.

- **Streckgrenzenüberschreitung**
  Es gibt dabei 3 Auswahlmöglichkeiten, Überschreiten der Streckgrenze nicht zulassen, die Überschreitung nur im Betrieb oder die Überschreitung im Betrieb und Montage zulassen. Somit hat der Benutzer die Möglichkeit seine Berechnungsvariante selber zu wählen.

- **Verfestigungskoeffizient**
  Für die Berechnung des Überschreitens der Streckgrenze bei der Montage und im Betrieb wird ein zusätzlicher Verfestigungsfaktor kv verwendet. Der Standardwert für den Verfestigungsfaktor ist 1.15, angegeben wird in der VDI, dass dieser zwischen 1.1 und 1.2 liegen sollte.

- **Zusatztorsionsmoment im Betrieb**
  Für die Berechnung der Betriebsbeanspruchung kann ein zusätzliches Torsionsmoment definiert werden, welches in der Berechnung der Schubbeanspruchung verwendet wird. Dies gilt sowohl für den Fall, dass die Streckgrenze nicht überschritten werden darf als auch die Fälle des Überschreitens der Streckgrenze.

- **Zusatzquerkraft im Betrieb**
  Für die Berechnung der Betriebsbeanspruchung kann eine zusätzliche Querkraft definiert werden, welches in der Berechnung der Schubbeanspruchung verwendet wird. Dies gilt für die Fälle des Überschreitens der Streckgrenze.

- **Dauerfestigkeit**
  Auswahlliste für welche Art von Schrauben die Berechnung der Dauerfestigkeit durchgeführt werden soll. Bei HV-Garnituren wird wegen speziellen geometrischen Besonderheiten die ertragbare Dauerhaltbarkeit um 10% reduziert,

bei feuerverzinkten HV-Garnituren wird die ertragbare Dauerhaltbarkeit um 30% reduziert. (Kommentar in VDI 2230, Kapitel zur Schwingbeanspruchung)

- **Faktor Bruchfestigkeit der Schraube**
  Dieser Faktor wird zur Berechnung der Mindest-Einschraubtiefe verwendet, mit diesem Faktor sollte ein praxisbezogener Wert für Rm erreicht werden (nach VDI 2230). Eine genauere Beschreibung ist im Kapitel Abstreiffestigkeit (siehe Seite IV-150) zu finden.

Kapitel 43
Schweissverbindungen

Berechnungsgrundlagen: DIN 18800, Teil 1, Ausgabe November 1990, insbesondere Kap. 8.4 „Verbindungen mit Lichtbogenschweissen“

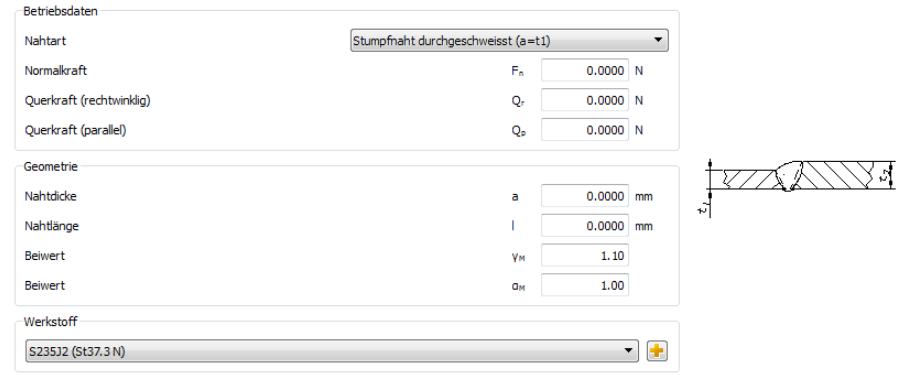
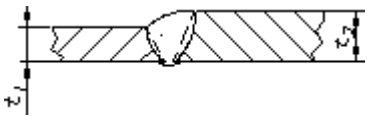


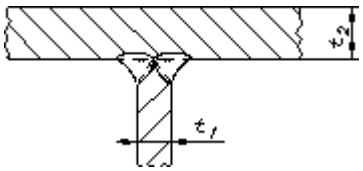
Abbildung 43.1: Basisdaten Schweissverbindungen

43.1 Schweissnähte

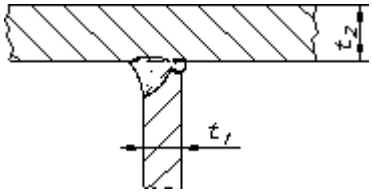
Bei der Berechnung nach DIN 18800 stehen folgende Nahtarten zur Verfügung:



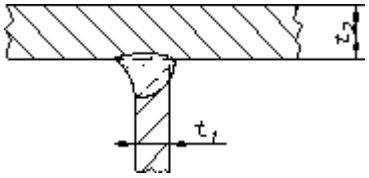
Stumpfnaht durchgeschweisst



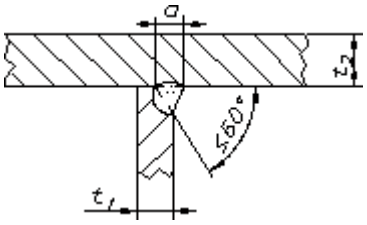
Doppel-HV-Naht gegengeschweisst



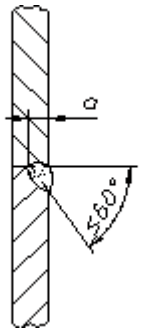
HV-Naht, Kapplage gegengeschweisst



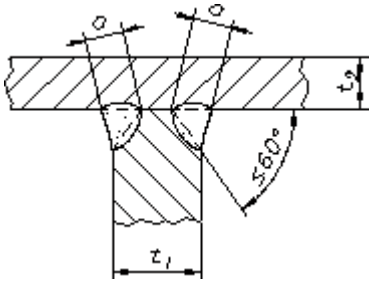
HV-Naht, Wurzel durchgeschweisst



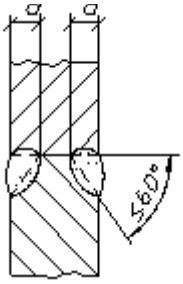
HY-Naht mit Kehlnaht, nicht durchgeschweisst



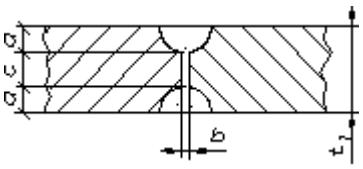
HY-Naht nicht durchgeschweisst



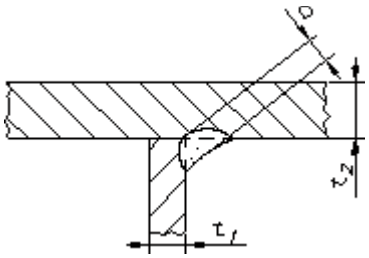
Doppel-HY-Naht mit Kehlnaht, nicht durchgeschweisst



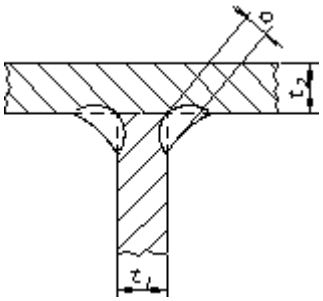
Doppel-HY-Naht, nicht durchgeschweisst



Doppel-I-Naht, nicht durchgeschweisst



Kehlnaht nicht durchgeschweisst



Doppel-Kehlnaht nicht durchgeschweisst

43.2 Schweissnahtlänge

In der Tabelle 20 der DIN 18800 sind verschiedene Konfigurationen mit der Schweissnahtlänge l dargestellt.

43.3 Schweissnahtvergleichsspannung

Die Vergleichsspannung für Stumpf- und Kehlnähte wird mit folgender Formel berechnet:

$$\sigma_{W,V} = \sqrt{\sigma_r^2 + \tau_r^2 + \tau_p^2} \qquad (43.1)$$

$\sigma_{W,V}$: Vergleichsspannung [N/mm^2]
σ_r: Normalspannung (senkrecht zur Schweissnaht) [N/mm^2]
τ_r: Scherspannung (senkrecht zur Schweissnaht) [N/mm^2]
τ_p: Scherspannung (parallel zur Schweissnaht) [N/mm^2]

43.4 Grenzschweissnahtspannung

Die Grenzschweissnahtspannung $\sigma_{W,R,d}$ wird berechnet mit:

$$\sigma_{W,R,d} = \alpha_W \cdot \frac{R_p}{\gamma_M} \tag{43.2}$$

$\sigma_{W,R,d}$: Grenzschweissnahtspannung [N/mm^2]
α_W : Grenzschweissnahtbeiwert [-]
R_p: Streckgrenze [N/mm^2]
γ_M: Teilsicherheitsbeiwert [-]

43.5 Teilsicherheitsbeiwert

Der Teilsicherheitsbeiwert γ_M ist normalerweise 1.1 gemäss Kap. 7.3 in DIN 18800. Für den Nachweis der Gebrauchstauglichkeit oder abgeminderter Steifigkeit wird auch mit dem Wert 1.0 gerechnet.

43.6 Grenzschweissnahtbeiwert

Der Grenzschweissnahtbeiwert α_w wird nach der Tabelle 21 der Norm bestimmt:

Nahtart	**Nahtgüte**	**Beanspruchungsart**	**St37-2 und ähnlich**	**St52-3 und ähnlich**
1 - 4	alle Nahtgüten	Druck	1.0	1.0
	Nahtgüte nachgewiesen	Zug	1.0	1.0
	Nahtgüte nicht nachgewiesen	Zug	0.95	0.85
5 - 15	alle Nahtgüten	Druck, Zug	0.95	0.85
1 - 15	alle Nahtgüten	Schub	0.95	0.85

43.7 Werkstoffe

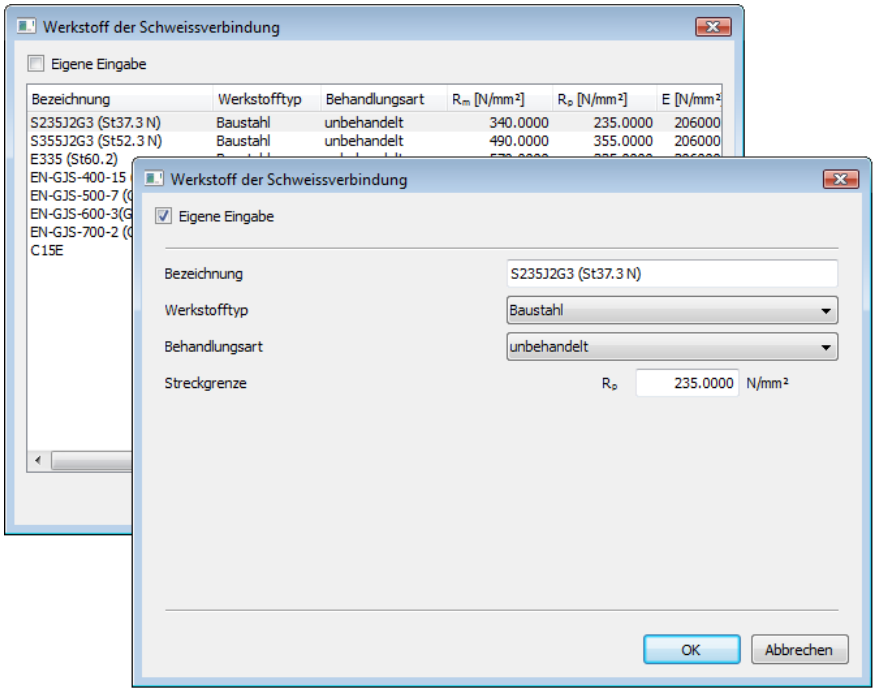


Abbildung 43.2: Werkstoffmaske Schweissverbindungen

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus der Norm DIN 18800.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

Kapitel 44
Kleb- und Lötverbindungen

Berechnungsgrundlage: [64]. Die Berechnung der Kleb- und Lötverbindungen erfolgt für Verbindungen, die auf Schub belastet sind.

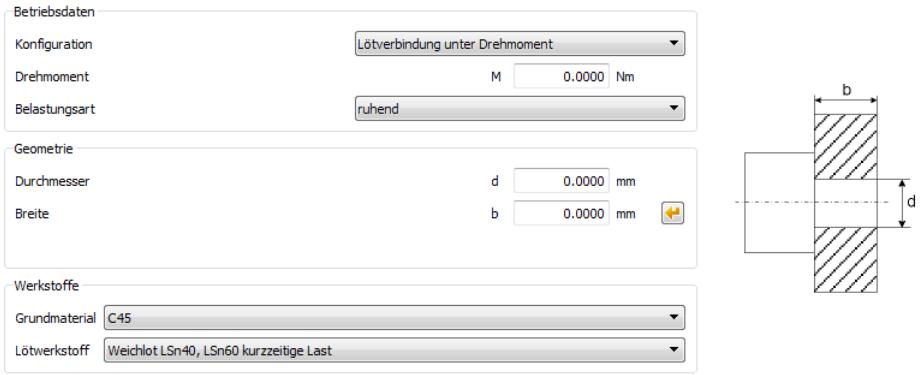


Abbildung 44.1: Basisdaten Kleb- und Lötverbindungen

Zwei verschiedene Belastungsfälle sind vorgesehen:

- Schubkraft: Übertragen einer Schubkraft zwischen zwei Flächen.
- Drehmoment: Wellen-Naben-Verbindung mit Drehmoment- Belastung.

Die Verbindung kann statisch oder dynamisch (im Normalfall schwellend) belastet sein.

Die Richtwerte für die statische Festigkeit von Lötverbindungen sind aus [64], Tafel 8/8 entnommen (mittlere Werte der Bruchscherfestigkeit), Richtwerte für Klebverbindungen sind Tafel 8/9 entnommen. Für die Schwellbelastung wird für Lötverbindungen 50% der statischen Festigkeit als zulässig angenommen (Angaben fehlen: Solche Verbindungen sollten auf die Dauerfestigkeit des Grundwerkstoffes hin überprüft werden, wobei die Bauteilfestigkeit durch die Lötverbindung auf etwa 80% vermindert wird.). Für Klebverbindungen werden noch 30% der statischen Festigkeit zugelassen (nach Tafel 8/9).

Bei der Klebverbindung stehen momentan folgende Werkstoffe zur Auswahl:

- Bei Raumtemperatur ausgehärtet.
- Bei erhöhter Temperatur ausgehärtet.

Das Programm verwendet für den Wert der Scherfestigkeit den Mittelwert aus dem minimalen und dem maximalen Wert aus der Datenbank. Der bei optimaler Durchführung zu erreichende Wert nach Niemann wird nicht verwendet.

Bei der Lötverbindung stehen folgende Werkstoffe momentan zur Auswahl:

- Weichlot LSn40, LSn60 bei kurzzeitiger Last
- Weichlot LSn40 bei Dauerlast
- Messinglote: Stahl NE-Schwermetalle
- Neusilberlote-Kupfer: Stahl
- Silberlote: Stahl NE-Schwermetalle

Die Berechnung und Auslegung von Lötverbindungen mit Leichtmetallen auf Al-Basis machen keinen Sinn, da die Festigkeit des Grundwerkstoffes in den meisten Fällen kleiner als die der Verbindung ist. Das Programm verwendet für den Wert der Scherfestigkeit den Mittelwert aus dem minimalen und dem maximalen Wert aus der Datenbank.

44.1 Grundwerkstoffe

Diese Materialen werden nur bei der Auslegung der Breite aufgrund der Festigkeit des Grundmaterials verwendet.

Folgende Werkstoffe stehen momentan zur Auswahl:
Ck 45 N, Ck 60, CrNiMo, CrNi 4, CrNiMo, CrMo, St 37.3, St 52.3, St 60.2, Ganevasit, PA 12, PA 66, POM, Pressholz.

Sie müssen (noch) selber entscheiden, welcher Werkstoff für Ihre Verbindung sinnvoll ist. Sie sollten zum Beispiel nicht PA 12 wählen, wenn Sie eine Lötverbindung berechnen.

44.2 Einstellungen

Die Sollsicherheit und mit welcher Scherfestigkeit ausgelegt werden soll, kann in diesem Unterfenster angesehen und verändert werden.

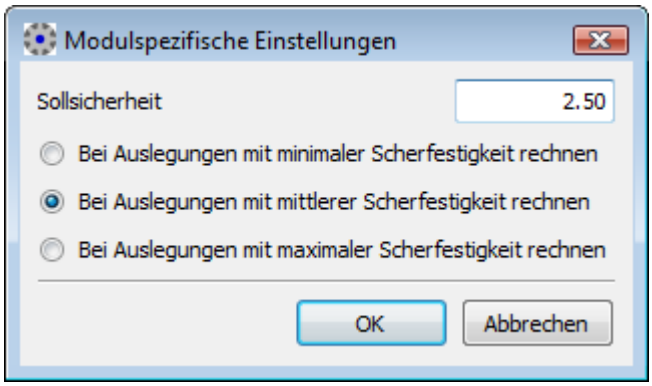


Abbildung 44.2: Einstellungen Kleb- und Lötverbindungen

44.3 Auslegungen

- Auslegung der Breite aufgrund des Grundmaterials
  Auslegung der Klebbreite (bei Wellen-Naben), bzw. der Kleblänge (bei Laschen), aufgrund der Festigkeit des Grundmaterials. Die Zerreissfestigeit der Verbindung wird so ausgelegt, dass sie der Zerreissfestigkeit des Grundwerkstoffs, bzw. der Schwellfestigkeit der Welle, entspricht.
- Auslegung der Breite aufgrund der Belastung
  Auslegung der Klebbreite aufgrund der Beanspruchung. Die Zerreissfestigeit der Verbindung wird so ausgelegt, dass sie unter Berücksichtigung der eingegebenen Sollsicherheit die angreifenden Kräfte übertragen kann.

44.4 Laschenverbindung

Berechnung einer Kleb- oder Lötverbindung mit Blechen oder Platten. Eingeben müssen Sie die Zug- oder Druckkraft, die Kleblänge und die Blech- oder Plattendicke.

44.5 Wellenverbindung

Berechnung einer Kleb- oder Lötverbindung von Wellen/Naben-Verbindungen. Eingeben müssen Sie das zu übertragende Moment in Nm, den Fugendurchmesser und die Länge der Klebstelle.

Kapitel 45
Sicherungsringe (selbsthemmende Ringe, Seegerringe)

In diesem Modul können Berechnungen für Wellen- oder Nabensicherungsringe angestellt werden. Grundlage für die Berechnungen ist das Handbuch der Fa. Seeger. Das Modul wird aus dem Modulbaum mit Doppelklick auf das entsprechende Modul geöffnet (siehe Abbildung 45.1).

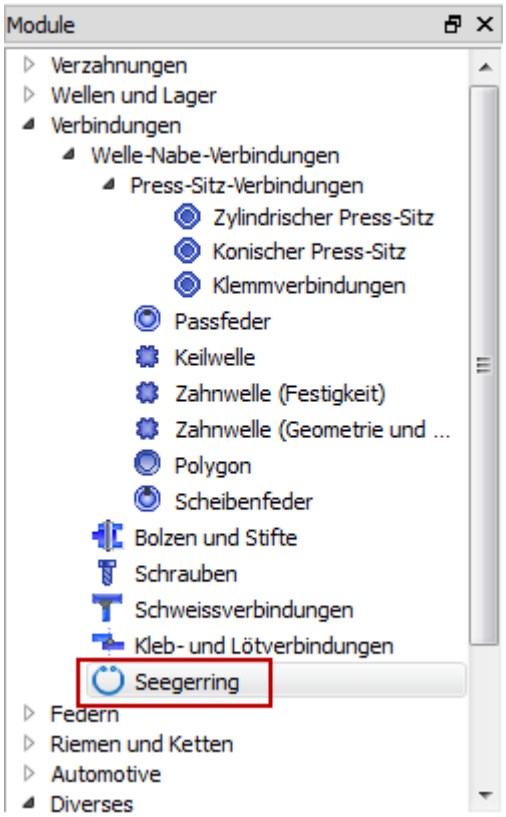


Abbildung 45.1 Seegerring-Berechnungsmodul

45.1 Basisdaten

Im Tab Basisdaten sind folgende Daten einzugeben:

- Gruppe "Geometrie"
  - Wellen-/Bohrungsring: Festlegung, ob die Berechnung für einen Wellen- oder einen Bohrungsring erfolgt
  - Sicherungsring/Sprengring: Festlegung, ob die Berechnung für einen Sicherungsring oder einen Sprengring erfolgt
  - d1: Nennmass, Wellendurchmesser bei Wellenringen bzw. Bohrungsdurchmesser bei Bohrungsringen
  - d2: Nutdurchmesser
  - d3: Innendurchmesser des Seegerrings für Wellen oder Aussendurchmesser des Seegerrings für Bohrungen im entlasteten Zustand
  - b: maximale radiale Breite des Seegerrings
  - Mass I: siehe Abbildung 45.2
  - s: Stärke des Rings
  - ψ: zulässiger Umstülpwinkel Umstülpwinkel des Seegerrings (siehe Abbildung 45.3)
  - Scharfkantige Auflage: Festlegung, ob z. B. Schrägen, Kantenabstand oder der Radius g berücksichtigt werden müssen (siehe Abbildung 45.3)
  - g: Schräge oder Kantenabstand/Radius

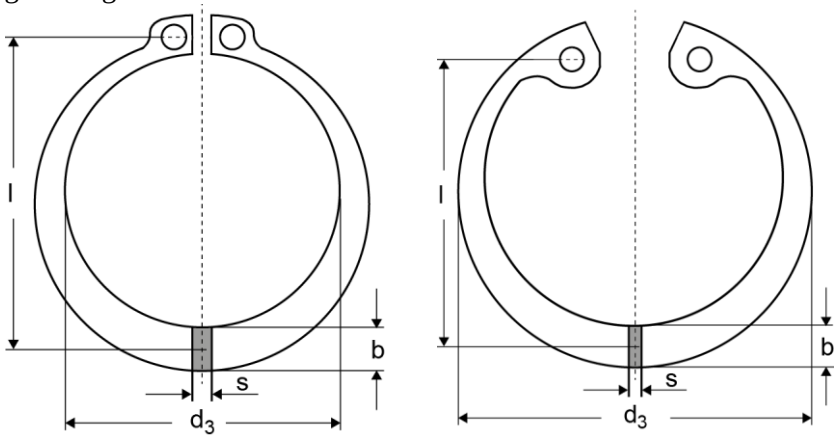


Abbildung 45.2 Geometrie von Wellenring (a) und Bohrungsring (b)

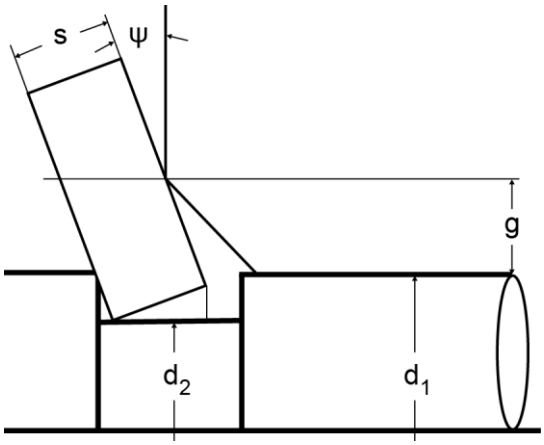


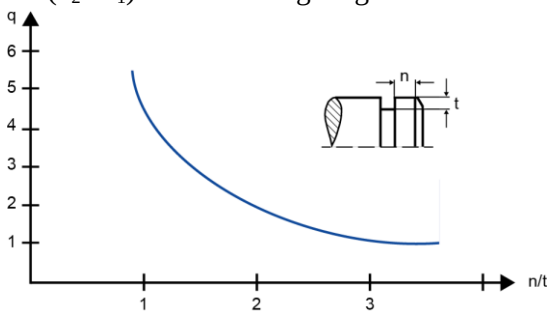
Abbildung 45.3 Definition der geometrischen Grössen s, ψ, g

- Gruppe "Betriebsdaten"
  - q: Beanspruchungszahl unter Berücksichtigung des Bundlängenverhältnisses (siehe Abbildung 45.4)
  - μ: Reibungskoeffizient zwischen Ringoberfläche und Wellen-/Bohrungsoberfläche
- Gruppe "Werkstoffe"
  - Hier kann der Werkstoff von Ring und Welle/Bohrung festgelegt werden. Die Funktionalität entspricht der der anderen KISSsoft-Module in der Gruppe "Verbindungen".

45.2 Automatische Berechnung der Beanspruchungszahl q

Mit Klick auf Schaltfläche  neben q wird ein Fenster geöffnet, in dem q aus dem Verhältnis von Bundlänge n zu Nuttiefe t berechnet werden kann (siehe Abbildung 45.4). Die Nuttiefe ist definiert als:

- $t = (d_1 - d_2)/2$ für Wellenringe
- $t = (d_2 - d_1)/2$ für Bohrungsringe



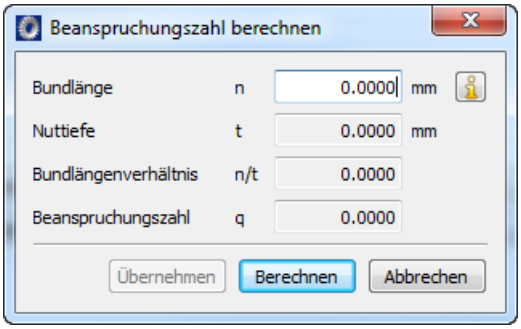


Abbildung 45.4 (a) Definition von Beanspruchungszahl q, Bundlänge n und Nuttiefe t. (b) Auslegungsfenster für die Beanspruchungszahl q.

45.3 Automatische Berechnung des Umstülpwinkels ψ

Für die automatische Berechnung von ψ wird Abbildung 45.5 verwendet.

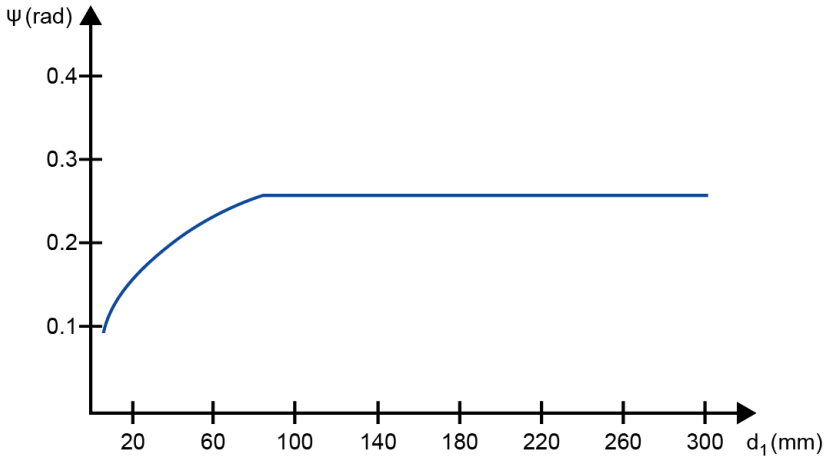
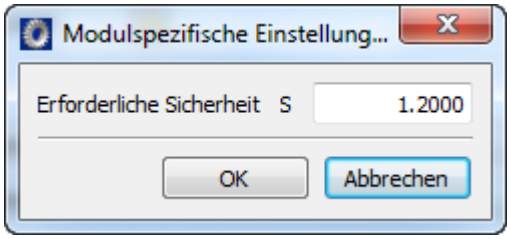


Abbildung 45.5 Berechnung von ψ, ausgehend von d1.

45.4 Modulspezifische Einstellungen



Hier kann der minimal erforderliche Sicherheitswert S eingegeben werden.

Kapitel 46
Antworten auf häufige Fragen

46.1 Schraubentypen in der Datenbank ergänzen

In der KISSsoft-Datenbank sind folgende Schraubentypen abgelegt:

- Zylinderschraube mit Innensechskant EN ISO 4762
- Sechskantschraube mit Schaft (AB) EN ISO 4014
- Sechskantschraube ohne Schaft (AB) EN ISO 4017
- Zylinderschraube mit Schlitz EN ISO 1207
- Sechskantschraube mit Schaft, Metrisches Feingewinde (AB) EN ISO 8765
- Sechskantschraube ohne Schaft, Metrisches Feingewinde (AB) EN ISO 8676
- Sechskantschrauben mit Flansch, leichte Reihe, Form F EN 1662
- Sechskantschrauben mit Flansch, leichte Reihe Form U EN 1662
- Sechskantschrauben mit Flansch, schwere Reihe Form F EN 1665
- Sechskantschrauben mit Flansch, schwere Reihe Form U EN 1665
- Eigene Definition der Schraubengeometrie

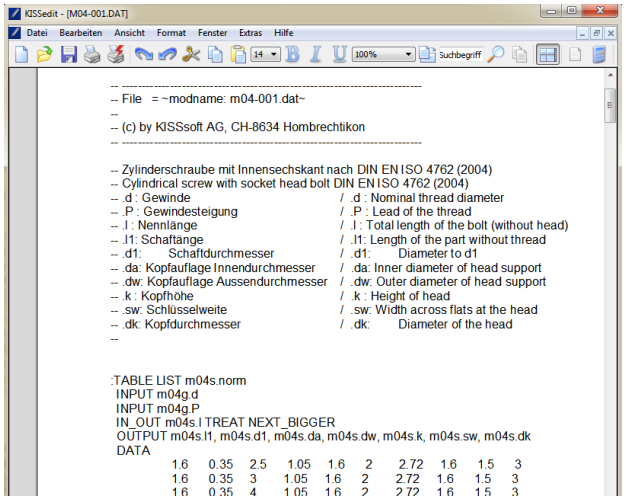
Für jeden dieser Schraubentypen sind die verschiedenen Grössen in Tabellen aufgelistet (= Schraubenreihe). Der Name der Datei, welche die Daten dieser Schraubenreihe enthält, befindet sich in der Datenbank (siehe Seite I-89).

Sie können innerhalb eines vorhandenen Schraubentyps eine neue Grösse eingeben, d. h. die Schraubenreihe erweitern (siehe Seite IV-179), oder Sie können einen neuen Schraubentyp (siehe Seite IV-181) eingeben.

46.1.1 Vorhandene Schraubenreihe erweitern

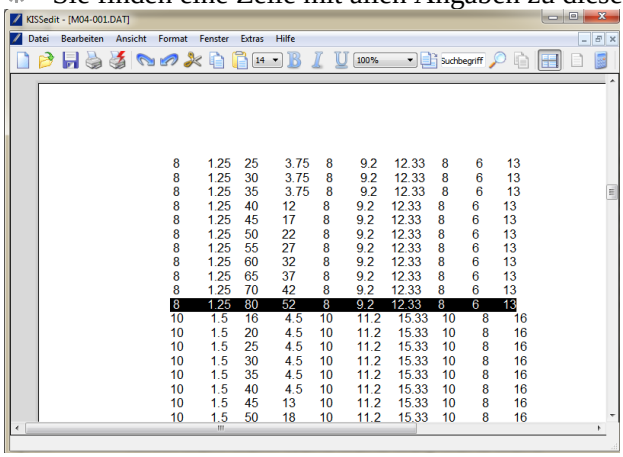
Beispiel: Einfügen der Daten einer Schraube M8 mit 100 mm Länge in der Reihe für „Zylinderschraube mit Innensechskant EN ISO 4762“.

Starten Sie zunächst das Datenbanktool. Öffnen Sie die Tabelle `Schrauben Typ M000.KDB, M040Typ`. Wählen Sie dort den Datensatz `Zylinderschraube mit Innensechskant EN ISO 4762` an. Im Feld `Dateiname` finden Sie den Namen der Datei, in der die Tabelle mit den Daten der Schraubenreihe steht. Durch Drücken des `Edit`-Knopfes, der hinter der Eingabezeile liegt, können Sie die Datei im Editor öffnen:



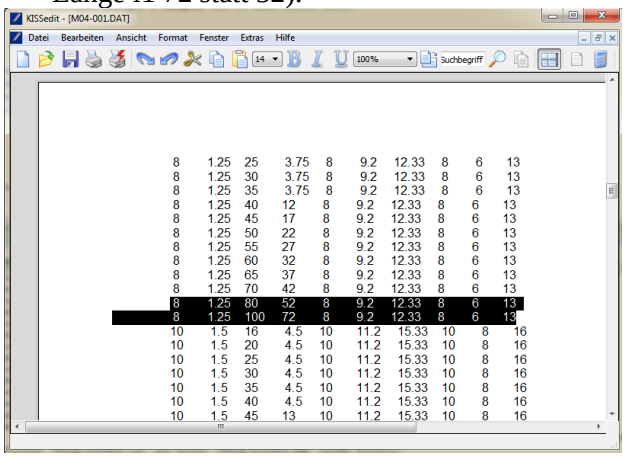
Wenn Sie nun eine neue Schraube eingeben möchten, müssen Sie folgendermassen vorgehen:

- Suchen Sie eine ähnliche Schraube (M8, Länge 80mm).
- Sie finden eine Zeile mit allen Angaben zu dieser Schraube.



- Kopieren Sie diese Zeile; achten Sie dabei unbedingt auf die Reihenfolge der Zeilen.

- Ändern Sie die Daten gemäss Tabelle 1 der EN ISO 4762 (Länge 100 statt 80, Länge l1 72 statt 52).



8	1.25	25	3.75	8	9.2	12.33	8	6	13
8	1.25	30	3.75	8	9.2	12.33	8	6	13
8	1.25	35	3.75	8	9.2	12.33	8	6	13
8	1.25	40	12	8	9.2	12.33	8	6	13
8	1.25	45	17	8	9.2	12.33	8	6	13
8	1.25	50	22	8	9.2	12.33	8	6	13
8	1.25	55	27	8	9.2	12.33	8	6	13
8	1.25	60	32	8	9.2	12.33	8	6	13
8	1.25	65	37	8	9.2	12.33	8	6	13
8	1.25	70	42	8	9.2	12.33	8	6	13
8	1.25	80	52	8	9.2	12.33	8	6	13
8	1.25	100	72	8	9.2	12.33	8	6	13
10	1.5	16	4.5	10	11.2	15.33	10	8	16
10	1.5	20	4.5	10	11.2	15.33	10	8	16
10	1.5	25	4.5	10	11.2	15.33	10	8	16
10	1.5	30	4.5	10	11.2	15.33	10	8	16
10	1.5	35	4.5	10	11.2	15.33	10	8	16
10	1.5	40	4.5	10	11.2	15.33	10	8	16
10	1.5	45	13	10	11.2	15.33	10	8	16

- Speichern Sie die Datei.
- Dokumentieren Sie gegebenenfalls Ihre Änderungen für andere Benutzer.

46.1.2 Neuen Schraubentyp erstellen

Um einen neuen Schraubentyp eingeben zu können, müssen Sie mit dem Aufbau der Tabellen vertraut sein. Sie müssen wissen, in welcher Spalte welche Grösse steht (die Variablennamen entnehmen Sie den Erklärungen im Kopf einer Tabelle).

Gehen Sie folgendermassen vor:

- Öffnen Sie in der Datenbank den Datensatz, der dem neuen Schraubentyp am ähnlichsten ist.
- Kopieren Sie diesen Datensatz unter dem Namen des neuen Schraubentyps.
- Drücken Sie auf den `Edit`-Knopf am Ende der Eingabezeile für den Dateinamen. Es öffnet sich die Datei, die noch die „alten" Werte enthält.
- Überschreiben Sie die Werte mit den neuen Werten. Beachten Sie die Variablenstruktur (d. h. je nach Ort, wo eine Zahl steht, wird ihr eine bestimmte Variable zugeordnet) und die Sortierung der Zeilen.
- Speichern Sie die aktualisierte Datei unter einem neuen Namen ab und verlassen Sie den Editor.
- Übernehmen Sie den neuen Dateinamen in die Datenbank (damit schaffen Sie die Querverbindung).
- Speichern Sie den neuen Datensatz ab.

Teil V

Federn

Kapitel 47
Druckfedern

Die Druckfederberechnung basiert auf der Norm DIN EN 13906-1 (2013)[30].

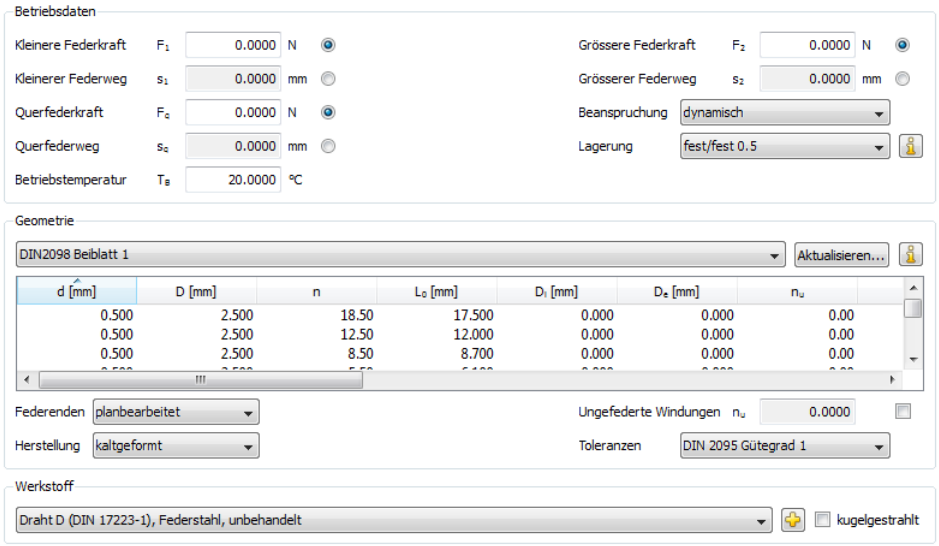


Abbildung 47.1 Basisdaten Druckfedern

Betriebsdaten

Bei der Vorgabe der Belastungen besteht die Auswahl einer Eingabe als Federkraft oder als Federweg.
Weiter kann gewählt werden, ob die Feder statisch, quasistatisch oder dynamisch beansprucht wird.

Geometrie

Die Geometriedaten nach DIN 2098 Teil 1 können direkt aus der dargestellten Tabelle ausgewählt werden.
Wird `Eigene Eingabe` gewählt werden die selektierten Werte der Liste übernommen und es können selbst definierte Werte eingegeben werden. Die Federlänge und der Federdurchmesser können bei der Wahl `Eigene Eingabe` direkt selektiert und eingegeben werden.
Anstatt der Federlänge in ungespannten Zustand L_0 lässt sich auch die Federlänge im belasteten Zustand L_1 oder L_2 vorgeben.

Die Wahl der `Federenden` und der `Herstellung` hat Einfluss auf die Berechnung der Blocklänge L_c.
Mit dem Button `Aktualisieren` werden die Blocklängen und die resultierenden Grössen der momentanen Situation für die einzelnen Federn berechnet und in der Tabelle angezeigt.

47.1 Festigkeitswerte

Die Festigkeitswerte sind durchmesserabhängig in Dateien abgelegt. Entweder wird eine Schubfestigkeit in den Tabellen angegeben, wie in DIN EN 13906-1 für warmgeformte Federn, oder die Schubfestigkeit wird aus der vorgegebenen Bruchfestigkeit als $\tau_{czul} = 0.56 \cdot R_m$ berechnet.

Für die Berechnung der Dauerfestigkeit wird entweder das Goodman-Diagramm nach DIN EN 13906-1 oder eine Näherungskonstruktion verwendet. Die Näherungskonstruktion sieht eine Schwellfestigkeit von $0.25 \cdot R_m$ und eine Steigung der Gerade der Oberspannung im Goodman-Diagramm von 0.75 vor. Bei kugelgestrahltem Werkstoff wird die Schwellfestigkeit um 20% erhöht. Diese Werte entsprechen in etwa den in der Norm DIN EN 13906-1 angegebenen Diagrammen, die Sicherheiten sollten allerdings konservativ betrachtet werden.

47.2 Schubspannungswerte

Bei der Berechnung der höchsten Schubspannung wird sowohl die Axial- als auch Querfederung miteingerechnet.

$$\tau_{max} = \frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot \left[F\left(D + s_Q\right) + F_Q \cdot \left(L - d\right) \right] \qquad (47.1)$$

τ_{max}: Höchste Schubspannung [N/mm^2]
d: Drahtdurchmesser [mm]
F: Federkraft [N]
D: Windungsdurchmesser [mm]
s_Q: Querfederweg [mm]
F_Q: Querfederkraft [N]
L: Federlänge [mm]

Die höchste korrigierte Schubspannung wird berechnet mit:

$$\tau k_{max} = k \cdot \tau_{max} \qquad (47.2)$$

τk_{max}: Höchste korrigierte Schubspannung [N/mm^2]
τ_{max}: Höchste Schubspannung [N/mm^2]
k: Spannungskorrekturfaktor
(abhängig vom Wickelverhältnis D/d)

47.3 Lagerungsbeiwert

Die Wahl der `Lagerung` bestimmt die Grösse des Lagerungsbeiwertes ν, welcher in der Abb. 47.2 dargestellt wird.

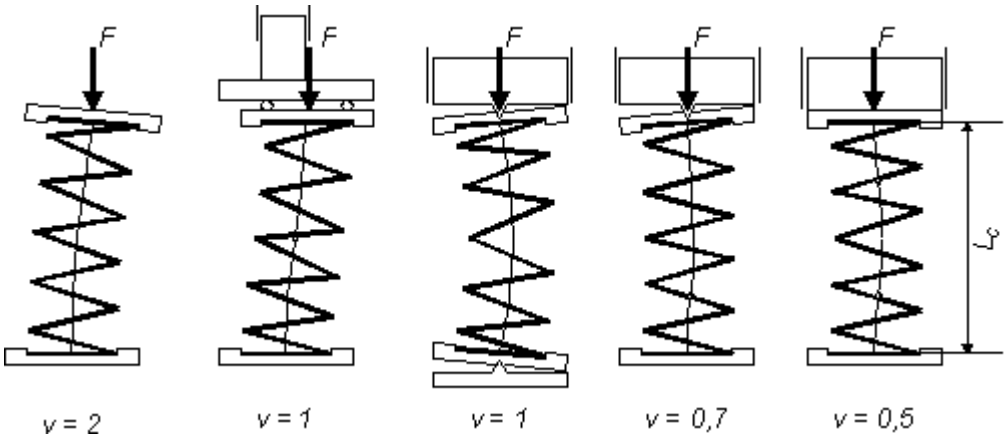


Abbildung 47.2: Lagerungen mit den zugehörigen Lagerungsbeiwerten von axial beanspruchten Schraubendruckfedern

Der Lagerungsbeiwert ν wird für die Berechnung des Knickfederweges sk verwendet. Wird die Knicksicherheit nicht erfüllt muss die Feder geführt werden, da die Feder sonst knickt.

47.4 Werkstoffe

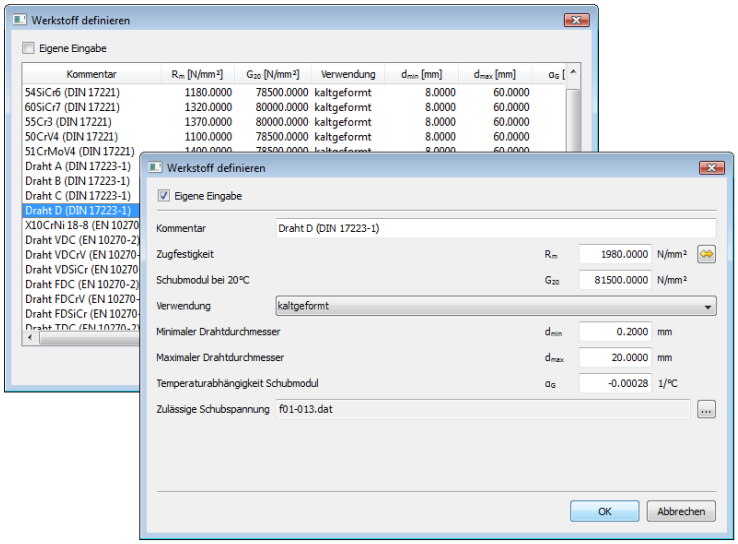


Abbildung 47.3: Werkstoffmaske Druckfedern

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus den Normen DIN EN 10089, DIN 17223-1 (zurückgezogen), DIN EN 10270-1, DIN EN 10270-1 und DIN EN 10270-3. Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

47.5 Toleranzen

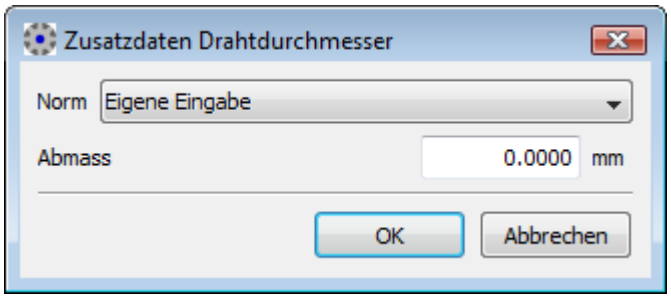


Abbildung 47.4: Zusatzdaten Drahtdurchmesser Druckfedern

Wählt man eine Feder der Tabelle (nach DIN 2098 Blatt 1) aus, wird die Toleranz des Durchmessers nach DIN 2076 C verwendet. Man kann die

Durchmessertolereranz ändern, indem die Liste auf `Eigene Eingabe` gewechselt wird, somit erscheinen die Eingabefelder, wo sich neben dem Drahtdurchmesser durch den -Button eine weitere Maske öffnen lässt. (siehe Bild)

In der Toleranzmaske kann beim Drahtdurchmesser zwischen der DIN 2076 (1984, zurückgezogen), DIN 2077 (1979, zurückgezogen), DIN EN 10270-1 (2012), DIN EN 10270-2 (2012), DIN EN 10270-3 (2012), DIN EN 10218 (2012) und `Eigene Eingabe` gewählt werden.
Bei Wahl einer Drahtdurchmessertoleranz nach Norm, wird die Toleranz direkt in die Maske geschrieben.
Bei `Eigene Eingabe` kann der Wert selbst definiert werden.

Weitere Toleranzen werden nach Gütegrad eingeteilt. In den Basisdaten in der Liste `Toleranzen Geometrie` und `Toleranzen Kräfte` können zwischen den Gütegraden nach DIN EN 15800 (2009)[14] oder DIN 2096 Teil 1 (1981)[15] gewählt werden.

47.6 Relaxation

Durch die Berechnung der Relaxation kann die sich einstellende Federkraft nach einer bestimmten Zeit erörtert werden. Die Druckfeder setzt sich bis zu einem bestimmten Wert. Die Relaxation wird auch Kriechen genannt. Die Werte für die Relaxation sind aus der Norm DIN EN 13906-1 entnommen, welche in Diagrammen dargestellt sind. Die Diagramme zeigen Kurven bei bestimmten Durchmessern und Temperaturen, welche in einem Relaxations-Spannungsdiagramm aufgezeichnet sind. Aus diesen Kurven bei 2 verschiedenen Drahtdurchmessern und Temperaturen kann dann, bei gegebener Spannung der Relaxationswert bei Betriebstemperatur und Drahtdurchmesser inter- bzw. extrapoliert werden.

In KISSsoft kann das Relaxationsdiagramm bei 48h in Abhängigkeit von Durchmesser, Temperatur und Spannung angezeigt werden. Weiter sind Grafiken der zeitlichen Verläufe der Relaxation und der Federkraft vorhanden. Als Resultate werden im Protokoll die Relaxation nach 48 h bei den gegebenen Bedingungen angezeigt. Zusätzlich wird der Wert der Federkraft nach 48 h berechnet.

Will man die Daten für die Realxationskurven der Werkstoffe erweitert oder neue zufügen, kann dies in der entsprechenden *.dat-Datei zum Federwerkstoff vollzogen werden.

Die Relaxationskurven können in dieser Datei entweder mit 2 oder 3 vorgegebenen Messpunkten definiert werden. Die Kurve wird dann aus diesen ermittelt.

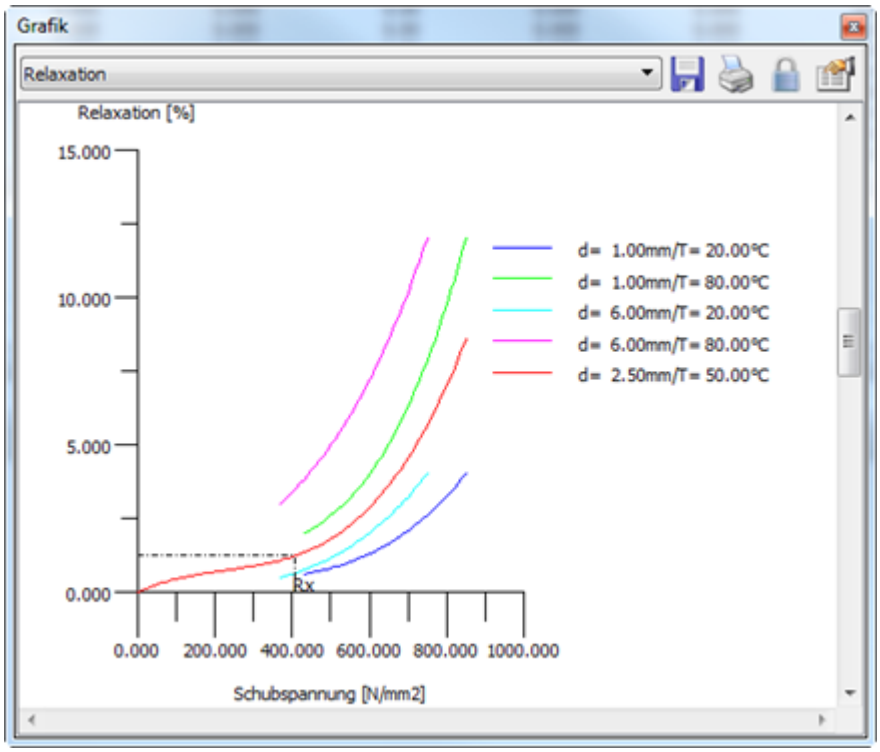


Abbildung 47.5: Relaxation bei Druckfedern

47.7 Zeichnungsdaten

Die Federdaten für die Erstellung einer Zeichnung können unter `Zeichnungs-daten` abgerufen werden. Die Vorlage kann über die Datei `F10SPRING?.RPT` (für Druckfedern), `F20SPRING?.RPT` (für Zugfedern), usf. (? = d/e/f/i/s für die gewünschte Sprache) an firmenspezifische Bedürfnisse angepasst werden.

47.8 Auslegungen

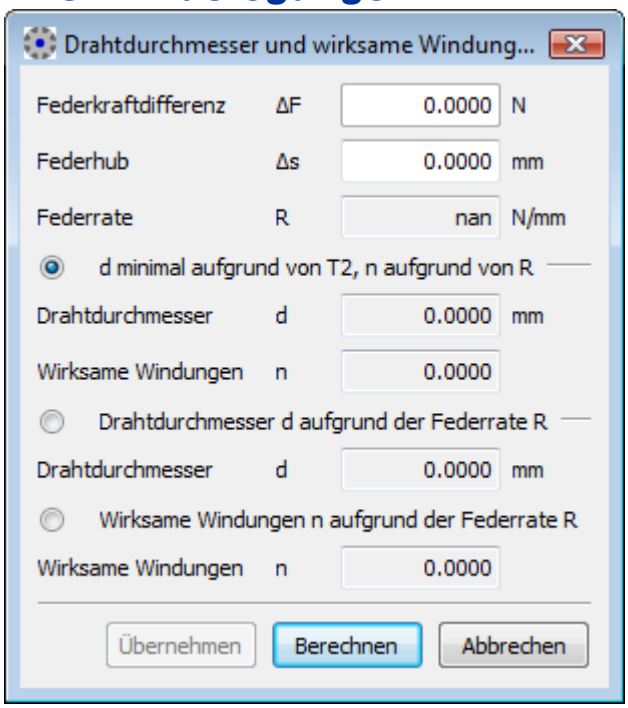


Abbildung 47.5: Auslegungsmaske Druckfedern

Stellt man die Liste unter Geometrie auf `Eigene Eingabe` erscheinen Eingabefelder anstatt der Tabelle mit den Werten nach Norm. Neben dem `Drahtdurch-messer` und den `wirksamen Windungen` kann folgende Auslegung über den -Button aufgerufen werden.

Aufgrund vorgegebener Federrate R = ΔF/Δs lässt sich bei vorgegebenem Drahtdurchmesser die Windungszahl n berechnen. Die Windungszahl ist hier fest definiert und die Festigkeit sowie die geometrischen Randbedingungen werden hier nicht überprüft. Daneben wird vom Programm ein Vorschlag für den minimalen Drahtdurchmesser und die zugehörige Windungszahl geliefert. Der minimale Drahtdurchmesser wird hier durch die Festigkeit des Materials bestimmt.

Kapitel 48
Zugfedern

Die Zugfederberechnung ist in der Norm DIN EN 13906-2 (2013)[31] beschrieben.

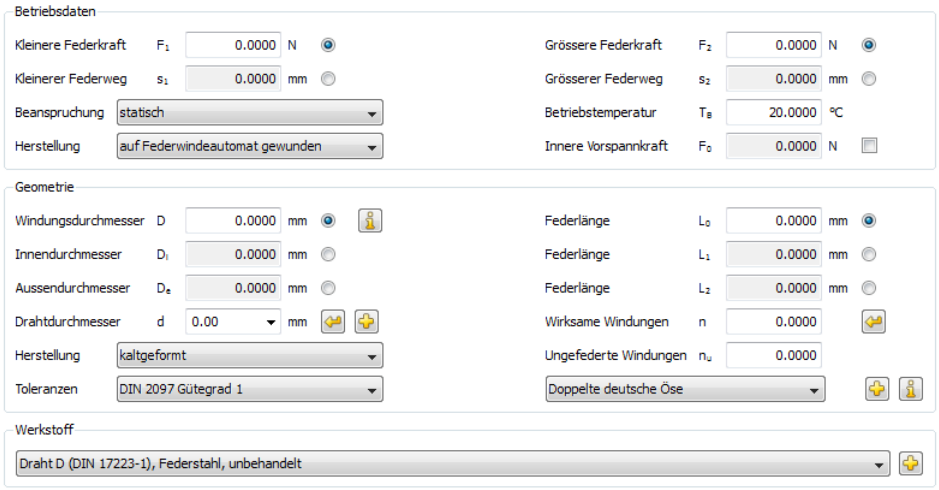


Abbildung 48.1: Basisdaten Zugfedern

Betriebsdaten

Bei der Vorgabe der Belastungen besteht die Auswahl einer Eingabe als Federkraft oder als Federweg.
Als `innere Vorspannkraft` F0 wird diese Kraft bezeichnet, welche zum Öffnen der aneinanderliegenden Windungen erforderlich ist. Diese Kraft tritt nur auf, wenn die Feder vorgespannt ist.
Ist der Flag bei `Innere Vorspannung` nicht gesetzt, kann die Anzahl der wirkenden Windungen beeinflusst werden.
Weiter kann gewählt werden ob die Feder statisch, quasistatisch oder dynamisch beansprucht wird.

Geometrie

Die Federlänge und der Federdurchmesser können direkt in der Hauptmaske eingegeben werden.
Anstatt der Federlänge in ungespannten Zustand L_0 lässt sich auch die Federlänge im belasteten Zustand L_1 oder L_2 vorgeben.
Beim Drahtdurchmesser können entweder die Durchmesserwerte nach DIN 2098

Beiblatt 1 aus der Liste gewählt, oder ein selbst definierter Wert direkt in die Liste geschrieben werden.

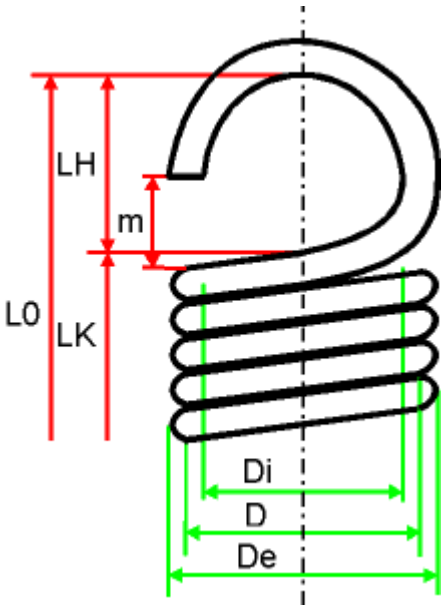


Abbildung 48.2: Definitionen der Zugfeder

48.1 Festigkeitswerte

Die zulässige Schubspannung wird bei kaltgeformten Zugfedern aus der Bruchfestigkeit bestimmt. Die Bruchfestigkeitswerte sind durchmesserabhängig, welche in Dateien abgelegt sind. Die Schubspannung wird mit der Formel $\tau_{zul} = 0.45 \cdot R_m$ berechnet. Warmgeformte Zugfedern sollen die zulässige Schubspannung von $\tau_{zul} = 600 N/mm^2$ nicht überschreiten. Diese Werte gelten für den statischen oder quasistatischen Fall. Bei Zugfedern nach DIN 2097 soll eine dynamische Beanspruchung nach Möglichkeit vermieden werden. Die Schubspannungsverteilung im Draht- oder Stabquerschnitt einer Zugfeder ist sehr unterschiedlich, durch einen Spannungsbeiwert k kann die höchste rechnerische Spannung angenähert ermittelt werden. An den Übergängen zu den Ösen treten bei Beanspruchung zusätzliche Spannungen auf, welche wesentlich über den zulässigen Schubspannungen liegen können, deshalb können keine allgemeingültigen Dauerfestigkeitswerte angegeben werden.

48.2 Schubspannungswerte

Die Berechnung der Schubspannung τ für die Auslegung von statisch und quasistatisch beanspruchten Federn:

$$\tau = \frac{8 \cdot D \cdot F}{\pi \cdot d^3} \tag{48.1}$$

τ: Schubspannung [N/mm^2]
D: mittlerer Windungsdurchmesser [mm]
F: Federkraft [N]
d: Drahtdurchmesser [mm]

Die Berechnung der Schubspannung für dynamisch beanspruchte Federn:

$$\tau_k = k \cdot \tau \tag{48.2}$$

τ_k: Korrigierte Schubspannung [N/mm^2]
τ: Schubspannung [N/mm^2]
k: Spannungskorrekturfaktor
(abhängig vom Wickelverhältnis D/d)

48.3 Herstellungsart

Warmgeformte Zugfedern lassen sich nicht mit innerer Vorspannkraft herstellen, da durch die Wärmebehandlung ein Luftspalt zwischen den Windungen entsteht. Für kaltgeformte Zugfedern gibt es zwei verschiedene Herstellungsarten, das Wickeln auf einem Wickelbank und das Winden auf Federwindeautomaten. Nach der Norm DIN EN 13906-2, wird für den jeweiligen Herstellungsfall eine Formel für die zulässige innere Schubspannung τ_0 angegeben.

48.4 Ösenmaske

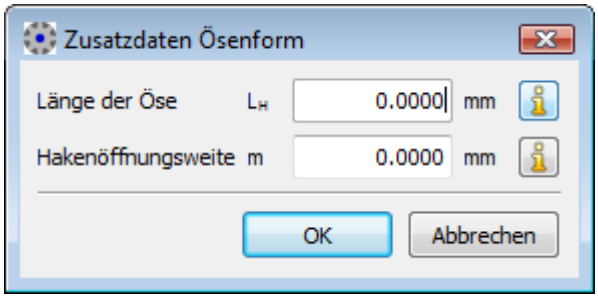
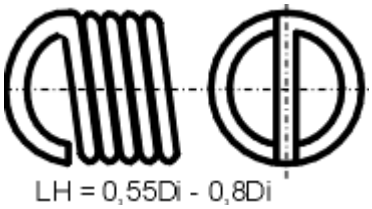


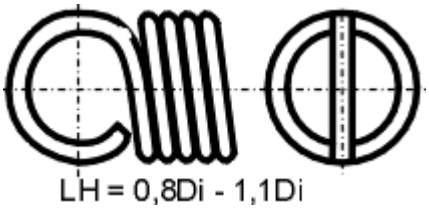
Abbildung 48.3: Definitionen der Öse

Durch die Definitionen von der `Länge der Öse` L_H in dieser Maske kann die Gesamtlänge der Feder ermittelt werden. Die `Hakenöffnungsweite` m ist dagegen ein protokollierter Wert, welcher für die Berechnung nicht verwendet wird.

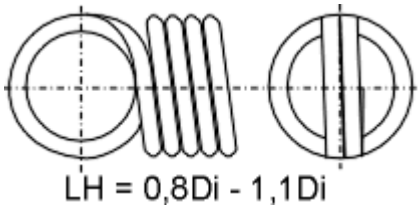
Für die Zugfedern gibt es 13 verschiedene Ösenformen, welche in der DIN 2097 genormt sind. Je nach Ösenform gibt es verschiedene Vorschlagswerte für die Länge der Öse. Die Stellung der beiden Ösenöffnungen wird in dieser DIN-Norm auch speziell behandelt.



Halbe deutsche Öse



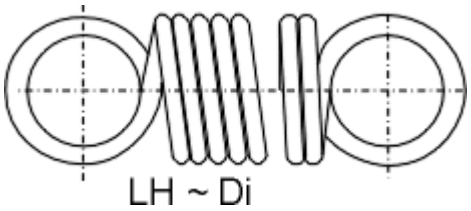
Ganze deutsche Öse



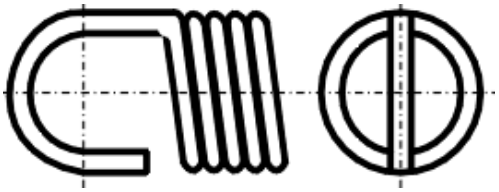
Doppelte deutsche Öse

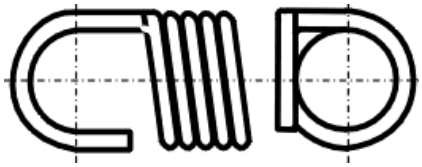


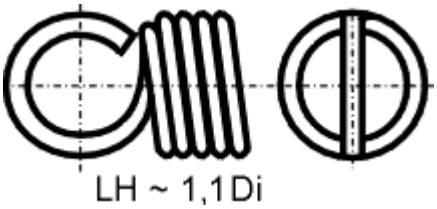
Ganze deutsche Öse seitlich hochgestellt



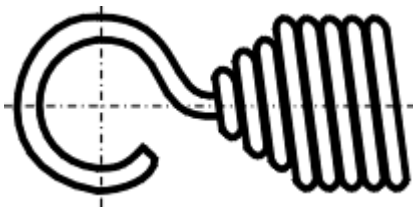
Doppelte deutsche Öse seitlich hochgestellt


Hakenöse

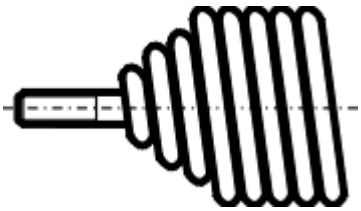

Hakenöse seitlich hochgestellt



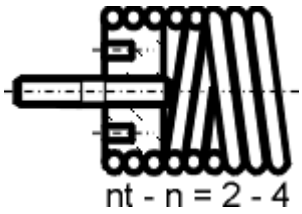
Englische Öse



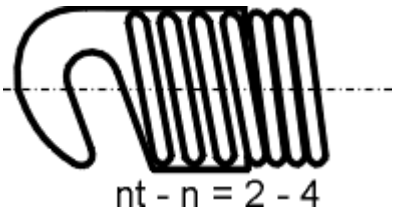
Haken eingerollt



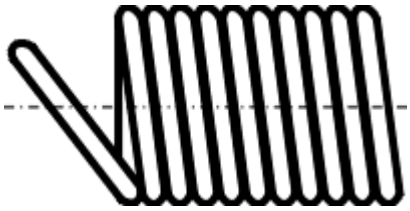
Gewindebolzen eingerollt



Gewindestopfen eingeschraubt



Schraublasche eingeschraubt



Ganze deutsche Öse schräg hochgestellt

48.5 Werkstoffe

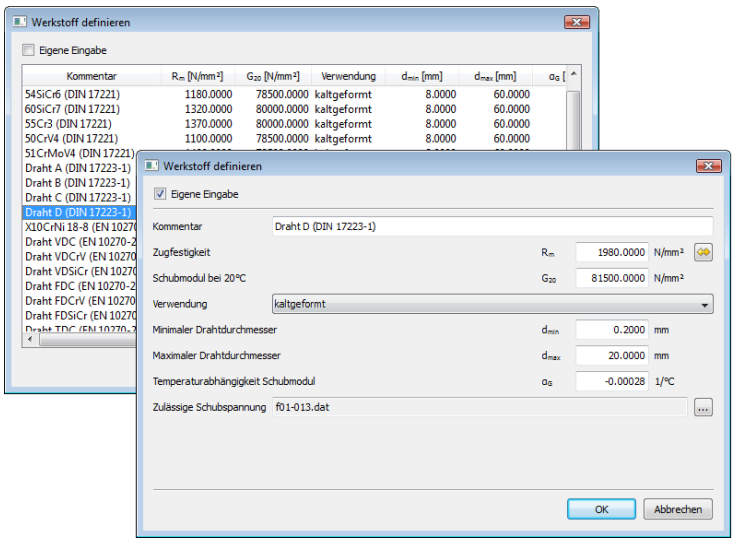


Abbildung 48.4: Werkstoffmaske Zugfedern

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus den Normen DIN EN 10089, DIN 17223-1 (zurückgezogen), DIN EN 10270-1, DIN EN 10270-1 und DIN EN 10270-3. Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

48.6 Einstellungen

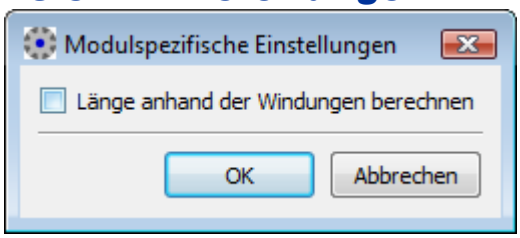


Abbildung 48.5: Einstellungen Zugfedern

Ist der Flag `anhand der Windungen die Länge berechnen` gesetzt und die Feder vorgespannt (Flag bei `Innere Vorspannkraft` gesetzt), wird die Federlänge anhand der Anzahl Windungen berechnet, die Eingabe der Längen in der Maske ist dann nicht mehr möglich.

48.7 Toleranzen

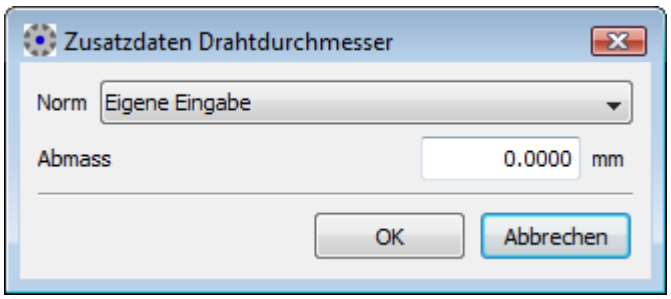


Abbildung 48.6: Zusatzdaten Drahtdurchmesser Zugfedern

Über den -Button neben dem Drahtdurchmesser lässt sich die Toleranzmaske öffnen. In dieser Maske kann beim Drahtdurchmesser zwischen der DIN 2076 (1984, zurückgezogen), DIN 2077 (1979, zurückgezogen), DIN EN 10270-1 (2012), DIN EN 10270-2 (2012), DIN EN 10270-3 (2012), DIN EN 10218 (2012) und `Eigene Eingabe` gewählt werden.

Bei Wahl einer Drahtdurchmessertoleranz nach Norm, wird die Toleranz direkt in die Maske geschrieben.
Bei `Eigene Eingabe` kann der Wert selbst definiert werden.

Weitere Toleranzen werden nach Gütegrad eingeteilt. In den Basisdaten in der Liste `Toleranzen` kann zwischen den Gütegraden nach DIN 2097[16] oder DIN 2096 Teil 1 (1981)[15] gewählt werden.

48.8 Relaxation

Durch die Berechnung der Relaxation kann die sich einstellende Federkraft nach einer bestimmten Zeit erörtert werden. Die Druckfeder setzt sich bis zu einem bestimmten Wert. Die Relaxation wird auch Kriechen genannt. Die Werte für die Relaxation sind aus der Norm DIN EN 13906-1 (der Norm der Druckfedern) entnommen, welche in Diagrammen dargestellt sind. Es wurde angenommen, dass für die Zugfeder dieselben Werte der Relaxation wie für die Druckfeder verwendet werden können. Die Diagramme zeigen Kurven bei bestimmten Durchmessern und Temperaturen, welche in einem Relaxations-Spannungsdiagramm aufgezeichnet sind. Aus diesen Kurven bei 2 verschiedenen Drahtdurchmessern und Temperaturen kann dann, bei gegebener Spannung der Relaxationswert bei Betriebstemperatur und Drahtdurchmesser inter- bzw. extrapoliert werden.

In KISSsoft kann das Relaxationsdiagramm bei 48h in Abhängigkeit von Durchmesser, Temperatur und Spannung angezeigt werden. Weiter sind Grafiken der zeitlichen Verläufe der Relaxation und der Federkraft vorhanden. Als Resultate werden im Protokoll die Relaxation nach 48 h bei den gegebenen Bedingungen angezeigt. Zusätzlich wird der Wert der Federkraft nach 48 h berechnet.

Will man die Daten für die Realxationskurven der Werkstoffe erweitert oder neue zufügen, kann dies in der entsprechenden *.dat-Datei zum Federwerkstoff vollzogen werden.

Die Relaxationskurven können in dieser Datei entweder mit 2 oder 3 vorgegebenen Messpunkten definiert werden. Die Kurve wird dann aus diesen ermittelt.

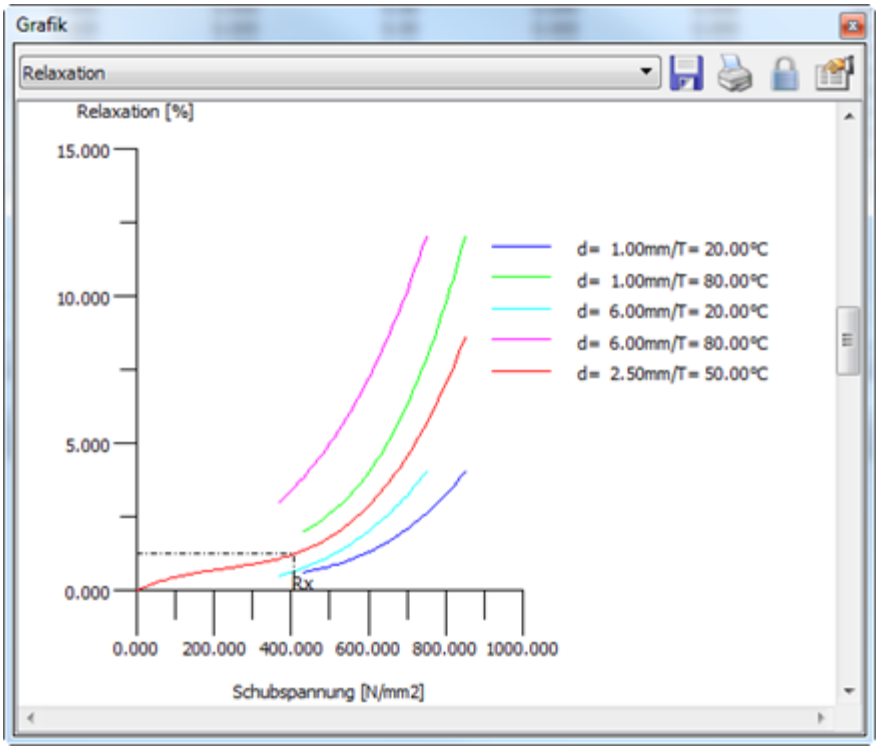


Abbildung 48.5: Relaxation bei Zugfedern

48.9 Zeichnungsdaten

Die Federdaten für die Erstellung einer Zeichnung können unter `Zeichnungs-daten` abgerufen werden. Die Vorlage kann über die Datei `F10SPRING?.RPT` (für Druckfedern), `F20SPRING?.RPT` (für Zugfedern), usf. (? = d/e/f/i/s für die gewünschte Sprache) an firmenspezifische Bedürfnisse angepasst werden.

48.10 Auslegungen

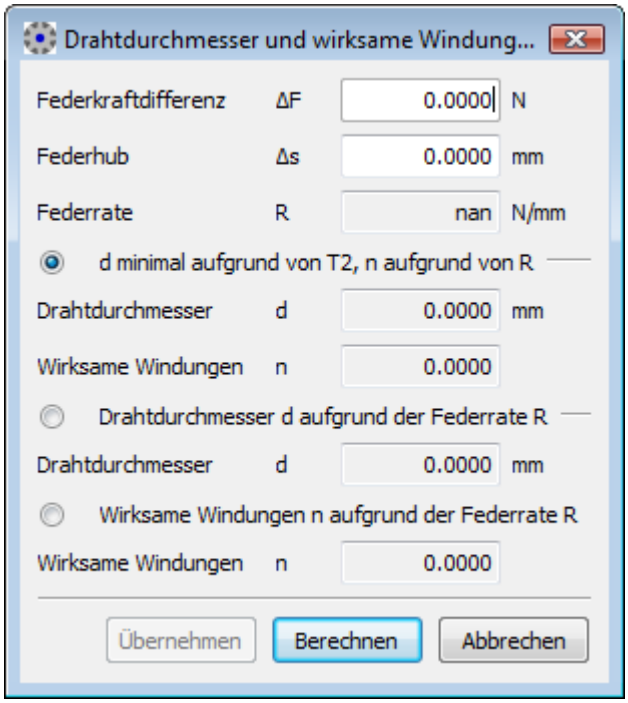


Abbildung 48.7: Auslegungsmaske Zugfedern

Bei den -Buttons, neben dem `Drahtdurchmesser` und den `wirksamen Windungen`, lassen sich anhand der Federrate $R = \Delta F/\Delta s$ bei vorgegebenem Drahtdurchmesser die Windungszahl n berechnen. Zusätzlich wird vom Programm ein Vorschlag für den minimalen Drahtdurchmesser und die zugehörige Windungszahl geliefert. Der minimale Drahtdurchmesser wird hier durch die Festigkeit des Materials bestimmt.

Kapitel 49
Schenkelfedern

Die Schenkelfederberechnung ist in der DIN EN 13906-3 (2014)[32] beschrieben.

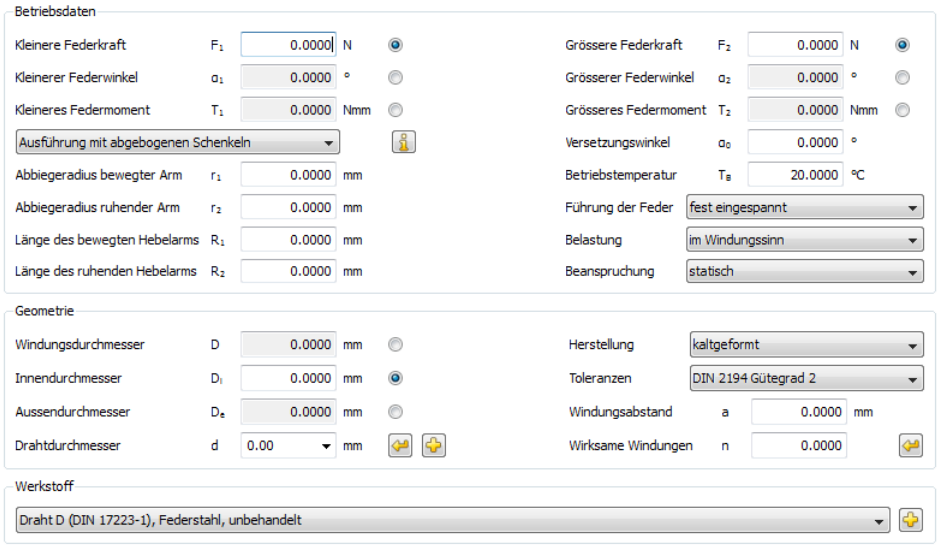


Abbildung 49.1: Basisdaten Schenkelfedern

Betriebsdaten

Bei der Vorgabe der Belastungen besteht die Auswahl einer Eingabe als Federkraft, Federwinkel oder als Federmoment.
Dazu muss der jeweilige Hebelarm (R_1,R_2) angegeben werden, wo die Kraft auf die Feder wirkt.
Als α0 wird der Startwinkel bezeichnet. Zusammen mit der Belastungsrichtung (Windungssinn) wird der maximale Winkel der Feder berechnet.
Je nach Wahl in der Liste `Führung der Feder` wird im Protokoll zusätzlich ein Anhaltswert für den Durchmesser des Arbeitsdorns oder der Arbeitshülse angegeben.
Weiter kann gewählt werden ob die Feder statisch, quasistatisch oder dynamisch beansprucht wird.

Geometrie

Die Geometriedaten nach DIN 2098 Teil 1 können direkt aus der dargestellten Tabelle ausgewählt werden.
Wird `Eigene Eingabe` gewählt werden die selektierten Werte der Liste übernommen und es können selbst definierte Werte eingegeben werden. Den Federdurchmesser kann bei der Wahl `Eigene Eingabe` direkt selektiert und eingegeben werden.
Als Windungsabstand wird der Abstand bezeichnet, in welchem die Windungen gewunden werden.

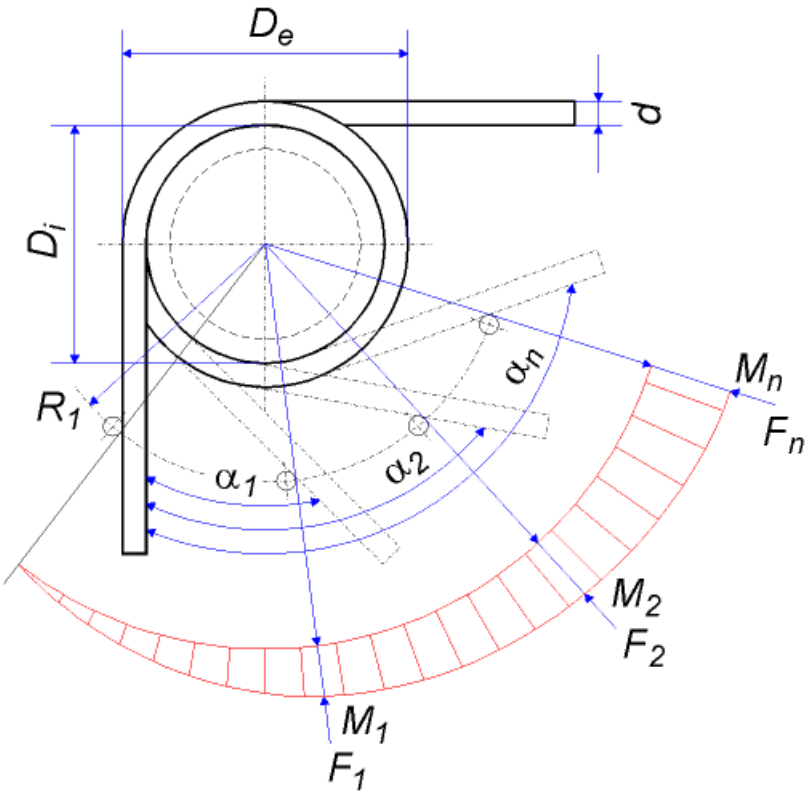


Abbildung 49.2: Definitionen der Schenkelfeder

49.1 Festigkeitswerte

Die zulässige Biegespannung wird bei kaltgeformten Schenkelfedern aus der Bruchfestigkeit bestimmt. Die Bruchfestigkeitswerte sind durchmesserabhängig, welche in Dateien abgelegt sind. Die Biegespannung wird mit der Formel $\sigma_{zul} = 0.7 \cdot R_m$ berechnet. Diese Werte gelten für den statischen oder quasistatischen Fall. Durch die Krümmung der Draht- oder Stabachse tritt, durch die Belastung, eine unsymmetrische Verteilung der Biegespannungen auf. Um die rechnerische Span-

nung (dynamischer Fall) annähernd ermitteln zu können wird ein Spannungsbeiwert *q* miteingerechnet.

49.2 Biegespannungswerte

Die Berechnung der Biegespannung σ für die Auslegung von statisch und quasistatisch beanspruchten Federn:

$$\sigma = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \tag{49.1}$$

σ: Schubspannung [N/mm^2]
T: Federmoment [Nm]
d: Drahtdurchmesser [mm]

Die Berechnung der Biegeschubspannung für dynamisch beanspruchte Federn:

$$\sigma_q = q \cdot \sigma \tag{49.2}$$

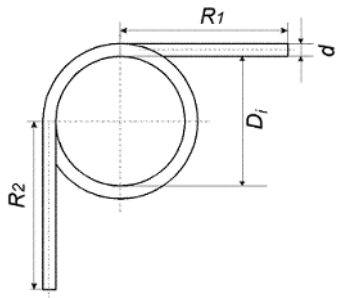
σ_q: Korrigierte Biegeschubspannung [N/mm^2]
σ: Biegeschubspannung [N/mm^2]
q: Spannungskorrekturfaktor
(abhängig vom Wickelverhältnis D/d)

49.3 Ausführung des Federkörpers

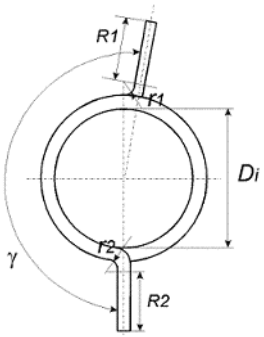
Um Reibungskräfte zu vermeiden, sollten möglichst die Windungen nicht oder nur mit geringer Spannung anliegen. Für den grössten erreichbaren lichten Windungsabstand gilt:

$$a_{\max} = \left(0.24 \cdot w - 0.64\right) \cdot d^{0.83}$$

Schenkelfedern werden in der Regel gewickelt. Es gibt zwei Möglichkeiten der Federendenausführung entweder sind sie abgebogen (Radius muss angegeben werden) oder tangential.



Mit tangentialen Schenkeln



Mit abgebogenen Schenkeln

49.4 Annahmen für die Berechnung

Die Berechnungen gelten nur für Schenkelfedern mit fest eingespannten oder kreisförmig geführten Federenden. Werden die Schenkel nicht fest eingespannt, muss die Feder auf einem Dorn oder in einer Hülse geführt werden.

49.5 Werkstoffe

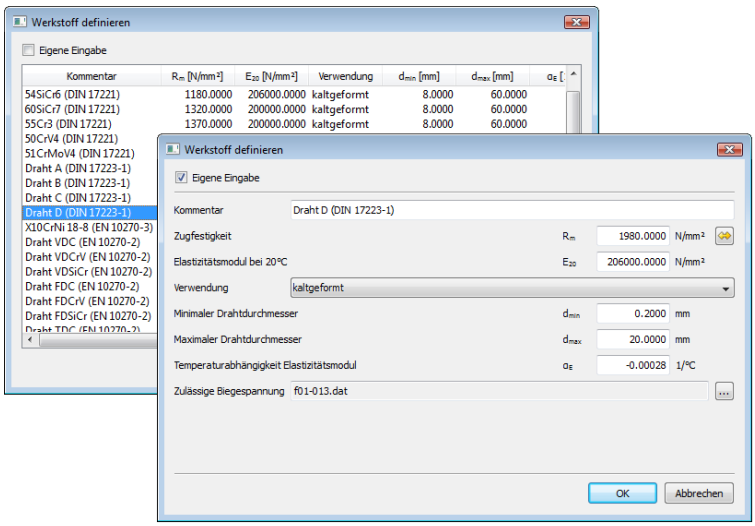


Abbildung 49.3: Werkstoffmaske Schenkelfedern

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus den Normen DIN EN 10089, DIN 17223-1 (zurückgezogen), DIN EN 10270-1, DIN EN 10270-1 und DIN EN 10270-3. Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89)

definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

49.6 Toleranzen

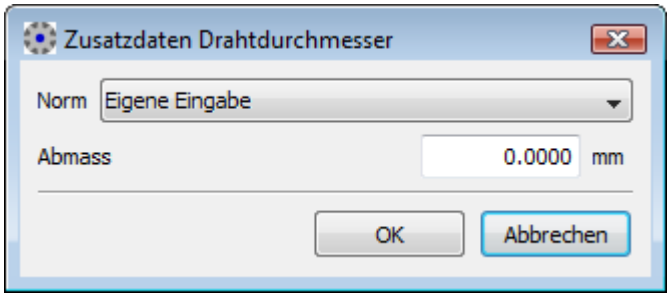


Abbildung 49.4: Zusatzdaten Drahtdurchmesser Schenkelfedern

Über den -Button neben dem `Drahtdurchmesser` lässt sich die Toleranzmaske öffnen. In dieser Maske kann beim Drahtdurchmesser zwischen der DIN 2076 (1984, zurückgezogen), DIN 2077 (1979, zurückgezogen), DIN EN 10270-1 (2012), DIN EN 10270-2 (2012), DIN EN 10270-3 (2012), DIN EN 10218 (2012) und `Eigene Eingabe` gewählt werden.
Bei Wahl einer Drahtdurchmessertoleranz nach Norm, wird die Toleranz direkt in die Maske geschrieben.
Bei `Eigene Eingabe` kann der Wert selbst definiert werden.

In den Basisdaten in der Liste `Toleranzen` kann zwischen den Gütegraden nach der DIN 2194 (2002)[17] gewählt werden.

49.7 Zeichnungsdaten

Die Federdaten für die Erstellung einer Zeichnung können unter `Zeichnungsdaten` abgerufen werden. Die Vorlage kann über die Datei `F10SPRING?.RPT` (für Druckfedern), `F20SPRING?.RPT` (für Zugfedern), usf. (? = d/e/f/i/s für die gewünschte Sprache) an firmenspezifische Bedürfnisse angepasst werden.

49.8 Auslegungen

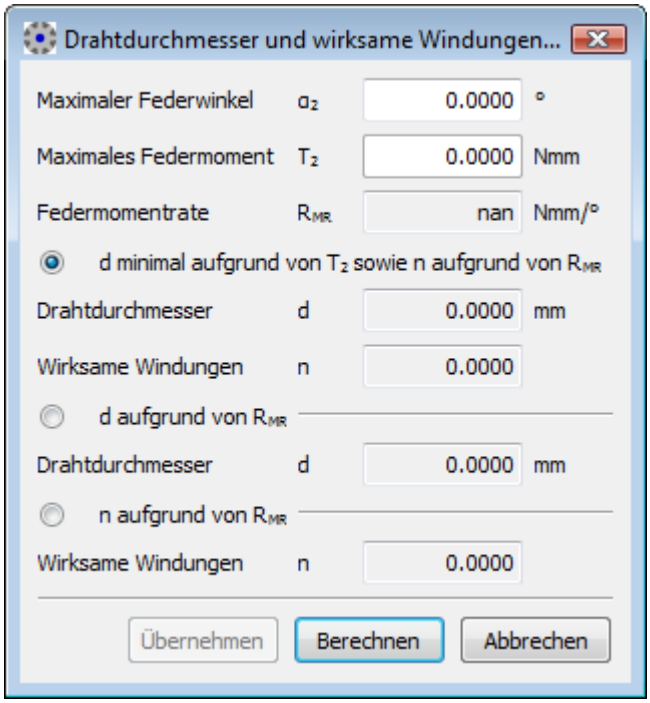


Abbildung 49.5: Auslegung Schenkelfeder

Bei den -Buttons neben dem `Drahtdurchmesser` und den `wirksamen Windungen`, lassen sich anhand der Federmomentrate $RMR = \Delta M/\Delta\alpha$ bei vorgegebenem Drahtdurchmesser die Windungszahl n berechnen. Zusätzlich wird vom Programm ein Vorschlag für den minimalen Drahtdurchmesser und die zugehörige Windungszahl geliefert. Der minimale Drahtdurchmesser wird hier durch die Festigkeit des Materials bestimmt.

Kapitel 50
Tellerfedern

Die Tellerfederberechnung ist in der DIN 2092 (2006)[12] beschrieben. Die Masse und Qualitätsanforderungen werden nach DIN 2093 (2006)[13] behandelt.

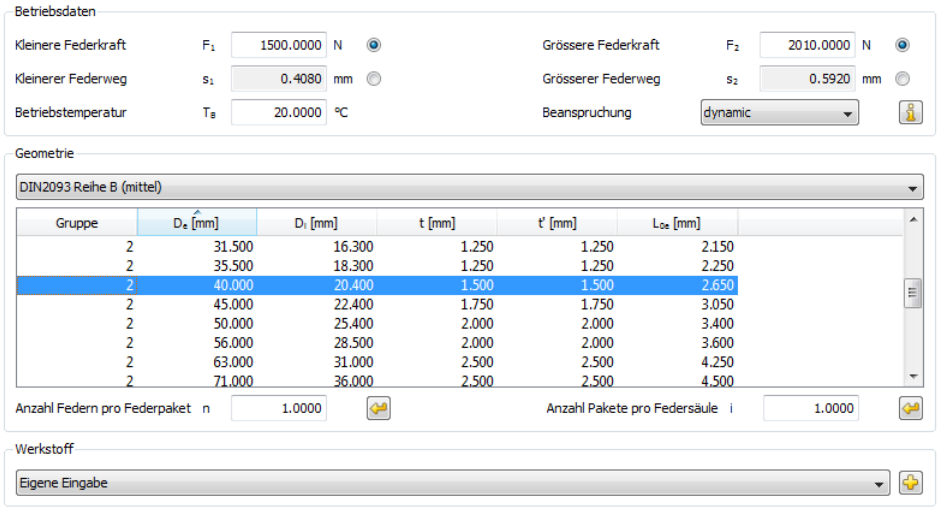


Abbildung 50.1: Basisdaten Tellerfedern

Betriebsdaten

Bei der Vorgabe der Belastungen besteht die Auswahl einer Eingabe als Federkraft oder als Federweg.
Weiter kann gewählt werden ob die Feder statisch, quasistatisch oder dynamisch beansprucht wird.
Die Berechnungen nach DIN 2092 sind für Tellerfedern mit oder ohne Auflageflächen für die Verhältnisse 16 < De/t < 40 und 1.8 < De/di <2.5 und Werkstoffe nach der DIN 2093.

Geometrie

Die Tellerfedern werden nach der DIN 2093 in 3 Gruppen und 3 Reihen eingeteilt. Die Gruppen 1 und 2 beinhalten die Federn ohne Auflagefläche, in der Gruppe 3 sind die Federn mit Auflagefläche. Die Tellerdicke ist bei der Gruppe 1 kleiner als 1.25 mm, in der Gruppe 2 von 1.25 - 6 mm und in der Gruppe 3 über 6 bis 14 mm. Die Reihen unterscheiden sich durch die Härte der Feder. Reihe A ist eine harte Feder, dass heisst, sie nimmt grössere Kräfte auf, bei kleinerem Federweg, dann

kommt die Reihe B und die Reihe C, welche die kleinste Kraft beim grössten Federweg aufnehmen kann. Wird `Eigene Eingabe` angewählt, werden die Eingabefelder für die Geometriedaten aktiv, in welche man die gewünschten Werte eingeben kann. Diese Art von Berechnung berücksichtigt nur Federn ohne Auflagefläche, da das Grössenverhältnis der Dicken t'/t nicht bekannt ist, aber für die Berechnung gebraucht wird.

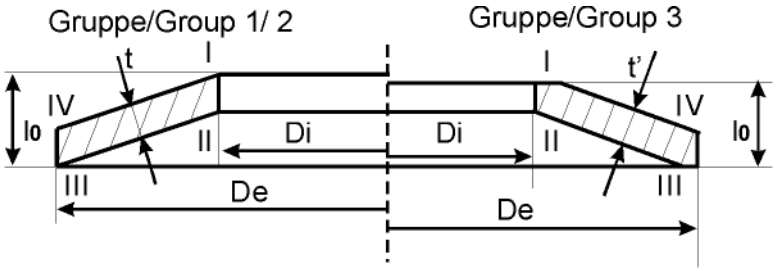


Abbildung 50.2: Abmessungen der Tellerfeder

50.1 Festigkeitswerte

Bei der statisch oder quasistatisch ($N <= 10^4$) belasteten Federn wird die maximale Kraft auf die Feder berechnet, die Formel ist in der DIN 2092 vorgegeben. Diese Kraft wird dann mit der Nutzkraft Fn der Feder (bei $s = 0.75 \cdot h_0$) verglichen und eine Ausnutzung der Federkraft berechnet. Ist die zu leistende Kraft höher als die Nutzkraft Fn der Feder, ist die Abweichung der Berechnung zu gross, die DIN Formel für die Kraft gilt nur bis zu einem Federweg von $s = 0.8 \cdot h_0$. Damit auch grössere Kräfte bewältigt werden können, werden die Federn in Paketen bzw. Säulen verwendet. Die berechnete Gesamtkraft des Systems wird dann in einem Kraft-Weg-Diagramm dargestellt. Die Berechnung der Tellerfedern wird ohne die Berücksichtigung der Reibung durchgeführt.
Weiter werden die Spannungen an den Randpunkten I - IV gerechnet. Die Punkte I und IV sind auf Druck, die Punkte II und III auf Zug belastet. Bei der dynamischen Belastung wird dann von der maximalen Spannung (entweder am Punkt II oder III) und ihrer dazugehörigen Unterspannung die Hubspannung berechnet. Die zulässige Dauerhubspannung wird durch ein Goodman-Diagramm dargestellt. Diese Werte werden verglichen, daraus resultiert die Lastwechselzahl, bei der die Federn noch halten soll. In der DIN 2093 sind Goodman-Diagramme enthalten, welche nur für die Werkstoffe aus der DIN 17221 und 17222 gültig sind. Für andere Werkstoffe muss der Federhersteller kontaktiert werden.

50.2 Spannungswerte

Die Berechnung der Spannungen wird für die Randpunkte I-IV ausgeführt.

Stelle I:

$$\sigma_I = \frac{4 \cdot E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^{\,2}} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot K_2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + K_3 \right] \tag{50.1}$$

Stelle II:

$$\sigma_{II} = \frac{4 \cdot E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^{\,2}} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot K_2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) - K_3 \right] \tag{50.2}$$

Stelle III:

$$\sigma_{III} = \frac{4 \cdot E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^{\,2}} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) - K_3 \right] \tag{50.3}$$

Stelle IV:

$$\sigma_{IV} = \frac{4 \cdot E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^{\,2}} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + K_3 \right] \tag{50.4}$$

σ_I - σ_{IV} : Spannung an den Stellen I-IV [N/mm^2]
E: Elastizitätsmodul [N/mm^2]
μ: Poissonzahl [-]
D_e: Aussendurchmesser [mm]
s: Federweg eines Einzeltellers [mm]
t: Dicke eines Einzeltellers [mm]
h_0: Federweg bis zur Planlage [mm]
δ: Durchmesserverhältnis (D_e/D_i)
K_1 - K_4: Kennwerte aus Formeln berechnet (DIN 2092)

50.3 Werkstoffe

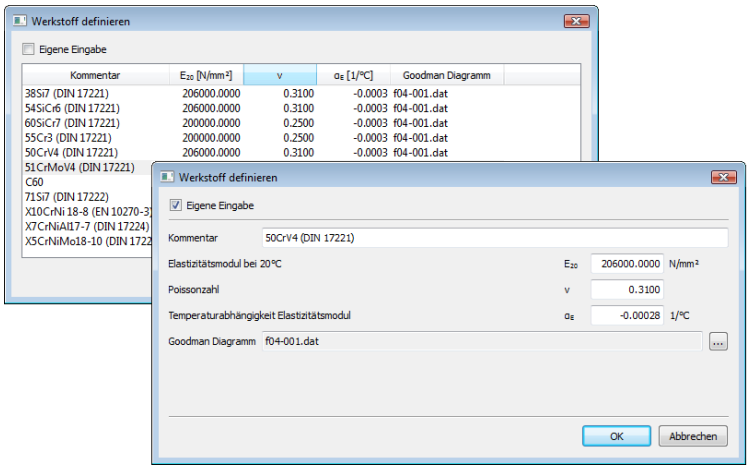


Abbildung 50.3: Werkstoffmaske Tellerfedern

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus den Normen DIN 17221, DIN 17222, DIN 17224 und DIN 10270-3.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

50.4 Anzahl berechnen

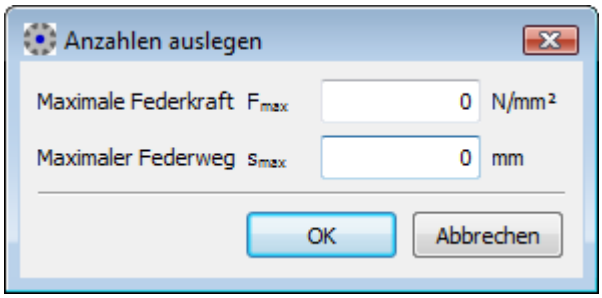


Abbildung 50.4: Auslegung der Anzahl Pakete/ Säulen

Damit man die Anzahl der Teller bzw. Säulen abschätzen kann, wurde ein -Button neben der Anzahl Teller pro Paket bzw. Anzahl Pakete pro Säule eingebaut. In dieser Maske kann man die maximale Kraft und den maximalen Weg eingeben, so wird daraus die Anzahl Federn pro Paket bzw. die Anzahl Pakete pro Säule berechnet und angezeigt.

50.5 Grenzabmasse

Für alle Tellerfedern gilt, dass die Aussendurchmesser D_e in einem Toleranzfeld h12 und die Innendurchmesser D_i ein Toleranzfeld H12 gefertigt werden müssen.

Kapitel 51
Drehstabfedern

Die Drehstabfederberechnung ist in der DIN 2091 (1981)[11] beschrieben.



Abbildung 51.1: Hauptmaske Drehstabberechnung

Betriebsdaten

Bei der Vorgabe der Belastungen besteht die Auswahl einer Eingabe als Verdrehwinkel oder als Torsionsmoment.
Wird der Drehstab vorgesetzt (Flag `Vorgesetzter Drehstab`), steigt die zulässige Schubspannung τ_{zul} des Drehstabes.

Geometrie

Die Geometrie der Feder kann durch die einzelnen Parameter definiert werden. Bei der Kopfausführung `verzahnt` muss zusätzlich die Zähnezahl eingegeben werden, was allerdings nur ein protokollierter Wert ist und für die Berechnung nicht verwendet wird. In der Norm wird der Schubmodul G als konstant angenommen, weicht dieser Wert jedoch nur leicht ab, dürfte die Berechnung noch zulässig sein.

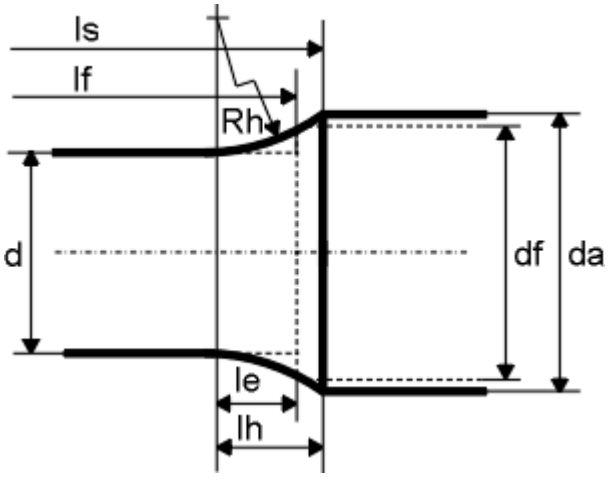


Abbildung 51.2: Definitionen des Drehstabes

51.1 Kopfformen

Die Drehstabfedern können nach der DIN 2091 drei verschiedene Kopfformen haben: vierkant, sechskant und verzahnt. Die verzahnten Drehstabköpfe werden meist nach der DIN 5481 Teil 1 oder der SAE J 498 b gefertigt, können aber auch mit Sonderverzahnungen ausgeführt werden. Die Ausführungsformen für Drehstabköpfe gelten nur für Stäbe, die in einer Drehrichtung belastet werden. Wechselnde Belastung erfordert besondere konstruktive Massnahmen.

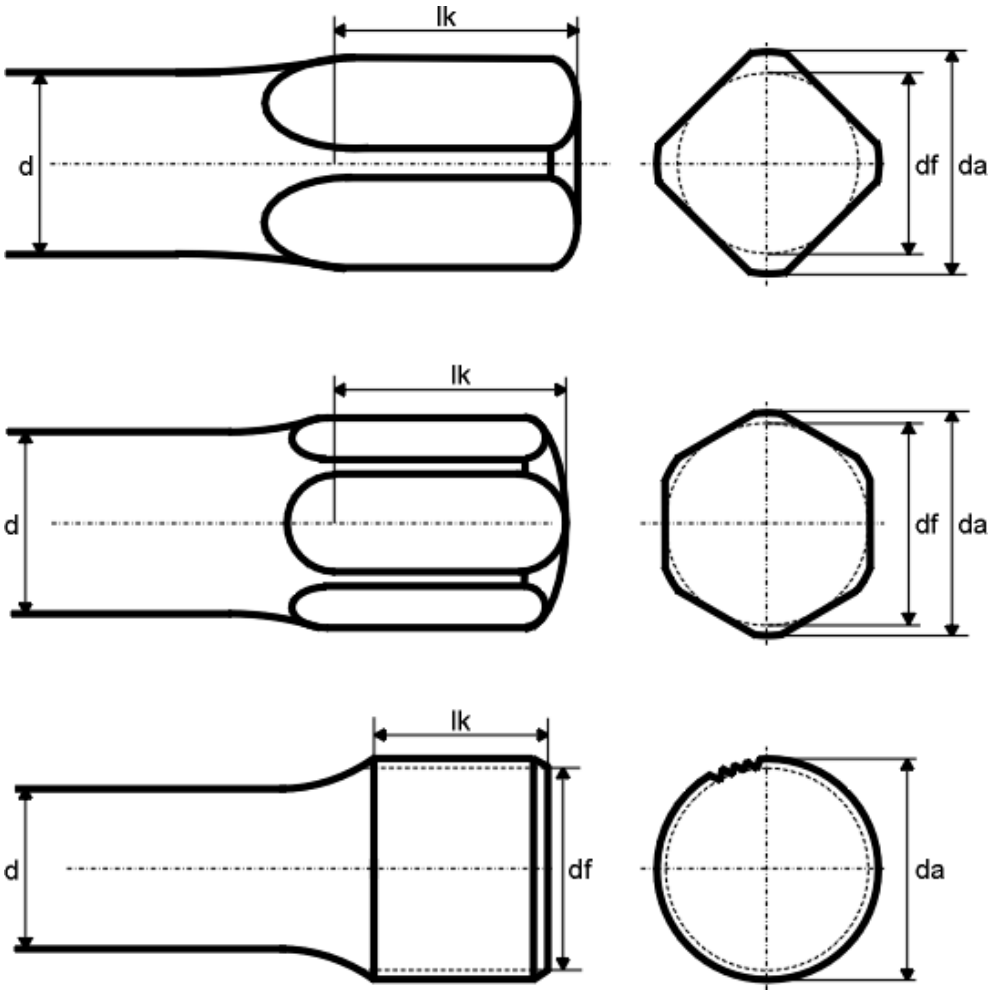


Abbildung 51.3: Ausführungsformen der Drehstabköpfe (vierkant, sechskant, verzahnt)

51.2 Festigkeitswerte

Definitionen der DIN 2091:

Die DIN 2091 gilt nur für Werkstoffe der DIN 17221.
Die zulässigen Schubspannungen:
Für nicht vorgesetzte Stäbe: $\tau zul = 700$ N/mm^2
Für vorgesetzte Stäbe: $\tau zul = 1020$ N/mm^2
Die Vergütungsfestigkeit für diese Werte beträgt: Rm = 1600 - 1800 N/mm^2
Für den Schubmodul wird als Standard $G = 78500$ N/mm^2 genommen. Durch eine Vorsetzung (über die Fliessgrenze hinaus in Richtung Betriebsbeanspruchung verformt) nach dem Vergüten von Drehstabfedern werden eine günstigere Verteilung der Betriebsspannungen und eine Entlastung der Randzone erreicht.

51.3 Schubspannung

Die Berechnung der Schubspannung τ:

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \qquad (51.1)$$

τ: Schubspannung [N/mm^2]
T: Torsionsmoment [Nm]
d: Drahtdurchmesser [mm]

51.4 Grenzwerte

Für die Drehstabfedern gelten folgende Grenzverhältnisse für Drehstabköpfe:
Vierkant, verzahnt: $df/d > 1.3$; Sechskant: $df/d > 1.25$
Die Festigkeitswerte aus der DIN gelten für Stabdurchmesser von 10-60 mm.
Als Richtwert sollte die Kopflänge zwischen $0.5\text{-}1.5 \cdot d$ betragen.
Das Verhältnis Rh/d sollte zwischen 1-50 sein.

51.5 Auslegungen

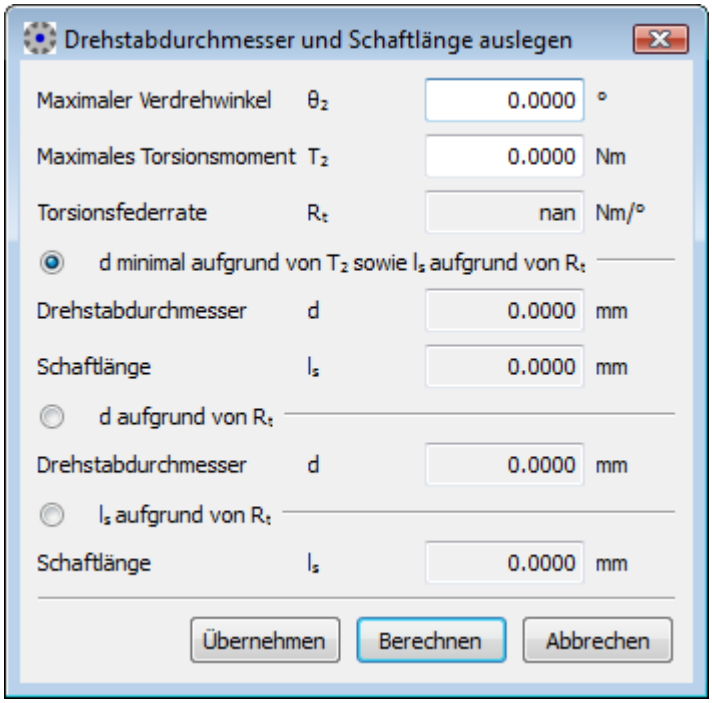


Abbildung 51.4: Auslegungsmaske Drehstabfeder

Bei den -Buttons neben dem `Drahtdurchmesser` und der `Schaftlänge` wird die oben gezeigte Maske geöffnet. In dieser Auslegungsmaske kann man das Torsionsmoment und den Verdrehwinkel eingeben, daraus wird die Torsionsfederrate berechnet, aus welcher der Stabdurchmesser d oder die Schaftlänge ls ausgelegt werden kann. Bei der Auslegung von d und ls wird zuerst d mit dem zulässigen Schubspannungswert berechnet, dann wird aus dem Stabdurchmesser d die Schaftlänge ls berechnet. Damit eine Auslegung möglich ist, werden verschiedene Annahmen getroffen. (vierkant, verzahnt: df = 1.35·d; Sechskant: df = 1.3·d; da = df + df/7; Rh = (da-d)·1.2)
Diese Werte werden nicht in die Hauptmaske übertragen.

Teil VI

Riemen und Ketten

Kapitel 52
Keilriemen

Vorbemerkungen:
Die Auslegung und Nachrechnung von Keilriementrieben erfolgt sinnvollerweise nach den Angaben des Herstellers. Die entsprechenden Kataloge beinhalten meistens das komplette Berechnungsverfahren. Da die übertragbare Leistung von Keilriemen zur Zeit (durch Verbesserung des Werkstoffs und der Flankenform) stark zunimmt, ist die Abstützung auf die verbindlichen Herstellerangaben der einzig gangbare Weg.

Vollautomatische Berechnung mit Angabe von Normkeilriemenlängen und genormten Wirkdurchmessern. Bestimmung der übertragbaren Leistung pro Riemen unter Berücksichtigung von Drehzahl, Wirkdurchmesser, Übersetzungsverhältnis und Riemenlänge. Alle Daten ab gespeicherten Tabellen aus den Katalogen der Hersteller (z. B. ContiTech). Die Riemenspannungsbestimmung aus Riemendurchbiegungstest ist ebenfalls eingebaut. Berechnet wird Trummzug und Achslast bei Stillstand und im Betrieb für optimale Einstellung sowie für Einstellung nach Katalogangaben.

Als Variante kann die Berechnung auch mit einer dritten Rolle (Spannrolle) erfolgen. Die Koordinaten X und Y der Spannrolle können im **Keilriemen**-Tab definiert werden. Wenn man auf den **Konfiguration**-Tab wechselt, kann mit der Maus die Spannrolle verschoben werden, der jeweilige X- und Y-Wert wird in der Statuszeile angezeigt. Die Lage der Rolle kann wahlweise aussen- oder innenanliegend sein.

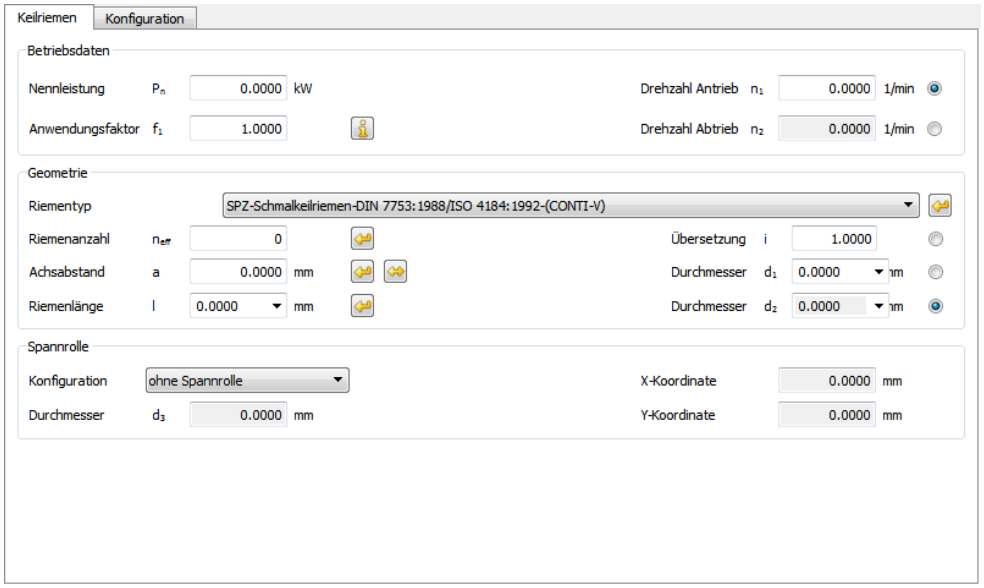


Abbildung 52.1: Basisdaten Keilriemenberechnung

52.1 Daten der Keilriemen

Die Tabellenwerte (Katalogdaten) sind bei KISSsoft in Dateien abgelegt, welche vom Benutzer editiert werden können. Die genauen Bezeichnungen der Dateien ersehen Sie aus dem KISSsoft Datenbanktool beim entsprechenden Riementyp (Bsp. Z090-015.dat für XPA- Schmalkeilriemen).

52.2 Normen der Keilriemen

Folgende Riementypen stehen zur Verfügung:

- XPA-Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- XPB-Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- XPC-Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- XPZ-Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- 5/- -Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- 6/Y -Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- 8/- -Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- SPZ-Schmalkeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V)
- SPA-Schmalkeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V)
- SPB-Schmalkeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V)
- SPC-Schmalkeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V)
- 8/- -Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 10/Z-Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 13/A-Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 17/B-Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 20/- -Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 22/C -Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 25/- -Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 32/D-Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 40/E Multiflex-Keilriemen DIN7753/ISO4184 (CONTI-V STANDARD)
- 3V-9J-Kraftbänder

- 5V-15J-Kraftbänder
- 8V-25J-Kraftbänder
- 3V-9N-Schmalkeilriemen-USA-Standard
- 5V-15N-Schmalkeilriemen-USA-Standard
- 8V-25N-Schmalkeilriemen-USA-Standard

52.3 Spannrollenkonfiguration

Hier können Sie wählen zwischen:

- keine Spannrolle
- Spannrolle innen
- Spannrolle aussen

Falls Sie Spannrolle innen/aussen gewählt haben, können sie den Spannscheiben-Durchmesser und die Position (x/y) der Spannrolle eingeben. Im Tab `Konfiguration` kann die Positionierung der Spannrolle interaktiv mit der Maus erfolgen (x- und y-Werte werden in der Statuszeile angezeigt).

52.4 Anwendungsfaktor f1

Dieser Faktor kann in der Basisdatenmaske eingegeben werden. Haben Sie die Konfiguration mit Spannrolle gewählt, sollte der f1-Faktor um 0.1 erhöht werden. Nach folgender Tabelle wird der f1-Faktor bestimmt (zusätzliche Information in Katalogen):

	Antriebsmotoren mit normalem Anlaufmoment, Verbrennungsmotoren und Turbinen mit *n* über 600 min^{-1} Für tägliche Betriebsstunden:			**Antriebsmotoren mit hohem Anlaufmoment, Verbrennungsmotoren und Turbinen mit *n* über 600 min^{-1} Für tägliche Betriebsstunden:**		
	bis 10 h	über 10 h bis 16 h	über 16 h	bis 10 h	über 10 h bis 16 h	über 16 h
leichte Antriebe	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
mittelschwere Antriebe	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
schwere Antriebe	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
sehr schwere Antriebe	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Abbildung 52.2: Anwendungsfaktor Keilriemen

52.5 Achsabstand

Der minimale Achsabstand wird aus den beiden Riemenscheiben-Durchmessern gerechnet. Es kann kein kleinerer Wert eingegeben werden. Die Scheiben dürfen sich im Betrieb nicht berühren.

Bei der Umrechnung wird ein Vorschlag für Neukonstruktionen nach ContiTech-Katalog umgesetzt. In diesem steht:

```
0.7*(d1+d2) <= a <= 2.0*(d1+d2)
```

In KISSsoft wird der mittlere Faktor für den Vorschlag in der Umrechnung verwendet.

```
a = 1.35*(d1+d2)
```

52.6 Riemenlänge

Die Riemenlänge wird zur Berechnung der Keilriemen benötigt. Falls Sie keine Länge eingegeben haben oder sie während der Eingabe auf Konfiguration mit Spannrolle umschalten, müssen Sie selber dafür besorgt sein, die Riemenlänge vom Programm neu berechnen zu lassen.

52.7 Effektive Anzahl Keilriemen

Die effektive Anzahl Keilriemen wird aus der theoretischen Anzahl berechnet, indem dieser Wert auf die nächsthöhere ganze Zahl aufgerundet wird.

52.8 Spannrollendurchmesser

Der Spannrollendurchmesser sollte mindestens so gross wie die kleinste Riemenscheibe sein. Spannrollen, insbesondere aussenliegende Spannrollen, sollten möglichst vermieden werden. Falls sie notwendig sind, sollte der Durchmesser der Spannrolle mindestens 1.33·d bei Lage aussen, bzw. 1.0·d bei Lage innen, betragen (d: Durchmesser der kleineren Scheibe).

Weitere Angaben zu Spannrollen sind je nach Riemenhersteller etwas unterschiedlich.

52.9 Position der Spannrolle (x/y)

Die Position der Spannrolle kann bei der Konfiguration mit Spannrolle eingegeben werden (in x/y-Koordinaten). Der Ursprung des Koordinatensystems stellt die Achse der kleinen Scheibe dar. Verändert man die Position mit der Maus im Tab `Konfiguration`, kann die Spannrolle nur im gültigen Bereich verschoben werden.

52.10 Inspektion von Keilriemen

(Riemendurchbiegungs-Test)

Für die Praxis sinnvoll ist die Berechung des effektiven Axialzuges von Keilriementrieben aus dem Riemendurchbiegungs-Test. Häufig werden Riementriebe nämlich von eifrigen Mechanikern zu stark vorgespannt, so dass die Lagerbelastungen unzulässig hoch werden.

Kapitel 53
Zahnriemen

Vollständige Berechnung und Auslegung eines Zahnriementriebs mit Bestimmung der Zähnezahlen und Riemenlänge unter Berücksichtigung der Standard-Zähnezahlen. Auf Eingabe der gewünschten Sollübersetzung und/oder Sollachsabstand erstellt das Programm optimale Vorschläge. Berechnung der benötigten Riemenbreite mit Berücksichtigung der Korrekturfaktoren, der Mindestzähnezahlen und der Anzahl der eingreifenden Zähne, Ausdruck von Montageangaben (Riemenzug-Prüfung). Die Daten für die einzelnen Riementypen sind in selbstbeschreibenden Text-Dateien abgelegt und können durch den Benutzer beliebig verändert werden.
Spezielle verzugsfreie Zahnriemen mit Einlagen aus hochfesten Stahlseilen können ebenfalls berechnet werden (z. B. AT5mm).

Als Variante kann die Berechnung auch mit einer dritten Rolle (Spannrolle) erfolgen. Die Koordinaten X und Y der Spannrolle können im **Zahnriemen**-Tab definiert werden. Wenn man auf den **Konfiguration**-Tab wechselt, kann mit der Maus die Spannrolle verschoben werden, der jeweilige X- und Y-Wert wird in der Statuszeile angezeigt. Die Lage der Rolle kann wahlweise aussen- oder innenanliegend sein.

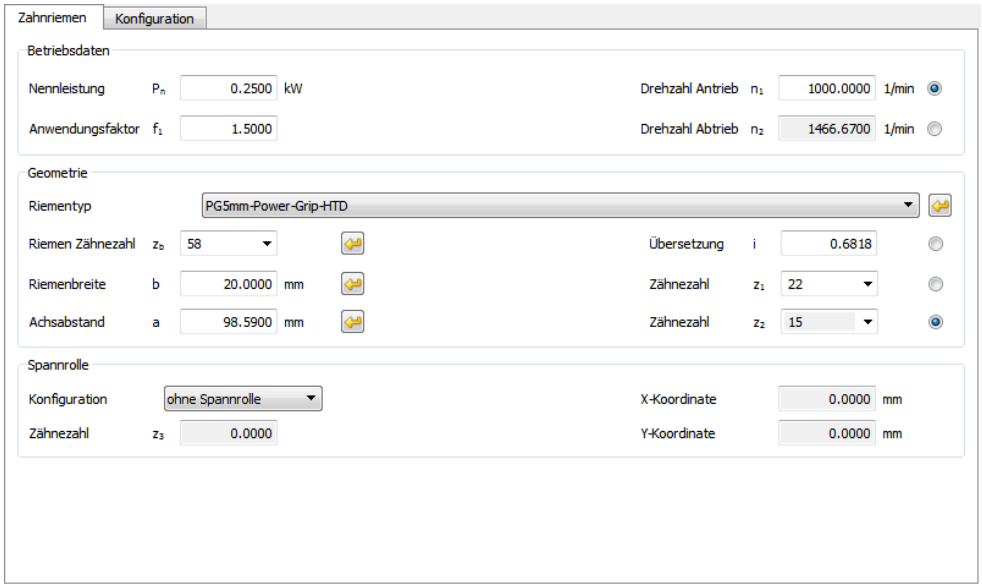


Abbildung 53.1: Basisdaten Zahnriemenberechnung

53.1 Technische Hinweise (Zahnriemen)

Vorbemerkungen:
Die Auslegung und Nachrechnung von Zahnriementrieben erfolgt sinnvollerweise nach den Angaben des Herstellers. Die entsprechenden Kataloge beinhalten meistens das komplette Berechnungsverfahren. Da die übertragbare Leistung von Keilriemen zur Zeit (durch Verbesserung des Werkstoffs und der Flankenform) stark zunimmt, ist die Abstützung auf die verbindlichen Herstellerangaben der einzig gangbare Weg.

Elastizität:
Die Angaben in den Hersteller-Katalogen sind sehr dürftig, so dass die Werte für die Riemenelastizität nur geschätzt sind. Die Elastizität (in N) ist die Kraft, mit der der Riemen um 100% verlängert wird.

Gewicht:
Die Angaben in den Hersteller-Katalogen sind nicht vollständig, so dass die Werte mit Vorsicht zu verwenden sind.

Vorspannung der Riemen:
Die Angaben in den Hersteller-Katalogen sind sehr dürftig, so dass die Vorgabewerte mit Vorsicht zu verwenden sind. Die Rechenmethode und die verwendeten Faktoren sind in den Datenfiles Z091-0??.DAT hinterlegt und können dort bei Bedarf geändert werden.
Für die verschiedenen Riementypen wurden folgende Verfahren für die Bestimmung der notwendigen Vorspannung der Riemen gewählt (aufgrund der Kataloge):

Riementyp:	**Vorspannung:**	
Breco AT5, AT10, AT20	0.5	* Umfangskraft
Synchroflex AT3, AT3 GIII, AT5 GIII, AT10 GIII	0.5	* Umfangskraft
Isoran XL, L, H, 8, 14	0.625	* Umfangskraft
HTD 3, 5, 8, 14	0.25	* max. zulässige Umfangskraft
8MGT, 14MGT Poly Chain GT2	0.5	* Umfangskraft
RPP-HPR 8, 14	0.5	* Umfangskraft

Tabelle 53.1: Vorspannung

Die Berechnung der Kräfte im Leer- und Lasttrumm erfolgt nach [66], Gleichung 27/23.

$$F_V = \frac{F_1 + F_2}{2} \tag{53.1}$$

$$F_1 = F_V + \frac{F_t}{2} \tag{53.2}$$

$$F_2 = F_V - \frac{F_t}{2} \tag{53.3}$$

53.2 Norm Zahnriemen

Folgende Normen stehen zur Verfügung:

- XL-ISORAN RPP (FENNER)
- L-ISORAN RPP (FENNER)
- H-ISORAN RPP (FENNER)
- 8mm ISORAN RPP (FENNER)
- 14mm ISORAN RPP (FENNER)
- 8mm-ISORAN-RPP-GOLD (Megadyne)
- 14mm-ISORAN-RPP-GOLD (Megadyne)
- 8mm-ISORAN-RPP-SILVER (Megadyne)
- 14mm-ISORAN-RPP-SILVER (Megadyne)
- RP8mm-Pirelli RPP-HPR
- RP14mm-Pirelli RPP-HPR
- PG3mm-Power Grip-HTD
- PG5mm-Power Grip-HTD
- PG8mm-Power Grip-HTD
- PG14mm-Power Grip-HTD
- 8mm-DAYCO-RPP-(Panther)
- 8MGT-Poly-Chain-GT-Carbon (Gates)
- 14MGT-Poly-Chain-GT-Carbon (Gates)
- 8mm MGT-Poly Chain-GT2

- 14mm MGT-Poly Chain-GT2
- AT3mm-SYNCHROFLEX
- AT3mm GEN III-SYNCHROFLEX
- AT5mm GEN III-SYNCHROFLEX
- AT10mm GEN III-SYNCHROFLEX
- AT5mm-BRECOflex
- AT10mm-BRECOflex

AT20mm-BRECOflex*Weitere Normen auf Anfrage.*

53.3 Mögliche Auslegungen/ Vorschläge

Folgende Auslegungen sind durch Anwahl der verschiedenen -Buttons möglich:

Variable	**Beeinflussende/notwendige Variablen**
Riemenprofil	Leistung
	Drehzahl (kleine Scheibe)
	Betriebsfaktor
Riemenzähnezahl	Achsabstand
	Zähnezahl der Scheiben
Achsabstand	Riemenzähnezahl
	Zähnezahlen der Scheiben (alle)
Übersetzung	Achsabstand
	Sollübersetzung
	Drehzahl (kleine Scheibe)
Zähnezahl Spannrolle	Zähnezahl (kleine Scheibe)

Table 53.2: mögliche Auslegungen

53.4 Spannrollenkonfiguration

Hier können Sie wählen zwischen:

- keine Spannrolle
- Spannrolle innen
- Spannrolle aussen

Falls Sie Spannrolle innen/aussen gewählt haben, können sie den Spannscheiben-Durchmesser und die Position (x/y) der Spannrolle eingeben. Im Tab `Konfiguration` kann die Positionierung der Spannrolle interaktiv mit der Maus erfolgen (x- und y-Werte werden in der Statuszeile angezeigt).

53.5 Anwendungsfaktor und Summand für Arbeitsweise

Der Anwendungsfaktor kann in der Belastungsfaktorenmaske entweder manuell eingegeben werden, oder aus Betriebsparametern vom Programm selber bestimmt werden. Haben Sie die Konfiguration mit Spannrolle gewählt, sollte der Betriebsfaktor um 0.1 erhöht werden. Nach folgender Tabelle kann der Faktor bestimmt werden (zusätzliche Information in Katalogen):

Angetriebene Maschine	**Betriebsstunden pro Tag**		
	0-10	**10-16**	**16-24**
Leichter Antrieb	1.2	1.3	1.4
Mittelleichter Antrieb	1.4	1.5	1.6
Mittelschwerer Antrieb	1.5	1.6	1.7
Schwerer Antrieb	1.7	1.8	1.9
Überschwerer Antrieb	1.8	1.9	2.0

Tabelle 53.3: Anwendungsfaktoren

Summand für Arbeitsweise
(Dieser Summand wird in der Rechnung zum Betriebsfaktor addiert)

Arbeitsweise:	**Summand**
kontinuierlich, 0-10 Std./Tag	0
kontinuierlich, 10-16 Std./Tag	+0.1
kontinuierlich, 16-24 Std./Tag	+0.2
intermitierend oder mit wechselnder Belastung	-0.1

Tabelle 53.4: Summand

53.6 Achsabstand

Der minimale Achsabstand wird aus den beiden Riemenscheiben-Durchmessern gerechnet. Es kann kein kleinerer Wert eingegeben werden. Die Scheiben dürfen sich im Betrieb nicht berühren.

53.7 Riemenlänge und Riemenzähnezahl

Die Riemenlänge wird bei Zahnriemengetrieben über die Riemenzähnezahl bestimmt. Diese wird zur Berechnung der Riemen benötigt. Falls Sie keine Riemenzähnezahl eingegeben haben oder Sie während der Eingabe auf Konfiguration mit Spannrolle umschalten, müssen Sie selber dafür besorgt sein, die Riemenzähnezahl vom Programm neu berechnen zu lassen.

53.8 Effektive Riemenbreite

Die theoretische Riemenbreite (notwendige Mindestbreite zum Übertragen des Drehmoments) wird wie in den Herstellerkatalogen berechnet. Die effektive Riemenbreite ist dann die nächstgrössere vorhandene Standardriemenbreite.

Als Regel gilt, dass die Riemenbreite nicht grösser als 5·Teilung sein sollte. Wenn Sie einen zu breiten oder einen zu schmalen Riemen wählen, werden Sie gewarnt. Eine Berechnung wird trotzdem durchgeführt, jedoch auf Ihre Verantwortung.

Bestimmung der effektiven Riemenbreite / Faktor für die Riemenbreite:

Um die Riemenbreite zu bestimmen, wird der Faktor für Riemenbreite (f_b) benötigt, welcher sich mit der folgenden Formel berechnen lässt:

$$f_b = \frac{Betriebsleistung\ /\ operating\ \ power}{Nennleistung\ nach\ Katalog\ /\ Nominal\ \ power\ according\ to\ catalog\ e} \qquad (53.4)$$

Die Nennleistung nach Katalog ist ein Tabellenwert aus Hersteller-Katalogen und abhängig von Dreh- und Zähnezahl der kleineren Riemenscheibe.

Mit dem berechneten Faktor *f_b* kann aus einer Tabelle (Katalog) die effektive Riemenbreite bestimmt werden. Falls *f_b* keiner Standard-Riemenbreite entspricht, wird die nächstgrössere Breite gewählt.

Bemerkungen:
Die theoretische Riemenbreite in den KISSsoft Berechnungsprotokollen entspricht einem interpolierten Wert anhand des berechneten Faktors *f_b*.

Die Tabellenwerte (Katalogdaten) sind bei KISSsoft in Dateien abgelegt, welche vom Benutzer editiert werden können. Die genauen Bezeichnungen der Dateien ersehen Sie aus dem KISSsoft Datenbanktool beim entsprechenden Riementyp (Bsp. Z091-001.DAT für XL- Isoran).

53.9 Spannrollenzähnezahl

Die Zähnezahl der Spannrolle sollte mindestens so gross sein, dass ihr Durchmesser die Grösse der kleinsten Riemenscheibe hat.

Spannrollen sollten möglichst als innenliegende Zahnscheiben eingesetzt werden, notfalls auch als glatte Scheiben von aussen. Der Durchmesser der Spannrolle sollte mindestens 1.2 *d bei Lage aussen, bzw. 1.0 *d bei Lage innen, betragen (d: Durchmesser der kleineren Scheibe). Die Angaben zu Spannrollen sind je nach Riemenhersteller sehr unterschiedlich.

Für Poly Chain GT gilt:

> Eine Spannrolle aussen reduziert die Lebensdauer und sollte vermieden werden.

Für AT-Riemen gilt:

AT5mm	mit Spannrolle innen:	25 mm ($z > 5$)
	mit Spannrolle aussen:	50 mm ($z > 10$)
AT10mm	mit Spannrolle innen:	50 mm ($z > 5$)
	mit Spannrolle aussen:	120 mm ($z > 12$)
AT20mm	mit Spannrolle innen:	120 mm ($z > 6$)
	mit Spannrolle aussen:	180 mm ($z > 9$)

53.10 Position der Spannrolle x/y

Dieser Wert muss bei der Konfiguration mit Spannrolle unbedingt eingegeben werden. Der Ursprung des Koordinatensystems stellt die Achse der kleinen Scheibe dar. Verändert man die Position mit der Maus im Tab `Konfiguration`, kann die Spannrolle nur im gültigen Bereich verschoben werden.

Kapitel 54
Kettentrieb

Berechnung von Kettentrieben mit Rollenketten nach DIN ISO 606 (mit genormten Rollenketten aus einer Datenbank). Für Einfach- und Mehrfachketten wird die Kettengeometrie (Achsabstand, Kettenglieder-Zahl), die übertragbare Leistung, Achskräfte, Drehzahl- Variation durch den Polygoneffekt, usw. berechnet. Grundlagen: DIN ISO 10823, [38] und [64].
Bei der Berechnung wird eine Kontrolle der zulässigen Höchstdrehzahl durchgeführt und einen Vorschlag für die erforderliche Schmierung gemacht.

Als Variante kann die Berechnung auch mit einer dritten Rolle (Spannrolle) erfolgen. Die Koordinaten X und Y der Spannrolle können im **Kettentrieb**-Tab definiert werden. Wenn man auf den **Konfiguration**-Tab wechselt, kann mit der Maus die Spannrolle verschoben werden, der jeweilige X- und Y-Wert wird in der Statuszeile angezeigt. Die Lage der Rolle kann wahlweise aussen- oder innenanliegend sein.

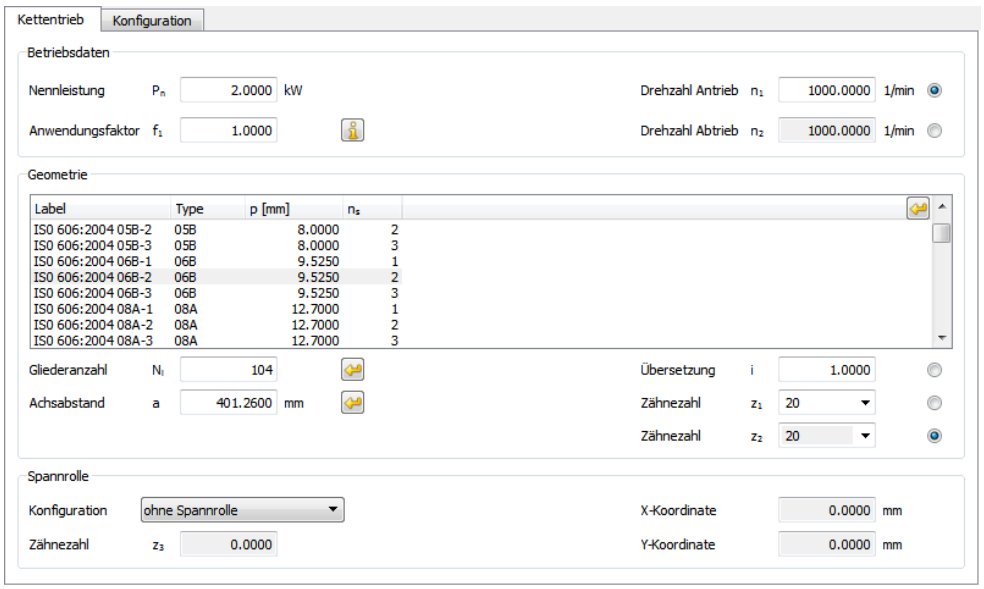


Abbildung 54.1: Basisdaten Kettenberechnung

54.1 Auslegungen

- Aufgrund der Antriebsdaten wird eine Liste von Vorschlägen für geeignete Kettentriebe angezeigt.

- Berechnung des Achsabstandes aus der Kettenlänge.
- Berechnung der Kettenlänge aus dem Achsabstand.

54.2 Spannrollen

Spannräder sind notwendig, wenn der Kettendurchhang begrenzt oder ein Mindestumschlingungswinkel eingehalten werden muss. Spannräder werden im Leertrumm angeordnet und sollen die Kette mit mindestens 3 Zähnen fördern.

54.3 Norm

Norm der Kettenprofile:

- Rollenkette DIN IS0 606

In der Rollenkettennorm DIN ISO 606 sind die Ketten der Normen DIN 8154, 8187 und DIN 8188 enthalten. Rollenketten werden am häufigsten verwendet, die geschmierte Rolle vermindert Geräusch und Verschleiss. Die Ketten nach DIN 8187 entsprechen der europäischen Bauart, nach DIN 8188 der amerikanischen. Hülsenkette nach DIN 8154 nur in geschlossenen Gehäusen bei sehr guter Schmierung verwenden.

54.4 Kettentyp

Folgende Daten sind vom Kettentyp abhängig:

- Teilung der Kette.
- Maximal zulässige Drehzahl des kleinen Rades.
- Nennleistung bei maximal zulässiger Drehzahl.

Tabellen in DIN ISO 606 S. 8-10.

54.5 Anzahl Stränge

Hohe Leistungen werden durch Mehrfachketten übertragen. Häufig werden Ketten zwei- und dreifach ausgeführt (Duplex, Triplex). Die Werte für Duplex und Triplex Ketten sind auch in derselben Norm zu finden.

54.6 Anwendungsfaktor

Richtwerte nach DIN ISO 10823, Tabelle 2:

Arbeitsweise der getriebenen Maschine	Arbeitsweise der Arbeitsmaschine		
	gleichmässig	leichte Stösse	mässige Stösse
gleichmässig	1.00	1.10	1.30
mässige Stösse	1.40	1.50	1.70
starke Stösse	1.80	1.90	2.10

Abbildung 54.2: Anwendungsfaktor Kettenberechnung

54.7 Drehzahl/Zähnezahl/Übersetzung

Übersetzungsbereich:

Günstig ist i = 1. . . 5,

gut ist i = 1. . . 7,

ungünstig ist i > 10.

Zähnezahlen:
Wegen dem Polygoneffekt wird eine Mindest-Zähnezahl von 17 . . . 25 empfohlen. Zähnezahlen unter 17 sollten nur für kleine Leistungen verwendet werden. Vorzugsgrössen der Zähnezahlen von Kettenrädern (DIN ISO 606) sind: 17, 19, 21, 23, 25, 38, 57, 76, 95, 114.

Für Spann- oder Umlenkräder sollten mindestens 3 Zähne verwendet werden.

54.8 Konfiguration

Folgende Konfigurationen sind möglich:

- ohne Spannrolle
- mit Spannrolle innen
- mit Spannrolle aussen

Bei Konfiguration mit Spannrollen muss die Zähnezahl und die Position der Spannrolle (x/y) eingegeben werden. Im Tab `Konfiguration` kann die Positionierung der Spannrolle interaktiv mit der Maus erfolgen (x- und y-Werte werden in der Statuszeile angezeigt).

54.9 Achsabstand

Empfohlener Achsabstand: $a = 30 \cdot p \ldots 50 \cdot p$ (p: Teilung)

Zu vermeiden ist: $a < 20 \cdot p$ und $a > 80 \cdot p$

Der Achsabstand kann über den -Button aus der Kettengliederzahl berechnet werden.

54.10 Polygoneffekt

Bei der Kettenberechnung wird sowohl für den Teilkreis als auch für den Achsabstand der Polygoneffekt berücksichtigt.

- Formel für den Teilkreis:

$$d = \frac{Teilung}{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)} \tag{54.1}$$

- (siehe auch [66], Gleichungen 26/46)
- Formel für den Achsabstand:
  Die Umschlingungslänge am Kettenrad wird gegenüber der Formel für Keilriemen/Zahnriemen wie folgt geändert:

$$l_{UK} = l_{UR} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)}{\frac{\pi}{z}} \tag{54.2}$$

- l_{UK}: Umschlingungslänge Kette
  l_{UR}: Umschlingungslänge Keilriemen

54.11 Gliederzahl

Im Normalfall sollte die Gliederzahl eine gerade Zahl sein.

Die Gliederzahl kann über den -Button aus dem Achsabstand berechnet werden.

54.12 Kettenradgeometrie

Die Kettenradgeometrie nach DIN ISO 606 kann in KISSsoft als Grafiken dargestellt und ausgegeben werden. Die Grafiken werden mit den mittleren Abmassen erstellt.

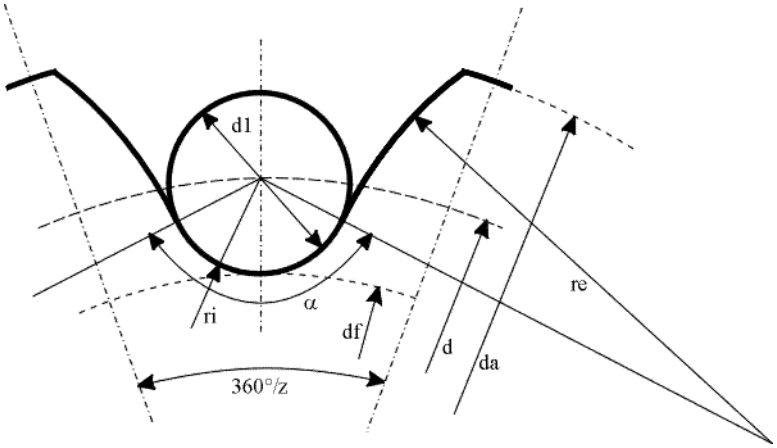


Abbildung 54.3: Geometrie des Kettenrades

Zusätzlich werden im Protokoll weitere Werte des Kettenrades ausgegeben. In den Bildern zu diesem Kapitel werden die einzelnen Ausgaben des Protokolls dargestellt.

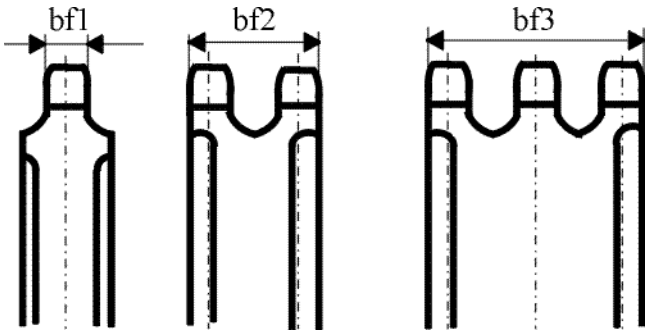


Abbildung 54.4: Breiten der Kettenräder

Teil VII

Automotive

Kapitel 55

Synchronisation

Dieses Modul ermöglicht die Berechnung der Synchronisationszeit beim Schalten sowie der Gesamtzeit auf Grund der Eingaben für Geometrie, Kräfte und Anwendungsdaten. Zusätzlich werden Berechnungen der Wärmeentwicklung, der Reibungskraft und der Verschleissfestigkeit durchgeführt. Es können Berechnungen für die gängigen Synchronisationsarten für eine bestimmte Kegelzahl (Einzel-, Doppel- oder Dreifachkegel) durchgeführt werden.

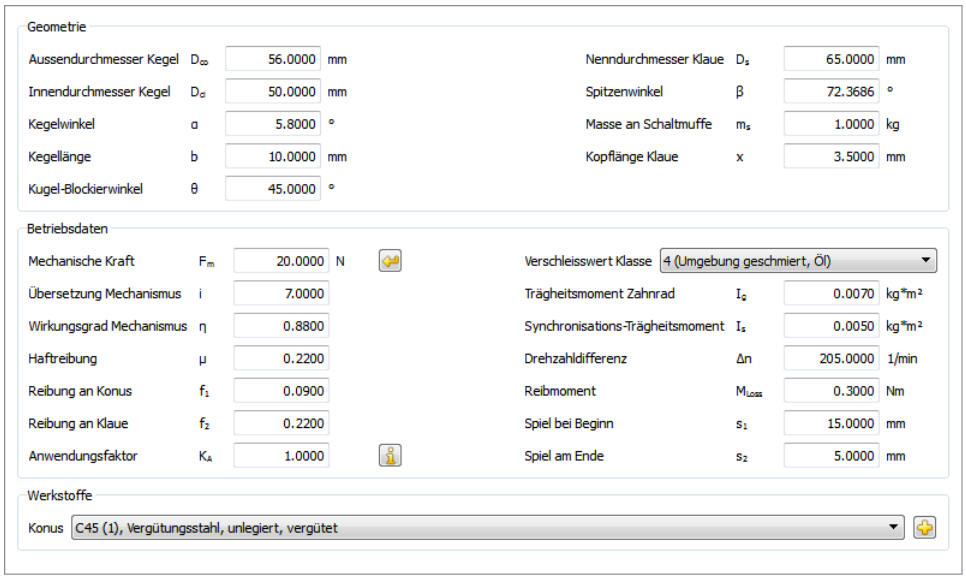


Abbildung 55.1 Tab des Synchronisationsmoduls

55.1 Geometrie

Für den Synchronisationsring, auch Kegel genannt, werden Angaben zur Geometrie benötigt. Ausserdem werden Angaben für die Definition des Keilwellenkopfs (Indizierung) und den Kugel-Blockierwinkel benötigt. Dies ist der äussere Kugelwinkel, der den Synchronisator in seiner Position hält (ein- oder ausgerückt). Für die Eingabe der Winkel sind gewisse Grenzwerte festgelegt, damit die Synchronisation gewährleistet werden kann.

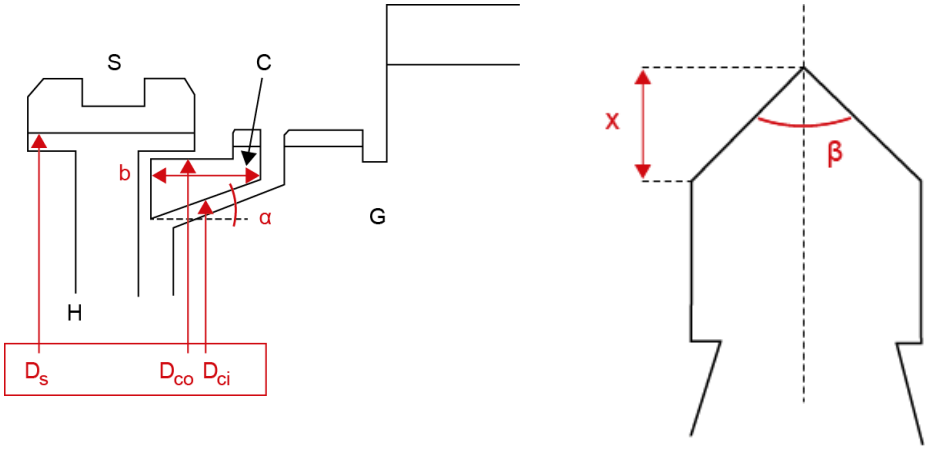


Abbildung 55.2: (a) Beschreibung der Hauptgeometrie: S = Hülse, C = Ring/Konus, H = Nabe, G = Zahnrad, (b) Geometrie des Keilwellenkopfs

55.2 Betriebsdaten

Die mechanische Kraft ist die auf den Schaltgriff ausgeübte Kraft. Diese Kraft, multipliziert mit dem mechanischen Verhältnis, wirkt auf die Hülse ein. Der Reibungskoeffizient am Beginn der Synchronisation kann für Konus und Hülse definiert werden.

Die Zahnrad-Trägheit und die Drehzahldifferenz müssen definiert werden. Es können Drehmomentverluste auf Grund von mechanischer Reibung, Ölplanschverlusten oder anderen Ursachen definiert werden. Die definierten Verluste während des Schaltens wirken sich je nach Schaltrichtung positiv oder negativ aus. Wenn an der Hülse des Synchronisators vor und nach der Synchronisation ein gewisses Spiel vorhanden ist, so können die Abstände hier eingegeben werden, damit die Gesamtzeit (von einem anderen Zahnrad bis zur Endstellung der Hülse) richtig berechnet wird.

Kapitel 56
Schaltbare fremdbetätigte Kupplungen

Bei diesem Berechnungsmodul können schaltbare fremdbetätigte Kupplungen und -bremsen nach der VDI 2241 [90] berechnet werden, nach den Resultaten kann dann eine Auswahl einer Kupplung bzw. einer Bremse getroffen werden. Die Kupplungen werden mechanisch, elektromagnetisch oder durch ein Druckmittel (z.B. hydraulisch) betätigt, dadurch wird eine Anpresskraft erzeugt oder aufgehoben. Die Kupplungen werden entweder im Trocken- oder im Nasslauf ausgeführt, was die Gleitreibungs- und die Haftreibungszahl stark beeinflussen kann.

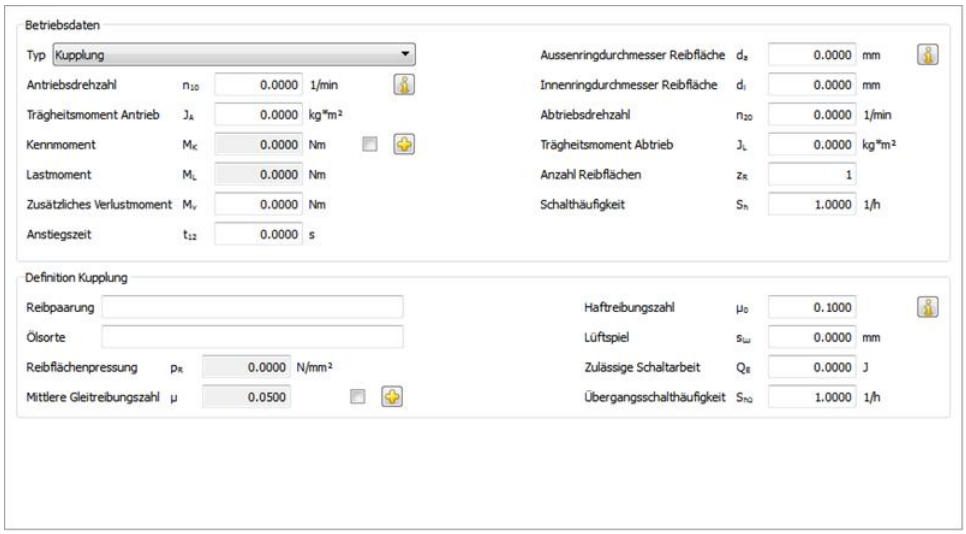


Abbildung 56.1: Basisdaten Schaltbare fremdbetätigte Kupplungen

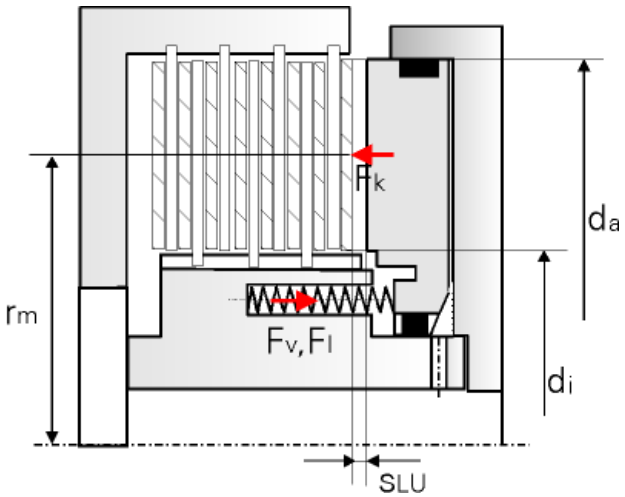


Abbildung 56.2: Darstellung einer Kupplung

Durch eine Feder wird die Kraft gespeichert, dass beim Loslassen die Kupplung wieder in den offenen Zustand zurückkehrt. Meist wird dabei eine Druck- oder Tel-

lerfeder verwendet, die im offenen Zustand vorgespannt ist. Bei diesem Beispiel wird der Druck hydraulisch aufgebaut, welcher auf den Kolben wirkt. Nach der VDI ist diese zusätzliche Definition der Kraftspeicherung nicht enthalten, es wird direkt von der Reibflächenpressung auf die Lamelle ausgegangen. Da die Kennlinien der Federn auch nichtlinear sein können, wird die auftretende Kraft bei Kontakt mit der ersten Lamelle für die Berechnung verwendet.

In KISSsoft kann ausgewählt werden, ob die Federkräfte definiert oder direkt das Kennmoment MK und das Lastmoment ML eingegeben werden. Nach der VDI 2241 wird mit einer mittleren Gleitgeschwindigkeit und einer mittleren dynamischen Gleitreibungszahl die Schaltarbeit und die Schaltleistung definiert. Es gibt die Möglichkeit die Gleitreibungszahlen in Abhängigkeit zu 5 verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten einzugeben, da diese je nach Gleitgeschwindigkeit sehr variieren können. Die Alterung vom Öl wird dabei nicht berücksichtigt, was die Gleitreibungszahl verkleinern würde.

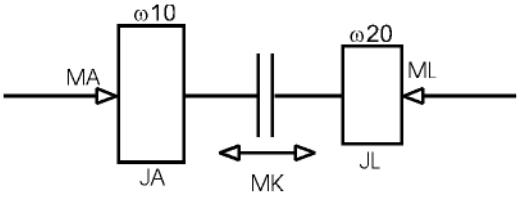


Abbildung 56.3: Schematische Darstellung einer Kupplung

Das dynamische Trägheitsmoment JL kann sich auch durch mehrere Parameter zusammensetzen. Wenn eine Masse m in einem Abstand r von der Drehachse vorhanden ist kann dieses Trägheitsmoment berechnet werden mit $JL2 = r^2*m$.

Dieses kann dann zum vorhandenen Trägheitsmoment JL1 dazugezählt werden.

JL =JL1 + JL2.

Bei Übersetzungen kann das Trägheitsmoment auf die Kupplungswelle reduziert werden $J2red = J2*(n2/n1)^2$. Dieses reduzierte Trägheitsmoment kann dann mit dem Trägheitsmoment der Kupplungswelle addiert werden.

JL = JL1 + J2red

56.1 Berechnung

Eingabe der Federkräfte/ Bestimmung des Kennmomentes

Wählt man die Eingabe der Federkräfte (Flag bei dem Kennmoment) , wird das Kennmoment wie folgt berechnet:

$$F_{stat} = Fl$$

$$F_{dyn} = Fk - Fv$$

Fk (N): Kolbenkraft (FK = pK/AK)

pK (N/mm^2): Druck auf den Kolben

AK (mm^2): Kolbenfläche

Fl (N): Federkraft zum Lamellenkontakt

Fv (N): Federkraft Vorspannung

F (N) : Resultierende Kraft auf die erste Lamelle (N)

Daraus wird das Beschleunigungs- bzw. das Haltemoment bestimmt. Mit den unterschiedlichen Gleitreibungszahlen, sofern welche definiert wurden, ansonsten mit dem mittleren Gleitreibungszahl :

$$M_A = F_{dyn} \cdot \mu \cdot r_m \cdot z_R$$

$$M_L = F_{stat} \cdot \mu 0 \cdot r_m \cdot z_R$$

MA (Nm): Beschleunigungsmoment

Fstat, Fdyn (N): Resultierende Kraft auf die erste Lamelle

μ (-): Gleitreibungszahl

rm (mm): mittlerer Reibradius

zR (-): Anzahl der Reibflächen (Lamellen)

ML (Nm): Halte- oder Lastmoment

μ0 (-): Haftreibungszahl

Das Kennmoment wird dann aus MA+ML bestimmt. Zusätzlich kann ein Verlustmoment definiert werden, welches bei der Kupplung ein negatives und bei einer Bremse positives Vorzeichen hat.

Bestimmt man direkt das Kennmoment, kann nicht zusätzlich ein Verlustmoment definiert werden, dies muss dann beim Kennmoment miteingerechnet werden.

Nach den Formeln der VDI 2241 [90] wird die Rutschzeit t_3 bestimmt.

Für eine Kupplung:

MK=MA, mit gegebenem MK, mit Einfluss von t12 (in dieser Reihenfolge):

$$t_3 = J_L \cdot (\omega_{10} - \omega_{20})/(M_K - M_L)$$

$$t_3 = (J_A \cdot J_L)/(J_A \cdot (M_K - M_L) + J_L \cdot (M_K - M_A)) \cdot (\omega_{10} - \omega_{20})$$

$$t_3 = J_L \cdot (\omega_{10} - \omega_{20})/(M_K - M_L) + t_{12}/2 \cdot (M_L/M_K + 1)$$

Für eine Bremse:

mit gegebenem MK, mit Einfluss von t12 (in dieser Reihenfolge):

$$t_3 = J_L \cdot (\omega_{10} - \omega_{20})/(M_K - M_L)$$

$$t_3 = J_L \cdot (\omega_{10} - \omega_{20})/(M_K - M_L) + t_{12}/2 \cdot (M_L/M_K + 1)$$

Die Schaltarbeit Q wird dann entweder mit Berücksichtigung von der Anstiegszeit t12 oder ohne berechnet, je nach dem ob diese definiert wurde oder nicht. Es wird auch die Schaltleistung auf die gesamte Reibfläche und die maximale Schaltleistung berechnet.

Bei Eingabe von Kurvenpunkten bei der Gleitreibungszahl wird die Fläche unter der berechneten Kurve des Momentenverlaufes als Schaltarbeit berechnet. Die zeitliche Ableitung davon ergibt dann die Schaltleistung.

Diese Werte werden jeweils als spezifische Grössen zur Reibfläche angegeben, da diese von den Herstellern in den Katalogen dazu bezogen sind.

Weiter wird bei Eingabe der Schalthäufigkeiten und der zulässigen Schaltarbeit (einmalige Schaltung) eine Ausnutzung berechnet, die anzeigt ob die gewählte Kupplung ausreichend ist.

$$Q_{zul} = Q_E \cdot (1 - e^{-Shü/Sh})$$

Qzul (kJ): zulässige Schaltarbeit

QE (kJ): zulässige Schaltarbeit (einmalige Schaltung)

Shü (1/h): Übergangsschalthäufigkeit

Sh (1/h): Schalthäufigkeit pro Zeiteinheit

Die Ausnutzung AQ wird dann aus diesem zulässigen Wert und der berechneten Schaltarbeit ermittelt:

$$A_Q = Q_{zul} / Q$$

Bei der Auswahl einer Kupplung muss das Kennmoment, aber vorallem die zulässige Schaltarbeit QE (einmalige Schaltung) und die berechnete zulässige Schaltarbeit (bei hoher Schalthäufigkeit) betrachtet werden.

56.2 Definition der Federkräfte

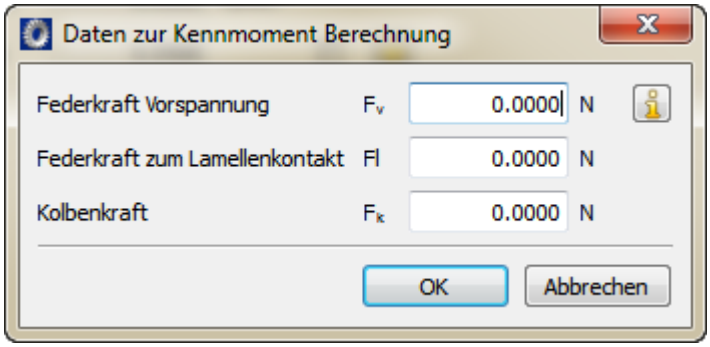


Abbildung 56.4: Definition der Federkräfte

Durch diese zusätzlichen Eingaben `Federkraft Vorspannung Fv` und `Kolbenkraft Fk` werden die charakteristischen Grössen bestimmt, welche für die Berechnung der resultierenden Federkraft benötigt werden. Daraus wird dann weiter mit der Gleitreibungszahl und dem mittleren Radius rm und der Anzahl Lamellen das Beschleunigungsmoment bestimmt.

Mit der Haftreibungszahl wird aus der `Federkraft zum Lamellenkontakt Fl` das Haltemoment bestimmt.

56.3 Definition von Gleitreibungszahlen und -geschwindigkeiten

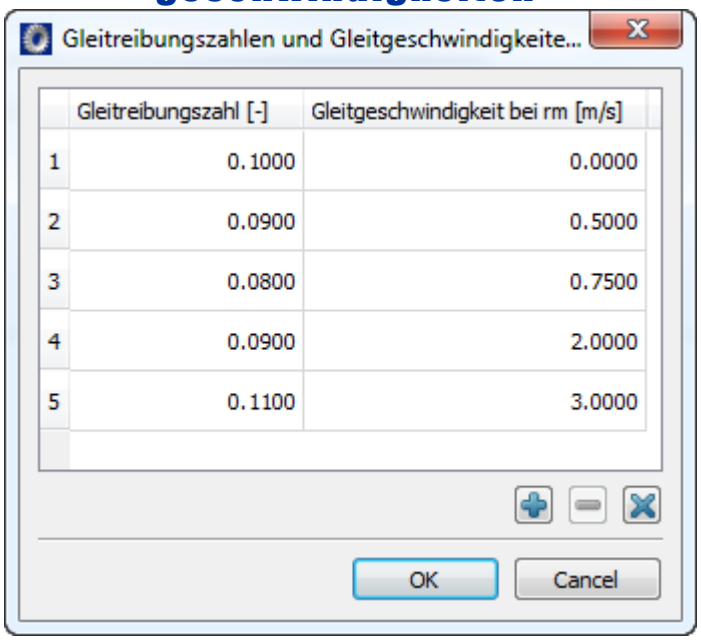


Abbildung 56.5: Definition der Gleitreibungszahlen und -geschwindigkeiten

Die Gleitreibungszahlen werden von den Herstellern in Abhängigkeit von den Gleitgeschwindigkeiten angegeben. Nach VDI 2241 wird ein konstanter Wert angenommen, was aber eine grosse Abweichung in den Ergebnissen zur Folge haben kann. Durch die Eingabe der maximal 5 Punkten wird eine Polylinie gebildet, indem diese Punkte verbunden werden. Aus dieser Linie werden dann 10 Werte für die Gleitreibungszahlen entnommen im Bereich der Gleitgeschwindigkeiten zu Beginn und am Ende, daraus werden dann 10 unterschiedliche Beschleunigungsmomente bestimmt, welche für die Weiterberechnung verwendet werden.

56.4 Grafiken

Als Grafiken werden der Drehzahlverlauf über der Rutschzeit t3, der Momentenverlauf über der Rutschzeit t3 und die Gleitreibungszahlkurve zur Gleitgeschwindigkeit dargestellt, von welcher maximal 5 Punkte eingegeben wurden (wenn selber definiert).

56.5 Einstellungen

Wird der Flag `Radius zum Schwerpunkt der Lamellen für Berechnen verwenden` gesetzt, wird anstatt dem mittleren Radius der Lamelle rm der Radius zum Schwerpunkt der Lamellen für die Berechnungen verwendet. Dieser Radius wird berechnet mit:

$$rs = \frac{2}{3} \cdot \frac{ra^3 - ri^3}{ra^2 - ri^3}$$

Teil VIII

Diverses

Kapitel 57
Toleranzrechnung

In diesem Modul können die Nennmasse und ihre zugehörigen Abmasse von Elementen eingegeben werden aus welchen dann eine Gesamttoleranz bestimmt wird. Bei der Berechnung wird mit der konstanten Verteilung (arithmetischen Summe) sowie mit der Quadratwurzel aus den Toleranzquadraten (Normalverteilung) das Grösst- und Kleinstmass der Massketten bestimmt. Zusätzlich wird das Nennmass/ Erwartungswert der Masskette mit den entsprechenden Abmassen berechnet. Das `Toleranzfeld nach ISO` wird nach der ISO 286 bestimmt, in dieser sind die Toleranzen bis zu einem Mass von <= 3150 mm definiert, in KISSsoft wurden bei den Toleranzklassen H, h. JS und js die Werte der Norm extrapoliert bis zu einem Wert von 10000 mm.

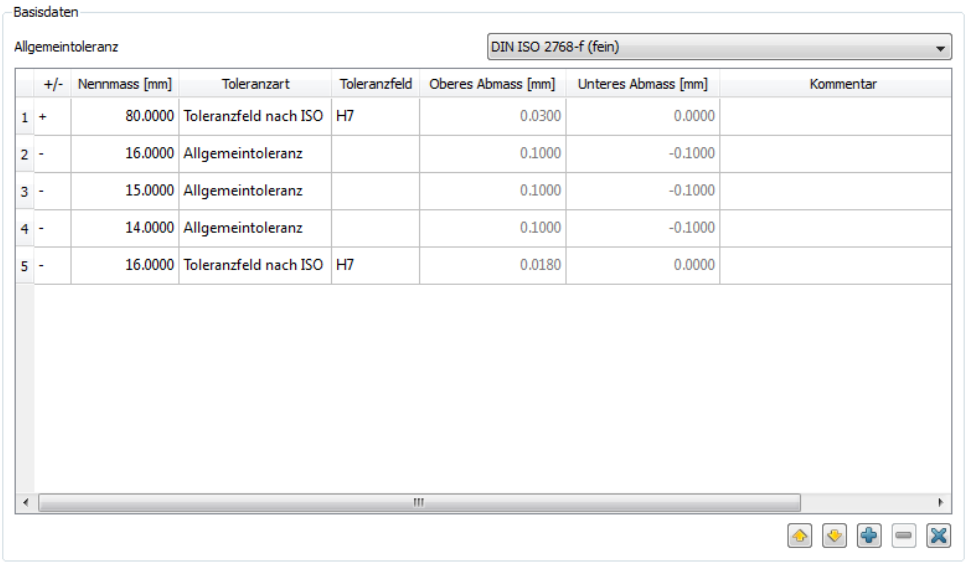


Abbildung 57.1 Basisdaten

Kapitel 58
Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen

58.1 Allgemeines

Die Berechnung wird über den Bereich `Diverses` im Modulbaum gestartet.

58.1.1 Funktionalität der Software

Das Berechnungsprogramm liefert einen kompletten, schriftlichen Nachweis der statischen Festigkeit und der Ermüdungsfestigkeit für einen Nachweispunkt W.

Der Nachweis erfolgt nach dem örtlichen Konzept wie in der FKM-Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile beschrieben. Die Idee des örtlichen Konzeptes besteht darin, die Lebensdauer ausgehend von der elastisch- plastischen örtlichen Beanspruchung am kritischen Ort des Bauteils im Vergleich mit der am ungekerbten Probestab unter einachsiger Beanspruchung ermittelten Dehnungswöhlerlinie zu bestimmen. Im Rahmen der FKM-Richtlinie ist das örtliche Konzept als Variante auf Spannungsbasis umgesetzt. Bedingung der Anwendung ist also ein elastischer Werkstoffzustand. Somit liegt kein wirkliches örtliches Konzept wie das elastisch-plastische Kerbgrundkonzept (örtliches Konzept) vor, sondern ein dem Nennspannungskonzept nahestehendes Konzept, bei dem nur die Formzahl auf der anderen Seite der Gleichungen steht. Es ist ein nützliches Werkzeug für den statischen und Ermüdungsfestigkeitsnachweis für den hochzyklischen Bereich ($N > 10^4$).

Eingabe: Es werden die Spannungen an einem Auswertepunkt W und einem Stützpunkt B vorgegeben. Oder es werden die Spannungen am Auswertepunkt vorgegeben und die Stützwirkung wird rechnerisch abgeschätzt. Weiter werden die zur Berechnung der Konstruktionsbeiwerte notwendige Parameter wie Oberflächenrauhigkeit, Bauteilgrösse etc. benötigt. Weitere Belastungsdaten wie Zyklenzahl, Kollektiv, Temperatur etc. werden ebenfalls vorgegeben.

Ausgabe: Berechnet werden die Ausnutzungsgrade für die statischen Fälle und den Ermüdungsfall. Es wird ein kompletter schriftlicher Nachweis erstellt.

58.1.2 Anwendungsbereich der FKM-Richtlinie

Die Software basiert auf der FKM-Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, Kapitel 3 und 4. Die Richtlinie gilt für den Maschinenbau und für verwandte Bereiche der Industrie. Ihre Anwendung ist zwischen den Vertragspartnern zu vereinbaren. Für mechanisch beanspruchte Bauteile ermöglicht sie einen rechnerischen Nachweis der statischen Festigkeit und der Ermüdungsfestigkeit, letzteren je nach Beanspruchungscharakteristik als Dauer- oder als Betriebsfestigkeitsnachweis. Andere rechnerische Nachweise wie beispielsweise der Sprödbruchsicherheit, der Stabilität, der Standsicherheit oder der Verformung unter Last, oder auch experimentelle Festigkeitsnachweise sind nicht Gegenstand der

Richtlinie. Es wird vorausgesetzt, dass die Bauteile hinsichtlich Konstruktion, Werkstoff und Verarbeitung fachgerecht und im technischen Sinne fehlerfrei ausgeführt sind. Die Richtlinie gilt für Bauteile aus Eisen- und Aluminiumwerkstoff - auch bei höherer Temperatur, die mit oder ohne spanabhebende Bearbeitung oder auch durch Schweissen hergestellt werden, und im einzelnen

- für Bauteile mit geometrischen Kerben
- für Bauteile mit Schweissverbindungen
- für statische Beanspruchung
- für Ermüdungsbeanspruchung ab etwa ($N > 10^4$) Zyklen als Einstufen- oder Kollektivbeanspruchung
- für Walz- und Schmiedestahl, auch nichtrostenden, Eisengusswerkstoffe sowie Aluminiumknet- und -Gusswerkstoff
- für verschiedene Temperaturen
- für nichtkorrosives Umgebungsmedium.

Die Anwendung der Richtlinie ausserhalb des genannten Anwendungsbereiches sind ergänzende Vereinbarungen zu treffen. Die Richtlinie gilt nicht, wenn ein Festigkeitsnachweis nach anderen Normen, Vorschriften oder Richtlinien gefordert ist, oder wenn spezielle Berechnungsunterlagen, wie beispielsweise die VDI 2230 für Schraubenverbindungen, vorliegen.

Die Berechnung mit Nennspannungen ist für einfache stabförmige und für flächenförmige Bauteile zu bevorzugen. Die Berechnung mit örtlichen Spannungen ist bei volumenförmigen Bauteilen anzuwenden und darüber hinaus ganz allgemein, wenn die Spannungsbestimmung nach der Finite Elemente Methode oder nach der Randelement Methode durchgeführt wird, wenn keine definierten Querschnitte oder keine einfachen Querschnittsformen vorliegen oder wenn keine Formzahlen oder Kerbwirkungszahlen bekannt sind.

58.2 Hintergründe

58.2.1 Die FKM Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile

Die Idee der heutigen FKM Richtlinie entstand anlässlich des DVM-Tages im Mai 1990 in Berlin bei einem Zusammentreffen von Fachleuten aus den beiden Deutschland. Es entstand der Plan, die in den TGL und VDI Richtlinien enthaltenen Erkenntnisse in die ohnehin anstehende Erarbeitung einer neuen Festigkeitsrichtlinie einzubeziehen. Grundlage bei ihrer Erarbeitung waren insbesondere ehemalige TGL-Standards, die frühere VDI-Richtlinie 2226 sowie Regelungen der DIN 18800, des Eurocode 3 und der IIW-Empfehlungen. Unter Einbeziehung neuerer Forschungsergebnisse wurde die FKM-Richtlinie auf einen aktuellen Erkenntnisstand weiterentwickelt. Die FKM-Richtlinie ist im Maschinenbau und in verwandten Bereichen der Industrie anwendbar. Die FKM-Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile erschien 1994 in ihrer ersten Ausgabe und 1998 in einer dritten, vollständig überarbeiteten (sie zeichnet sich durch wesentliche sachliche Erweiterungen und eine anwenderfreundliche Gliederung aus) und erweiterten Ausgabe. 2002 erschien sie in einer vierten, nochmals erweiterten Ausgabe. Die wesentliche Neuerung hier ist die Ausweitung auf Aluminiumwerkstoffe. Bei der fünften Ausgabe handelte es sich um eine englische Ausgabe der Richtlinie. Die sechste Auflage der Richtlinie (2012) wurde vollständig überarbeitet und enthält neue Forschungsergebnisse wie das Forschungavorhaben "Statischer Festigkeitsnachweis" und "Verbessertes Berechnungskonzept FKM-Richtlinie". Mittlerweile hat die FKM-Richtlinie eine breite Anerkennung gefunden und kennzeichnet damit den Stand der Technik.

58.2.2 Aussagekraft der Lebensdauerberechnung

Es ist bekannt und ausgewiesen, dass die Genauigkeit der Lebensdauerberechnung ungenügend ist, d.h. zwischen Rechnung und Versuch können, bezogen auf die ertragbare Schwingspielzahl, Faktoren im Bereich von 0.1 bis 10 und im Einzelfall auch grösser auftreten. Eine grundsätzliche, wenn auch etwas vereinfachende Feststellung zu den Schwierigkeiten einer zuverlässigen Lebensdauerberechnung sei aber gemacht: Beim Festigkeitsnachweis handelt es sich um einen Vergleich zwischen den Kennwerten der Beanspruchung und der Beanspruchbarkeit. Beim statischen Festigkeitsnachweis kann das der Vergleich zwischen einer auftretenden Kraft und der ertragbaren Kraft sein. Beim Betriebsfestigkeitsnachweis handelt es sich um den Vergleich von Kennfunktionen, nämlich dem Beanspruchungskollektiv und der Wöhlerlinie. Versteht man die Schadenssumme, die für die Lebensdauerberechnung eine zentrale Bedeutung hat, als einen Quotienten der Kennfunktionen für Beanspruchung und Beanspruchbarkeit, so kann man erkennen, dass dieser

Quotient sehr sensibel auf Änderungen dieser Kennfunktionen reagiert. Das bedeutet einmal, dass sich Fehler bei der Festlegung der Kennfunktionen stark auf das Ergebnis auswirken werden. Zum anderen kann durch eine gezielte Beeinflussung der Kennfunktionen, z.B. durch konstruktive sowie werkstoff- und fertigungstechnische Massnahmen, die ertragbare Lebensdauer nachhaltig erhöht werden.

Für die Lebensdauerberechnung zyklisch beanspruchter Bauteile stehen drei Konzepte zur Verfügung: das Nennspannungskonzept, das örtliche Konzept und das Bruchmechanikkonzept. Diese Konzepte haben spezifische Anwendungsgebiete. Das technische Regelwerk beruhte jahrzehntelang fast ausschliesslich auf dem Nennspannungskonzept. Gegenwärtig finden das örtliche Konzept und das Bruchmechanikkonzept mehr und mehr Eingang in das Regelwerk. Während beim Nennspannungskonzept die komplexe, das gesamte Spannungs-Dehnungs-Geschehen im kritischen Werkstoffvolumen (Kerbgrundbereich) enthaltende Übertragungsfunktion zwischen Last und Lebensdauer direkt mit der Bauteilwöhlerlinie für die Nennspannungen gegeben ist, muss sie im örtlichen Konzept rechnerisch durch eine Anzahl relativ aufwändiger Module dargestellt werden. Darin kann ein Grund liegen, dass die Treffsicherheit der Ergebnisse nach bisheriger Erfahrung nicht höher ist als nach dem Nennspannungskonzept.

Mögliche Fehlerquellen in der Berechnungskette des örtlichen Konzeptes:

Lastannahmen

Zu betonen ist, dass eine möglichst genaue Lastannahme die Vorraussetzung für eine betriebsfeste Bemessung von Komponenten ist. Fehler bei der Lastannahme können sich auf das Ergebnis einer Lebensdauerberechnung sehr stark auswirken, die Auswirkung kann grösser sein als die aufgrund der mangelhaften Treffsicherheit der verschiedenen Methoden zur Lebensdauerabschätzung. Es empfiehlt sich, eine experimentelle Überprüfung der getroffenen Annahmen einzuleiten. Damit lassen sich die Unsicherheiten der Lastannahmen durch eine nachträgliche Messung beheben. Dies zumal eine solche Messung zerstörungsfrei durchführbar ist und sich meist auch noch für Folgekonstruktionen als aussagefähig erweist.

Örtliche Beanspruchung

Die örtlichen Beanspruchungen können durch Rechnung und/oder Messung gewonnen werden. Es ist notwendig, die Geometrie des Bauteiles exakt zu erfassen, wobei Kerbradien und Wanddicken von besonderer Bedeutung sind. Ebenso muss über einen Konvergenzcheck sicher gestellt werden, dass die effektiven Beanspruchungen nicht unterschätzt wurden. Ein für die betriebliche Praxis noch ungelöstes Problem ist es, Eigenspannungen in einem Bauteilquerschnitt oder in einer Randschicht in ihrer wirksamen Höhe so zu errechnen, dass sie in der Überlagerung mit den Lastspannungen bei der Lebensdauerberechnung bewertet werden könnten.

Zusammengesetzte Beanspruchung

Im Falle einer zusammengesetzten Beanspruchung sollte eine Festigkeitsberechnung dem Kriterium der Invarianz (Resultate unabhängig von der Wahl des Koordinatensystems) genügen. Da in der Regel aber mit unterschiedlichen Neigungen der Wöhlerlinien für Normal- und Schubspannungen gearbeitet wird, ist die resultierende errechnete Lebensdauer/Schädigung nicht mehr von der Wahl des Koordinatensystems unabhängig.

Werkstoffkenndaten

Da in der Regel die Werkstoffkenndaten nicht ab dem fertigen Bauteil über Messungen bestimmt werden können, ist man auf die Verwendung normierter oder mindestens dokumentierter Werte angewiesen. Dass diese streuen und nicht immer zutreffend sind ist bekannt. Es ist auch nicht möglich, auf der Grundlage der Zugfestigkeit Rm allein zuverlässige Dauerfestigkeitswerte zu ermitteln. Eine Abschätzung der Wechselfestigkeit kann mittels der Dehngrenze Rp0,2 geschehen, die FKM Richtlinie bestimmt die Werte aus Rm und auch über den Werkstofftyp.

Zyklisches Verformungsverhalten

Es ist zu prüfen ob zyklische Ver- bzw. Entfestigung vorliegt und damit die Reihenfolge der Belastungszyklen eine massgebende Rolle spielt oder nicht. Dieser Effekt wird im Rechenprogramm nicht berücksichtigt.

Stützwirkung

Zur Erfassung der Stützwirkung werden verschiedene Modelle angewendet. Wie zahlreiche Vergleiche zwischen Rechnung und Versuch zeigen, ist die rechnerische Abschätzung der Stützwirkung mit grösseren Unsicherheiten behaftet.

Fertigungsprozesse

Beim örtlichen Konzept wird vom zyklischen Werkstoffverhalten eines Volumenelementes ausgegangen. Einflüsse der Fertigung, insbesondere die Randschichteneigenschaften Oberflächenrauheit, Werkstoffzustand und Eigenspannungen müssten berücksichtigt werden. Auch hier zeigt die Rechnung gegenwärtig noch deutliche Grenzen auf.

Schädigungsparameter

Zur Erfassung des Mittelspannungseinflusses und des Einflusses der Mehrachsigkeit sind eine Reihe von Schädigungsparametern vorgeschlagen worden. Der bekannteste Schädigungsparameter PSWT entspricht einer Mittelspannungsempfindlichkeit von M=0.41, die bei Vergütungsstählen in dieser Grössenordnung liegt, aber bei niedrigfesten Stählen oder z.B. Al-Knetlegierungen ganz andere Werte annimmt. Die Anwendung des PSWT dürfte als Fehlerquelle eine grössere Bedeutung besitzen. Dies schliesst auch die Frage mit ein, inwieweit damit der Einfluss

von Eigenspannungen erfasst werden kann, wobei für letztere gilt, dass sie in der Praxis nur in Ausnahmefällen bekannt sind. Schädigungsparameter zur Erfassung der Mehrachsigkeit sind, von proportionaler Beanspruchung abgesehen, noch weitgehende Gegenstand der Forschung. Der Einfluss mehrachsiger Spannungszustände auf die Lebensdauer ist werkstoffabhängig, da je nach Zähigkeit unterschiedliche Schädigungsmechanismen auftreten.

Schadensakkumulation

Die Schadensakkumulation erfolgt in der Praxis fast ausschliesslich nach der linearen Hypothese von Palmgren-Miner. Obwohl die Mängel dieser Hypothese bereits früh bekannt waren, sind in jahrzehntelanger intensiver internationaler Forschung auf diesem Gebiet keine wesentliche Fortschritte erzielt wurde, die zu tolerierbaren Fehlern bei der Lebensdauerberechnung führen. Lediglich sind durch die Bewertung der Amplituden unterhalb der Dauerfestigkeit unterschiedliche Modifikationen vorgeschlagen wurde, die deutlich bessere Ergebnisse als die original Palmgren-Miner Regel, bei der Amplituden unterhalb der Dauerfestigkeit zu keiner Schädigung führen, liefern.

Auch wenn die Methoden der Lebensdauerberechnung für Variantenbeurteilungen und Schwachstellenanalysen erfolgreich eingesetzt werden, ist eine zuverlässige Lebensdauerberechnung für neue Bauteile beim gegenwärtigen Kenntnisstand nicht gegeben. Dies erfordert Strategien, die Rechnung durch spezifische experimentelle Untersuchungen zu validieren und zu kalibrieren. Es sind nach heutigem Kenntnisstand rechnerisch nur relative Lebensdauerprognosen möglich.

58.3 Umsetzung in KISSsoft

58.3.1 Hauptmaske

58.3.1.1 Auswahl der Bauteilform

Wahl der Bauteilform: Es kann zwischen stabförmigen, flächenförmigen und volumenförmigen Bauteilen unterschieden werden. Diese weisen jeweils andere Spannungskomponenten bzw. Spannungsarten und andere Indizierung auf. Bei Anwendung des örtlichen Konzeptes sind in der Regel volumenförmige Bauteile vorhanden. Die ausgewählte Bauteilform beeinflusst die Eingabe für die Spannungskomponenten.

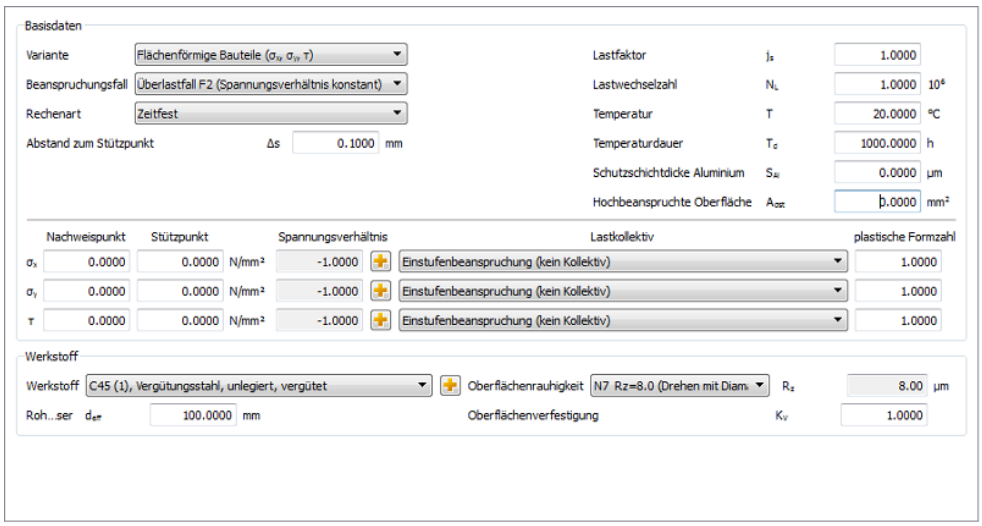


Abbildung 58.1: Hauptmaske für den Nachweis mit örtlichen Spannungen

Stabförmige Bauteile: für stabförmige Bauteile - Stab, Balken, Welle - gilt das folgende bauteilbezogene Koordinatensystem: Die x-Achse liegt in der Stabachse, y- und z-Achse sind die Hauptachsen des Querschnittes, die so festzulegen sind, dass für das Trägheitsmoment Iy > Iz gilt.

Für flächenförmige Bauteile - Scheibe, Platte, Schale - soll im Nachweispunkt das folgende bauteilbezogene Koordinatensystem gelten: x- und y-Achse liegen in der Ebene, die z-Achse ist senkrecht hierzu in Dickenrichtung. Die Normalspannung und die Schubspannungen in Richtung z sollen vernachlässigbar sein.

Volumenförmige Bauteile: es gelten volumenbezogene Koordinatensysteme, zu berechnen sind die Hauptspannungen σ1, σ2 und σ3. Im Nachweispunkt W an der

freien Oberfläche eines volumenförmigen Bauteils sollen die Hauptspannungen σ1 und σ2 in Richtung der Oberfläche wirken, und die Hauptspannung σ3 weist senkrecht hierzu in das Bauteilinnere. Im allgemeinen bestehen für alle Spannungen ein Spannungsgefälle senkrecht zur Oberfläche und zwei Spannungsgefälle in Richtung der Oberfläche. Aber nur die Spannungsgefälle für σ1 und σ2 senkrecht zur Oberfläche können in der Berechnung berücksichtigt werden, nicht aber die Spannungsgefälle für σ1 und σ2 in beiden Richtungen der Oberfläche und keines der Spannungsgefälle für σ3.

58.3.1.2 Eingabe der Spannungswerte am Nachweispunkt und am Stützpunkt

Soll die Stützzahl über den Spannungszustand am Stützpunkt bestimmt werden, so werden die Spannungen am Nachweispunkt W und am Stützpunkt B sowie der Abstand des Punktes B vom Punkt W eingegeben werden (Druckspannungen als negative Werte eingeben):

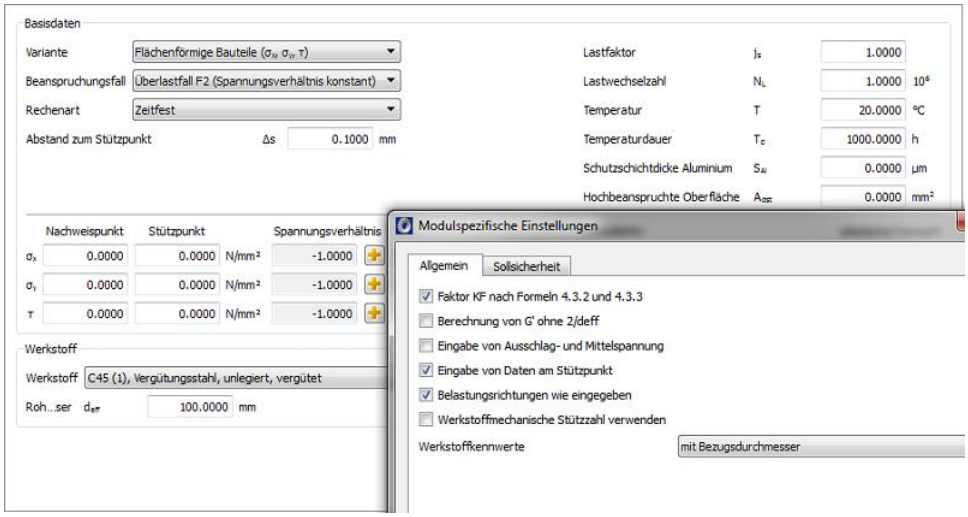


Abbildung 58.2: Eingabe der Spannungswerte am Nachweispunkt und am Stützpunkt. Eingabe des Abstandes des Stützpunktes.

58.3.2 Beanspruchungsfälle

Im Dauerfestigkeitsdiagramm können mit verschiedenen Annahmen unterschiedliche Gestaltsausschlagfestigkeiten S_{AK} ermittelt werden. Es ergibt sich bei Annahme von sm=const. Ein grösseres S_{AK} als bei R=const. Ursache ist, dass die Grenzlinien im Smith Diagramm unter einem Winkel < 45° ansteigen (Mittelspannungs-

empfindlichkeit). Welche Annahme zutrifft ist abhängig von der zu erwartenden Änderung der Spannungen im Bauteil bei zulässiger Ermüdungsbelastung im Betrieb. Die Wahl des Überlastungsfalles kann also entscheiden ob ein Bauteil überlastet ist oder nicht [62].

Beanspruchungsfall

- Überlastfall F1 (Mittelspannung konstant): Bei konstanter Mittelspannung vergrössert sich die Ausschlagspannung mit Vergrösserung der massgebenden Betriebslast
- Überlastfall F2 (Spannungsverhältnis konstant): Bei Vergrösserung der Betriebslast bleibt das Verhältnis von maximaler zu minimaler Spannung gleich. Dieser Überlastungsfall liefert in der Regel konservative Ergebnisse (verglichen mit den anderen Überlastungsfällen) und sollte daher in Zweifelsfällen angewendet werden.
- Überlastfall F3 (Minimalspannung konstant): Bei Vergrösserung der Betriebslast bleibt die minimale Belastung gleich.
- Überlastfall F4 (Maximalspannung konstant): Bei Vergrösserung der Betriebslast bleibt die maximale Belastung gleich.

58.3.3 Wöhlerlinie

Miner elementar, Kapitel 4.4.3.5.2 der FKM-Richtinie

Falls keine Einstufenspannung vorliegt, sondern ein Spannungskollektiv, ist die Berechnung in der Regel nach dem Verfahren Miner elementar durchzuführen.

Miner konsequent, Kapitel 4.4.3.5.2 der FKM-Richtinie

Im Verfahren Miner konsequent (von Haibach hergeleitet, siehe [94]) ist berücksichtigt, dass die Bauteil-Dauerfestigkeit mit zunehmender Schädigung geringer wird. Die Verringerung gilt ab $K_{D,}\sigma$=1*10e6.

58.3.4 Lastwechselzahl

Lastwechselzahl. Ist Berechnung nach Miner elementar gewählt, so ergeben Eingaben grösser als ND konstante Ausnutzungen.

58.3.5 Temperatur

Eingabe der Temperatur in Grad Celsius. Der Anwendungsbereich der FKM Richtlinie ist je nach Werkstoff begrenzt, siehe Kapitel 1.2.1.7. Basierend auf der Temperatur und dem Werkstofftyp wird der Temperaturfaktor $K_{T,D}$ bestimmt.

58.3.6 Temperaturdauer

Dauer während der das Bauteil der Temperatur ausgesetzt ist.

58.3.7 Schutzschichtdicke Aluminium, Kapitel 4.3.4, Bild 4.3.4

Der Schutzschichtfaktor K_S (der über die Schutzschichtdicke bestimmt wird) berücksichtigt den Einfluss einer Schutzschicht auf die Ermüdungsfestigkeit eines Bauteiles aus Aluminiumwerkstoff.

58.3.8 Spannungsverhältnisse

Im R-Wert ist die Eingabe der Mittelspannung codiert. Im Vergleich zum mittelspannungsfreien Fall (Wechselbeanspruchung, R=-1) wird die Wöhlerlinie bei Versuchen mit Druckmittelspannungen zu höheren ertragbaren Spannungsamplituden, bei Versuchen mit Zugmittelspannungen dagegen zu kleineren ertragbaren Spannungsamplituden hin verschoben. Die Abhängigkeit der ertragbaren Spannungsamplitude von der Mittelspannung ist werkstoffspezifisch und wird als Mittelspannungseinfluss bezeichnet. Dieser steigt in der Regel mit der der Zugfestigkeit des Werkstoffes an.

Hier ist R von -1 bis +1 definiert

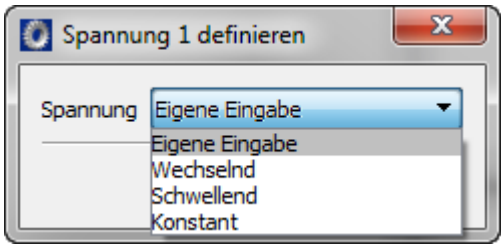


Abbildung 58.3: Eingabe des jeweiligen R-Wertes

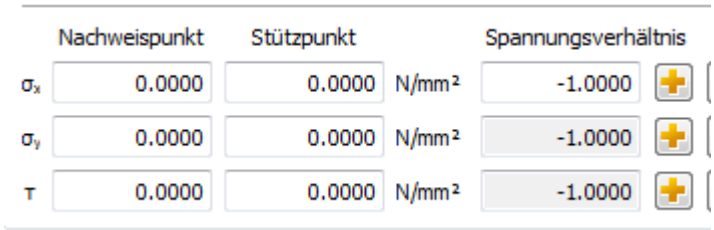


Abbildung 58.4: Eigene Eingabe des R-Wertes.

Mit zunehmender Rauhtiefe verschiebt sich die Wöhlerlinie zu kleineren Spannungsamplituden, jedoch ist die Rauhtiefe nicht allein ausschlaggebend. Vielmehr wird die Festigkeit auch massgeblich durch die Art der Oberflächenfeingestalt mitbestimmt. Verschiedenartige Bearbeitungsverfahren können darüber hinaus trotz ähnlicher Oberflächenfeingestalt und gleicher Rauhtiefe infolge unterschiedlicher Eigenspannungszustände zu stark voneinander abweichenden Wöhlerlinien führen.

58.3.9 Kollektive

Bereits vorhandene Lastkollektive können direkt gewählt werden.

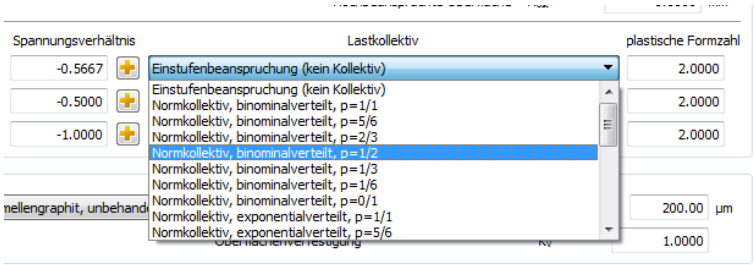


Abbildung 58.5: Auswahl von Kollektiven

Ein neues Lastkollektiv kann im Datenbanktool (s. Abschnitt "Lastkollektiv definieren" auf Seite II-50)erstellt werden.

58.3.10 Oberflächenverfestigung KV , Kapitel 4.3.3, Tabelle 4.3.7

Der Randschichtfaktor K_V berücksichtigt den Einfluss einer Randschichtverfestigung auf die Ermüdungsfestigkeit.

58.4 Werkstoffe

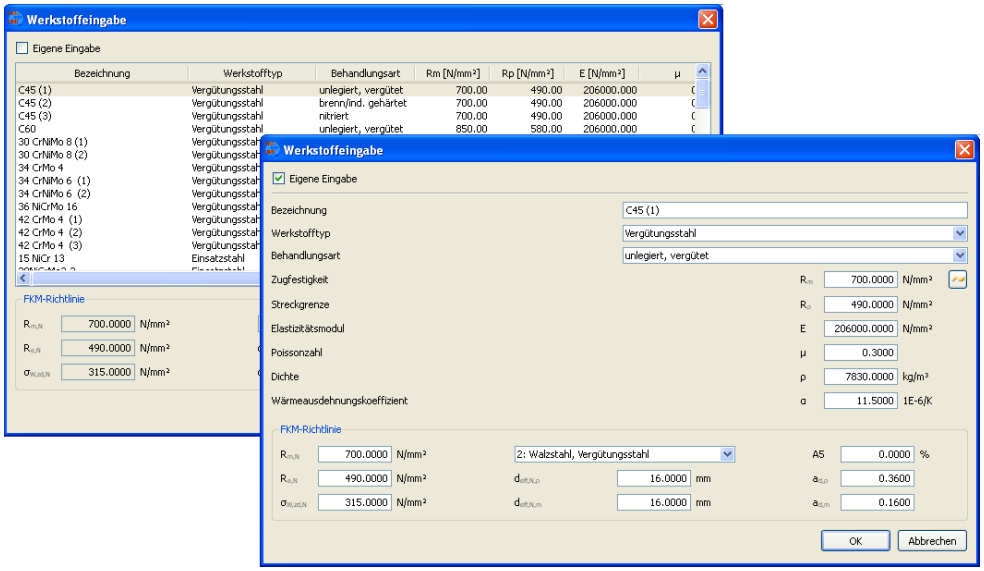


Abbildung 58.6: Werkstoffmaske Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus der FKM-Richtlinie.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

58.4.1 Rauhigkeit

Der Rauhigkeitsfaktor berücksichtigt den Einfluss der Oberflächenrauheit auf die Ermüdungsfestigkeit des Bauteils. Er wird experimentell aus den Dauerfestigkeiten ungekerbter Proben mit und ohne Oberflächenrauheit abgeleitet und in Abhängigkeit von der Rautiefe Rz und der Zugfestigkeit Rm des Werkstoffes dargestellt; für polierte Oberflächen hat er den Wert 1.0. Für Walz-, Schmied- und Gusshaut gilt die mittlere Rauheit Rz=200µm. Die mittlere Rauheit kann auch als eigene Eingabe definiert werden.

58.5 Einstellungen

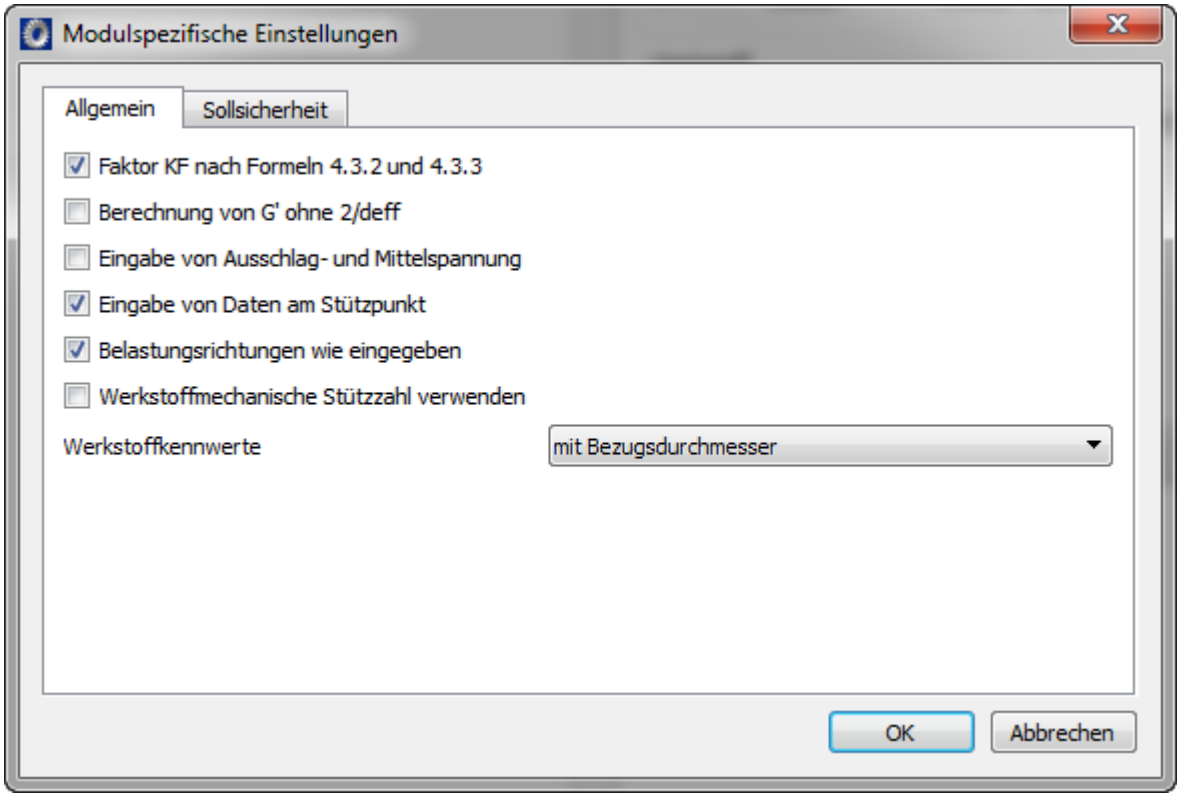


Abbildung 58.7: Einstellungen

58.5.1 Allgemeine Einstellungen

Die Verweise beziehen sich auf Kapitel in der FKM-Richtlinie.

Faktor KF nach Gleichung 4.3.2 und 4.3.3, Kapitel 4.3.1.2

Kerbwirkungszahl als Schätzwert, um bei örtlichem Spannungskonzept eine dem Nennspannungskonzept entsprechende Auswirkung des Rauhigkeitsfaktors zu erhalten.

Flag gesetzt: Kf wird nach den Formeln 4.3.2 und 4.3.3 vom Kapitel 4.3.1.2 bestimmt.

Flag nicht gesetzt: Es wird Kf nach Tabelle 4.3.1 verwendet.

Berechnung von G ohne 2/deff, Kapitel 4.3.1.3.3

Wird unter Generelle Daten, Eingabe von Daten am Stützpunkt der Flag nicht gesetzt, wird also das bezogene Spannungsgefälle näherungsweise berechnet, so erfolgt die Berechnung des bezogenen Spannungsgefälles nach den Gleichungen 4.3.18. Diese enthält Terme für Zug/Druck, Torsion und für Biegung. Falls keine Biegung vorhanden ist, ist es fraglich ob der zweite Term (2/d) in den Formeln Sinn macht. Die hiermit programmierte Option ist in der FKM Richtlinie nicht vorgesehen!

Flag gesetzt: das Spannungsgefälle wird ohne den zweiten Term der Formel 4.3.18 bestimmt.

Flag nicht gesetzt: das Spannungsgefälle wird mit dem zweiten Term der Formel 4.3.18 bestimmt.

☼ **Eingabe von Ausschlag- und Mittelspannung**

Ist der Flag aktiviert, so erfolgt die Eingabe der Spannungen in der Hauptmaske über Mittel- und Ausschlagsspannung.

☼ **Eingabe von Ausschlag- und Mittelspannung**

- **Werkstoffwerte bei Bezugsdurchmesser:**
  Werte aus Datenbank (bei Bezugsdurchmesser) übernommen und mit K1 beaufschlagt
- **Rm, Rp grössenabhängig aus Datenbank, sigW bei Bezugsdurchmesser:**
  Rm, Rp werden grössenabhängig aus Datenbank gelesen (ohne K1), Wechselfestigkeit wird bei Bezugsdurchmesser übernommen und mit K1 beaufschlagt
- **Rm, Rp grössenabhängig aus Datenbank, sigW konstant:**
  Wechselfestigkeit nicht mit K1 beaufschlagt, korrekter Wert muss in Datenbank stehen
- **Rm, Rp grössenabhängig aus Datenbank, sigW aus Rm berechnet:**
  Wechselfestigkeit wird aus Rm berechnet, Rm steht grössenabhängig in Datenbank, Umrechnung nach FKM

☼ **Eingabe von Daten am Stützpunkt, Kapitel 4.3.1.3.3 Formel 4.3.17**

Flag gesetzt: Stützziffer/bezogenes Spannungsgefälle wird über den Spannungszustand im Stützpunkt definiert. Dazu müssen die Spannungswerte und der Abstand zwischen Auswerte- und Stützpunkt in der Hauptmaske eingetragen werden.

Flag nicht gesetzt: Die Stützziffer/bezogenes Spannungsgefälle wird nicht über die Werte an einem Stützpunkt bestimmt. Das bezogene Spannungsgefälle an der Stelle der maximalen Spannung wird näherungsweise nach Formel 4.3.18 berechnet. Dazu müssen zwei Radien (Radius 1 und Radius 2) definiert werden (für die beiden Richtungen der Oberfläche), sowie eine typische Bauteilabmessung d. Siehe auch: modulspezifische Einstellung, Berechnung von G ohne 2/deff oben.

Belastungsrichtung wie angegeben, Kapitel 4.1.0, 4.6.2

Flag gesetzt: Die Berechnung wird für synchrone Spannungen durchgeführt.

Flag nicht gesetzt: Die Berechnung wird für nicht-synchrone Spannungen (4.6.2.2) durchgeführt. Es darf angenommen werden, dass diese Vorgehensweise auf der sicheren Seite liegt.

Werkstoffmechanische Stützzahl verwenden Kapitel 4.3.1, 4.3.1.3.2

Ist der Flag gesetzt wird die werkstoffmechanische Stützzahl für die Berechnung verwendet, ansonsten die Stielerische Stützzahl. Die werkstoffmechanische Stützzahl berücksichtigt bei scharfen Kerben die Festigkeitsreserven und enthält den statischen Grösseneinfluss. Die werkstoffmechanische Stützzahl (nwm) besteht aus drei Teilen, der statischen Stützzahl (nst), der verformungsmechanischen Stützzahl (nvm) und der bruchmechanischen Stützzahl (nbm). Annahme: bei den Kerbarten "Glatte Welle" und "Eigene Eingabe" wird nst = 1 gesetzt.

Auswahl von Werkstoffdaten, Kapitel 3.2.1

Die Bauteil-Normwerte Rm und Rp sind aus den Halbzeug- bzw. Probestück-Normwerten $R_{m,N}$ und $R_{p,N}$ oder aus den Bauteil-Zeichnungswert $R_{m,Z}$ zu berechnen. Als Sonderfall können die Bauteil-Istwerte $R_{m,I}$ und $R_{p,I}$ angewendet werden.

Siehe dazu Kapitel 3.2.1.2.

Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile berechnen (Kapitel 5.5)

Ist dieser Haken gesetzt und ein Walzstahl und eine Randschichtverfestigung gewählt, wird die Rechenmethode nach der FKM-Richtlinie 6.Auflage, Kapitel 5.5 durchgeführt.

Oberflächenverfestigung

Diese Auswahl wird nur für die Berechnung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile verwendet.

Einhärtetiefe

Mit dieser Eingabe kann bestimmt werden wo sich der Übergang der harten Randschicht zum Kern befindet.

Kernhärte aus Zugfestigkeit Rm bestimmen

Ist dieser Haken gesetzt, wird die Kernhärte aus der Zugfestigkeit abgeschätzt und nicht die Eingabe der Kernhärte beim Werkstoff verwendet.

58.5.2 Sollsicherheiten

Die FKM Richtlinie ist eine der wenigen Rechenvorschriften die Sollsicherheiten in Abhängigkeit der Schadensfolge etc. aufführt. Sie gelten zusammen mit sicheren Lastannahmen und einer mittleren Überlebenswahrscheinlichkeit der Festigkeitskennwerte Pü=97.5% für geschweisste wie auch für nichtgeschweisste Bauteile. Basierend auf dem ausgewählten Material und den definierten Schadensfolgen, Wahrscheinlichkeit des Auftretens der Last sowie Inspektion und Prüfung werden Sicherheitszahlen bestimmt. Dabei wird zwischen Stahl, Eisengusswerkstoff (duktil oder nichtduktil) sowie Aluminiumwerkstoff (duktil oder nichtduktil) - also zwischen fünf Klassen - unterschieden. Alternativ können die Sicherheitszahlen auch manuell gesetzt werden.

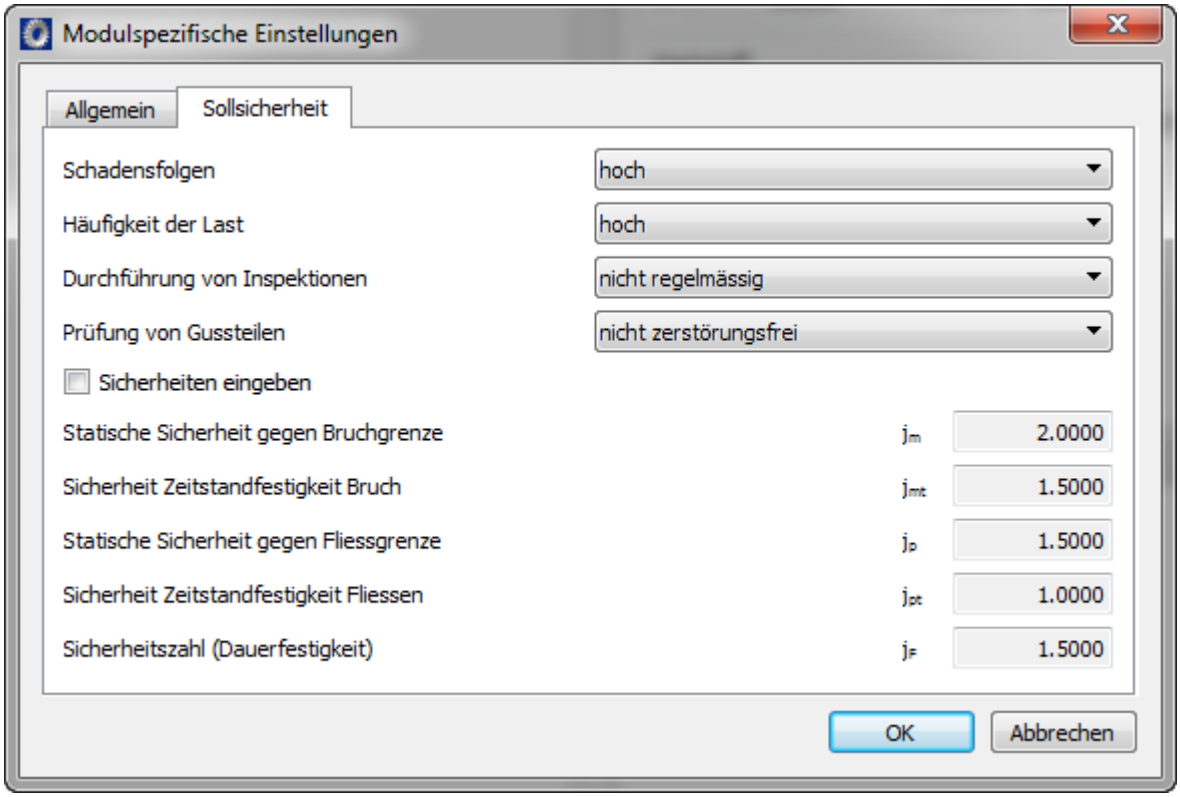


Abbildung 58.8: Auswahl der Sicherheiten nach Werkstück- und Lasteigenschaften

jmt	Sicherheitsfaktor gegen die Zeitstandfestigkeit
jp	Sicherheitsfaktor gegen die Fliessgrenze
jpt	Sicherheitsfaktor gegen die Zeitdehngrenze
jF*jG	Sicherheit gegenüber der Dauerfestigkeit

58.6 Abschätzung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile (Kapitel 5.5)

Diese Berechnung ist nur für randschichtverfestigter Wälzstahl anzuwenden. Zu den Randschichtverfestigungen gehören die Behandlungsarten der Werkstoffe:

- einsatzgehärtet
- nitriert, gasnitriert, nitrocarburiert
- induktionsgehärtet
- rollen
- kugelstrahlen

Diese Behandlungsarten können entweder beim Werkstoff oder bei der Oberflächenverfestigung (Einstellungen) definiert werden.

Dieses Verfahren hat zur Grundlage das Konzept der lokalen Dauerfestigkeit. Es werden 2 Punkte des Bauteils betrachtet, der erste Punkt ist an der Bauteiloberfläche, der zweite Punkt ist im Übergang zwischen harter Randschicht und Kern. Es wird mit der grössten Hauptspannung $\sigma 1$ gerechnet, falls keine Hauptspannungen eingegeben wurden, werden diese zuerst berechnet.

In den Einstellungen kann die Einhärtetiefe eingegeben werden, aus welcher der Abstand von der Bauteiloberfläche berechnet wird, wo sich der Übergang harte Randschicht - Kern befindet.

Die Konstante Kf kann entweder nach den Formeln 4.3.2 und 4.3.3 berechnet oder der Tabelle 4.3.1 entnommen werden. In den Einstellungen gibt es die Möglichkeit die Kernhärte beim Werkstoff vorzugeben oder sich diese aus der Zugfestigkeit abschätzen zu lassen.

Bei diesem Berechnungverfahren wird die Eigenspannung berechnet, welche in die Mittelspannungsempfindlichkeit miteingerechnet wird, dann wird zuerst der Auslastungsgrad für den Punkt an der Bauteiloberfläche, dann der Auslastungsgrad an dem Punkt an der Grenze harte Randschicht - Kern berechnet. Die grössere Auslastung wird dann für den Nachweis verwendet. Beide Auslastungsgrade sollten < 1 sein.

Die Resultate werden nur im Protokoll angezeigt, wenn diese Berechnungsart angewählt wurde und es sich um einen Wälzstahl handelt mit den vorgegeben Behandlungsarten.

Kapitel 59
Hertzsche Pressung

In diesem Modul wird die Hertzsche Pressung von zwei Körpern berechnet. Bei der Belastung einer Wälzpaarung senkrecht zur Berührungsebene, entsteht bei der Punktberührung eine elliptische Abplattung, bei der Linienberührung eine rechteckige Abplattung.

Für den beliebigen Kontakt wird die im Referenzdokument [107] (s. Abschnitt "Literaturverzeichnis" auf Seite X-2) vorgestellte Theorie angewandt. Davon ausgehend verwenden wir ein Raster triangulärer Druckverteilungselemente für die Berechnung des Linienkontakts zwischen Körpern mit beliebigem Profil bei Einwirkung einer vorgegebenen vertikalen Linienlast. Es wird angenommen, dass die Körper sich unendlich vertikal zu ihrem Profil erstrecken. Die Profile der beiden Körper werden mit Hilfe von zwei Datendateien angegeben, die drei Spalten mit Index, Position und Wert des Profils enthalten.

```
:TABLE LIST Profile
  INPUT index TREAT NEXT_BIGGER
  OUTPUT Position, ProfileValue

DATA
1       -5      0.635083269
2       -4.95   0.622242132
3       -4.9    0.609538427
4       -4.85   0.596971886
5       -4.8    0.584542241
6       -4.75   0.57224923
7       -4.7    0.560092593
8       -4.65   0.548072075
9       -4.6    0.536187424
10      -4.55   0.524438391
11      -4.5    0.51282473
12      -4.45   0.5013462
13      -4.4    0.490002563
14      -4.35   0.478793582
15      -4.3    0.467719027
16      -4.25   0.456778669
17      -4.2    0.445972282
END
```

Abbildung 59.1: Format der Datendatei für das Körperprofil

Alle Werte in dieser Datei sind in Millimetern anzugeben.

Die Profildatei für jeden Körper kann unterschiedliche Diskretisierungs- und Positionswerte enthalten. Es wird jedoch empfohlen, die gleiche Diskretisierung und

Position für beide Körper zu verwenden. Die Genauigkeit der Ergebnisse hängt von der Dichte der Profilpunkte (Diskretisierungslänge) ab. Auch Kantenträgereffekte werden berücksichtigt. Die Kontaktflächen werden als reibungsfrei angenommen. Mit Hilfe dieser allgemeinen Kontaktoption kann der Benutzer auch einen 2D-Plot der Spannungen unter der Oberfläche und einen Plot des Kontaktdrucks an den Profilen erstellen. Weitere Informationen über die angewandten Berechnungen und Gleichungen sind unter der oben angegebenen Referenz zu finden.

Die maximale Pressung (Hertzsche Pressung) sowie die Annäherung beider Körper (Kugel, Zylinder, Ellipsoid, Ebene; konvex oder konkav) wird mit Hilfe der Hertzschen Gleichungen berechnet. Die Berechnungsformeln wurden dem Buch 'Advanced Mechanics of Materials, 6th Edition' [78] entnommen. Als Berechnungsgrundlage bei der Punktberührung gilt, dass die Durchmesser der Körper auf zwei Hauptebenen definiert werden, aus welchen dann ein Ersatzdurchmesser bestimmt wird. Bei der Linienberührung wird in einer Hauptebene gerechnet, es gibt also nur einen Ersatzdurchmesser. Zusätzlich wird Ort und Betrag der maximalen Hauptschubspannung im Innern des Körpers bestimmt.

Die Berechnung der Annäherung von der Zylinder-Zylinder Konfiguration wurde nach der Dissertation von Weber/Banaschek berechnet [69]. Für die Berechnung der Annäherung von Zylinder-Fläche wurde die Formel (55) aus dem Buch von Norden [89] verwendet.

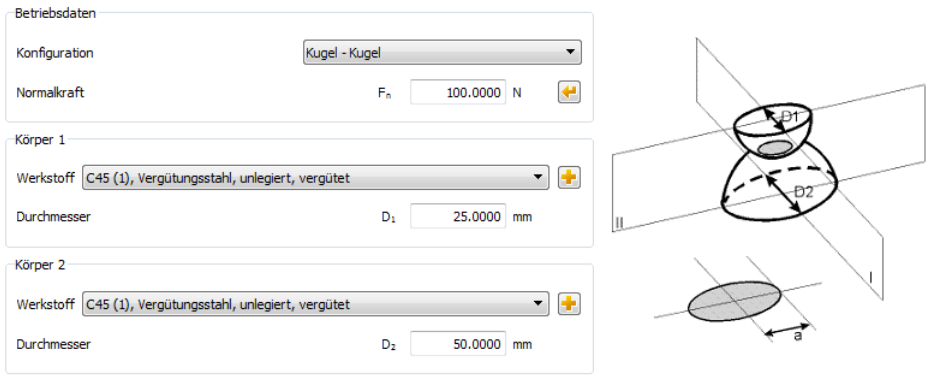


Abbildung 59.2: Hauptmaske der Hertzschen Pressung

In der Hauptmaske der Hertzschen Pressung (siehe Abb. 59.1) kann die Normalkraft, die Konfiguration, sowie die Durchmesser (zusätzlich bei Linienberührung die tragende Länge leff) und Werkstoffe der Körper definiert werden.
Folgende Konfigurationen sind wählbar:

- Kugel - Kugel

- Kugel - Zylinder
- Kugel - Ellipsoid
- Kugel - Ebene
- Ellipsoid - Ellipsoid
- Ellipsoid - Zylinder
- Ellipsoid - Ebene
- Zylinder - Zylinder
- Zylinder - Ebene
- Beliebiger Kontakt

Je nach Konfigurationswahl erscheint rechts in der Hauptmaske ein Bild der aktuellen Konfiguration, damit die Eingaben leichter verständlich sind.
Für die Normalkraft gibt es auch eine Auslegungsmöglichkeit. Wird der Auslegungsknopf neben der Normalkraft gedrückt, kann die gewünschte Hertzsche Pressung eingegeben werden, aus welcher dann die Normalkraft berechnet wird.
Ist die Auflage konkav gekrümmt, muss der Durchmesser negativ eingegeben werden. Negative Durchmesser sind nur beim Körper 2 möglich.

59.1 Einstellungen

Mit dem `Anzeigefaktor Tiefe` wird die Tiefenanzeige in der Grafik definiert. Die Tiefe an der Stelle wo τmax liegt wird multipliziert mit diesem Faktor, diese Tiefe wird dann in der Grafik angezeigt. Standardmässig ist dieser Faktor auf 6 gesetzt.

Kapitel 60
Härteumrechnung

Das Modul Härteumrechnung wird im Menü `Extras > Härteumrechnung` gestartet. Zusätzlich ist die Härteumrechnung in den Werkstoffmasken als Auslegungsfunktion enthalten, in welchen zum Beispiel anhand eines Härtewertes die Zugfestigkeit bestimmt werden kann.

Dieses Modul enthält die Härteumwertungsberechnung nach DIN EN ISO 18265 Ausgabe 2-2014. Bei der Umwertung unter `Extras > Härteumrechnung` ist eine Auswahlliste, in welcher man den gewünschten Werkstoff auswählen kann, die anderen Umwertungen (bei den Werkstoffen) verwenden die Tabelle für un- und niedriglegierte Stähle und Stahlguss. Mit den hinterlegten Tabellen, kann je nach Anwendungsfall die Umwertung von der Zugfestigkeit zur Vickers-, Brinell- oder Rockwellhärte oder umgekehrt erfolgen. Die erhaltenen Werte sollten wegen den möglichen Abweichungen nur verwendet werden, wenn das gegebene Prüfverfahren nicht anwendbar ist. Die Zwischenwerte der Umwertungstabelle werden interpoliert aus den umliegenden Werten.

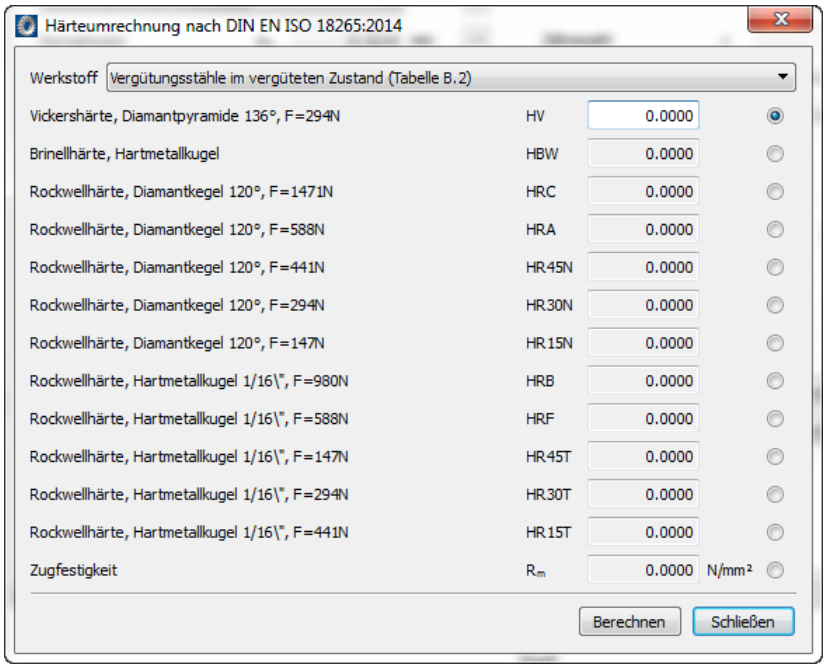


Abbildung 60.1: Eingabemaske der Härte-Umrechnung

Eingebaute Umwertungen der Stähle und Stahlgruppen nach DIN EN ISO 18625:

- unlegierte und niedriglegierte Stähle und Stahlguss (Tabelle A.1)
- Vergütungsstähle im vergüteten Zustand (Tabelle B.2)
- Vergütungsstähle im unbehandelten, weichgeglühten oder normalgeglühten Zustand (Tabelle B.3)
- Vergütungsstähle im gehärteten Zustand (Tabelle B.4)
- Kaltarbeitsstähle (Tabelle C.2)
- Schnellarbeitsstähle (X80WMo6.5, X82WMo6.5, X90WMo6.5, X97WMo3.3, X100WMo6.5, X85WMoCo6.5.5, X105WMoCo6.5.5 und X79WCo18.5) (Tabelle D.2)

Der Geltungsbereich für un- und niedriglegierte Stähle und Stahlguss (bei der Umwertung in den Werkstoffmasken angewandt) wird wie folgt eingegrenzt:

- Zugfestigkeit Rm: 255...2180 N/mm2
- Vickershärte HV: 80...940 HV
- Brinellhärte HB: 76...618 HB
- Rockwellhärte HRB: 41...105 HRB
- Rockwellhärte HRF: 82,6...115,1 HRF
- Rockwellhärte HRC: 20,3...68 HRC
- Rockwellhärte HRA: 60,7...85,6 HRA
- Rockwellhärte HRD: 40,3...76,9 HRD
- Rockwellhärte HR 15N: 69,6...93,2 HR 15N
- Rockwellhärte HR 30N: 41,7...84,4 HR 30N

Rockwellhärte HR 45N: 19,9...75,4 HR 45N

Kapitel 61
Linearantrieb

In diesem Berechnungsmodul werden Bewegungsschrauben berechnet. Bewegungsschrauben wandeln Dreh- in Längsbewegungen oder werden zum Erzeugen von grossen Kräften verwendet.

Als Bewegungsschrauben werden fast aussschliesslich Trapezgewinde verwendet, nur in rauem Betrieb kommen manchmal auch Sägegewinde zum Einsatz.

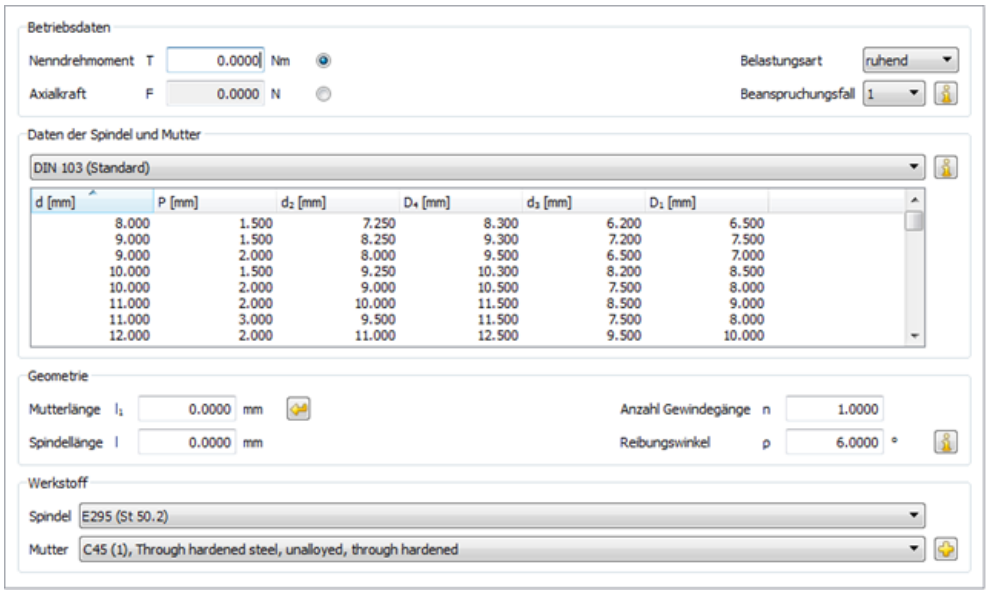


Abbildung 61.1: Basisdaten Linearantrieb

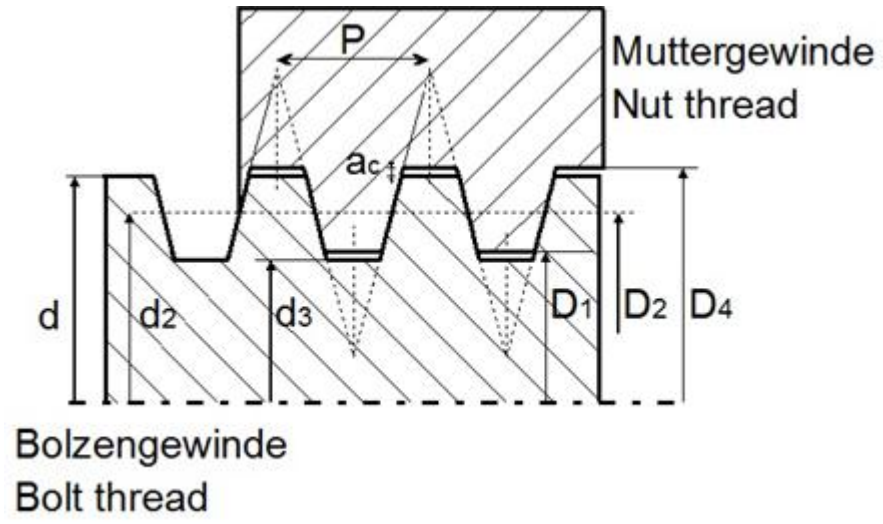


Abbildung 61.2: Dimensionen Trapezgewinde

Bei dem Linearantrieb gibt es zwei verschiedene Konfigurationen, welche berechnet werden können:

- `Beanspruchungsfall 1`
  Beanspruchung der Spindel einer Spindelpresse
- `Beanspruchungsfall 2`
  Beanspruchung der Spindel eines Absperrschiebers

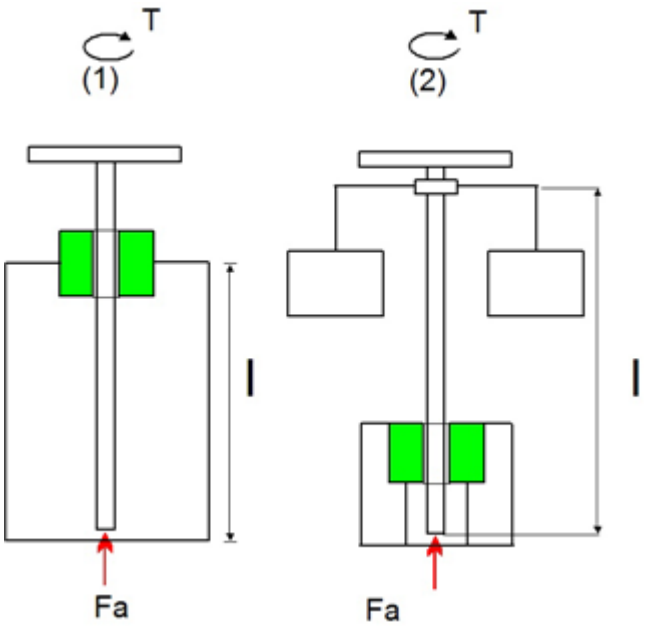


Abbildung 61.2: Beanspruchungsfälle Linearantrieb

Die Berechnungen der Linearantriebe (Bewegungsschrauben) sind nach der Literatur Roloff Matek [62].

61.1 Berechnung

Bei der Berechnung wird noch zwischen kurzen und langen druckbeanspruchten Linearantrieben unterschieden.

Kurze druckbeanspruchte Bewegungsschrauben

Kurze druckbeanspruchte Bewegungsschrauben haben keine Knickgefahr und müssen somit auch nich auf Knickung geprüft werden.

Der erforderliche Querschnitt des Gewindes kann somit bestimmt werden mit der Formel:

$$A_3 \geq \frac{F}{\sigma_{d(z)zul}}$$

σd(z)zul: bei ruhender Belastung: Rp/1.5; bei schwellender Belastung σzdSch/2.0; bei wechselnder Belastung: σzdW/2.0;

Lange druckbeanspruchte Bewegungsschrauben

Aus der Euler-Gleichung folgt die Formel for den erforderlichen Kerndurchmesser des Gewindes:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F \cdot S \cdot lk^2}{\pi^3 \cdot E}}$$

S: Sicherheit (S≈6...8)

lk: rechnerische Knicklänge, lk≈0.7*l (Euler-Knickfall 3 für allgemein geführte Spindeln verwendet)

Berechnung der Festigkeit:

Beanspruchungsfall 1:

Der obenliegende Teil dieser Konfiguration wird auf Verdrehung, der untere Teil auf Druck bzw. Knickung beansprucht.

Verdrehspannung:

$$\tau_t = \frac{T}{Wp} \leq \tau_{tzul}$$

Wp: polares Widerstandsmoment Wp≈0.2*d3^3

τtzul: zulässige Verdrehspannung; ruhende Belastung τtF/1.5; schwellende Belastung τtsch/2.0; wechselnde Belastung τtW/2.0;

Druck- (Zug-) spannung:

$$\sigma_{d(z)} = \frac{F}{A_3} \leq \sigma_{d(z)zul}$$

A3: Kernquerschnitt Gewinde

σd(z)zul: zulässige Druck- (Zug-) spannung

Beanspruchungsfall 2:

Der obenliegende Teil dieser Konfiguration wird auf Verdrehung, der untere Teil auf Druck, selten Zug und Verdrehung beansprucht.

Formel für den zu prüfenden Teil:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{d(z)}^2 + 3 \cdot (1 \cdot \tau_t)^2} \leq \sigma_{d(z)zul}$$

Das erforderliche Drehmoment entspricht dem Gewindemoment, sofern nicht irgendwelche Reibmomente wirken.

$$T = F \cdot d_2 / 2 \cdot \tan(\varphi \pm \rho')$$

d2: Flankendurchmesser des Gewindes

φ: Steigungswinkel des Gewindes (für eingängiges Trapezgewinde φ≈3°...5.5°)

ρ': Gewinde-Reibwinkel

Werkstoff		Schmierung	Reibwinkel ρ' [°]
Spindel	Mutter		
Stahl	Gusseisen	Trocken	12
Stahl	CuZn – CuSn Legierungen	Trocken	10
Stahl	Spezial Kunststoff	Trocken	6
Stahl	Gusseisen	Geschmiert	6
Stahl	CuZn – CuSn Legierungen	Geschmiert	6
Stahl	Spezial Kunststoff	Geschmiert	2.5

Abbildung 61.3: Werte für den Reibwinkel

Das + in der Formel gilt für das 'Anziehen', das - für das 'Lösen' der Spindel. In der KISSsoft-Berechnung werden jeweils beide Fälle berechnet und im Protokoll ausgegeben.

Berechnung der Knickung (nur bei langen Spindeln):

Zuerst muss der Schlankheitsgrad ermittelt werden.

$$\lambda = \frac{lk}{i} = \frac{lk}{\sqrt{I / A_3}} = \frac{lk}{\sqrt{\frac{\pi \cdot d_3{}^4 \cdot 4}{64 \cdot d_3{}^2 \cdot \pi}}} = \frac{lk \cdot 4}{d_3}$$

λ: Schlankheitsgrad der Spindel

lk: rechnerische Knicklänge

i: Trägheitsradius

Für die Spindel sind nur 3 verschiedene Werkstoffe zulässig, damit man den Schlankheitsgrad richtig definieren kann.

Elastische Knickung liegt vor, wenn λ>=λ0 = 105 für S235; λ>=89 für E295 und E335.

$$\sigma_K = \frac{E \cdot \pi^2}{\lambda^2}$$

Für den unelastischen Bereich nach Tetmajer und λ<105 für S235.

$$\sigma_K = 310 - 1.14 \cdot \lambda$$

Für λ<89 und für E295 und E335:

$$\sigma_K = 335 - 0.62 \cdot \lambda$$

Für den unelastischen Fall kann auch nach der Gleichung der Johnson-Parabel gerechnet werden. (auch für andere Werkstoffe)

$$\sigma_K = \sigma_{dS} - (\sigma_{dS} - \sigma_{dP}) \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda 0} \right)^2$$

Die Sicherheit kann dann wie folgt gerechnet werden:

$$S = \frac{\sigma_K}{\sigma_{vorh}} \geq S_{erf}$$

Die erforderliche Sicherheit ist bei elastischer Knickung Serf≈3...6, bei unelastischer Knickung Serf≈4...2.

Bei einem Schlankheitsgrad < 20 muss die Knickung nicht mehr berechnet werden.

Berechnung der Mutter:

Es wird die Flächenpressung der Mutter berechnet aus der Mutterlänge:

$$p = \frac{F \cdot P}{l_1 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \leq p_{zul}$$

P: Gewindeteilung

l1: Länge des Muttergewindes

d2: Flankendurchmesser des Gewindes

H1: Flankenüberdeckung des Gewindes

pzul: zulässige Flächenpressung

Wegen der ungleichmässigen Verteilung der Flächenpressung sollte die Länge der Mutter nicht grösser als 2.5*d sein. Bei der Auslegung wird die Länge auf 2.5* d gesetzt, wenn sie grösser ist.

Wirkungsgrad und Selbsthemmung:

Der Wirkungsgrad der Umwandlung von Drehbewegung in Längsbewegung:

$$\eta \approx \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \rho')}$$

Die Umwandlung der Bewegung ist nur möglich bei nicht selbsthemmenden Gewinde, der Grenzwert dabei ist, wenn φ=ρ' ist, ist der Wirkungsgrad 0,5.

Ist φ>ρ' ist das Gewinde nicht mehr selbsthemmend.

Die zulässigen Werte sind jeweils aus den Tabellen des Roloff Matek.

61.2 Auslegungen

Bei diesem Berechnungsmodul können der Kerndurchmesser d3 bei einer lange druckbelasteten Spindel berechnet werden, wenn man auf 'Eigene Eingabe' stellt.

Weiter kann die Mutterlänge anhand der zulässigen Flächenpressung und der Sollsicherheit bestimmt werden.

61.3 Einstellungen

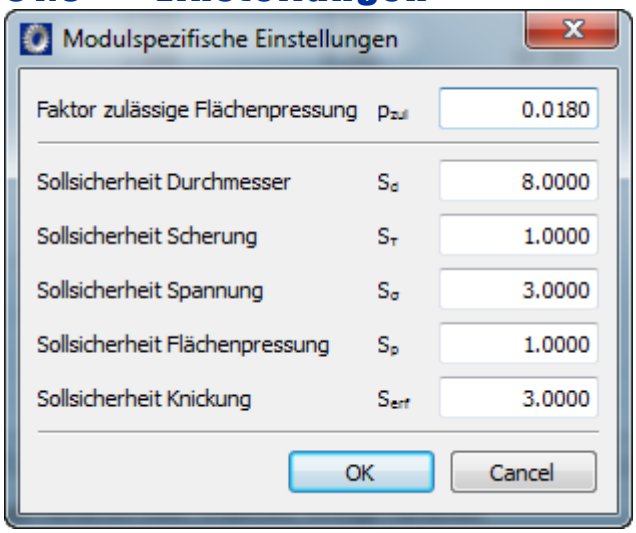


Abbildung 61.4: Eingabemaske Einstellungen

- Faktor zulässige Flächenpressung: mit diesem Faktor wird das Verhältnis zu Rm bestimmt, das Heisst pzul = fpzul*Rm
- Sollsicherheiten Durchmesser, Scherung, Spannung, Flächenpressung und Knickung: für die Berechnung und die Auslegungen

61.4 Werkstoffe

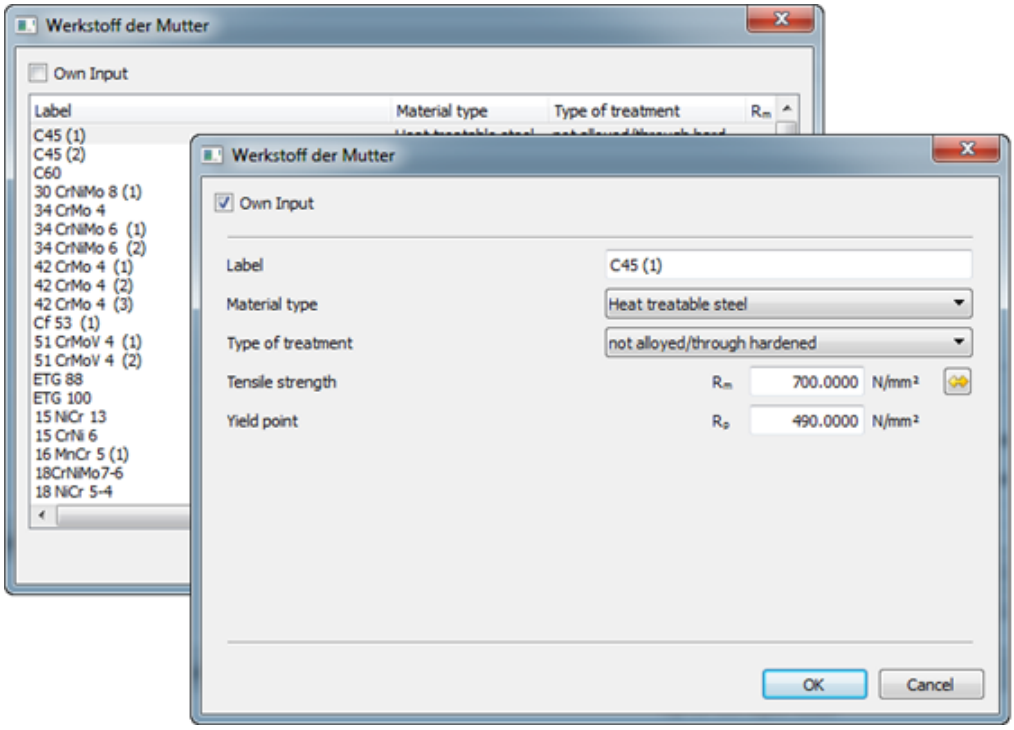


Abbildung 61.5: Eingabemaske der Mutterwerkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird der Flag `Eigene Eingabe` gesetzt, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Seite I-89) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

Diese Auswahl verschiedener Werkstoffe ist nur bei der Mutter möglich. Bei der Spindel kann man wählen zwischen den Werkstoffen E295 (St 50.2), E335 (St 60.2) und S235 (37.3), da die Berechnung der Knickung nur für diese Werkstoffe bestimmt ist.

Die Festigkeitswerte zu den 3 Werkstoffen wurden fest gesetzt:

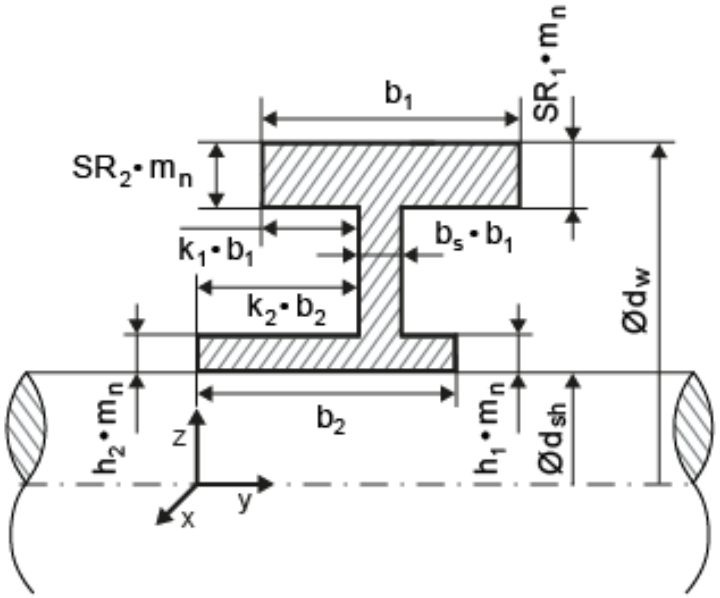
- E295 (St 50.2): Rp02 = 295 N/mm^2; σzdSch = 295 N/mm^2; σzdW = 195 N/mm^2; λ0 = 89; τtSch = 205 N/mm^2; τtW = 145 N/mm^2
- E335 (St 60.2): Rp02 = 335 N/mm^2; σzdSch = 335 N/mm^2; σzdW = 235 N/mm^2; λ0 = 89; τtSch = 230 N/mm^2; τtW = 180 N/mm^2
- S235 (St 37.3): Rp02 = 235 N/mm^2; σzdSch = 225 N/mm^2; σzdW = 140 N/mm^2; λ0 = 105; τtSch = 160 N/mm^2; τtW = 105 N/mm^2

Kapitel 62
Verformung des Radkörpers

Mit diesem Modell kann die Verformung eines Radkörpers mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) berechnet werden.

62.1 Berechnungsverfahren

Der erste Schritt des Berechnungsverfahrens besteht im Importieren der erforderlichen Daten, die in der folgenden Abbildung zusammengestellt sind:



Die wichtigsten Angaben sind:

Zahnbreite (b_1)
Nabenbreite (b_2)
Wälzkreisdurchmesser (d_w)
Wellendurchmesser (d_{sh})
Normalmodul (m_n)
Kranzdickenfaktor (SR_1)
Kranzdickenfaktor (SR_2)
Nabenhöhen-Koeffizient (h_1)
Nabenhöhen-Koeffizient (h_2)
Stegdicken-Koeffizient (b_s)
Aussparungskoeffizient (k_1)
Aussparungskoeffizient (k_2)

Bitte beachten Sie, das diese Eingabe als Faktor oder als Abmessung gemacht werden kann. Hohlräder können auch berechnet werden.
Einige dieser Daten können auch direkt aus einer definierten Zahnradpaar-Berechnungsdatei ausgelesen werden.
Die FE-Netzauflösung kann auch eingegeben werden.

Nach der Einstellung der Geometriedaten kann der Werkstoff der Nabe in der Datenbank ausgewählt werden. Danach muss die angewandte Last definiert werden.

Hierfür wird eine Linienlast auf den Radkörper angewandt (in einer spezifizierten Lastrichtung). Eine andere Option ist die Berechnung der Steifigkeitsmatrix des Radkörpers und deren Speicherung in einer Datei. Die erzeugte Datei kann dann direkt in eine Wellenberechnungsdatei importiert werden, um die Steifigkeitsmatrix des Radkörpers zu definieren und in den Wellenberechnungen zu berücksichtigen.

Der von KISSsoft im Hintergrund aufgerufene FEM-Solver ist der Open-Source-Solver Code_Aster, der unter http://www.code-aster.org/ zu finden ist. Auch der Präprozessor für den Aufbau des FE-Modells ist ein Open-Source-Programm mit dem Namen Salome und unter diesem Link zu finden http://www.salome-platform.org/. Beide Programme können mit Hilfe der KISSsoft DVD installiert oder über die KISSsoft-Website heruntergeladen werden, damit immer mit der richtigen Version gearbeitet werden kann. Die einzige Voraussetzung für die Arbeit mit dieser Methode ist die Installation von Java (kann unter https://www.java.com heruntergeladen werden) und die richtige Einstellung des bin-Verzeichnisses für die java.exe in KISSsoft unter `Extras->Einstellungen->Verzeichnisse` JAVADIR. Zu beachten ist, dass die Ordner dieser FEM-Programme (FEPreProcessor und FESolver) an einen beliebigen Ort kopiert werden können. Dieser Ort muss in KISSsoft unter `Extras->Einstellungen->Verzeichnisse`->FEMDIR festgelegt werden (standardmässig ist dies der KISSsoft Installationsordner). Pfadnamen mit Umlauten oder anderen Sonderzeichnen sollten nicht verwendet werden.

Sowohl der Solver als auch der Präprozessor sind mit GPL-Lizenz erhältlich, ebenso wie die Versionen auf den obigen Webseiten (mehr zu dieser Lizenz ist in den Installationsordnern dieser Programme in KISSsoft und auf den jeweiligen Webseiten zu finden).

Zu beachten ist, dass beim erstmaligen Starten des Präprozessors der Netzwerkzugang des Präprozessors über die Windows-Firewall angefordert wird. Dies kann durch Drücken von „Abbrechen" ignoriert werden.

62.2 Ergebnisse

Ist eine einzelne Linienlast definiert, werden jetzt die maximale Verformung des Radkörpers und die Koordinaten des Punkts mit maximaler Verformung ersichtlich. Mit `Grafiken->Radkörper-Deformation` kann der Benutzer auch die Verformung der Linie erkennen, in der die Linienlast angewandt wurde. Ausserdem kann bei Bedarf das FE-Programm selbst gestartet werden. Hierfür ist nach dem Ende der Berechnung Option `Berechnung->Salome öffnen` zu wählen. Der Benutzer kann dann entweder die Datei „GearBody.unv" öffnen, um das FEM-Eingriffsmodell zu sehen, oder er kann die Datei „Aster.0.med" öffnen, um die Ergebnisse zu sehen. Für die Anzeige der Vernetzung (Mesh) in Salome ist das Mesh-Modul in der Dropdown-Liste der Salome-Werkzeugleiste auszuwählen und dann die Option Datei->>Import->>UNV-Datei zu wählen. Für die Ergebnisanzeige ist das ParaViS-Modul in Salome zu wählen und dann die oben erwähnte „med"-Datei zu öffnen. Mehr Informationen über das Arbeiten mit der Vernetzung und den Ergebnisdateien in Salome sind in einer speziellen KISSsoft-Anleitung zu finden. Diese Dokumentation können Sie über die Hotline beziehen.

Kapitel 63
Kunststoff-Manager

Mit diesem Modul können neue Kunststoffe in der KISSsoft-Werkstoffdatenbank hinzugefügt werden, wenn die Werkstoffkenndaten zur Verfügung stehen. Wenn ein Werkstoff in der Datenbank hinzugefügt wird, wird eine zugehörige .DAT-Werkstoffdatei erzeugt.

Derzeit umfasst die KISSsoft-Datenbank mehr als 45 Kunststoffe. Aber obwohl viele Kunststoffe für die Zahnradberechnung zur Verfügung stehen, ist es trotzdem oft erforderlich, eigene Werkstoffe in der KISSsoft-Datenbank hinzuzufügen. Um einen neuen Werkstoff in der KISSsoft-Datenbank hinzuzufügen, müssen mindestens die folgenden Werkstoffkenndaten bekannt sein:

- Poissonzahl
- Reibungskoeffizient für Öl, Fett und Trockenlauf
- Temperaturabhängiges Elastizitätsmodul

Sind weitere Werkstoffkenndaten bekannt (Zugfestigkeit und/oder Streckgrenze, temperaturabhängige Verschleissfaktoren, Wärmedehnungskoeffizient, zulässige Fuss-/Flankenspannungen usw.), können diese ebenfalls in der KISSsoft-Datenbank hinzugefügt werden. Je mehr Werkstoffkenndaten vorhanden sind, umso fundiertere Berechnungen für Kunststoffzahnräder sind möglich.

Stehen Ergebnisse aus Zahnradtests zur Verfügung, so kann auch die zulässige Fuss- und/oder Flankenspannung berechnet und die Ergebnisse in einer .DAT - Datei für den Werkstoff eingetragen werden. Mit diesen Daten können Sicherheitsfaktoren über die gesamte Lebensdauer berechnet werden.

Im Tab `Basisdaten` können allgemeine Werkstoffkenndaten (Dichte, Materialtyp, Wasseraufnahme usw.) sowie tribologische Kenndaten (Reibungskoeffizient und Verschleissfaktor) eingegeben werden. Die spezifische Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit werden in der Werkstoffdatenbank lediglich zur Information erfasst.

Tribologische Eigenschaften können einzeln für Öl, Fett und Trockenlauf eingegeben werden. Wenn Daten verfügbar sind, können die temperaturabhängigen Verschleissfaktoren für alle Schmierbedingungen in der entsprechenden Tabelle der temperaturabhängigen Verschleissfaktoren eingegeben werden.

Ist die Temperaturabhängigkeit des Verschleissfaktors nicht bekannt, setzt KISSsoft den gleichen Temperaturbereich für den Verschleissfaktor wie für die

Elastizitätsmoduldaten voraus. Auch ergänzende Kommentare werden in einer entsprechenden .DAT-Datei angezeigt.

Temperaturabhängige Werkstoffdaten (Elastizitätsmodul, Zugfestigkeit und Streckgrenze) können im Tab `Testdaten` eingegeben werden.

Stehen Ergebnisse aus Zahnradtests zur Verfügung, so kann die zulässige Zeitfestigkeit für Fuss und/oder Flanke berechnet werden. Die Testdaten sind in Tabelle "Abmasse Prüfrad" im Tab `Testdaten` einzugeben.

63.1 Testergebnisse der Zahnräder

Es sind 2 verschiedene Arten von Testergebnissen für die Berechnung der zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannung verwendbar. Der erste Ergebnistyp (Fall I) wird an einem identischen Stirnradpaar für den Test (.Z12) gemessen. Der zweite Ergebnistyp (Fall II) kann an verschiedenen Stirnradgeometrien (2 Zahnräder (.Z12), 3 Zahnräder (.Z15), 4 Zahnräder (.Z16) und Planetengetrieben (.Z14)) mit unterschiedlichen Schmierbedingungen gemessen werden. Es ist nicht möglich, beide Datensätze gleichzeitig einzugeben und zu berechnen. Gehen Sie zum Umschalten zwischen den 2 Fällen zu `Modulspezifische Einstellungen -> Einzelne Datei zu Test`.

63.1.1 Fall I. Testergebnisse für identische Prüfräder

Diese Testergebnisse werden im Allgemeinen auf Prüfständen gemessen. Die Geometrie der Prüfräder muss in einer separaten KISSsoft-Datei (.Z12) festgelegt werden, die über die Benutzeroberfläche ausgewählt werden kann (Tab `Testdaten`). In diesem Fall ist nur 1 Schmiermodell möglich, das in der Testdatei einzugeben ist.

Von der Dateneingabe in der Testtabelle muss eine Datei zum Prüfrad erstellt und ausgewählt werden. Die Benutzeroberfläche wird anhand der Einstellungen der Testdatei angepasst. Die Werkstoffkenndaten des ausgefallenen Rads in der Testdatei sind nicht wichtig, da diese mit benutzerdefinierten Werten überschrieben werden, die in den Tabs `Basisdaten` und `Testdaten` eingegeben werden. Der ausgewählte Werkstoff für das ausgefallene Rad muss ein Kunststoff sein (zum Beispiel PA66 (VDI 2736)). Es müssen jedoch die richtigen Werkstoffkenndaten für den Gegenwerkstoff eingestellt werden.

Wenn die Testdatei ausgewählt wird, muss auch das ausgefallene Rad ausgewählt werden. Sind beide Werkstoffe der ausgewählten Testdatei Kunststoffe, kann der Benutzer zwischen Rad 1 und 2 wählen. In allen anderen Fällen wird das ausgefallene Rad automatisch ausgewählt. Ein Ausfall ist nur an Rad 1 oder Rad 2, nicht an beiden Rädern gleichzeitig möglich.

Für die Testdateien gelten die folgenden Einschränkungen:

- Es muss die Berechnungsmethode für Kunststoffräder ausgewählt werden
- Option `Temperaturen Fuss/Flanke berechnen` muss deaktiviert sein (für Fett und Trockenlauf)
- Berechnung ohne Lastkollektiv
- Mindestens 1 Rad muss aus einem Kunststoff bestehen

- Tab `Belastung` muss sichtbar sein

Für die Berechnungen der zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannung müssen die folgenden Testergebnisse zur Verfügung stehen:

- Drehmoment, Drehzahl und Anzahl der Zyklen bis Ausfall des ausgefallenen Rads. Nach VDI 2736 müssen alle Tests bis zum Versagen fortgesetzt werden
- Umgebungs- , Fuss- und Flankentemperatur (abhängig von der Ausfallursache) oder Öltemperatur (bei Ölschmierung) des ausgefallenen Rads
- Besteht das Gegenrad aus Kunststoff und ist für den Ausfall Option `Flanke` eingestellt, muss auch die Flankentemperatur des Gegenrads eingestellt werden
- Art der Ausfallursache (einstellbar: kein Fehler, Fuss, Flanke oder Verschleiss)

Die Tabelle mit den Abmassen des Prüfrads kann auch aus einer Datei eingelesen werden, es ist jedoch eine geeignete Dateistruktur zu verwenden (siehe Beispieldatei K17_testResults.DAT).

Zusätzliche Einstellungen für die Berechnung der zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannung sind im Tab `Testdaten` und unter `Modulspezifische Einstellungen` möglich. Die Kapitel 1.2 und 1.3 enthalten zusätzliche Erklärungen zu den einzelnen Parametern.

63.1.2 Fall II. Testergebnisse von Rädern mit unterschiedlicher Radgeometrie

Zum Aktivieren dieser Option ist "Einzelne Datei zu Test" in `Modulspezifische Einstellungen` zu deaktivieren. Je nach Auswahl werden die erforderlichen Eingabefelder in der Testdatentabelle automatisch angepasst.

In Tabelle "Abmasse Prüfrad" müssen für jede Testdatei das ausgefallene Rad, der Ausfallursache und das Gegenrad ausgewählt werden. Die Radnummern für die .Z12-Datei sind [1,2], für Z15 [1,2,3], für Z16 [1,2,3,4] und für Z14 [1=Sonne, 2=Planeten, 3=Hohlrad]. Drehmoment, Drehzahl, Zyklen bis Ausfall und Temperaturen sind in den einzelnen Prüfraddateien einzustellen.

Zusätzliche Einstellungen für die Berechnung der zulässigen Fuss- und/oder Flankenfestigkeit sind im Tab `Testdaten` und unter `Modulspezifische Einstellungen` möglich. Die Kapitel 1.2 und 1.3 enthalten zusätzliche Erklärungen zu den einzelnen Parametern.

63.2 Zusätzliche Einstellungen im Tab "Testdaten"

Schadenswahrscheinlichkeit: Die berechnete durchschnittliche Anzahl der Zyklen bis Ausfall (50 % Schadenswahrscheinlichkeit) wird nach dem ausgewählten statistischen Verfahren für eine ausgewählte Schadenswahrscheinlichkeit neu berechnet.

Temperaturdifferenz für Zusammenfassen $\Delta\theta_{merge}$: Nach VDI 2736-4 [109] sind für jede Testbedingung (Drehmoment und Drehzahl) mindestens 3 Tests durchzuführen. In der Theorie sollten Zahnräder bei einheitlichen Testbedingungen auch identische Fuss- und Flankentemperaturen aufweisen. In der Praxis ist dies aber oft nicht zutreffend. Mit $\Delta\theta_{merge}$ können solche Temperaturabweichungen berücksichtigt werden.

	Moment	Drehzahl	Fusstemperatur	NL
1	1.00 Nm	750/min	100	$1.01 \cdot 10^6$
2	1.05 Nm	750 min	105	$1.13 \cdot 10^6$
3	1.00 Nm	750/min	120	$0.82 \cdot 10^6$
4	1.00 Nm	750/min	98	$1.05 \cdot 10^6$

Tabelle 1 63.1: Zusammenfassen der Testergebnisse

Wenn $\Delta\theta_{merge}$= 8°C werden Tests 1, 2 und 4 in Tabelle 1 zusammengefasst und für die weitere Bewertung verwendet, Test 3 wird vernachlässigt.

Abweichung des Drehmoments beim Zusammenfassen: Sind die Abweichungen bei Drehmoment (oder Spannung) kleiner als die eingestellte Abweichung des Drehmoments beim Zusammenfassen (in %), dann werden diese Messwerte für die weitere Bewertung berücksichtigt. Beispiel aus Tabelle 1: Wenn die Abweichung bei Zusammenfassen gleich 5 % ist, werden Tests 1, 2 und 4 zusammengefasst. Ist die Abweichung bei Zusammenfassen kleiner, werden nur Tests 1 und 4 zusammengefasst (Test 3 wird auf Grund der Bedingung $\Delta\theta_{merge}$ nicht berücksichtigt).

Temperaturdifferenz für Gruppierung $\Delta\theta_{group}$: Nach der Zusammenfassung müssen die Ergebnisse auch nach Fuss- oder Flankentemperaturen gruppiert werden, damit sie in eine .DAT-Werkstoffdatei geschrieben werden können. Mit $\Delta\theta_{group}$ können Ergebnisse gruppiert werden, auch wenn die Temperaturmesswerte nicht identisch sind. Wenn $\Delta\theta_{group}$ =5°C werden Tests 1, 2 und 3 in Tabelle 2 gruppiert und mit der gleichen Temperatur von 20 °C eingetragen (als Referenztemperatur wird immer die niedrigste Temperatur verwendet).

	Spannung	Fusstemperatur	NL
1	100 MPa	20°C	$1.01 \cdot 10^6$
2	80 MPa	22°C	$2.13 \cdot 10^6$
3	60 MPa	25°C	$3.82 \cdot 10^6$
4	40 MPa	98°C	$5.14 \cdot 10^5$
5	30 MPa	102°C	$9.02 \cdot 10^5$

```
DATA
                          20
0.000e+000    100.0
1.010e+006    100.0
2.130e+006     80.0
3.820e+006     60.0
3.820e+006      0.0
END
```

Tabelle 2 63.2: Gruppierung der Ergebnisse in einer DAT.Datei

Für die Berechnung der Zyklen bis Ausfall können die folgenden **statistischen Verfahren** angewandt werden (die Berechnung beruht auf der benutzerdefinierten Schadenswahrscheinlichkeit):

- Statistisches Verfahren nach VDI 2736-4
- Normalverteilung
- Weibull-Verteilung (2 Parameter)

Statistisches Verfahren nach VDI 2736-4
Es wird das Verfahren nach VDI 2736-4 [109] (s. Abschnitt "Literaturverzeichnis" auf Seite X-2) für die statistische Berechnung der Zyklen (Lastwechsel) bis zum Ausfall angewandt. Der einzige Unterschied liegt darin, dass nach VDI eine Standard-Schadenswahrscheinlichkeit von 10 % benutzt wird. In KISSsoft dagegen können die Zyklen bis zum Ausfall mit einer benutzerdefinierten Schadenswahrscheinlichkeit berechnet werden.

Normalverteilung
Für die Berechnung der Zyklen bis zum Ausfall kann eine Normalverteilung (Gausssche Verteilung) angenommen werden. Nähere Informationen zu diesem Verfahren ist der Fachliteratur zu entnehmen [110] (s. Abschnitt "Literaturverzeichnis" auf Seite X-2).

Weibull-Verteilung (2 Parameter)
Für die Berechnung der Zyklen bis zum Ausfall kann eine Weibull-Verteilung mit 2 Parametern angenommen werden. Weitere Informationen zum angewandten Verfahren enthält [111]. Für die Berechnung der Weibull-Parameter wird die relative Kleinstquadratemethode angewandt.

63.3 Einstellungen unter Modulspezifische Einstellungen

Minimale Anzahl Datenpunkte für das Zusammenfassen:
Der Benutzer kann die Mindestanzahl der erforderlichen Tests für die Zusammenfassung begrenzen. Die kleinstmögliche Anzahl ist 2, nach VDI 2736 sind jedoch mindestens 3 Messungen erforderlich.

Minimale Anzahl Datenpunkte für Gruppierung:
Mit dieser Einstellung kann der Benutzer die Mindestanzahl zusammengefasster Punkte festlegen, die für die Gruppierung der Ergebnisse in einer .DAT-Datei benötigt werden. Die kleinstmögliche Anzahl ist 2.

Abweichung maximale Anzahl Zyklen bis Ausfall:
Es sind für jede Testbedingung (Drehmoment und Temperatur) mindestens 3 Tests durchzuführen, um eine statistische Verteilung der Zyklen bis zum Ausfall zu erhalten. Wenn die Standardabweichung der Zyklen bis zum Ausfall geteilt durch den Mittelwert der Zyklen bis Ausfall den Sollwert übersteigt, wird eine Warnmeldung angezeigt.

Max. Drehzahlabweichung:
Wenn die Standardabweichung der Drehzahl geteilt durch den Mittelwert der Drehzahl den Sollwert übersteigt, wird eine Warnmeldung angezeigt.

Spannungskorrekturfaktor des Referenzprüfrades (Y_{ST}):
Die berechneten Zahnfussspannungen werden durch den Spannungskorrekturfaktor normalisiert und dann in eine .DAT-Werkstoffdatei eingetragen.

$$\sigma_{F,DAT} = \frac{\sigma_{F,CALC}}{Y_{ST} \cdot S_F}$$

Zahnfusssicherheit (S_{FMIN}):
Die berechneten Zahnfussspannungen werden durch den Zahnfusssicherheitsfaktor geteilt und dann in eine .DAT-Datei eingetragen.

Flankensicherheit (S_{HMIN}):
Die berechneten Zahnflankenspannungen werden durch den Zahnflankensicherheitsfaktor geteilt und dann in eine .DAT-Datei eingetragen.

Einschaltdauer, Wärmeübergangswiderstand des Gehäuses, wärmeabführende Oberfläche des Gehäuses:
Die eingestellten Werte werden für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten der Räder auf Basis der gemessenen Fuss- und Flankentemperaturen verwendet. Für nähere Informationen, siehe VDI 2736-2 [109].

63.4 Extrapolation der berechneten zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannungen

Stehen Ergebnisse für die Fuss- und/oder Flankenermüdung zur Verfügung, so können die berechneten Ergebnisse extrapoliert werden. Dies ist im Tab `Datenextrapolation` möglich. Mit Methode 1 können Daten bis zur benutzerdefinierten Anzahl Lastzyklen extrapoliert werden (Extrapolieren auf Zyklen). Die Extrapolation ist mit einer durchschnittlichen Steigung oder 0.5x durchschnittliche Steigung möglich. Mit Methode 2 können Sie festlegen, welcher Schritt nach den benutzerdefinierten Lastzyklen erfolgen soll – entweder Einstellen der zulässigen Festigkeit auf 0 oder Einstellen der Zyklen auf Unendlich (bei einer bestimmten zulässigen Spannung).

Für Fuss, Flanke Öl, Flanke Fett und Flanke Trocken stehen individuelle Extrapolationsoptionen zur Verfügung. Das Ergebnis der Datenextrapolation ist in den Grafiken unter S-N-Kurve zu sehen.

Die berechneten Ergebnisse können auf niedrigere Temperaturen ausgedehnt werden, indem die Option `Temperaturbereich erweitern` ausgewählt wird. Einzustellen sind die Parameter für die Mindesttemperatur (diese muss niedriger als die niedrigste berechnete Temperatur in den Ergebnissen sein) und der Faktor für die Erhöhung der zulässigen Spannung (Faktor muss ≥ 1 sein). Die Ergebnisse sind in den S-N-Grafiken oder in der generierten .DAT-Datei zu sehen.

63.5 Weitere Berechnungsmöglichkeiten

Stehen Ergebnisse zur Verfügung, so kann der Verschleissfaktor k_w nach VDI2736-2 aus der Zahngeometrie des Prüfrads berechnet werden. Dies muss unter `Modulspezifische Einstellungen` aktiviert werden (Option `Verschleiss-Faktoren aus Prüfrad berechnen` auswählen). In der Messwerttabelle erscheint dann ein zusätzliches Feld „Durchschnittlicher Verschleiss". Für die Berechnung des Faktors k_w muss Verschleiss als Ausfallursache ausgewählt werden. Die berechneten Verschleissfaktoren werden im Protokoll angegeben. Die Verschleissfaktoren werden nicht in die .DAT-Datei eingegeben.

Für Schmierung Fett oder Trocken werden die Wärmeübergangsbeiwerte k_0 für Fuss und Flanke des ausgefallenen Rads automatisch nach VDI 2736-2 berechnet. Die berechneten Faktoren werden auch im Protokoll angezeigt.

63.6 Werkstoff in die KISSsoft-Datenbank eintragen

Im Tab `DAT-Datei` kann eine .DAT-Datei erzeugt und geöffnet und ein Werkstoff automatisch in einer KISSsoft-Datenbank gespeichert werden.

63.7 Grafiken

Ausgehend von den Werkstoffeingaben und Rechenergebnissen stehen die folgenden Grafiken zur Verfügung.

- Elastizitätsmodul in Bezug zur Temperatur
- Zugfestigkeit und/oder Streckgrenze in Bezug zur Temperatur
- Verschleissfaktor in Bezug zur Temperatur
- S-N-Kurven (Wöhlerlinien) für Fuss und Flanke (alle Schmierarten)

Teil IX

KISSsys

Kapitel 64
KISSsys: Systeme von Berechnungen

64.1 Allgemeines

KISSsys ist eine Erweiterung zum Berechnungsprogramm KISSsoft. Mit KISSsoft können einzelne Wellen, Zahnräder oder Welle-Nabe-Verbindungen ausgelegt, optimiert und nachgerechnet werden. KISSsys ist dagegen zur Verwaltung von Systemen von Maschinenelementen geeignet.

Einige spezielle Verknüpfungen zwischen verschiedenen Berechnungen sind bereits in KISSsoft vorhanden. So können Lagerkräfte aus der Wellenberechnung übernommen werden und Zahnräder können auf eine Welle gesetzt werden. Wenn grössere Systeme wie z.B. ein mehrstufiges Getriebe mit mehreren Wellen und Zahnrädern betrachtet wird, müssen jedoch Leistungen und Drehzahlen für jede Stufe einzeln eingegeben werden. Sollen mehrere Lastfälle berechnet werden, muss in jeder Berechnung die Belastung aktualisiert werden.

Im Gegensatz zu KISSsoft, wo die einzelne Berechnung im Vordergrund steht, wird mit KISSsys die Betrachtung als System ermöglicht. KISSsys ist jedoch kein Ersatz für KISSsoft, sondern eine Erweiterung, die die bewährten Berechnungsmodule benutzt. KISSsys verwaltet sozusagen die Beziehungen zwischen einzelnen Elementen und delegiert die Berechnung der einzelnen Elemente an KISSsoft.

64.1.1 Aufbau von KISSsys

KISSsys basiert auf einer Objektverwaltung namens Classcad. Classcad managt die Verwaltung der KISSsys Elemente, wertet die Ausdrücke für Variablen aus und stellt einen Interpreter zur Verfügung, so dass der Benutzer auch Funktionen für spezielle Zwecke erstellen kann.

Aufbauend auf diese Basis stehen eine Benutzerschnittstelle und eine Ankopplung an KISSsoft zur Verfügung. Die Funktionalität der Benutzerschnittstelle unterscheidet sich für Administratoren, die neue Systeme erstellen oder die Struktur der Systeme ändern, und normale Benutzer die bei gleicher Struktur lediglich Daten ändern, nachrechnen und Ergebnisse betrachten. Das Erstellen von neuen Systemen erfordert einen grösseren Aufwand und ein besseres Verständnis des Programmaufbaus, während die Verwendung eines bestehenden Systems leicht möglich ist.

64.1.2 Einsatzmöglichkeiten von KISSsys

Auf unterster Stufe bietet KISSsys eine Gruppierung von Berechnungen. Alle Berechnungen, die zu einem System gehören, können von einer Oberfläche aus aufgerufen werden. Ausserdem erhält man einen Überblick über die wichtigsten Ergebnisse aller Berechnungen. So ist sofort ersichtlich, welches Zahnradpaar oder welche Welle kritisch ist.

Allein diese Sicht auf alle interessierenden Berechnungen bietet bereits eine erhebliche Arbeitserleichterung.

Als nächsten Schritt bietet KISSsys die Möglichkeit, Verknüpfungen zwischen Variablen vorzugeben. Beispielsweise können die Drehzahlen bei einem Getriebe aus den Eingangsdrehzahlen und den Übersetzungen berechnet werden. Der Leistungsfluss kann ebenso in KISSsys beschrieben werden. Folglich muss in KISSsys nur noch an sehr wenigen Stellen die Belastung für die Berechnungen eingegeben werden. Dies bietet die Möglichkeit, ein komplexes System schnell für verschiedene Belastungsfälle nachzurechnen.

In KISSsys ist es möglich, Tabellen für Lastfälle oder auch Varianten zu hinterlegen. So müssen die Belastungsdaten nicht immer neu eingegeben werden. Auch können die Daten für Varianten einer Konstruktion hinterlegt werden. Auf Knopfdruck können dann alle Berechnungen für eine ausgewählte Belastung oder Variante durchgeführt werden.

Wenn z.B. bei einer Welle mit unbekannter Richtung einer Radialkraft (z.B. durch einen Riementrieb/Seilzug, dessen Richtung erst beim Einbau der Anlage feststeht) der ungünstigste Fall bestimmt werden soll, könnte man diese Kraft in KISSsys in Schritten um 360° rotieren lassen.

KISSsys kann nicht nur in der Konstruktion von Nutzen sein, es gibt auch Anwendungen im Vertrieb. Mit KISSsys kann im Rechner beispielsweise ein Standardgetriebe hinterlegt werden. Fordert der Kunde nun andere Belastungen eines solchen Getriebes als bei der Konstruktion zugrunde gelegt wurden, kann mit Hilfe von KISSsys schnell überprüft werden, ob das Getriebe den Anforderungen standhält.

Verschiedene Anwendungsbeispiele stehen auf der KISSsoft CD oder Website zur Illustration zur Verfügung.

64.1.3 Die Benutzeroberfläche

Die Benutzeroberfläche liefert mehrere Sichten auf die verwalteten Daten. Es gibt Ansichten als Tabelle, die vor allem geeignet sind, einen Überblick über die Berechnungen zu bekommen. Eine weitere Ansicht als Baumstruktur stellt die Hierarchie einer Baugruppenstruktur dar, während die zweidimensionale Prinzipdarstellung vor allem zur Darstellung der kinematischen Kopplung des Systems gedacht ist. Ausserdem ist eine dreidimensionale Darstellung des gesamten Systems oder von Teilsystemen möglich.

In diesem Abschnitt werden die Bedienungsmöglichkeiten dargestellt, die ohne Administratorrechte in KISSsys vorhanden sind.

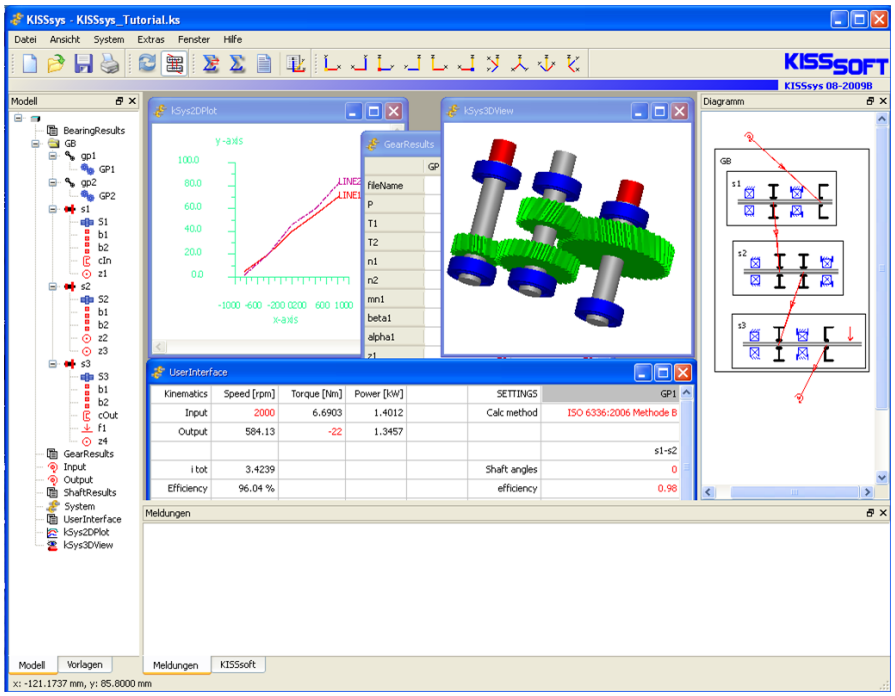


Abbildung 64.1: Die KISSsys Benutzeroberfläche mit Baumansicht, Diagrammansicht, 3D-Ansicht, Tabellen und 2D-Diagramm

64.1.3.1 Die Baumansicht

In der Baumansicht (links in → Abbildung auf Seite IX-4) werden alle im System vorhandenen Elemente hierarchisch aufgelistet. Damit lässt sich eine Baugruppenstruktur abbilden. Neben dem Namen des Elementes befindet sich ein Bitmap, das den Typ des Elementes kennzeichnet. blau hinterlegte Bitmaps stehen für KISSsoft-Berechnungen, grau hinterlegte Bitmaps für Variablen wie Zahlen, Funktionen oder Zeichenketten. Mit der rechten Maustaste kann jeweils ein Popup-Menü geöffnet werden, womit Funktionen für das Element zur Verfügung gestellt werden.

Für jedes Element gibt es einen `Eigenschaften`- Dialog, der hier aufgerufen werden kann. Im `Eigenschaften`-Dialog steht eine Übersicht über die Datenelemente oder Variablen zur Verfügung. Sie können allerdings nur durch den Administrator verändert werden.

Bei den KISSsoft-Berechnungen lässt sich im Popup-Menü über `kSoftInterface` das entsprechende KISSsoft-Modul starten; die Berechnungsdaten können dann in KISSsoft geändert oder beurteilt werden. Mit `kSoftReport` wird das Berechnungsprotokoll angezeigt und mit `Calculate` wird die Berechnung ohne Benutzerschnittstelle im Hintergrund durchgeführt. Der Austausch von Daten mit KISSsoft erfolgt nur über die KISSsys Berechnungselemente.

64.1.3.2 Die Diagrammansicht

In der Diagrammansicht (rechts in → Abbildung auf Seite IX-4) wird die kinematische Kopplung der Elemente dargestellt. Die Elementstruktur hat zunächst nichts mit den Berechnungen zu tun. Die Berechnungen benutzen lediglich die Daten der Wellen, Zahnräder und Verbindungen und lassen sich beliebig zufügen und löschen.

Die Struktur besteht aus Wellen und deren Unterelementen -- Zahnräder, Kräfte, Kupplungen und Lager. Die kinematische Kopplung und der Leistungsfluss zwischen den Wellen werden über `Verbindungen` hergestellt. Die Verbindung besitzt die Berechnungsvorschrift zur Übertragung der Drehzahl zum nächsten Element (normalerweise einfach die Übersetzung) und sie überträgt ein Drehmoment, auch verlustbehaftet mit einem Wirkungsgrad.

Mit Drehzahl/Drehmoment-Elementen werden das von aussen zugeführte Drehmoment und eine Drehzahl festgelegt. Es kann jeweils angegeben werden, ob die Drehzahl oder das Drehmoment bekannt sind oder ob sie von KISSsys berechnet werden sollen. Die Anzahl vorgegebener Werte muss der Anzahl Freiheitsgrade entsprechen.

Die Elemente in der Diagrammansicht können mit der linken Maustaste verschoben werden. Mit der rechten Maustaste steht ein Popupmenu wie bei der Baumansicht zur Verfügung. Der Zoomfaktor kann mit den Tasten '+' und '-' sowie dem Kontextmenü mit der rechten Maustaste verändert werden.

64.1.3.3 Die Tabellenansicht

Die Tabellen können über die Funktion `Show` im Popup-Menü der Baum- oder Diagrammansicht angezeigt werden. Der Inhalt der Tabellen wird beim Einrichten des Systems festgelegt. Die schwarz angezeigten Werte lassen sich nicht verändern, die roten Zahlen oder Texte lassen sich dagegen editieren. In einer speziellen Tabelle für Benutzerschnittstellen gibt es Felder mit grauemHintergrund. Mit einem Doppelklick der linken Maustaste lässt sich dort eine Funktion starten.

Der Inhalt der Tabelle lässt sich ausdrucken oder mit `Strg-C` kopieren und z.B. in einer Tabellenkalkulation einfügen.

64.1.3.4 Die 3D-Ansicht

Die Fenster für die 3D-Ansicht können über die Funktion `Show` im Popup-Menü in der Baum-Ansicht angezeigt werden. Mit der linken Maustaste kann die Ansicht gedreht, mit der rechten vergrössert oder verkleinert und mit der mittleren verschoben werden. Eine der Hauptansichten kann über das Menü oder die Toolbars ausgewählt werden.

In der 3D-Ansicht steht (über das Popup-Menü) die Möglichkeit zum Export der 3D- Geometrie in das CAD System zur Verfügung. Falls grafische Elemente angezeigt werden (siehe `System.kSys3DElements`), die Elemente können von dort aus exportiert werden, wenn die entsprechende Lizenz vorhanden ist. Falls ein 3D-Kern vorhanden ist und Solid-Elemente erzeugt werden, wird direkt eine CAD-Datei erzeugt.

64.1.3.5 Die Ausgabe von Meldungen

Im unteren Bereich (siehe → Abbildung auf Seite IX-4) des Programmfensters befindet sich ein Ausgabefenster für Meldungen. Unter `Meldungen` werden Fehlermeldungen und Warnungen aus KISSsoft Berechnungen ausgeben. Unter `KISSsoft` werden Aufrufe von KISSsoft protokolliert, diese Ansicht wird normalerweise nicht benötigt.

Im unteren Programmfenster befindet sich analog zu KISSsoft ein Informationsreiter. Falls Informationen zur jeweiligen Funktion vorhanden sind, werden sie in diesem Reiter angezeigt.

64.1.3.6 Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste

Im Hauptmenü Datei können Sie Modelle öffnen, ablegen und speichern, Projekte öffnen und schließen und KISSsys beenden. Außerdem können Sie KISSsys-Vorlagen öffnen oder schließen.

Die einzelnen Dockfenster der Benutzeroberfläche können im Hauptmenü Ansicht ein- und ausgeblendet werden. Außerdem können Sie alle Ansichten aktualisieren.

Im Hauptmenü System können Sie das KISSsoft-Protokoll generieren, die Kinematik- und die KISSsoftberechnung ausführen. Zudem können Sie ein Lastkollektiv aus der KISSsoft Datenbank für das Modell auswählen oder ein eigenes in KISSsys definieren. Die Eigenschaften der Elemente- und Variablenübersicht können über diese Funktionen aufgerufen werden.

Im Menu Einfügen können mit Hilfe der Assistenten Schritt für Schritt einfache Getriebe sowie ein Planetengetriebe mit einer Stufe aufgebaut werden. Die Elemente Box fügt wie der Assistent Elemente hinzu, jedoch ohne Beschränkung im Aufbau. Standard Vorlagen wird dazu gebraucht um Vordefinierte Modelle oder Vorlagen in das bestehende Modell hinzuzufügen.

Im Menü Extras finden Sie die Administratoreinstellungen, das Lizenztool, das Konfigurationstool und die Spracheinstellung. Unter Extras > Einstellungen können allgemeine Programmeinstellungen wie etwa die individuellen Namen für Elemente oder Tabelleneinstellungen geändert werden.

Windowskonform finden Sie am Ende der Menüleiste den Eintrag Hilfe, mit dem Sie im Handbuch von KISSsoft und der KISSsys-Programmierung navigieren können. Unter `Hilfe > Info` finden Sie Angaben zur Programmversion und zum Support von KISSsoft.

Im Hauptmenü Fenster finden Sie Aktionen zum Organisieren der geöffneten Unterfenster wie Tabellen und 3D-Ansichten. Die Aktion zum Drucken ist nur aktiv, wenn eine Tabelle geöffnet ist.

Zusätzlich zum Hauptmenü verwendet KISSsoft an vielen Stellen Kontextmenüs. Kontextmenüs bieten Zugriff auf Aktionen zu einem bestimmten Bereich oder Element des Modells. Kontextmenüs werden standardmäßig über die rechte Maustaste aufgerufen.

Über die Symbolleiste kann auf Aktionen aus den Menüs, die besonders häufig verwendet werden, schneller zugegriffen werden. Beachten Sie auch die Tooltips, welche Informationen zu den Aktionen der Symbolleiste anzeigen, sowie die weiteren Erklärungen in der Statusbar.

64.2 Modell Aufbau in KISSsys

Dieses Kapitel richtet sich an KISSsys Anwendern.

Um Modelle in KISSsys neu aufzubauen, gibt es vier Möglichkeiten. Diese werden in den folgenden vier Unterkapiteln erläutert.

64.2.1 Klassische Methode

Durch aktivieren des Administrators in `KISSsys Extras > Administrator`, erscheint im Tab Vorlage sämtliche Elemente, welche für den Aufbau von einem Model benötigt wird. Der Aufbau eines Models erfolgt durch kopieren der jeweiligen Elementen von der Vorlage und hinzufügen in den Navigationsbaum. Es ist auch möglich, die Elemente durch Verschieben von der Vorlage zum Navigationsbaum aufzubauen. Mit der klassischen Methode, können alle erdenklichen Modelle aufgebaut werden.

64.2.2 Element Assistent

Der Assistent `Zufügen > Elemente` basiert auf der klassischen Methode. Mit dieser vereinfachten Handhabung dieses Assistenten entfällt das copy-paste oder drag and drop. Um Elemente hinzuzufügen, klickt der Anwender auf das jeweilige Element und es wird in die aktuelle Struktur im Navigationsbaum eingefügt. Mit Hilfe des Elementen Assistenten können alle erdenkliche Variationen aufgebaut werden.

64.2.3 System Assistent

Für den Aufbau von Stirnrad Stufen, stellt KISSsys unter `Einfügen > System von Wellen` einen Assistent zur Verfügung. Diese führt den Anwender beim Aufbau Schrittweise durch das Model. Die Arbeitsweise ist dieselbe wie mit dem Assistenten. Mit dieser Funktion werden Stirnrad Stufen Getrieben aufgebaut.

Mit den vorhandenen Assistenten in KISSsys können Sie mit dem Assistenten parallele Wellen folgende Getriebekombinationen aufbauen:

Stirnrad

Kegelrad

Schneckenrad

Kronenrad

Mit dem Assistenten Planetenstufe können Sie ein ein-stufiges Planetengetriebe aufbauen.

Diese führt den Anwender beim Aufbau Schrittweise durch das Modell. Die Arbeitsweise ist dieselbe wie mit dem Assistenten.

64.2.4 Aufbau mit Icon

Standartmässig sind sämtliche Elemente auf der linken Seite des Bildschirmes als Icon aufgelistet um ein Modell von Grund auf aufzubauen.

64.2.5 Tabellen aufbauen und modifizieren

Um eigene Tabellen in KISSsys Model hinzuzufügen, existiert in der Vorlage unter „Tables" eine Vordefinierte Tabelle mit dem Namen „UserInterface". Mit diesem „UserInterface" kann der Benutzer sämtliche Parameter aus den Elementen und eigene Texte hinzufügen. Der Name der Tabelle kann frei gewählt werden.

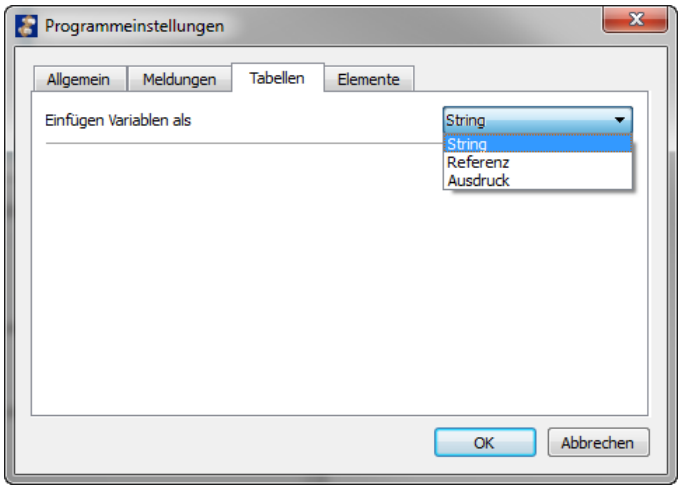
Bei jeder Zelle unabhängig von Inhalt, kann diese mit den entsprechenden Icon in der Icon Liste oder mit der rechten Maustaste unter Format die Schriftart, Farbe, Hintergrundfarbe und Position des Textes definiert werden.

64.2.6 Einfügen von Variablen in Tabellen

Eine Möglichkeit, Variablen in die Tabelle „UserInterface" einzufügen, besteht darin, die Variable aus dem Dialog „Eigenschaften" auszuwählen und auf das entsprechende Symbol im Menü „Toolbar" zu klicken. Die Variablen können als Text (Name), als Referenz oder als Ausdruck eingefügt werden.

 Text

Die Texte können einerseits direkt in die Zelle eingegeben werden. Eine andere Variante ist mit Hilfe des Icon Text. Aus der Eigenschaft eines Elementes einzufügende Parameter auswählen und Zelle in der Tabelle vorselektieren und auf Icon Text klicken. Der gewünschte Wert wird in die Zelle übertragen. Zusätzlich ist es möglich, dass man den gewünschten Parameter direkt mit der linken Maustaste in die gewünschte Zelle platziert (Drag and drop). Standardmässig wird der Text eingefügt. Unter `Extras > Einstellungen > Tab Tabellen` kann dort den Standard zwischen Text, Referenz und Ausdruck definiert werden



 Referenz

Referenzierte Daten werden in Rot dargestellt. Diese Werte referenzieren sich mit einem Parameter in der Elementeigenschaft. Der Wert kann in der Tabelle sowohl als auch in der Eigenschaft geändert werden.

Zellen mit einem referenzierten Wert zu versehen, funktioniert auf die gleiche Weise, wie für Texte. Aus der Eigenschaft eines Elementes einzufügende Parameter auswählen und Zelle in der Tabelle vorselektieren und auf Icon Referenz klicken. Der gewünschte Wert wird in die Zelle übertragen. Eine andere Variante ist mit der rechten Maustaste den Parameter in die entsprechende Zelle zu platzieren. Ein Auswahlfenster erscheint um die entsprechende Auswahl Text, Referenz oder Ausdruck zu selektionieren.

 Ausdruck

Der Ausdruck wird lediglich als Wert wiederspiegelt und kann in der Tabelle nicht geändert werden. Um einen Ausdruck in die Zelle hinzuzufügen wie in Referenz vorgehen.

64.2.7 Individuelle Namen für Elemente

Für alle KISSsys Elemente können individuelle Namen verwendet werden. Der individuelle Name wird dem Element automatisch zugeordnet, wenn es dem Modell hinzugefügt wird. Dieses Verhalten kann für jedes Element angepasst werden (`Extras->Einstellungen->Elemente`).

Mit den Tags <autoInc> und <localInc> wird ein Index an der Einfügeposition dem individuellen Namen hinzugefügt. Durch das erste wird der Index global erhöht; das bedeutet, kein anderes Element in dem Modell kann denselben Namen haben. Mit dem zweiten wird der Index lokal erhöht (im selben Ordner). Mit dem Tag <parentName> wird der Name des übergeordneten Elements hinzugefügt.

Die Option „Automatisch/Fragen" wird gesetzt, um den Dialog zu unterdrücken oder anzuzeigen, der dazu auffordert, den Namen für das neue Element im Modell festzulegen. Klicken Sie auf „Zurücksetzen", um die KISSsys-Standardeinstellung zu setzen. Zusätzlich können mit den Funktionen „Alle Fragen", „Alle Automatisch" und „Alle Zurücksetzen" sämtliche Elemente per Knopfdruck angepasst werden.

64.3 Erweiterte Funktionalität für Entwickler

Für Entwickler stehen neben der bereits beschriebenen Funktionalität weitere Funktionen zur Verfügung.

- Eine Vorlagendatei kann unter Datei>Vorlagen öffnen geöffnet werden oder Sie können unter Zufügen > Standard Vorlagen die Vorlagedatei laden. Sie wird als Baum unter Vorlagen angezeigt.
- Neue Elemente können in der Baumansicht über „kopieren“ und „einfügen“ ergänzt werden. Die neuen Elemente werden als Kopien aus einer Vorlagendatei hinzugefügt.
- Umbenennen und Löschen von Elementen über das Popup- Menü ist möglich.
- Die Daten im `Eigenschaften`-Dialog können editiert werden. Neue Variablen können zugefügt und gelöscht werden
- Versteckte Variablen werden angezeigt und alle Funktionen können ausgeführt werden.
- Meldungen können über `Optionen>Meldungen unterdrücken` unterdrückt werden.

64.3.1 Der Eigenschaften-Dialog

Der KISSsys `Eigenschaften`-Dialog kann in der Baum-Ansicht oder im Diagramm für ein Element über das Popup-Menü aufgerufen werden. Dort können neue Variablen zugefügt werden, oder Variablen verändert werden. Es steht nur ein `Eigenschaften`-Dialog zur Verfügung, ein zweiter wird nicht angezeigt.

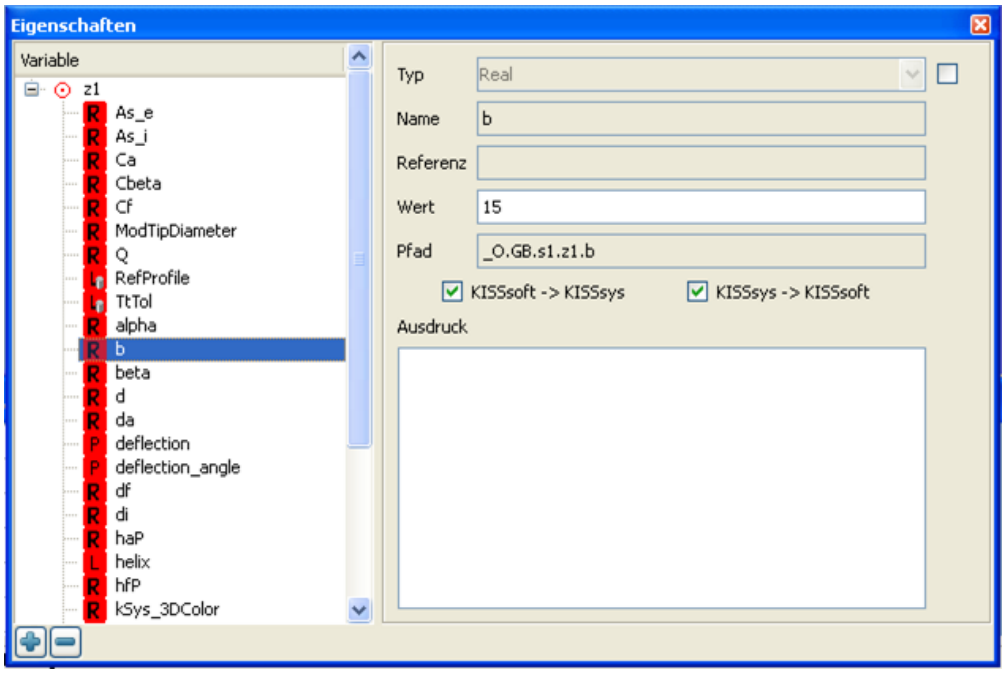


Abbildung 64.2: Der KISSsys Eigenschaften Dialog

In Abb. 64.2 ist der `Eigenschaften`-Dialog dargestellt. Links ist eine Baum-Ansicht zur Auswahl der Datenelemente und rechts ein Dialog für die ausgewählte Variable zu sehen. Für die Variablen stehen die folgenden Felder zur Verfügung:

- **Typ:** Anzeige des Typs der Variable (s. Abschnitt "Variablen" auf Seite IX-21).
- **Name:** Der Name der Variablen. Der Name kann hier geändert werden. Wenn allerdings eine Variable in Formeln oder Referenzen verwendet wird, muss der Name dort ebenfalls geändert werden, sonst wird die Variable nicht mehr gefunden.
- **Referenz auf:** Bei Referenzelementen wird hier das Ziel der Referenz eingegeben. Ein Name muss in Anführungszeichen eingegeben werden, alternativ ist der Name einer Stringvariablen (siehe Seite IX-22). Bei Varianten (siehe Seite IX-22) ist hier der Index in einem Array einzugeben. Eine ungültige Referenz wird hier rot markiert.

- **Wert:** Der aktuelle Wert der Variablen.
- **Ausdruck:** Ein Ausdruck zur Berechnung der Variablen (siehe Seite IX-28). Der Wert wird aufgrund des Ausdruckes berechnet, falls ein Ausdruck vorhanden ist.
- **Flag "KISSsoft → KISSsys"** Die Variable kann von KISSsoft an KISSsys übergeben werden.
- **Flag "KISSsys → KISSsoft"** Die Variable kann von KISSsys an KISSsoft übergeben werden.

Mit den Knöpfen `Referenz` und `Variante` kann die Variable in eine Referenz/Varianten-Variable und zurück konvertiert werden.

64.3.2 Die Tabellenansicht

Das Format der Tabellen ist in der versteckten Variablen `definition` festgelegt. Es gibt verschiedene Typen:

- **Tabelle für Berechnungen:** Diese Tabelle ist am besten für die Darstellung von Daten von mehreren Elementes des gleichen Typs geeignet. Das Format der Definition ist:

  ```
  [[typ,rows,columns],['variable1','variable2',..],
  [element1,element2,..]]
  ```

  Bei Typ 1 ist jeder angezeigte Wert editierbar, bei Typ 2 alle Werte die keinen Ausdruck enthalten und bei Typ 3 alle Werte bei denen zusätzlich der Flag `KISSsys` → KISSsoft gesetzt ist. Die Anzahl Zeilen oder Spalten wird nicht verwendet.

- **Tabelle für Arrays oder Varianten**: Bei dieser Tabelle werden Arrays oder Variantenvariablen je in einer Spalte angezeigt. Das Format der Definition ist:

  ```
  [[typ,rows,columns],['variable1','variable2',..]]
  ```

  Bei Typ 21 ist jeder angezeigte Wert editierbar, bei Typ 22 alle Werte die keinen Ausdruck enthalten und bei Typ 23 alle Werte bei denen zusätzlich der Flag `KISSsys` → KISSsoft gesetzt ist. Die Anzahl Spalten wird nicht verwendet.

- **Tabelle für Benutzerinterface:** Diese Tabelle ist frei konfigurierbar. Die Definition ist `[[typ,rows,columns],[[A1,B1],[A2,B2]]]`. Die Inhalte können über ein Popup-Menü der Tabelle eingefügt werden und sollten nicht

in der Definition geändert werden. Da die Definition interaktiv geändert wird, darf hier kein Ausdruck gesetzt sein. Die Anzahl Zeilen oder Spalten sollten ebenfalls nur über einen Dialog geändert werden, da sonst Informationen über Referenzelemente verloren gehen.

64.4 Die vorhandenen Elemente

64.4.1 Variablen

Es können die folgenden Variablen verwendet werden:

- **Real**: Ein Zahlenwert.
- **String**: Eine Zeichenkette. Eingabe in Anführungszeichen z.B. “`Text`“.
- **Punkt**: Eine Koordinate oder ein Vektor mit 3 Komponenten. Eingabe in der Form `{1,2,3}`.
- **Array**: Eine ein- oder mehrdimensionales Feld. Eingabe z.B. als `[“Text“,1.23,{1,2,3},[1,2]]`.
- **Function**: Eine ausführbare Funktion. Eingabe am besten über die spezielle Eingabemaske.
- **ElementID**: Die ID eines Classcad Objektes. Ausgabe als $31, Eingabe als Name des Objektes ohne Anführungszeichen.
- **List**: Wird als Auswahliste angezeigt und verhält sich im Interpreter als Zahl (Index der Liste beginnend mit 0). Die Auswahlliste wird über den Menüpunkt `Liste bearbeiten` als Array definiert, z.B. [“`eins`“,“`zwei`“,“`drei`“].
- **Database List**: Der Name aus der KISSsoft Datenbank wird in einer Auswahlliste angezeigt. Im Interpreter verhält sich dieser Typ ebenfalls als Zahl entsprechend der Datenbankid. Die Datenbankzuordnung wird über den Menüpunkt `Liste bearbeiten` als Array definiert: [“`Datenbank`“,“`Tabelle`“]

Die Variablen haben jeweils einen Namen, einen Wert, einen Ausdruck und verschiedene Flags. Falls ein Ausdruck vorhanden ist, wird der Wert der Variablen durch diesen Ausdruck bestimmt. Der Ausdruck eignet sich daher für die Eingabe von Formeln. Wenn dagegen für den Wert eine Formel eingegeben wird, wird diese Formel ausgewertet und das Ergebnis wird zugewiesen. Die Formel selbst geht verloren. Die Flags `KISSsoft- >KISSsys` und `KISSsys->KISSsoft` legen fest, wie der Datenaustausch zwischen beiden Programmen abläuft. Nur Variablen bei denen der entsprechende Flag gesetzt ist, werden ausgetauscht.

Bei Funktionen steht die Funktion im Ausdruck, der Wert hat keine Bedeutung.

Für die Datentypen `Real`, `String`, `Punkt`, `List` und `Database List` gibt es zusätzlich Referenzelemente und Variantenelemente.

64.4.1.1 Referenzen

Ein Referenzelement verhält sich wie eine andere Variable, mit dem Unterschied, dass die Daten von einer anderen Variablen geholt werden. Es muss eine gültiger Variablenname als Ziel des Referenzelementes eingetragen werden. Das Ziel der Referenz muss als Zeichenkette eingegeben werden. Entweder direkt ein Name in Anführungszeichen oder ein Ausdruck der eine Zeichenkette ergibt, z.B die Verkettung von Zeichenketten (z.B. `gear1+'.z'` mit der Stringvariablen `gear1` oder `'gearwheel1.z'`). Eine ungültige Referenz ist rot markiert.

64.4.1.2 Varianten

Die Variantenelemente verwalten intern ein Feld von Variablen, nach aussen verhalten sie sich wie eine normale Variable. Als Zusatzdaten erhält die Variante eine Indexvariable, die das Feld indiziert. Die Indexvariable ist als `Array` von Variablen (z.B. `[System.index]`) einzugeben. Mit diesen Datentypen können Lastkollektive oder Systemvarianten hinterlegt werden und die Ergebnisse können in Tabellen dargestellt werden.

64.4.2 Berechnungselemente

Alle Elemente für KISSsoft Berechnungen sind von Klassen abgeleitet, die mit dem Namen `kSoft` beginnen. In der Baumansicht haben sie ein Bitmap mit blauem Hintergrund.

Die Berechnungselemente haben eine Reihe von Funktionen:

- **Calculate**: führt KISSsoft-Berechnung im Hindergrund durch.
- **kSoftInterface**: startet KISSsoft interaktiv
- **kSoftReport**: führt die Berechnung durch und zeigt das Protokoll an.
- **SetFlags**: Die Flags für den Austausch von Daten zwischen KISSsoft und KISSsys werden, je nach gewünschtem Speicherort gesetzt.
  - **Speichern in KISSsys**: Die Daten werden in beiden Richtungen übergeben.
  - **Speichern in KISSsoft**: Daten mit hinterlegtem Ausdruck werden von KISSsys nach KISSsoft übergeben, alle anderen nur in der anderen Richtung.

  Diese Funktion setzt die Flags nur einmal beim Aufruf. Sie wirkt daher nicht auf spätere Änderungen.

- **kSoftModul**: Diese versteckte Funktion liefert die KISSsoft Modulbezeichnung
- **getTranslationTable**: Diese versteckte Funktion liefert die Übersetzungstabelle für Variablennamen von KISSsys nach KISSsoft. Die Übersetzungstabelle kann im Berechnungselement durch das Array `TranslationTable` erweitert werden: Ein Eintrag von `[['eps_a_min','ZP[0].Eps.aEffI'],['eps_a_max','ZP[0].Eps.aEffE']` ergänzt z.B. eine Verknüpfung der Variablen `eps_a_min` und `eps_a_max` mit den entsprechenden KISSsoft Variablen. Die Namen der KISSsoft Variablen können bislang nur den Protokollvorlagen `*.rpt` entnommen werden.
- **getUtilization**: Diese Funktion liefert die Ausnutzung, das Verhältnis Sollsicherheit/Sicherheit zurück.

In der Variablen `fileName` kann eine KISSsoft Berechnungsdatei angegeben werden, die beim Start der Berechnung, bevor andere Variablen übertragen werden, automatisch geladen wird. Mit der Variablen `savingMode` kann festgelegt werden, ob diese KISSsoft Berechnungsdatei automatisch gespeichert werden soll:

- **Don't ask and don't save** Beim Beenden von KISSsoft wird nicht gefragt, ob die Datei nach Änderungen gespeichert werden soll.
- **Ask for saving** Beim Beenden von KISSsoft wird gefragt, ob die Datei gespeichert werden soll. (Standardverhalten von KISSsoft)
- **Save automatically** Die Berechnungsdatei wird beim Beenden von KISSsoft automatisch ohne Nachfrage gespeichert.
- **Save file in KISSsys** Es wird kein Dateiname in `fileName` angegeben, sondern die ganze Berechnungsdatei wird im KISSsys Element gespeichert.

Die Wellenberechnung hat speziell die Methode UpdateShaftElements. Die muss aufgerufen werden, wenn ein Kraftelement auf einer Welle zugefügt/gelöscht wird. Sie evaluiert den Typ und die Anzahl der Kraftelemente auf der Welle und überträgt diese in den Array 'forces' in der Wellenberechnung. Dieser Array ist definierend für die Kräfte der Wellenberechnung.

64.4.2.1 Verknüpfung von Berechnungen mit Elementen

Es sind Vorlagen vorhanden, die die Berechnung automatisch mit den Wellen und Zahnrädern verknüpfen. Hierzu gibt es die Funktion `Dialog`. Bei wesentlichen Änderungen, z.B. dem Zufügen von weiteren Kraftelementen auf die Welle, muss

dieser Dialog erneut aufgerufen werden, damit die Verknüpfungen aktualisiert werden.

64.4.2.2 Speicherstrategien für Berechnungen

Es sind verschiedene Varianten zum Speichern der Berechnungsdaten denkbar:

1. Alle Daten sollen in der KISSsys-Datei gespeichert sein und der Zugriff auf die Berechnungen erfolgt nur über KISSsys: Es sollte `Save file in KISSsys` unter `savingMode` gewählt werden. Die Flags werden am besten bidirektional gesetzt.
2. Alle Daten sollen in einer KISSsoft-Datei gespeichert sein und die Datei kann auch ausserhalb von KISSsys geändert werden: Es wird `Ask for saving` oder auch `Save automatically` unter `savingMode` gewählt. Die Flags müssen mit `SetFlags` auf `Speichern in KISSsoft` gesetzt werden. Hier ist zu beachten, dass die Berechnungsdaten erst beim ersten Aufruf der Berechnung aus der KISSsoft-Datei geladen werden. Nach dem Öffnen der KISSsys-Datei, sollte daher einmal `kSoftCalculate` aufgerufen werden.

64.4.2.3 Importieren von bestehenden KISSsoft-Berechnungen

Falls bereits KISSsoft-Berechnungen für Elemente eines neuen KISSsys-Systems vorhanden sind, können die Dateien im KISSsoft Fenster einfach eingelesen werden. Hierbei sind jedoch einige Punkte zu beachten:

- Der Dateiname unter `fileName` im KISSsys Berechnungselement wird geändert. Der Name ist entweder zu löschen oder anzupassen.
- Bei der Wellenberechnung werden die Kraftelemente und die Lager überschrieben. Es ist daher der `Dialog` oder die Funktion `UpdateShaftElements` nach dem Import der Berechnung aufzurufen. Die Kraftelemente und Lager können nicht importiert werden, auch nicht die Positionen. Diese Daten müssen in KISSsys eingegeben werden.
- Bei Zahnrädern muss darauf geachtet werden, dass die Reihenfolge der Räder übereinstimmt.

64.4.3 Elemente für Wellen

Auf Wellen können verschiedene Elemente gesetzt werden. Sie werden auch in die KISSsoft-Wellenberechnung übertragen. Die Position auf der Welle wird mit der Variablen `position` festgelegt.

- **kSysHelicalGear**: Ein Stirnrad.
- **kSysBevelGear**: Ein Kegelrad. Die Lage der Spitze wird durch die Variable `direction` festgelegt.
- **kSysWorm**: Eine Schnecke.
- **kSysWormGear**: Ein Schneckenrad.
- **kSysCoupling**: Eine Kupplung. Durchmesser `d` und Breite `b` können für die 3D-Darstellung eingegeben werden.
- **kSysBearing**: Ein allgemeines Lager. Verluste können in `Tloss` berücksichtigt werden. Die Richtung des Verlustmomentes sollte mit `-sign(speed)` im Ausdruck festgelegt werden.
- **kSysRollerBearing**: Ein Wälzlager. Die Lagergeometrie wird bei jedem Refresh aus der KISSsoft Lagerdatenbank gelesen. Verluste können in `Tloss` berücksichtigt werden. Die Richtung des Verlustmomentes sollte mit `-sign(speed)` im Ausdruck festgelegt werden.
- **kSysCentricalLoad**: Eine zentrische Last. In KISSsys wird immer ein Drehmoment (Ty) und keine Leistung vorgegeben. Dieses Drehmoment wird auch in der Kinematikberechnung berücksichtigt.
- **kSysMass**: Eine Zusatzmasse auf der Welle.
- **kSysRopeSheave**: Eine Seilscheibe. Der Seilzug wird anders als das Drehmoment nicht über die Verbindung berechnet. Der Benutzer muss selbst dafür sorgen, dass der Seilzug in zwei Riemenscheiben übereinstimmt.
- **kSysFaceGear:** Ein Kronenrad.

64.4.4 Verbindungselemente

- **kSysGearPairConstraint**: eine Verbindung zwischen zwei Stirn- oder Kegelrädern.
- **kSysPlanetaryGearPairConstraint**: eine Verbindung zwischen einem Zahnrad und einem Planeten. Die Art der Paarung Sonne-Planet, Planet- Hohlrad oder Planet-Planet kann ausgewählt werden. Die beiden Zahnräder müssen auch in dieser Reihenfolge eingegeben werden. Weiterhin muss ein Planetenträger ausgewählt werden. Die Anzahl Planeten sollte in der Variablen `NofPlanets` bei der Kupplung des Planetenträgers definiert werden.
- **kSysPlanetaryBevelGearConstraint**: eine Verbindung zwischen einem Kegelrad und einem umlaufenden Kegelrad für Kegelraddifferentiale. Wie bei der Planetenverbindung muss die Reihenfolge der Kegelräder und die Anzahl Planeten definiert werden. Ein Wirkungsgrad kann hier nicht vorgegeben werden.

- **kSysWormGearConstraint**: Eine Verbindung zwischen Schnecke und Schneckenrad. Optional können zwei Wirkungsgrade (`eta1` und `eta2`) definiert werden für treibende Schnecke oder treibendes Rad.
- **kSysCouplingConstraint**: Eine Verbindung mit Übersetzung 1 zwischen zwei Kupplungen. Der kinematische Zwang der Kupplung kann aktiviert oder deaktiviert werden. Es ist ausserdem möglich einen Schlupf vorzugeben, z.B. für Lamellenkupplungen oder Syncronisierungen. Das Moment in der Verbindung wird standardmässig berechnet, es kann aber auch vorgegeben werden.
- **kSysBeltConstraint**: Eine Verbindung zwischen Riemenscheiben. Die Übersetzung wird aus dem Durchmesserverhältnis berechnet. Ein Schlupf und ein Wirkungsgrad können vorgegeben werden. Für die Eingabe des Schlupfes ist die Übersetzung und das Vorzeichen zu berücksichtigen. Die Berechnung erfolgt gemäss: $n_1 - d_2/d_1 \cdot n_2 = slip$
- **kSysConnectionBearing:** Eine Verbindung zwischen zwei Wellen
- **kSysConnectionRollerBearing:** Eine Verbindung zwischen zwei Wellen
- **kSysSynchronizer:** Ein Wellen-Synchronisator

  Über die Funktion `setConfig(slipConstraint_r/[slipConstraint_r, slip_r], torqueConstraint_r/[torqueConstraint_r, torque_r])` kann die Verbindung aktiviert oder deaktiviert werden:
  1. geschlossen, ohne Schlupf: `setConfig([TRUE, 0], FALSE)`,
  2. offen, ohne Drehmoment: `setConfig(FALSE, FALSE)`,
  3. offen, mit Drehmoment: `setConfig(FALSE, [TRUE, 20])`

- **kSysSpeedOrForce**: Ein Element zur Vorgabe von Drehzahl oder Drehmoment. Beide Grössen können wahlweise vorgegeben werden oder berechnet werden. Für das Drehmoment ist als Alternativeingabe auch die Vorgabe der Leistung möglich.

  Über die Funktion `setConfig(speedConstraint_r, torqueConstraint_r/[torqueConstraint_r, type_r, torque_r])` können die Vorgaben geändert werden. Bei Vorgabe einer Last bedeutet type: 0..Drehmoment mit Vorzeichen, 1..Drehmoment treibend, 2..Drehmoment getrieben, 3..Leistung treibend, 4..Leistung getrieben. Beispiele:
  1. Drehzahl und Drehmoment vorgegeben: `setConfig(TRUE, TRUE)`,

2. Drehzahl und Drehmoment mit Betrag vorgegeben: `setConfig(TRUE, [TRUE, 0, 20])`,
3. nur Leistung treibend vorgegeben: `setConfig(FALSE, [TRUE, 3, 20])`

64.4.5 Darstellung von Elementen in 3D-Grafik

Jedes Element hat eine Funktion `OnRefresh3DView` mit der die 3D-Darstellung generiert wird. Bei Bedarf kann diese Funktion überschrieben werden. Die Farbe eines Elementes kann mit der Variablen `kSys_3DColor` im Bereich von 0 bis 255 gesetzt werden, die Transparenz mit der Variablen `kSys_3DTransparency`. Diese beiden Variablen müssen bei Bedarf angelegt werden.

64.4.6 Systemeinstellungen

Es gibt eine Reihe von Einstellmöglichkeiten im Element `System`:

- **kSoftAcceptChanges** Mit der Standardeinstellung `yes` werden die Änderungen aus KISSsoft übernommen. Mit der Einstellung `no` wird nichts übernommen und bei `asked` wird beim Beenden von KISSsoft gefragt, ob die Änderungen übernommen werden sollen.
- **kSysKinematicFunc** Es kann während der Kinematikberechnung die Funktion `OnCalcTorque` aufgerufen werden. Die Standardimplementation dieser Funktion ruft die Berechnung der Lagereaktionen für alle Wellen auf.
- **kSysKinematicMode** Die Berechnung der Kinematik kann iterativ erfolgen oder auch nicht. Iterationen für das Drehmoment müssen aktiviert werden, wenn Wirkungsgrade berücksichtigt werden sollen. Iterationen für Drehzahlen sind nur nötig, wenn Formeln für Drehzahlen eingegeben wurden.
- **kSys3DElements** Es können wahlweise grafische Elemente oder Solid-Elemente (3D-Kern benötigt) angezeigt werden. Grafische Elemente werden schneller erzeugt, dagegen sind Solid-Elemente detaillierter und es möglich z.B. ein eingelesenes Gehäuse mit darzustellen.
- **project_name** Der Projektname wird in den KISSsoft Berechnungsprotokollen angezeigt.
- **project_contract** Die Kommissionsnummer wird in den KISSsoft Berechnungsprotokollen angezeigt.

64.5 Programmierung im Interpreter

Es steht eine Programmiermöglichkeit in Ausdrücken von Variablen und in Funktionen zur Verfügung.

64.5.1 Ausdrücke in Variablen

Die Programmiermöglichkeit in Ausdrücken ist eingeschränkt. So dürfen keine lokalen Variablen verwendet werden.

Zwischen den Datentypen sind die Operatoren nach Tabelle 64.1 definiert. Ausserdem stehen eine Reihe mathematischer Funktionen zur Verfügung, sie sind in Tabelle 64.2 aufgelistet.

Datentyp	Operationen	Beschreibung
`Real`	+,-	Addition und Subtraktion
	*,/	Multiplikation und Division
	<,>=,=,!=,>=,>	Vergleichsoperatoren
	!,AND,OR	logische Operatoren
`String`	+,LEN	Verkettung und Längenoperator
	<,>=,=,!=,>=,>,!	Vergleichsoperatoren
`Punkt`	+,-	Addition und Subtraktion
	*,**	Skalar- und Vektormultiplikation
	:x,:y,:z	Zugriff auf Komponenten
	LEN	Länge des Vektors
`Array`	[],+,LEN	Indizierung, Verkettung und Längenoperator

Tabelle 64.1: Zulässige Operatoren für Datentypen

`abs(x)`	liefert den Betrag von x
`sign(x)`	liefert das Vorzeichen von x (+1, -1 oder 0 bei x=0)
`min(a,b,...)`	liefert den kleinsten Wert der Argumente
`max(a,b,...)`	liefert den grössten Wert der Argumente
`a_r(x)`	Umrechnung von Grad in Bogenmass
`r_a(x)`	Umrechnung von Bogen in Gradmass
`sin(x)`	sin von x im Bogenmass wird berechnet

`sinh(x)`	sinh von x wird berechnet
`asin(x)`	arcsin von x wird berechnet
`cos(x)`	cos von x im Bogenmass wird berechnet
`cosh(x)`	cosh von x wird berechnet
`acos(x)`	arccos von x wird berechnet
`tan(x)`	tan von x im Bogenmass wird berechnet
`tanh(x)`	tanh von x wird berechnet
`atan(x)`	arctan von x wird berechnet
`atan(y,x)`	arctan von y/x wird berechnet
`exp(x)`	e hoch x wird berechnet
`ln(x)`	der natürliche Logarithmus von x wird berechnet
`log(x)`	der dekadische Logarithmus von x wird berechnet
`sqrt(x)`	Quadratwurzel von x wird berechnet
`pow(x,y)`	x hoch y wird berechnet
`fmod(x,y)`	x Modulo y wird berechnet

Tabelle 64.2: Vordefinierte mathematische Funktionen

Im Ausdruck einer Variablen dürfen die angegebenen Operationen und beliebige Funktionsaufrufe stehen. Wenn bedingte Ausdrücke verwendet werden sollen, ist der Ausdruck mit `#` zu beginnen und das Ergebnis mit `RETURN` zurückzugeben:

```
#
IF a>b THEN
   RETURN a;
ELSE
   RETURN b;
ENDIF
```

64.5.2 Funktionen

Die Programmiermöglichkeiten in Funktionen sind am anschaulichsten in Beispielen erläutert. Der Kopf einer Funktion sieht wie folgt aus:

```
// Übergebene Variablen vom aufrufenden Programm
PAR Parameter1, Parameter2;
```

```
// Deklaration von Konstanten
CONST PI=3.1415926, E=2.71828;

// Deklaration von lokalen Variablen
VAR a,b,c,d;
```

Die mit // eingeleiteten Zeilen sind dabei Kommentare. Jede dieser drei Zeilen darf nur einmal vorkommen, die deklarierten Variablen müssen mit Komma getrennt werden. Ein nichtinitialisierter Parameter oder Variable ist VOID. Dies kann mit ISVOID(variable) geprüft werden.

Für bedingte Anweisungen gibt es zwei Varianten: IF- oder SWITCH-Anweisungen:

```
// IF-Anweisung mit optionalem ELSIF und ELSE Block
 IF Parameter1 > 5 THEN
     a = sin(PI*Parameter1);
 ELSIF Parameter1 < 0 THEN
     a = Parameter1;
 ELSE
     a = 0;
 ENDIF

 // SWITCH Anweisung mit Auswahl über Zahlen oder Texte
 SWITCH Parameter2
 CASE 'Null': b = 0;
 CASE 'Eins': b = 1;
 DEFAULT: b = 5;
 ENDSWITCH
```

Für Schleifen existieren vier Programmvarianten:

```
// FOR Schleife mit optionaler Schrittweite
FOR a = 1 TO 8 STEP 2 DO
    b = b + a;
    IF b>100 THEN
        BREAK;      // beendet die Schleife
    ENDIF
NEXT

// WHILE Schleife
WHILE b<100 DO
    b = b*10;
WHEND

// DO Schleife
DO
    b = b*10;
UNTIL b>100;

// FORALL Schleife wird für alle Elemente eines Arrays ausgeführt
c = [1,2,3,4,5,6,7,8,9];
a = 0;
FORALL c d DO   // d bekommt jeweils den Wert eines Elementes von c
    a = a + d;
NEXT
```

Für den Aufruf von Funktionen, die zu Objekten gehören, gibt es eine spezielle Syntax. Die Standardmethode ist die Angabe des Objektnamens gefolgt von einem Punkt und dem Namen der Funktion. Mit dem Namen eines Objektes kann allerdings auch in einer lokalen Variablen enthalten sein. Damit lässt sich zur Laufzeit das Objekt für den Funktionsaufruf verändern.

```
// Die Funktion OBJ_GetMember wird für Objekt1 aufgerufen.
Objekt1.OBJ_GetMember('variablenname');

// a ist lokale Variable vom Typ String mit dem Namen eines Objektes
a = 'Objekt1';

// Es wird eine Servicefunktion für das Objekt mit Namen a aufgerufen
b = a.OBJ_GetMember('variablenname');

// ruft vom Benutzer angelegte Funktion für Objekt1 auf.
a.Benutzerfunktion();

// die vom Benutzer angelegte Funktion wird für das
// aktuelle Objekt aufgerufen.
Benutzerfunktion();

// die vom Benutzer angelegte Funktion wird für das
// übergeordnete Objekt aufgerufen.
^.Benutzerfunktion();
```

Variablennamen werden relativ zum aktuellen Objekt gesucht. Wenn `object.z` in einem Ausdruck verwendet wird, wird zunächst versucht diese Variable unterhalb des aktuellen Objektes zu finden. Wenn sie nicht vorhanden ist, wird im übergeordneten Objekt gesucht (entsprechend `^.object.z`) und so weiter.

64.5.3 Wichtige Servicefunktionen

`OBJ_GetChildren()`	liefert ein Array mit allen Kindobjekten.
`OBJ_GetName()`	liefert den Namen des Objektes.
`OBJ_GetId()`	liefert die Id des Objektes.
`OBJ_GetId()`	liefert die Id des Objektes.
`OBJ_HasMember()`	Prüft ob eine Variable vorhanden ist
`OBJ_GetMember()`	liefert die Variable des aktuellen Objektes.
`OBJ_FindMember()`	liefert die Variable des aktuellen oder übergeordneten Objektes.

Tabelle 64.3: Wichtige Servicefunktionen

64.5.4 Variable Dialoge

Variable Dialoge können in Interpreterfunktionen zur Eingabe von Variablen erzeugt werden. Der Aufruf lautet:

```
res = CADH_VarDialog(["Titel", Breite, Höhe, Teilung],
[Dialogelement1], [Dialogelement2], ...);
```

Der Titel wird in der Titelzeile des Dialogs angezeigt, Breite und Höhe geben die Dimensionen des Dialogs in Pixeln an. Die Teilung (zwischen 0 und 1) beschreibt das Verhälnis der Breite der Feldbeschreibung zur Dialogbreite (Standardwert 0.4). Nach dieser Definition der Dialoggrösse folgt eine beliebige Anzahl von Arrays mit der Definition der einzelnen Dialogelemente.

Der Rückgabewert ist ein Array. Dessen erster Wert ist `res[0]=1`, wenn der Dialog mit `Ok` beendet wurde, ansonsten Null. Die weiteren Elemente des zurückgegebenen Arrays liefern die Ergebnisse der Eingabefelder.

Im folgenden wird zur Bestimmung des Typs einer Variablen folgende Konvention verwendet: _str=String, _n=Int, _r=Real, _b=Bool. So bedeutet z.B Beschr_str, dass die Variable Beschr den Typ String aufweist.

64.5.4.1 Dialogelemente für den variablen Dialog

Für die variablen Dialoge stehen die folgenden Dialogelemente zur Verfügung:

Horizontalgruppierung:
Die Horizontalgruppierung stellt einen Rahmen zur Verfügung, in dem die einzelnen Dialogelemente nebeneinander angeordnet werden. Ihre Position muss stets durch eine Vertikalgruppe definiert werden, d.h. sämtliche Dialogelemente, die sich in einer Horizontalgruppierung befinden, müssen in einer Vertikalgruppe definiert werden. Eine Horizontalgruppe wird wie folgt definiert:

[C:VDGL_HORZ,Beschr_str,AbstUeber_n,AbstNach_n,[Dialogelem]]

- C:VDGL_HORZ:Typdefinition der Horizontalgruppierung.
- Beschr:Beschriftung der Horizontalgruppierung. Ist "Beschr" kein Leerstring, wird ein Rahmen um die Horizontalgruppe gezeichnet.
- AbstUeber:Abstand über der Horizontalgruppe zum nächsten Dialogelement.
- AbstNach:Abstand nach der Horizontalgruppe zum nächsten Dialogelement. "AbstNach" und "AbstUeber" werden in Pixeln angegeben.
- [Dialogelem]:Element-Array zur Definition der sich in der Horizontalgruppierung befindlichen Dialogelemente. Dieser Array darf nur Elemente vom Typ VDGL_Vert enthalten.

Vertikalgruppierung:

Die Vertikalgruppierung stellt einen Rahmen zur Verfügung, in dem die einzelnen Dialogelemente untereinander angeordnet werden. Die Breite der Dialogelemente wird durch die Vertikalgruppe festgelegt. Eine Vertikalgruppe wird wie folgt definiert:

[C:VDGL_Vert,Beschr_str,[XStart_r,XEnd_r],XPart_r,[Diag],Rand_n]

- C:VDGL_Vert:Typdefinition der Vertikalgruppierung
- Beschr:Beschriftung der Vertikalgruppierung. Um die Vertikalgruppierung wird stets ein Rahmen gezeichnet.
- [XStart,XEnd]:XStart und XEnd definieren einen Faktor (zwischen 0 und 1) für die Breite der Vertikalgruppe bezüglich der Breite des übergeordneten Dialoges. Zudem legen sie die X-Position der Vertikalgruppe fest.
- XPart:Faktor zwischen 0 und 1 der das Verhältniss von Promptgrösse zu Eingabegrösse bei den Dialogfeldern festlegt (der einem Eingabefeld zugeordnete Text wird als Prompt bezeichnet).Falls XTeilung=-1 wird der Prompt über dem Dialogelement positioniert.
- [Diag]:Element- Array zur Definition der sich in der Vertikalgruppierung befindlichen Dialogelemente.
- Rand:Rand ist ein optionaler Parameter, der den Versatz der Dialogelemente bezüglich des Randes der Vertikalgruppe definiert, d.h. die Dialogelemente weisen sowohl vom linken, als auch vom rechten Rand der Vertikalgruppe den Abstand “Rand“ auf.

RealEditFeld:

Stellt eine EditBox für die Eingabe einer Fliesskommazahl zur Verfügung.

[C:VDGL_Real,Prompt_str,Vorgabe_r,res,res,Stellen_n]

- C:VDGL_Real:Typdefinition des RealEditFeldes.
- Prompt:Dem Eingabefeld zugeordneter Text.
- Vorgabe:Vorgabewert.
- res:Hier ist Platz für zwei optionale Parameter reserviert, die momentan nicht verwendet werden. Diese Stellen dürfen in der Definition aber nicht leer gelassen werden (z.B. [C:VDGL_Real,Prompt,Vorgabe,0,0,Stellen] wäre eine korrekte Lösung nicht aber [C:VDGL_Real,Prompt,Vorgabe,,,Stellen]).
- Stellen:Stellen ist ein optionaler Parameter, der die Anzahl Nachkommastellen des Eingabefeldes festlegt.
- Rückgabewert:Der Rückgabewert ist der Eingabewert.

IntEditFeld:
Stellt eine EditBox für die Eingabe einer Ganzzahl zur Verfügung.

[C:VDGL_Int,Promt_str,Vorgabe_n]

- C:VDGL_Int:Typdefinition des IntEditFeldes.
- Prompt:Dem Eingabefeld zugeordneter Text.
- Vorgabe:Vorgabewert.
- Rückgabewert:Der Rückgabewert ist der Eingabewert.

StringEditFeld:
Stellt eine EditBox für die Texteingabe zur Verfügung.

[C:VDGL_Str,Promt_str,Vorgabe_str]

- C:VDGL_Str:Typdefinition des StringEditFeldes.
- Prompt:Dem Eingabefeld zugeordneter Text.
- Vorgabe:Vorgabetext.
- Rückgabewert:Der Rückgabewert ist der Eingabestring.

Textanzeige:
Eine Textanzeige wird erzeugt. Wird als Text ein Leerstring eingegeben, kann das Textfeld auch zum definieren eines Abstandes verwendet werden.

[C:VDGL_Prompt,Prompt_str,Feldhöhe_n]

- C:VDGL_Prompt:Typdefinition der Textanzeige.
- Prompt:Feldtext.
- Feldhöhe:Höhe der Textanzeige.

IntComboBox:
Stellt eine ComboBox für eine Ganzzahleingabe zur Verfügung.

[C:VDGL_IntCom,Prompt_str,[Eintr_n],Vor_n/[Ind_n],0,0,AsVal_b]

- C:VDGL_IntCom:Typdefinition der IntComboBox.
- Prompt:Der ComboBox zugeordneter Text.
- [Eintr]:Element- Array der zur Verfügung stehenden Listenelemente (die Komponenten müssen im Falle einer IntComboBox Ganzzahlen sein).
- Vor/[Ind]:Hier besteht die Möglichkeit durch “Vor“ entweder einen Vorgabewert, der in der Liste enthalten ist direkt zu setzen oder durch “Ind“ einen Wert an einer bestimmten Listenposition als Vorgabewert zu selektieren (das erste

Element der Liste steht an Position 0).“Vor“ bzw. “[Ind]“ sind optionale Parameter.

- AsVal:Ist der optionale Parameter “AsVal“ gesetzt und ungleich 0, so ist der Rückgabewert die Eingabe. Ansonsten ist der Rückgabewert der Index des selektierten Eintrags.

IntEditComboBox:
Stellt eine editierbare ComboBox für eine Ganzzahleingabe zur Verfügung. Dabei ist darauf zu achten das die eingegebenen Werte Ganzzahlen sind.

[C:VDGL_IntComE,Prompt_str,[Eintr_n],Vor_n/[Ind_n]]

- vergleiche IntComboBox
- Rückgabewert:Der Rückgabewert ist der Eingabewert.

RealComboBox:
Stellt eine ComboBox für eine Fliesskommazahleingabe zur Verfügung.

[C:VDGL_RealCom,Prompt_str,[Eintr_r],Vor_r/[Ind_n],0,0,AsVal_b]

- vergleiche IntComboBox

RealEditComboBox:
Stellt eine editierbare ComboBox für eine Fliesskommazahleingabe zur Verfügung.

[C:VDGL_RealComE,Prompt_str,[Eintr_r],Vor_r/[Ind_n]]

- vergleiche IntComboBox
- Rückgabewert:Der Rückgabewert ist der Eingabewert.

StringComboBox:
Stellt eine ComboBox für eine Stringeingabe zur Verfügung.

[C:VDGL_StrCom,Prompt_str,[Eintr_str],Vor_str/[Ind_n],AsPos_n]

- vergleiche IntComboBox
- AsPos:Im Gegensatz zur IntComboBox ist hier der Rückgabewert der Index des selektierten Feldes, falls der optionale Parameter “AsPos“ gesetzt und ungleich 0 ist. Ansonsten ist der Rückgabewert die Eingabe.

StringEditComboBox:
Stellt eine editierbare ComboBox für eine Stringeingabe zur Verfügung.

[C:VDGL_StrCom,Prompt_str,[Eintr_str],Vor_str/[Ind_n]]

- vergleiche IntComboBox

- Rückgabewert:Der Rückgabewert ist der Eingabestring.

CodeKnopf:

ServiceKnopf:

64.5.4.2 Anwendungsbeispiel eines variablen Dialoges

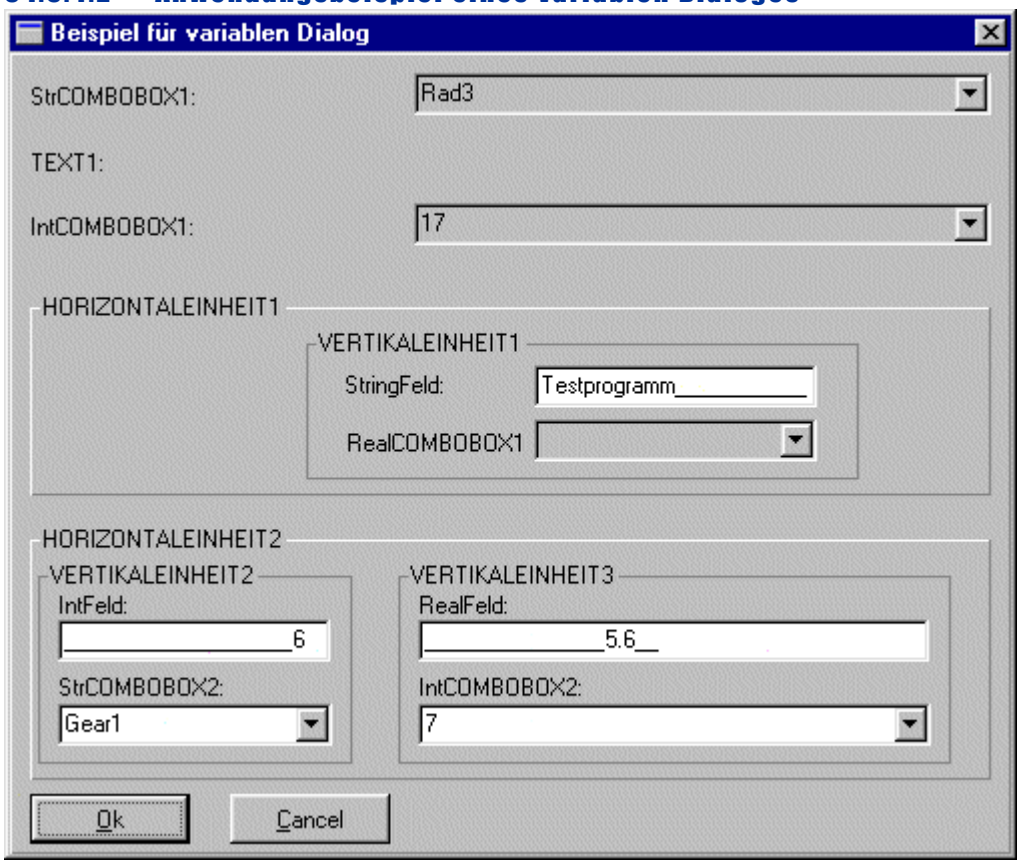


Abbildung 64.3: Beispiel für variablen Dialog

Im folgenden wird als Beispiel der Programmcode für den variablen Dialog in Abbildung 64.3, in dem möglichst viele Elemente verwendet wurden, angegeben:

```
//  VARIABLES DECLARATION

VAR res,result1,result2,result3,result4,result5,fullResult;

// DIALOG AND INPUT DATA

res = CADH_VarDialog(["Example of  Variable Dialog",500,400,0.4],
```

```
[C:VDLG_StrCom,"StrCOMBOBOX1:",["Gear1","Gear2","Gear3"],[2],0],
[C:VDLG_Prompt,"TEXT1:",30],
[C:VDLG_IntCom,"IntCOMBOBOX1:",[12,17,19],17,0,0,1],
// HORIZONTAL GROUP  WITH  ONE  VERTICALGROUP
[C:VDLG_HORZ,"HORIZONTAL UNIT1",20,10,
  [     // Warning: remember brackets!
    [C:VDLG_VERT,"VERTICAL UNIT1",[0.3,0.9],-1,
      [
        [C:VDLG_Str,"StringFld:","Test Program"],
        [C:VDLG_RealComE,"RealCOMBOBOX1",[5.3,7.1,9.1],[2]]
      ],
      20
    ]
  ]    // Warning: remember brackets!
],
// HORIZONTAL GROUP  WITH  TWO  VERTICAL UNITS GROUPS
[C:VDLG_HORZ,"HORIZONTAL UNIT2",10,10,
  [
    [C:VDLG_VERT,"VERTICAL UNIT2",[0.01,0.35],-1,
      [
        [C:VDLG_Int,"IntFld:",6],
        [C:VDLG_StrComE,"StrCOMBOBOX2:",["Gear1","Gear2"],[0]]
      ],
      10
    ],
    [C:VDLG_VERT,"VERTICAL UNIT3",[0.4,1],-1,
      [
        [C:VDLG_Real,"RealFld:",5.6,0,0,3,3],
        [C:VDLG_IntComE,"IntCOMBOBOX2:",[5,7,9],7]
```

```
            ]

          ]

        ]

      ]

    );

// res [0] contains 1 if  OK was pressed , or   else

IF res[0] THEN

    // READ RESULTS FROM DIALOG:

    result1 = res[1];    //res [1]= Gear3

    result2 = res[2];    //res[2]= TEXT1:

    result3 = res[3];   //res[3]= 17

    result4 = res[4];   //res [4]= [["Test Program",9.1]]

    result5 = res[5];   //res[5]= [[6,"Gear1"],[5.6,7]]

    fullResult=res;     //res=["Gear3","TEXT1:",17,[['Test Pro-
gram",9.1]],[[6,"Gear1"],[5.6,7]]]

    CADH_Message(fullResult);

ENDIF
```

64.5.4.3 Interaktionen mit variablen Dialogen

Interaktionen mit variablen Dialogen sind möglich. Selektionen in Listen, Änderungen in Eingabefeldern und Selektionen in Listen können Callbacks auf eine benutzerdefinierte Funktion auslösen. Die Änderung von Dialogelementen aus dieser Callbackroutine ist dann ebenfalls möglich.

Die Anmeldung einer lokalen Funktion als Callback erfolgt über die Titeleingabe des Variablen Dialoges:

```
res = CADH_VarDialog([[“Titel“,PROC(Callback)], Breite,
Höhe, Teilung], [Dialogelement1], [Dialogelement2],
...);
```

Die lokale Callbackfunktion wird jetzt bei Änderungen im Dialog aufgerufen. Die Funktion wird, wie folgt deklariert:

```
PAR res;

PROC Callback
PAR handle, elemNo, event, eventPar;
```

```
IF TYP(elemNo)=STRING THEN
    IF elemNo='@combo' AND event=C:CBN_SELCHANGE THEN
        IF eventPar=0 THEN  // own input, enable input
            CADH_VarDialogAccess(handle,[['@input1',C:VDLG_ENABLE,TRUE]]);
        ELSE  // disable input, set value to zero
            CADH_VarDialogAccess(handle,[['@input1',C:VDLG_ENABLE,FALSE],
                                         ['@input1',c:VDLG_ASSIGN,0]]);
        ENDIF
    ENDIF
ENDIF
ENDPROC

res = CADH_VarDialog([['Titel',PROC(Callback)], 400, 400 0.4],
                     [[C:VDLG_Real,'@input1'],'Input1:',2],
                     [[C:VDLG_StrCom,'@combo'],'Selection:',
                         ['own input','calculate'],[0],TRUE]);
```

Als Übergabeparameter wird ein Handle auf den Dialog übergeben, weiterhin eine Identifikation des Elementes, das Ereignis und zusätzliche Parameter. Die möglichen Ereignisse sind:

Elementtyp	**Ereignis**	**Parameter**
Dialog	Initialisierung WM_INITDIALOG	keine
Combobox	Selektion CBN_SELCHANGE	aktueller Wert
Eingabefeld	Feld verlassen WM_KILLFOCUS	aktueller Wert
Druckknopf	aktiviert BN_CLICKED	keine

Als Elementnummer wird entweder die Nummer des Elementes entsprechend des Index im Resultatearray übergeben, oder der Name des Elementes. Ein Name kann - wie im Beispiel - definiert werden, indem ein Array mit Typ und Name in ersten Element des Arrays für das Dialogelement übergeben wird.

Der Zugriff aus der Callbackroutine auf den Dialog erfolgt über die Funktion:

```
CADH_VarDialogAccess(handle, [[elemNo, action,
param],[elemNo, action, param],...]
```

Dabei sind die folgenden Aktionen zugelassen:

Aktion	**Beschreibung**	**Parameter**
DLG_ASSIGN	Zuweisung an Eingabefeld	neuer Wert

VDLG_SELECT	Selektion in Combobox	[Position]/Wert
VDLG_ENABLE	Aktivieren oder deaktivieren	TRUE/FALSE
VDLG_SETFOCUS	Focus auf neues Element	ID des Elementes

Wenn keine Aktion anggeben wird, wird der Wert des Eingabefeldes zurückgegeben. Die Rückgabe erfolgt als Array mit so vielen Elementen wie Übergabeparametern.

64.5.5 Definition von 2D Grafiken

In KISSsys können zweidimensionale Grafiken zur Darstellung von Ergebnissen, die in Arrays vorliegen, erzeugt werden. Die Definition der Grafik kann im Ausdruck der Variablen data des Grafikelementes kSys2DPlot hinterlegt werden. Balken und Liniengrafiken können parallel angezeigt werden. Die Definition der Grafik besteht aus drei Teilen:

- Achsensystem (1 oder 2 Achsensysteme können definiert werden)
- XY-Linien Grafik
- Balken Grafik

Jeder dieser Teile wird jetzt genauer betrachtet.

64.5.5.1 Die Definition des Achsensystem (af)

Mindestens ein Achsensystm muss definiert werden, das zweite ist optional. Die Definition für das Achsensystem sieht wie folgt aus:

```
[ | Xaxisname_str , | min_x_r , | max_x_r ] , [ | Yaxisname_str , | min_y_r
, | max_y_r ] , [ axiscolour_str/array , | axiscross_x_r , axiscross_y_r ] ,
[ | scaleinterval_x_r , | scaleinterval_y_r , [ | exponential_x_n , | expo-
nential_y_n ]
```

wobei :

- **XAxisname** :Name der X-Achse.
- **YAxisname** :Name der Y-Achse
- **min** : Minimalwert der Achse (optional).
- **max** : Maximalwert der Achse (optional).
- **axiscolour** : Farbe der Achse als String (red,green,blue,yellow,white,grey,cyan,brown,magenta,purple,black), oder als

Array [r_n , g_n , b_n] (wobei r,g,b bie Farbanteile rot, grün, blau von 0 bis 255 sind (optional).

- **axiscross** : Der Schnittpunkt der Achsen (optional).
- **scaleinterval** : Schrittweite der Achsenskalierung.
- **exponential** : Bei der Eingabe von 1 wird die Achse logarithmisch unterteilt.

64.5.5.2 Die Definition einer XY-Linien Grafik (dg_l)

Für eine XY-Linien Grafik wird die folgende Information benötigt:

```
grouptype_n , [ dataarray_x_r ] , [ dataarray_y_r ] , [ | linename_str , |
|linecolour_str/array , | linestyle_n ] , | assignaxis_n
```

wobei :

- **grouptype** : = 1 (Für Linien Grafik).
- **dataarray** : Enthält x oder y Koordinaten der Daten.
- **linename** : Name des Elementes.
- **linecolour** : Farbe der Linie.
- **linestyle** : Linientyp (0- durchgezogen, 1- unterbrochen, 2- gestrichelt, 3- strichpunkt, 4- strichpunktpunkt)
- **assignaxis** : Nummer 1 oder 2 des Koordinatensystems

64.5.5.3 Die Definition einer Balkengrafik (dg_b)

Für eine Balkengrafik gilt folgende Definition für eine Gruppe von Daten:

```
grouptype_n , [ dataarray_1_r , ... , |dataarray_n_r ] , [ barco-
lour_str/array ] , | bargroupname_1_str , [ | barelementlabel_1_str , ... ,
barelementlabel_1_str ] , | barclass_n
```

Wobei :

- **grouptype** := 2 (Für Balkengrafik).
- **dataarray** : Enthält die Daten für die Gruppe.
- **barcolour** : Farbe der Balken der Gruppe.
- **bargroupname** : Name der Gruppe.
- **barelementlabel** : Namen für einzelne Elemente.
- **barclass** : Anzeige als Gruppe (=0) oder Elementweise (=1) sortiert.

64.5.5.4 Die gesamte Definiton

Die gesamte Definition muss mit der Definition des Achsensystems beginnen. Danach kann eine beliebige Anzahl von Definitionen für Linien- und Balkengrafiken aufgeführt werden. Jede Teildefinition ist in eckige Klammern zu schliessen, ebenso die gesamte Definition:

```
[ [af_1] , | [ af_2] , | [dg_l_1] , ..., | [ dg_l_ n1 ] , | [ dg_b_ 1 ] ,
..., [ dg_b_ n2 ]]
```

Wenn Linien und Balken gleichzeitig verwendet werden, wird ein zweites Koordinatensystem automatisch verwendet. Dies kann aber durch die Definition eines zweiten Koordinatensystems verändert werden. Ein Beispiel der Möglichkeiten ist im folgenden aufgeführt:

```
[
   [['x-ACHSE'],['y-Achse',0],[[40,250,150],[-1000,-10]],[30,20,0,0]],
   [['x-ACHSE 2'],['y-Achse 2',0],['blue',[0,0]],[30,20,0,0]],
   [1,[-1000,-500,0,500,1000],[5,20,40,55,71],['LINE1','red',0]],
   [1,[-1000,-500,0,500,1000],[2,20,46,60,83],['LINE2',[200,5,150],3]],
   [2,[5,25,16,10,4],['red',3],'group 1'],
   [2,[40,35,25,20,12],['red',3],'group 2']
]
```

Das Beispiel stellt zwei Linien und zwei Gruppen von Balken in zwei Koordinatensystemen dar.

64.5.5.5 Anzeige der Grafik

Nach der Definition der Grafik in der Variablen `data` kann die Grafik über die Funktion `Show` des Grafikelementes angezeigt werden. Eine spätere Aktualisierung erolgt über die Funktion `Refresh` im Menü oder dem Grafikfenster.

64.6 Spezifische Funktionen

In KISSsys sind einige spezifische Berechnungen integriert

64.6.1 Lastkollektiv-Berechnung

Mit KISSsys kann der Benutzer ein vollständiges Getriebe oder Antriebsstrang in einer einzigen Datei erzeugen. Mit den KISSsoft-Modulen können die Berechnungen dann problemlos für das gesamte System durchgeführt werden. Bei mehreren Beanspruchungsfällen (Lastkollektiv oder Lastzyklus) kann mit Hilfe von KISSsys eine Analyse eines kompletten Systems anhand dieses Lastkollektivs durchgeführt werden.

Der Benutzer kann dann Beanspruchungsfälle für das gesamte System festlegen und die Berechnung für alle Komponenten durchführen. Die Lebensdauerberechnungen mit Lastkollektiv sind für die gleichen Komponenten wie in KISSsoft möglich.

Es können Sicherheitsfaktoren und die Lebensdauer verschiedener Zahnräder und Lager berechnet werden. Darüber hinaus können mit dem Lastkollektiv auch Ermüdung und statische Sicherheiten für Wellen berechnet werden. Die restlichen Komponenten (bei denen keine Berechnung mit Kollektiv möglich ist) werden lediglich als Test für das „schwächste" Bauteil berücksichtigt.

Die Lastkollektiv-Funktion ermöglicht die folgenden Berechnungsarten:

- Berechnung eines Getriebes mit benutzerdefinierter Belastung
- Berechnung eines Getriebes mit nur einer Laststufe aus dem Lastkollektiv
- Berechnung eines Getriebes mit definiertem Lastkollektiv (wie in KISSsoft definiert)

Es ist ferner möglich, das Lastkollektiv mit zusätzlichen Werten oder Einstellungen zu erweitern, zum Beispiel um verschiedene Wellendrehzahlen für jeden Behälter zu betrachten, der wiederum durch eine Frequenz, ein Drehmoment oder eine Leistung und eine Drehzahl definiert ist.

Für die Berechnungen werden die folgenden KISSsoft-Module zusätzlich für mindestens eine Festigkeitsberechnung der Elemente, die zu berechnen sind, benötigt:

- Zahnrad-Lebensdauer und Sicherheitsfaktoren mit Lastkollektiv
  ZZ1 (Lastkollektive) einschliesslich der Module Z16, Z16a, Z18, Z18a

- Wellenberechnung mit Lastkollektiv
  WA8 (Lastkollektive) einschliesslich der Module W01s, W06s
- KISSsys Vollversion für die Vorlagen-Implementierung und Setup
  SYS-Modul K11c

64.6.2 Wirkungsgradberechnung

Mit der Wirkungsgradberechnung in KISSsys kann der Benutzer die Wärmebilanz in einem Getriebe berechnen. Es sind mehrere verschiedene Methoden implementiert, und der Benutzer kann wählen, welche Berechnung gemäss ISO/TR 14179, Teil 1 und Teil 2, ausgeführt werden soll.

Eine Wärmeanalyse kann in zwei Teile – Verlustleistung und Wärmeabfuhr – aufgeteilt werden. Darüber hinaus kann auch ein externer Kühler berücksichtigt werden. Verlustleistung und Wärmeabfuhr können in mehrere Abschnitte unterteilt werden, um die Wirkung aller einzelnen Getriebekomponenten zu betrachten.

Die Verlustleistung kann in zwei Hauptkomponenten unterteilt werden, nämlich lastabhängige und lastunabhängige Verluste. Während des Betriebs des Getriebes treten normalerweise beide Verlustarten auf. Ausserdem kann die Verlustleistung nach Getriebeelementen wie Zahnrädern, Lagern und Dichtung unterteilt werden. Für die Zahnräder werden Eingriffs- und Planschverluste, für die Lager die Roll-, Gleit-, Dichtungs- und Luftreibung und für die Dichtungen die Dichtungsreibung betrachtet. In manchen Fällen müssen die Ergebnisse mit besonderer Vorsicht behandelt werden, weil die benutzten Berechnungsmethoden die Art der Geometrie möglicherweise nicht vollständig unterstützen.

Die Wärmeabfuhr kann getrennt als Wärmeabfuhr über das Gehäuse, das Fundament und drehende Teile (An-/Abtriebswellen und Kupplungen) sowie den Kühlölstrom betrachtet werden.

Der Benutzer kann dann den Gesamtwirkungsgrad und die Gesamtwärmeabfuhr eines Getriebes für eine bestimmte Schmierstofftemperatur, Kühlerleistung und Eingangsleistung problemlos berechnen. Ebenso kann er zwei dieser drei Eingaben vorgeben und für den dritten Parameter den optimalen Wert berechnen, mit dem die beste Wärmebilanz des Getriebes erzielt wird, wenn die abgeführte Wärme gleich der durch die Verlustleistung erzeugten Wärme ist.

Teil 1 und Teil 2 der Norm unterscheiden sich in der Art, wie die Eingaben für die Berechnungen festgelegt werden. Hauptvorteil von Teil 1 liegt darin, dass der Be-

nutzer seinen eigenen Wärmeübergangskoeffizienten für die Wärmeabfuhr durch das Gehäuse (wenn es eine sehr spezielle Form hat) eingeben kann, während in Teil 2 dieser Koeffizient anhand einer Näherung der Gehäuseform berechnet wird. Der Hauptvorteil dieses Teils liegt dann darin, dass Rippen, Fundamente und drehende Teile in der Berechnung der Wärmeabfuhr berücksichtigt werden.

64.6.3 Berücksichtigung der Gehäuseverformung in statischen KISSsys-Berechnungen

64.6.3.1 Einleitung

Die Berücksichtigung der Gehäuseverformung in den KISSsys-statischen Berechnungen beruht auf der Verwendung einer reduzierten Steifigkeitsmatrix des Gehäuses, die mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) berechnet wird. Diese reduzierte Steifigkeitsmatrix muss die Knoten enthalten, die sich auf die Mittelposition der Verbindungslager zwischen den Getriebewellen und dem Gehäuse beziehen.

64.6.3.2 Hauptberechnungschritte

Die Berechnungsschritte für diese Art der Analyse sind nachstehend beschrieben. Zu beachten ist, dass der Prozess zum Erstellen der reduzierten Steifigkeitsmatrix nicht beschrieben wird, da dieser in jedem FEM-Computerprogramm anders ist. Nähere Informationen hierzu finden Sie in Ihren FEM-Programmhandbüchern.

- Schritt 1: Lesen der Streifigkeitsmatrix und der FEM-Knotenkoordinaten

Zuerst müssen die Steifigkeitsmatrix und die FEM-Knotenkoordinaten gelesen werden. Dies erfolgt durch Aufrufen der jeweiligen Funktion im Gehäuseelement des KISSsys-Modells (rechter Mausklick, ImportStiffnessMatrix). Sowohl die Steifigkeitsmatrix als auch die Knotenkoordinaten sollten sich in derselben Datei befinden, zusammen mit Angaben zum verwendeten Einheitensystem. Ein Beispiel für eine solche Datei (die jetzt von KISSsys bearbeitbar ist) ist nachstehend dargestellt:

```
Unit System       (1 = SI, 2 = CGS, 3 = BFT, 4 = BIN, 5 = MKS, 6 = MPA, 7 = uMKS)

Active Unit System = 1

--------------------------------------------------------------------------------

MASTER NODE POSITION

        Number     x-coord        y-coord        z-coord

          1        *******        *******         *******

          2        *******        *******         *******

*************Stiffness matrix data as exported by the FEM program**********
```

****

- Weiterführende Informationen zu den unterstützten FE-Programmen und die Anforderungen an die Dateiformate finden Sie in den entsprechenden Anleitungen (auf Anfrage erhältlich).
- Schritt 2: Korrektes Positionieren des Gehäuses im KISSsys-Modell

  Da die Koordinatensysteme (KS) des FEM-Modells und des KISSsys-Modells möglicherweise verschieden sind, muss das Gehäuse dann im KISSsys-Modell richtig positioniert werden. Hierfür ist mit der rechten Maustaste erneut auf das Gehäuseelement zu klicken und die Funktion ResetPosition zu wählen. Der Benutzer kann dann den Ausgangspunkt und die Ausrichtung des KS des Gehäuses entweder direkt eingeben oder die Funktion ThreePointPositioning verwenden. Dabei müssen aus einer Dropdownliste drei Punkte (z. B. Lager) im KISSsys-Modell ausgewählt und die Koordinaten dieser drei Punkte im Gehäuse-KS eingegeben werden. Zu beachten ist, dass diese drei Punkte nicht kollinear verlaufen sollten. Als Ergebnis erhält man das Gehäuse-KS bezogen auf das KISSsys-KS. Für eine visuelle Kontrolle der richtigen Positionierung kann eine vereinfachte Step-Datei (z. B. nur das Drahtmodell) des Gehäuses gelesen und im 3D-Viewer von KISSsys angezeigt werden. Zum Importieren einer Step-Datei in das Gehäuse ist mit der rechten Maustaste darauf zu klicken und die Option Dialog zu wählen. Es sollte eine vereinfachte Version der Gehäusegeometrie benutzt werden, um das KISSsys-Modell nicht zu überlasten. Schliesslich kann der Benutzer die FEM-Knoten im KISSsys-Modell anzeigen lassen, indem er mit der rechten Maustaste auf das Gehäuseelement klickt und ShowNodes wählt. Jedes Mal, wenn die Ausrichtung des Gehäuses geändert wird, muss der Benutzer ShowNodes erneut auswählen, um die Knotenansicht in KISSsys zu aktualisieren. Mit SnowNodes werden auch die IDs der dargestellten FEM-Knoten angezeigt und dadurch die Validierung der Positionierung

erleichtert. Zu erwähnen ist an dieser Stelle, dass für die Analyse kein Schrittmodell in das Gehäuseelement eingefügt werden muss, dieses Modell jedoch als zusätzliche Hilfe für die Validierung der korrekten Positionierung genutzt werden kann.

- Schritt 3: Durchführung der Analyse

Zum Starten der Analyse die Schaltfläche für die Gehäuseberechnung drücken. Als erster Berechnungsschritt werden die FEM-Knoten auf den KISSsys-Lagern abgebildet. Das Programm meldet jeden Knoten, der abgebildet werden kann, und seinen Abstand zum nächsten Lager. Der Benutzer muss zu diesem Zeitpunkt wissen, ob die verworfenen Knoten Lagern entsprechen oder nicht, und die Berechnung dementsprechend fortsetzen oder abbrechen. Ein Grund, weshalb bestimmte Lager nicht zu Knoten passen, kann in der fehlerhaften Positionierung des Gehäuses im KISSsys-Koordinatensystem liegen. In diesem Fall muss der vorherige Schritt wiederholt werden. Andernfalls kann der Benutzer, wenn die Differenz zwischen FEM-Knoten und Lagern (laut der angezeigten Meldung) nicht so gross ist, die Toleranz ändern, die für die Abbildung der Knoten verwendet wird. Dies ist zum Beispiel möglich, wenn sich der FEM-Knoten nicht in der Mitte eines Lagers, sondern an seinen Rändern befindet. Die für das Abbilden der Knoten verwendete Toleranz kann in den Gehäuse-Eigenschaften in KISSsys geändert werden (mit der rechten Maustaste auf das Gehäuse klicken, und das Eigenschaften-Fenster öffnen). Die Toleranz ist in Millimetern angegeben.

Wird die Berechnung fortgesetzt, verringert das Programm die Steifigkeitsmatrix für den Teil, der den abgebildeten Knoten entspricht; Knoten, die keinen Lagern zugeordnet wurden, werden ignoriert. Ebenso ignoriert werden für die Berechnung Offset- und Verkippungswerte, die für die Lager zuvor eingestellt wurden; sie werden jetzt auf null gesetzt. Der Algorithmus führt alle KISSsoft-Berechnungen aus und leitet daraus die auf die Lager einwirkenden Kräfte ab: Anhand dieser Kräfte berechnet das Programm die Offset- und Verkippungswerte der Lager (mit der FEM-Steifigkeitsmatrix). Anschliessend werden die KISSsoft-Berechnungen mit den erhaltenen Offsetwerten erneut durchgeführt, wobei sich möglicherweise neue Lagerkräfte und Offsetwerte ergeben können. Dieser Ablauf wird solange wiederholt, bis eine Konvergenz zwischen Kräften und Offset-Berechnungen erhalten wird. Es kann vorkommen, dass bei Gehäusen mit geringer Steifigkeit die maximal zulässige Zahl an Iterationsschritten erreicht wird. In diesem Fall erhält der Benutzer eine Mitteilung über die prozentuale Differenz zwischen den beiden letzten Iterationen, und es wird das Ergebnis des letzten Iterationsschritts übernommen. Die maximale Anzahl Iterationen kann vom Benutzer in den Eigenschaften des Gehäuseelements einge-

stellt werden (Klick mit der rechten Maustaste und Auswahl der Eigenschaften). Die betreffende Eigenschaft lautet „`maxNumberOfIterations`". Es sollte eine Zahl grösser als 4 eingegeben werden, damit der Algorithmus eine angemessene Lösung findet. Nach beendeter Berechnung kann der Benutzer weitere Untersuchungen durchführen, zum Beispiel eine Kontaktanalyse der Zahnräder, um die Wirkung der Gehäusesteifigkeit auf die Auslegungsparameter des Getriebes festzustellen.

Der Benutzer kann sogar auch mehrere Gehäuse mit jeweils unterschiedlicher Steifigkeitsmatrix im KISSsys-Modell verwenden. In diesem Fall fragt das Programm zu Beginn der Berechnung, welches Gehäuse es für die Berechnung verwenden soll. Dies kann vor allem dann nützlich sein, wenn der Benutzer den Einfluss unterschiedlicher Gehäusekonstruktionen auf die Getriebekonstruktion vergleichen will. Die Ergebnisse für jedes berechnete Gehäuse werden im Gehäuseelement gespeichert und können mit der Funktion `RestoreOffsetResults` des Gehäuseelements wiederhergestellt werden (Klick mit der rechten Maustaste auf das Gehäuse). Darüber hinaus stehen die folgenden Funktionen für die Versatzbehandlung zur Verfügung (Toleranzen werden nicht verändert).

- ResetBearingOffsets: alle Lagerversatzwerte auf null setzen
- SaveBearingOffsets: aktuelle Versatzwerte werden gespeichert.
- RestoreBearingOffsets: gespeicherte Versatzwerte werden wiederhergestellt.

64.6.4 Modalanalyse von Wellensystemen

64.6.4.1 Einleitung

Mit der Modalanalyseberechnung von Wellensystemen in KISSsys kann der Benutzer die Eigenfrequenzen und Eigenformen eines vollständigen Wellensystems, einschliesslich der Wirkung der Zahnradverbindung zwischen Wellen, berechnen. Die Durchführung der Modalanalyse für einzelne Wellen ist nicht realistisch. Sie muss für die gesamte Topology des Wellensystems durchgeführt werden. Die erforderlichen Berechnungsschritte und die wichtigen Einschränkungen sind nachstehend beschrieben.

64.6.4.2 Berechnungsverfahren

Für die Berechnung der Systemdynamik muss der Benutzer eine KISSsys-Berechnung ShaftSystem in das Modell importieren. Durch Klick mit der rechten Maustaste und Auswahl der Modalanalyse können mehrere Parameter für die Berechnung festgelegt werden. Der Benutzer muss festlegen, wie viele Eigenfrequenzen berechnet werden sollen, ob nur torsionale oder alle Schwingungstypen berücksichtigt werden sollen, ob Kreiseleffekte berücksichtigt werden sollen (gilt nicht für Torsionsschwingungen) und welche Berechnungsmethode für die Zahneingriffssteifigkeit angewandt werden soll. Für letztere Option sind mehrere Möglichkeiten auswählbar:

- Nach ISO 6336, wobei die in dieser Norm beschriebene Zahneingriffssteifigkeit verwendet wird.
- Mit dem KISSsoft Kontaktanalyse-Algorithmus, wobei eine vollständige Kontaktanalyse (KA) für die Zahnradverbindungen ausgeführt wird. Gibt es für einen bestimmten Zahnradpaartyp keine KA-Berechnung in KISSsoft, oder überträgt das Zahnradpaar keine Leistung, wird für dieses Paar das Verfahren der ISO 6336 angewandt.
- Unendlich, wobei die Zahneingriffssteifigkeit als unendlich angenommen wird. Diese Möglichkeit kann gewählt werden, wenn der Benutzer Grenzbedingungen prüfen will.
- Ignorieren, wobei die Zahneingriffssteifigkeit als Null angenommen wird und somit keine Verbindung zwischen den schwingenden Wellen besteht (jede Welle schwingt unabhängig von den anderen).

All diese Eigenschaften der dynamischen Berechnungen sind auch im Eigenschaften-Fenster der Berechnung zu finden (Rechtsklick auf Berechnung und Auswahl des Eigenschaften-Fensters).

64.6.4.3 Ergebnisse

Nach der Berechnung wird eine neue Registerkarte geöffnet, in der eine 3D-Animation des schwingenden Systems angezeigt werden kann. Der Benutzer kann hier die Eigenfrequenzen wählen, die angezeigt werden sollen, sowie die Geschwindigkeit der Animation und die Skalierung der Verformungen festlegen. Die für jedes Zahnradpaar verwendeten Eigenfrequenzen und Zahneingriffssteifigkeiten zusammen mit anderen nützlichen Analyseergebnissen sowie eine 2D-Plot-Diagramm sind auch im Systemdynamik-Protokoll zu sehen, das nach Rechtsklick auf die `ShaftSystem-Berechnung` und Auswahl von `ShowReport` angezeigt wird. Bei Bedarf kann der 3D-Plot mit der Schaltfläche `SavePlot` gespeichert werden, wenn er in nachfolgenden Berechnungen unverändert bleiben soll (so dass jedes Mal eine neue Kurve erzeugt wird). Nachdem die Berechnung abge-

schlossen ist, wird auch eine Tabelle generiert, die die Mode-Formen aller Wellen im System zeigt.
Hier ist darauf hinzuweisen, dass im Animationsfenster nur Zahnräder angezeigt werden, die zu einer Wellenberechnungsdatei gehören. Trotzdem werden alle Zahnränder in der Modalanalyse berücksichtigt.

Ebenso zu beachten ist, dass bei der Modalanalyse eines Planetensystems der Einfluss der Stellung der drehenden Planeten auf die Biegesteifigkeit des Systems nicht berücksichtigt wird. Dies steht im Einklang mit dem quasi-statischen Berechnungsverfahren, das normalerweise für die Analyse der Eigenfrequenzen verwendet wird.

64.6.5 Campbell-Diagramm für Wellensysteme

64.6.5.1 Einleitung

Für die Berechnung von Wellensystemen mit dem Campbell-Diagramm kann das Campbell-Diagramm des Systems gezeichnet und die Wirkungen der Drehzahl auf die Eigenfrequenzen untersucht werden. So können kritische Eigenfrequenzen für jede Drehzahl oder Vielfache davon ermittelt werden.

64.6.5.2 Berechnungsverfahren

Die Berechnung von Wellensystemen mit dem Campbell-Diagramm kann mit dem KISSsys Rechenelement `ShaftSystem` aufgerufen werden. Klicken Sie mit der rechten Maustaste auf das Element, und wählen Sie `CampbellDiagram`. Der Dialog zum Campbell-Diagramm enthält alle notwendigen Eingaben. Der Benutzer kann die Referenzwelle für die Berechnung aus einer Liste derjenigen Wellen im System auswählen, die eine Kupplung mit einer definierten Randbedingung enthalten. Ausserdem können hier die Berechnungsmethode der Räder und der Drehzahlbereich der Referenzwelle ausgewählt werden. Es können die unterschiedlichen Drehzahlen zusammen mit der Anzahl der Eigenfrequenzen festgelegt werden, die im Campbell-Diagramm berücksichtigt werden sollen. Schliesslich kann der Benutzer die Anzahl der Resonanzkurven wählen, die auf dem Campbell-Diagramm eingezeichnet werden sollen. Die Berechnung beginnt mit einer kinematischen Analyse des Systems für jede Drehzahl der Referenzwelle. Damit werden die Drehzahlen aller Wellen aktualisiert und anschliessend eine Modalanalyse für jede dieser Drehzahlen durchgeführt.

64.6.5.3 Resultate

Nach der erfolgreichen Berechnung sieht der Benutzer den 2D-Plot des Campbell-Diagramms direkt in KISSsys. Eine detailliertere 2D-Darstellung zusammen mit anderen nützlichen Analyseergebnissen findet sich im Protokoll, das mit Rechtsklick auf die `ShaftSystem-Berechnung` und Auswahl von `ShowReport` erzeugt wird. Alle Daten der Berechnung stehen auch in der in KISSsys generierten Resultate-Tabelle zur Verfügung. Zu beachten ist, dass der 2D-Plot mit der Schaltfläche „Save plot" gespeichert werden kann, wenn er in nachfolgenden Berechnungen unverändert bleiben soll (so dass jedes Mal eine neue Kurve erzeugt wird).

64.6.6 Analyse der Unwuchterregung von Wellensystemen

64.6.6.1 Einleitung

Mit Hilfe der Analyse der Unwuchterregung kann das reale dynamische Verhalten eines Wellensystems bei dynamischen Lasten (unsymmetrische Massen) berechnet werden. Das berechnete Verhalten beinhaltet Verformungen, Rotation, Kräfte und Momente. Die erforderlichen Eingaben und die erzielten Resultate werden nachfolgend beschrieben.

64.6.6.2 Berechnungsverfahren

Die Analyse der Unwuchterregung kann über ein `ShaftSystem-Berechnungselement` in KISSsys aufgerufen werden. Nach Klick mit der rechten Maustaste auf das Element ist die Option `Unwuchterregung` auszuwählen. Der folgende Dialog enthält alle notwendigen Eingaben für die Berechnung. Der Benutzer kann hier die Referenzwelle für die Berechnung aus einer Liste derjenigen Wellen im System auswählen, die eine Kupplung mit einer definierten Randbedingung enthalten. Dann kann er die x-Achse des Unwuchterregung-Diagramms für die Berechnung auswählen (und damit auch die gewünschte Berechnung festlegen). Es stehen zwei Optionen zur Verfügung:

- **Drehzahl der Referenzwelle.** Die Drehzahl der Referenzwelle wird innerhalb des vom Benutzer angegebenen Bereichs (Drehzahl (min/max)) mit der vorgegebenen Anzahl an Schritten verändert. Für jede Drehzahl wird eine kinematische Berechnung des kompletten Wellensystems durchgeführt, und die Dreh-

zahlen aller Wellen werden berechnet. Anhand dieser Drehzahlen werden die dynamischen Lasten berechnet und auf das Modell angewandt; das Ergebnis ist die Unwuchterregung in der definierten Referenzposition an der Welle.

- **Y-Koordinate der Referenzwelle.** In diesem Fall wird die Länge der Referenzwelle in die vorgegebene Anzahl an Abschnitten unterteilt und die Berechnung der Unwuchterregung für die angegebene Drehzahl durchgeführt. Man erhält so die exakte Form des Ansprechverhaltens der Referenzwelle bei dieser Drehzahl.

Der Benutzer kann ferner die Berechnungsmethode auswählen, die für die Eingriffssteifigkeit benutzt wird und die der Modalanalyse-Berechnung ähnelt.

Auch der Effekt der Drehzahl auf die Steifigkeit von Wälzlagern (nur für Lager mit innerer Geometrie) kann berücksichtigt werden. Wird diese Option gewählt, wird für jede Drehzahl eine statische Berechnung durchgeführt, und die in der dynamischen Analyse verwendete Lagersteifigkeit wird entsprechend angepasst.

Schliesslich kann in diesem Dialog die Dämpfung für Torsions-, Axial- und Biegungsschwingungen definiert werden. Zu beachten ist, dass die viskose Dämpfung von Lagern separat für jedes Lager in der Wellenberechnung (Einheiten frei wählbar) oder in seinen Eigenschaften in KISSsys (SI-Einheiten) definiert werden muss.

64.6.6.3 Resultate

Nach der Berechnung wird ein 2D-Plot aus den Eingangsdaten des Benutzers erzeugt. Detailliertere Analyseresultate und weitere Plotdarstellungen finden sich im Protokoll, das mit Rechtsklick auf das KISSsys-Element `ShaftSystem` und Auswahl von `ShowReport` aufgerufen werden kann. Zu beachten ist, dass der 2D-Plot mit der Schaltfläche `SavePlot` gespeichert werden kann, wenn er in nachfolgenden Berechnungen unverändert bleiben soll (so dass jedes Mal eine neue Kurve erzeugt wird). Es wird ferner eine Tabelle mit den Daten aller Plotdarstellungen erzeugt. Zu beachten ist, dass neben der in den Eingabedaten für die Analyse der Unwuchterregung definierten Referenzposition der Referenzwelle Analyseresultate auch für alle Dokumentationspunkte berechnet werden, die in den Wellenberechnungen des Systems definiert sind. Diese Dokumentationspunkte

können somit als Messstellen für das dynamische Verhalten verwendet werden. Die Resultate der Dokumentationspunkte werden im Protokoll und in der Resultate-Tabelle angezeigt.

Teil X

Bibliographie und Index

[1] A.G.M.A.: Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. Norm 2001-B88, 1988.

[2] Akahori, H., Sato, Y., Nishida, T., Kubo, A.: Prove di durata di Face Gear. Organi di trasmissione, 2002, Nr.12 oder MTP2001-Fukuoka, The JSME Int. Conference, Japan, 2001.

[3] Basstein, G., Sijtstra, A.: Neue Entwicklung bei Auslegungen und Fertigung von Kronenrädern. Antriebstechnik, 32 (1993), Nr.11.

[4] Bock G., Nocj R., Steiner O.: Zahndickenmessung an Getriebeschnecken nach der Dreidrahtmethode. Physikalisch-Technische Bundesanstalt, Braunschweig, 1974.

[5] Decker, K.H.: Maschinenelemente. Carl Hanser Verlag München, 10. Auflage, 1990.

[6] Dietrich G., Stahl H.: Matrizen und Determinanten in der Technik. VEB Verlag Leipzig, 5. Auflage, ca. 1960.

[7] DIN ISO 15312: Wälzlager - Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl - Berechnung und Beiwerte, Oktober 2004.

[8] DIN 732: Wälzlager - Thermische Bezugsdrehzahl - Berechnung und Beiwerte, Mai 2010.

[9] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Dezember 2012.

[10] DIN 867: Bezugsprofile für Evolventenverzahnungen an Stirnrädern (Zylinderrädern) für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau, Ausgabe Februar 1986.

[11] DIN 2091: Drehstabfedern mit rundem Querschnitt: Berechnung und Konstruktion. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2011.

[12] DIN 2092: Tellerfedern: Berechnung. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2011.

[13] DIN 2093: Tellerfedern: Masse, Qualitätsanforderungen. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2011.

[14] DIN EN 15800: Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten: Gütevorschrift für kaltgeformte Druckfedern. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2011.

[15] DIN 2096: Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben: Gütevorschrift für warmgeformte Druckfedern. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2011.

[16] DIN 2097: Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten: Gütevorschriften für kaltgeformte Zugfedern. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2011.

[17] DIN 2194: Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben: Kaltgeformte Drehfedern (Schenkelfedern), Gütenorm. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2011.

[18] DIN 3960: Begriffe und Bestimmungsgrössen für Stirnräder und Stirnradpaare mit Evolventenverzahnung. Ausgabe Dezember 1987.

[19] DIN 3961: Toleranzen für Stirnradverzahnungen, Grundlagen, 1978.

[20] DIN 3967: Flankenspiel, Zahndickenabmasse, Zahndickentoleranzen, 1978.

[21] DIN 3971: Begriffe und Bestimmungsgrössen für Kegelräder und Kegelradpaare, Ausgabe Juli 1980.

[22] DIN 3975: Begriffe und Bestimmungsgrössen für Zylinderschneckengetriebe mit Achsenwinkel 90 Grad, Ausgabe Juli 1976.

[23] DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern. Teil 1,2,3,4,5,11 und 21. Ausgabe Dezember 1987.

[24] DIN 3991: Tragfähigkeitsberechnungen von Kegelrädern, 1990.

[25] DIN 5480: Zahnwellen-Verbindungen mit Evolventenflanken. Teil 1 bis 15. März 1986.

[26] DIN 6885: Passfedern. Blatt 1-3, 1968.

[27] DIN 6892: Passfedern - Berechnung und Gestaltung, 2012.

[28] DIN 7151: ISO Grundtoleranzen für Längenmasse bis 500 mm, 1964.

[29] DIN 7190: Berechnung und Anwendung von Pressverbänden. Februar 2001.

[30] DIN EN 13906-1: Druckfedern: Berechnung und Konstruktion. DIN Taschenbuch 29, 12. Auflage, Beuth Verlag Berlin, 2015.

[31] DIN EN 13906-2: Zugfedern: Berechnung und Konstruktion. Beuth Verlag Berlin, 2013.

[32] DIN EN 13906-3: Drehfedern: Berechnung und Konstruktion. DIN Taschenbuch 29, 12. Auflage, Beuth Verlag Berlin, 2015.

[33] ISO 7902: Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions. Teil 1, 2013; Teil 2 und 3, 1998.

[34] DIN 31653: Hydrodynamische Axial-Gleitlager im stationären Bereich. DIN Taschenbuch 198, Beuth Verlag Berlin, 1991.

[35] DIN 31654: Hydrodynamische Axial-Gleitlager im stationären Bereich. DIN Taschenbuch 198, Beuth Verlag Berlin, 1991.

[36] DIN 58400: Bezugsprofil für Evolventenverzahnungen an Stirnrädern in der Feinwerktechnik. Ausgabe Juni 1984.

[37] DIN 58405: Abmasse für die Feinwerktechnik, Teil 2.

[38] Dubbel, H.: Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer Verlag Berlin, 15. Auflage, 1986.

[39] Schaeffler Technologies AG: Wälzlagerpraxis, Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen. Vereinigte Fachverlage GmbH Mainz, 2015.

[40] FAG: Standardprogramm. Katalog WL 41510, 3. Ausgabe 1995.

[41] FKM Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. VDMA Verlag Frankfurt, 6. Auflage, 2012.

[42] Hänchen, R., Decker, K.H.: Neue Festigkeitslehre für den Maschinenbau. Carl Hanser Verlag München, 3. Auflage, 1967.

[43] Hirn, H.: Computergestützte Zahnradoptimierung. Fink GmbH, Druck und Verlag Pfullingen, 1999.

[44] ISO 6336: Calculation of load capacity of spur and helical gears. Teil 1,2,3,4,5,6. Ausgabe 2006.

[45] ISO/DIS 10300: Calculation of load capacity of bevel gears. Teil 1,2,3. ISO 10300 Ausgabe 2001, ISO/DIS 10300 Entwurf 2011.

[46] Kissling, U.: KISSsoft - eine praxisgerechte Maschinenelemente-Software. Antriebstechnik 27, 1988, Nr. 12, S. 34-40.

[47] Kissling, U.: Auslegung von Maschinenelementen. CIM Management 11 4, 1995.

[48] Kissling, U.: Technische Berechnungen auf Personal Computern. VDI-Z 130, 1988, Nr. 5, S. 45-52.

[49] Kissling, U.: Sicher dimensioniert. Antriebstechnik 6, 2007. S. 64-68.

[50] Kissling, U., Beermann, S., Hirn, T.: Kronenräder: Geometrie und Festigkeit, Antriebstechnik 10, 2003.

[51] Klingelnberg-Werknorm 3028: Auslegung eines Kegelradgetriebes ohne Achsversatz. Ausgabe-Nr. 2.

[52] Klingelnberg-Werknorm 3029: Auslegung eines Kegelradgetriebes mit Achsversatz. Ausgabe-Nr. 2.

[53] Klingelnberg-Werknorm 3030: Tragfähigkeits-Berechnung für Spiralkegelräder. Ausgabe-Nr. 1.

[54] Klotter, K.: Technische Schwingungslehre, Band 2. Springer Verlag Berlin, 2. Auflage, 1960.

[55] Kollmann, F.: Welle-Nabe-Verbindungen. Springer Verlag Berlin, 1984.

[56] Lachenmaier, S.: Auslegung von evolventischen Sonderverzahnungen für schwingungs- und geräuscharmen Lauf von Getrieben. VDI Verlag Düsseldorf, WZL Reihe 11 Nr. 54, 1983.

[57] Lang, O., Steinhilper R.: Gleitlager. Konstruktionsbücher Band 31, Springer Verlag Berlin, 1978.

[58] Linke, H.: Stirnradverzahnung. Carl Hanser Verlag München, 1996.

[59] MAAG: Taschenbuch. 2. erweiterte Auflage, Zürich, 1985.

[60] Massa, E.: Costruzione di macchine. Editori Masson Italia, Milano, 1981.

[61] Matek, W., Muks D., Wittel H.: Roloff/Matek Maschinenelemente. Vieweg Verlag Braunschweig, 11. Auflage, 1987.

[62] Matek W., Muks D., Wittel H., Becker M., Jannasch D.: Roloff/Matek Maschinenelemente. Vieweg Verlag Braunschweig, 15. Auflage, 2001.

[63] Matthias, K.: Schraubenkräfte in einer Flanschverbindung. Maschinenbau, Berlin 34 (1985) 11, S. 517.

[64] Niemann G.: Maschinenelemente, Band 1. Springer Verlag Berlin, 2005.

[65] Niemann G.: Maschinenelemente, Band 2. Springer Verlag Berlin, 1983.

[66] Niemann G.: Maschinenelemente, Band 3. Springer Verlag Berlin, 1985.

[67] NIHS 20-25: Uhrenindustrie, Schweizer Norm SN 282 025, Oktober 1993.

[68] Obsieger: Zahnformfaktoren von Aussen- und Innenverzahnungen. Zeitschrift Konstruktion 32 (1980), S. 443-447.

[69] Weber C., Banaschek K.: FVA-Bericht 129 und 134, Elastische Formänderung der Zähne und der anschliessenden Teile der Radkörper von Zahnradgetrieben, FVA 1955.

[70] Rules for The Classification of Naval Ships (FREMM 3.1), Bureau Veritas, March 2004.

[71] SKF: Hauptkatalog 4000 T. Ausgabe 1989.

[72] Spinnler, Prof.: Manual de calcul d'organes des machines. EPFL Lausanne, 1990.

[73] VDI 2226: Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile.

[74] VDI 2227: Festigkeitsberechnung.

[75] VDI 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Blatt 1. Dezember 2014.

[76] VDI 2545: Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen. Ausgabe 1981.

[77] KISSsoft: Klassische Anleitungen zu den Berechnungsmodulen: KISSsoft Gear Pump Analysis, Hombrechtikon, 2005.

[78] Boresi, A.P., Schmidt R.J.: Advanced mechanic of material , 6th. Edition, John Wiley and Sons, Inc., 2002.

[79] Roth, K.: Zahnradtechnik - Evolventen-Sonderverzahnungen zur Getriebeverbesserung, Springer DE, 1998.

[80] Hoechst, High Chem: Technische Kunststoffe - Berechnen, Gestalten, Anwenden, B.2.2, Hoechst AG, 1992.

[81] Theissen, J.: Berechnung der Sicherheit gegen Graufleckigkeit von Industriegetrieben auf der Grundlage des neuen Rechenverfahrens nach FVA 259. Dresdner Maschinenkolloquium, TU Dresden, Sept. 2003. Tagungsband S.195-212.

[82] FVA-Informationsblatt Nr. 54/7: Testverfahren zur Untersuchung des Schmierstoffeinflusses auf die Entstehung von Graufleckigkeit bei Zahnrädern, FVA Vereinigung, Frankfurt, 1999.

[83] Feulner, R.: Verschleiss trocken laufender Kunststoffgetriebe, Lehrstuhl Kunststofftechnik, Erlangen, 2008.

[84] DIN 32711 : Welle-Nabe-Verbindung - Polygonprofil P3G. Ausgabe März 2009.

[85] DIN 32712 : Welle-Nabe-Verbindung - Polygonprofil P4C. Ausgabe März 2009.

[86] Decker, K.-H.: Maschinenelemente, Funktion, Gestaltung und Berechnung, Hanser Verlag München, 2001.

[87] Klingelnberg, J.: Kegelräder Grundlagen, Anwendungen, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2008.

[88] Norden, N.: On the compression of a Cylinder in Contact with a Plane Surface, National Bureau of Standard, 1973.

[89] Annast, R.: Kegelrad-Flankenbruch, Technische Universität München, 2002.

[90] VDI 2241: Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen, Blatt 1: 1982; Blatt 2: 1984.

[91] Burdick, R.: Manufacturing Single-Enveloping Worm Gear Sets, Gear Solutions, April 2003.

[92] Harris, T., Rumbarger, J.H., Butterfield, C.P.: Wind Turbine Design Guideline DG03: Yaw and Pitch Rolling Bearing Life. 63 pp.; NREL Report No. TP-500-42362, 2009.

[93] DET NORSKE VERITAS: Calculation of gear rating for marine transmissions, Norway, 2003.

[94] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit, Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung, 2. Auflage, Springer Verlag 2002.

[95] Winter, H., Podlesnik B.: Zahnfedersteifigkeit von Stirnradgetrieben, Teil 1 - 3, Antriebstechnik 22 1983.

[96] Harris, T.: Rolling Bearing Analysis, 4th Edition, John Wiley & Sons Inc., 2001.

[97] Schlecht, B: Maschinenelemente 2, Getriebe - Verzahnungen - Lagerungen, Pearson Studium 2010.

[98] Tsai, S.-J., Wu, S.-H.: Geometrical Design of Conical Gear Drives with Profile-shifted Transmission; 12th IFToMM World Congress, 2007.

[99] Tsai, S.-J., Wu, S.-H.: Designing Skew Conical Gear Drives in Approxiumate Line Contact for Power Transmission; Proceedings of MPT2009-Sendai JSME International Conference on Motion and Power Transmission,2009.

[100] DIN 31657: Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb. DIN Taschenbuch 198, Beuth Verlag Berlin, 2015.

[101] Pech, M.: Tragfähigkeit und Zahnverformung von Schraubenradgetrieben der Werkstoffpaarung Stahl/Kunststoff, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Kraftfahrzeuge, Bochum, 2011.

[102] VDI 2736: Thermoplastische Zahnräder, Blatt 1-4, 2014/2015

[103] DIN 31652 1-3: Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Bereich. Beuth Verlag Berlin, 2017.

[104] Masudo, T.; Abe, T.;Hattori, K.: Prediction Method of Gear Noise Considering the Influence of the Tooth Flank Finishing Method. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, JANUARY 1986, Vol. 108 / 95.

[105] Bertsche, B.: Reliability in Automotive and Mechanical Engineering; Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2008.

[106] Pestel, E.C.; Leckie, F.A.: Matrix Methods in Elastomechanics; McGraw-Hill, 1963.

[107] Johnson, K.L.: Contact Mechanics, Cambridge University Press, 1987

[108] F.E.M. 1.001; Rules for the design of hoisting appliances: Booklet 2. Fédération Européenne de la Manutention, 1998.

[109] VDI 2736: Thermoplastische Zahnräder, Blätter 1-4, 2016.

[110] Ribeiro, M.: Gaussian Probability Density Functions: Properties and Error Characterization, 2014.

[111] Zaka, A.; Akhter, A.: Methods for Estimating the Parameters of the Power Function Distribution, 2013.

1

12. Berechnung des Schmierölbedarfs • II-21

2

2013er Solver verwenden • III-47

3

3D-Erzeugung • II-222
3D-Export • II-417
3D-Schnittstelle zu Autodesk Inventor • I-179
3D-Schnittstelle zu CATIA • I-214
3D-Schnittstelle zu Creo Parametric (ProEngineer) • I-200
3D-Schnittstelle zu Solid Edge • I-171
3D-Schnittstelle zu Solid Works • I-163
3D-Schnittstelle zu Unigraphics NX • I-186
3D-Schnittstellen • I-153

A

Abgeführte Wärmeströme • III-113
Abkürzungen in der Zahnradberechnung • II-444
Abmasse von Zahnstangen • II-429
Abschätzung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile (Kapitel 5.5) • III-77, VIII-22
Abstände bei exzentrischer Verspannung / Belastung • IV-144
Abstreiffestigkeit • IV-151, IV-156
Abwälzen • II-366
Abwälzen mit Gegenrad • II-144
Abwälzfräserauswahl • I-106
Achsabstand • II-6, II-8, II-313, II-335, VI-5, VI-12
Achsabstand • VI-19
Achsabstandstoleranzen • II-104
Achsabstandtoleranzen • I-105
Achslage • II-384, II-405
Achsversatz • II-235
Achswinkel • II-234, II-296, II-327, II-337, II-357
Addin (Menüpunkte im CAD) • I-181, I-188
Addin-Funktionen (Aufrufe) • I-168, I-177, I-183
AGMA 6101-E08/ AGMA 6001-E08 • III-71
AGMA 925 • II-177, II-387
Allgemein • I-75, II-202, II-228, II-280, II-304, II-305, II-326, II-395

Allgemeine Eingaben • III-91
Allgemeine Einstellungen • VIII-16
Allgemeine Randbedingungen • III-142
Allgemeines • I-1, IV-68, VIII-4, IX-3
Allgemeines Berechnungsverfahren für KHbeta nach ISO 6336-1, Anhang E • II-88
Allgemeines zur 3D Modellierung in Parasolid • I-162
Alternativen Algorithmus für die Zahnformberechnung verwenden • II-205
Amplitude der Drehwegabweichung • II-407
Amplitudenspektrum der Eingriffssteifigkeit • II-409
Analog DIN 3991, Methode B • II-301
Analog ISO 10300, Methode B • II-300, II-301
Analyse der Unwuchterregung von Wellensystemen • IX-51
Anforderungen an Fremdprogramm • I-139
Annahmen für die Berechnung • V-23
ANSI 92.1 und ISO4156/ANSI 92.2M • IV-83
Anteilfaktor • IV-51, IV-62, IV-77, IV-106
Antworten auf häufige Fragen • I-217, II-420, III-168, IV-179
Antworten zur Festigkeitsberechnung • II-430
Antworten zur Geometrieberechnung • II-421
Anwendungsbeispiel eines variablen Dialoges • IX-36
Anwendungsbereich der FKM-Richtlinie • VIII-4
Anwendungsfaktor • II-23, II-32, II-255, II-302, II-320, II-345, IV-19, IV-37, IV-47, IV-58, IV-75, IV-90, IV-102, VI-18
Anwendungsfaktor f1 • VI-4
Anwendungsfaktor und Summand für Arbeitsweise • VI-12
Anzahl berechnen • V-29
Anzahl Eigenfrequenzen • III-36
Anzahl Knickfälle • III-36
Anzahl Radialdichtringe Schneckenwelle • II-322
Anzahl Stränge • VI-17
Anzeige der Grafik • IX-42
Anziehverfahren • IV-139
Art der Korrektur • II-105, II-304
Art der Ölschmierung • III-52
Art der Schraubenverbindung • IV-136
Art des Lastkollektivs • II-51
Aufbau mit Icon • IX-12
Aufbau von KISSsys • IX-3
Auftretende Flankenpressung • IV-49, IV-60, IV-92, IV-104
Ausdrücke in Variablen • IX-19, IX-28
Ausfallwahrscheinlichkeit • III-50, III-127
Ausführung des Federkörpers • V-22
Ausgabe von Winkeln im Protokoll ändern • I-218
Ausgabedatei • I-140
Auslegung • III-85
Auslegung der Zahnrad-Geometrie • II-211
Auslegung Lagerspiel • III-158
Auslegungen • II-182, II-210, II-294, II-306, III-165, IV-14, IV-26, IV-44, IV-55, IV-66, IV-97, IV-110, IV-117, IV-170, V-19, V-25, V-35, VI-16, VIII-36
Auslegungen • IV-29

Auslegungen • V-9
Aussagekraft der Lebensdauerberechnung • VIII-6
Aussendruck mit mehrteiligem Pressverband umrechnen • IV-9
Aussendurchmesser und Kopfkehlradius • II-317
Aussenkontur • III-6, III-15
Auswahl der Bauteilform • VIII-10
Auswahl des Wälzlagertyps • III-103
Auswertung • II-400
Auswirkung von Profilmodifikationen • II-427
Automatisch • II-133
Automatische Bemassung anzeigen • III-53
Automatische Berechnung der Beanspruchungszahl q • IV-176
Automatische Berechnung des Umstülpwinkels ψ • IV-177
Automatische Veränderung von Bezugsprofilen • II-425
Automotive • VII-1
Axial-/Stirnmodul • II-312
Axiales Verspannen mit Mutter • IV-20
Axialspiel • III-50

B

Basisdaten • II-5, II-168, II-231, II-290, II-312, II-334, II-357, III-35, III-140, IV-71, IV-174
Basisdaten Werkstoffe • I-115
Bauform • II-229, II-242
Beanspruchungsfall • III-77, III-78
Beanspruchungsfälle • VIII-11
Bearbeitungszugabe Stirnrad • I-105
Bedingter Querschnitt • III-33
Bedingungen für die Wellenberechnungsdateien • II-84
Bedingungsabfrage IF ELSE END • I-51, I-84
Beeinflussung des Breitenlastfaktor KHß bei einer Flankenlinienabweichung fma, bedingt durch Herstellungsfehler • II-434
Behandlung von Biegung und Torsion anhand der Ergebnisse für die Welle • II-85
Bei Geometriefehlern weiterrechnen • II-104, II-204
Beispiel
Pressverband-Berechnung • I-99, I-137, I-141
Beispiel für den Aufruf aus Excel • I-147
Beiwerte f0r und f1r • III-113
Belastung • II-22, II-249, II-299, II-319, II-339, III-138
Benutzerdefinierte Einstellungen • I-22
Benutzer-Definierte Variablen • I-69
Benutzerdefinierte Wälzlager in Berechnungsdatei speichern • III-49
Benutzerdefiniertes Rollenprofil • III-134
Berechnen und Protokollieren • I-53, I-73
Berechnung • III-164, IV-17, VII-6, VIII-31
Berechnung der Axialkräfte bei Lagern mit O- und X-Anordung • III-128
Berechnung der Flankensicherheit • II-206, II-207
Berechnung der Grössenfaktoren für kleine Zahnräder • II-216

Berechnung der Integraltemperatur und der Blitztemperatur • II-54
Berechnung der Lebensdauer mit Lastkollektiven • III-124
Berechnung der Planetenträgerverformung mit FEM • II-78
Berechnung der Sicherheiten • III-80
Berechnung der thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl • III-115
Berechnung der thermischen Bezugsdrehzahl • III-113
Berechnung der volumenspezifischen Wärme • III-166
Berechnung des Fördervolumens der Zahnradpumpen • II-214
Berechnung des Verschleisskoeffizienten kw für Stahl • II-20, II-414
Berechnung Fressen • II-53
Berechnung mit Betriebsachsabstand und Profilverschiebung gemäss Herstellung • II-214
Berechnung mit eigener Woehlerlinie • II-213
Berechnung mit experimetellen Daten • III-78
Berechnung mit Normalmodul anstatt mit Axialmodul • II-312, II-328
Berechnung mit verbesserten Formeln (abweichend von der Norm) • II-329
Berechnung nach AGMA 421.06 (High Speed Gears) • II-440
Berechnung nach Klingelnberg, Gleason und Oerlikon • II-229, II-248
Berechnung nach Methode B oder C (DIN 3990, 3991) • II-431
Berechnung von Stirnrädern, welche mit Werkzeugen nach DIN 3972 hergestellt werden • II-423
Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit Durchmesserzentrierung • IV-68
Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit Flankenzentrierung • IV-69
Berechnungen • II-92, II-94, II-96, II-212, II-280, II-328
Berechnungen • IV-28
Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen • I-169, I-178, I-184
Berechnungsdatei öffnen • I-198
Berechnungselemente • IX-22
Berechnungsgrundlagen • II-106, II-228, II-287, II-310, II-333, II-356, IV-68
Berechnungsprotokolle • I-73
Berechnungsvariablen • I-81
Berechnungsverfahren • III-98, VIII-40, IX-49, IX-50, IX-51
Berechnungsverfahren thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl (DIN 732-2) • III-114
Berechtigungen • I-13
Bereichstabellen • I-100
Berücksichtigung der Gehäuseverformung in statischen KISSsys-Berechnungen • IX-45
Berücksichtigung der Wellenbiegung (Breitenlastfaktor und Kontaktanalyse) • II-62, II-82, II-257
Berührlinie (Kronenrad) • II-403
Beschränkung der Fusskreisdurchmesser • II-186
Beschränkung der Kopfkreisdurchmesser • II-186
Beschränkung der Zähnezahl • II-187
Beschreibung der Datenbank-Tabellen • I-105
Beschreibung der öffentlichen Schnittstelle • I-134
Beschriftung • I-68
Besonderheiten in KISSsoft • IV-120
Bestimmung der Fresslaststufe (Ölspezifikation) • II-433

Bestimmung des äquivalenten Drehmoments (bei Lastkollektiven) • II-442
Betriebsdaten • IV-121, VII-3
Betriebsflankenspiel • II-171
Beveloidräder • II-355
Bewertung • II-221, II-379
Bezugsprofil • II-89, II-95, II-256, II-359, II-369
Bezugsprofil berechnen • II-144
Bezugsprofile • I-105
Bibliographie und Index • X-1
Biegekritische Drehzahlen • III-62
Biegespannungswerte • V-22
Biegung der Wellen und Breitenkorrekturen berücksichtigen • II-174
Blitztemperatur • II-400, II-411
Bogenförmige Endrücknahme I und II • II-117
Bolzen und Stifte • IV-111
Bolzen/ Stifte • I-110
Breite • II-358
Breiten- und Umfangsfaktor • IV-79
Breitenballigkeit • II-119, II-125
Breitenlastfaktor • II-51, II-61, II-220, II-303
Breitenlastverteilung • II-403
Breitenversatz • II-293

C

Campbell Diagramm • III-96
Campbell-Diagramm für Wellensysteme • IX-50
COM Schnittstelle • I-144

D

Darstellung • II-219, II-285
Darstellung von Elementen in 3D-Grafik • IX-27
Das aktive Arbeitsprojekt • I-9, I-12, I-36, I-56, I-58, I-59
Das Element Welle • III-9
Das Infofenster • I-36, I-51
Das Meldungsfenster • I-36, I-54
Das Resultatefenster • I-36, I-50, I-72
Dateien hinzufügen und entfernen • I-57
Dateien in PTC Windchill-Arbeitsverzeichnis speichern • I-213
Dateiverknüpfung • III-132
Daten der Keilriemen • VI-3
Datenbankeinträge einsehen • I-91, I-94
Datenbankeinträge verwalten • I-91, I-94
Datenbanktool und externe Tabellen • I-89, II-29, II-95, II-338, III-67, IV-11, IV-24, IV-30, IV-42, IV-53, IV-64, IV-71, IV-81, IV-95, IV-108, IV-114, IV-165, IV-180, V-5, V-15, V-24, V-29, VIII-15, VIII-37
Datenimport und -export mit dem Datenbanktool • I-96

Definition der Federkräfte • VII-9
Definition der Nebenelemente • III-6, III-16
Definition des Wellenversatzes der einzelnen Bauteile • II-74
Definition eigener Standarddateien • I-12, I-33, I-56, I-139
Definition von 2D Grafiken • IX-40
Definition von Eingabe und Ausgabe • I-138
Definition von Gleitreibungszahlen und -geschwindigkeiten • VII-10
Definitionen in [CADEXPORT] • I-18
Definitionen in [CATIA] • I-20
Definitionen in [GRAPHICS] • I-17
Definitionen in [HICAD] • I-21
Definitionen in [INTERFACES] • I-18
Definitionen in [INVENTOR] • I-20
Definitionen in [LICENSE] • I-18, I-31
Definitionen in [PATH] • I-3, I-7, I-9, I-12, I-13, I-14, I-30, I-59, I-73, I-78
Definitionen in [PROENGINEER] • I-21, I-202
Definitionen in [REPORT] • I-17, I-75
Definitionen in [SETUP] • I-5, I-6, I-7, I-10, I-11, I-15
Definitionen in [SOLIDEDGE] • I-19, I-171
Definitionen in [SOLIDWORKS] • I-19, I-156
Definitionen und Abmessungen der Standardfräser für Palloid-Verzahnungen • II-277
Dehnhülsen ohne äussere Kräfte • IV-138
Der Eigenschaften-Dialog • IX-18
Der Modulbaum • I-35
Der Projektbaum • I-12, I-33, I-36, I-55
Details • III-142
Details der Festigkeit • II-33, II-253, II-321, II-346
Details der Festigkeit (AGMA) • II-23, II-33, II-49
Details der Festigkeit definieren • IV-75
Details der Geometrie • II-14, II-240, II-296, II-316, IV-74
Details der Geometrie definieren • II-337
Diagramme • II-221
Dialogelemente für den variablen Dialog • IX-32
Dickenfaktoren aus dem Wellendurchmesser • III-91
Die 3D-Ansicht • IX-7
Die Ausgabe von Meldungen • IX-7
Die Baumansicht • IX-5
Die Benutzeroberfläche • IX-4, IX-5, IX-6, IX-7
Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 1994 • III-116
Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 2013 • III-118
Die Berechnung nach Schaeffler 2014 (INA, FAG) • III-120
Die Definition des Achsensystem (af) • IX-40
Die Definition einer Balkengrafik (dg_b) • IX-41
Die Definition einer XY-Linien Grafik (dg_l) • IX-41
Die Diagrammansicht • IX-6
Die FKM Richtlinie
Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile • VIII-6
Die gesamte Definiton • IX-42
Die Tabellenansicht • IX-6, IX-19
Die vorhandenen Elemente • IX-21

Differentiale • II-280
Dimensionierung • II-307, II-362
DIN 3967 • II-102
DIN 5480 • IV-83
DIN 58405 • II-102
DIN 743 (2012) • III-70
Diskretisiertes Modell • II-161
Distanzen auf der Schneckenwelle • II-323
Diverses • VIII-1
Dockfenster • I-33, I-35, I-38
Dokumentationspunkt • III-33
Drehmomentauslegung • II-381
Drehmomentverlauf • II-408
Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel • IV-48, IV-59, IV-91, IV-103
Drehrichtung • III-11, III-23, III-37
Drehstabfedern • V-31
Drehwegabweichung • II-405
Drehwegbeschleunigung • II-406
Drehwinkelgesteuertes Anziehen • IV-150
Drehzahl • III-11, III-36
Drehzahl/Zähnezahl/Übersetzung • VI-18
Druckfeder Norm • I-106
Druckfedern • V-2
Durchbiegung und Lagerkräfte, Kraft- und Momentverteilung • III-57
Dynamikfaktor • II-55, II-283
Dynamische Benutzeroberfläche • I-61
Dynamische Tragfähigkeit • III-109

E

Editieren der Steuerdatei • II-396
Effective/Actual • IV-83
Effektive Anzahl Keilriemen • VI-5
Effektive Riemenbreite • VI-13
Effiziente Schnittstellen • I-135
Eigene Daten für Wöhlerlinie • III-14
Eigene Eingabe • II-103, III-32
Eigene Eingaben • IV-40
Eigene Texte im Fenster Resultate ergänzen • I-72, I-222
Eigenfrequenzen • III-36, III-62
Eigenschaften • I-38, I-40, I-41, I-45, III-100
Eigenschaften der wichtigsten Lagerbauformen • III-103
Einbinden des KISSsoft-Addin • I-181, I-188, I-203
Einbinden des KISSsoft-Addin (Menüpunkte im CAD) • I-165, I-173
Einflussfaktoren • IV-113
Einfügen von Variablen in Tabellen • IX-14
Einführung • II-2
Eingabe der Qualität • II-203

Eingabe der Spannungswerte am Nachweispunkt und am Stützpunkt • VIII-11
Eingabe der Zähnezahlen mit Nachkommastellen • II-7, II-204
Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls • II-204
Eingabe von unterschiedlichen Lastwechselzahlen für Biegung und Torsion (bei Zeitfestigkeitsberechnungen) • III-49
Eingabedatei • I-139
Eingabedaten • II-365
Eingabeelemente • I-51
Eingabefenster • III-5, III-83
Eingaben zu den Basisdaten • IV-121
Eingaben zu den Verspannten Teilen • IV-141
Eingaben zu den Vorgaben • IV-145
Eingriff • II-354, II-389
Eingriffsfedersteifigkeit • II-279
Eingriffswinkel im Normalschnitt • II-6, II-232, II-292, II-312, II-334, II-357
Eingriffswinkel im Normalschnitt an • IV-72
Eingriffswinkel Zug-/Schubflanke
Hypoidräder • II-232
Eingriffswinkelmodifikation • II-115, II-121
Einhärtetiefe • II-400
Einhärtetiefe (FKM) • III-12
Einhärtetiefe EHT • II-350
Einheitensystem • I-11, I-33
Einheitenumschaltung • I-52
Einlaufkurve nach Hirn • II-140
Einleitung • IX-45, IX-48, IX-50, IX-51
Einsatzmöglichkeiten von KISSsys • IX-3
Einschaltdauer • II-215, II-326
Einstellungen • II-104, II-202, II-280, II-305, II-326, II-353, II-417, II-418, IV-12, IV-25, IV-43, IV-54, IV-65, IV-96, IV-109, IV-115, IV-153, IV-169, VII-12, VIII-16, VIII-26
Einstellungen • IV-29
Einstellungen • V-15
Einstellungen • VIII-36
Einstellungen unter Modulspezifische Einstellungen • VIII-49
Einteilung der Lager • III-100
Einzeleingriffssteifigkeit • II-408
Einzelplatzversion mit Dongle • I-5
Einzelplatzversion mit Lizenzcode • I-6
Element Assistent • IX-11
Elementbaum • III-5, III-6, III-9
Elemente • I-65
Elemente der Benutzeroberfläche von KISSsoft • I-32
Elemente für Wellen • IX-24
Elementeditor • III-5, III-8, III-9, III-169
Elementliste • III-8
Elementübersicht • III-9
Elliptische Fussmodifikation • II-141
Elliptisches Verformen • II-151
Ergebnisse • VIII-42, IX-49

Erstellen eines Datenbankeintrags • I-94
Erweiterte Funktionalität für Entwickler • IX-17
Erweiterte Lagerlebensdauer nach ISO 281 • III-44
Erweiterte Lebensdauer nach ISO 281 • III-138
Erweiterte Lebensdauerberechnung nach Beiblatt zu DIN ISO 281 (2007) • III-123, III-134
Erzeugung von 3D-Wellen • I-157, I-163, I-171, I-179, I-187
Erzeugung von 3D-Zahnrädern • I-155, I-163, I-168, I-171, I-177, I-179, I-184, I-187, I-192, I-201, I-214
Erzwungene Schwingungen • III-98
Explizites Einlesen und Generieren von Daten • I-140
Export der Wellengeometrie • III-7, III-22
Export einzelner Zähne • II-372
Export von 3D Wellen in Parasolid • I-158
Externe Tabellen • I-89, I-97, I-105, I-106, I-107, I-109, I-110, I-112, I-113, I-114, I-115, I-116, I-118, I-120, I-121, I-130, I-131, II-16, II-101, II-104, II-297
Extrapolation der berechneten zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannungen • VIII-50
Exzentrische Breitenballigkeit • II-120
Exzentrische Höhenballigkeit • II-113

F

Faktor für minimale Zahndicke am Kopf • II-205
Faktor für minimales Kopfspiel • II-205
Faktoren • II-55, II-282, II-303, II-361
Faktoren zur Bestimmung der Ermüdungsfestigkeit • III-79
Fall I. Testergebnisse für identische Prüfräder • VIII-45
Fall II. Testergebnisse von Rädern mit unterschiedlicher Radgeometrie • VIII-46
Federn • V-1
Feinauslegung • II-184, II-264, III-145
Feinwerktechnik • II-421
Fertigbearbeitung • II-100
Fertigungstoleranzen • II-377
Festigkeit • III-66
Festigkeitsabschätzung von asymmetrischen Stirnradverzahnungen • II-441
Festigkeitsberechnung bei mittlerer Toleranzlage (der Zahnform) • II-215
Festigkeitsberechnung mit mehreren Zahneingriffen an einem Zahnrad • II-436
Festigkeitsberechnung nach Hirn • II-339
Festigkeitsberechnung nach Hoechst • II-340
Festigkeitsberechnung nach ISO 6336/Niemann • II-339, II-340
Festigkeitsberechnung nach VDI 2736 • II-341
Festigkeitsmethode AGMA 6123-B06 • IV-80
Festigkeitsmethode DIN 5466 • IV-79
Festigkeitsmethode nach Niemann • IV-75
Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen • VIII-3
Festigkeitsparameter nach AGMA • III-79
Festigkeitsparameter nach DIN • III-78
Festigkeitsparameter nach FKM • III-75
Festigkeitsparameter nach Hänchen und Decker • III-74

Festigkeitswerte • V-3, V-11, V-21, V-27, V-33
FKM-Richtlinie, Ausgabe 2012 • III-71
Flankenbruch • II-48, II-153, II-403
Flankenform • II-316
Flankenkrümmungsradien • II-395
Flankenlinienkorrektur • II-63, II-125, III-93
Flankenlinienkorrekturen • II-106, II-116
Flankensicherheit mit 0.85*b berechnen (ISO 10300) • II-254
Flanschverbindung mit Drehmoment und Kräften • IV-123
Flugkreisradius • II-248
Format der Angaben in den importierten Dateien • II-367
Formatierungen • I-65, I-73, I-78, I-79
Formeleingabe und Winkeleingabe • I-51
Formkreise aus Zahnform berechnen • II-212, II-422
Fp-Toleranz nach Tabellen in DIN3962 • II-203
Freier Querschnitt • III-33, III-169
Fressen und Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad) • II-403
Früheren Berechnungszustand wiederherstellen • I-223
Funktionalität der Software • VIII-4
Funktionalität des Servers • I-144
Funktionen • IX-29
Funktionstabellen • I-98
Fusskreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten • II-204
Fusskreisabmasse • II-103
Fussrundung geschliffen • II-48
Fussspannung mit FEM • II-179

G

Gangzahl des Werkzeugs • II-248
Geforderte Lebensdauer • II-252, III-50
Gefügefaktor XwrelT oder Gefügefaktor Xw (Fressen) • II-43, II-125, II-253, II-348
Gehäusetemperatur • III-10, III-38
Gehäusewerkstoff • III-44
Gelenk • III-32
Genauigkeit der Zahnform • II-371
Geometrie • II-365, VII-2
Geometrie 2D • II-388
Geometrie 3D • I-158, II-398
Geometrie der verspannten Teile • IV-141
Geometriedaten • I-143
Geometrieeingaben Niemann • IV-74
Geometrie-Feinauslegung für 3 Räder • II-195
Geometrien DIN 31657 • III-152
Geometrienormen • IV-71
Geradlinige Flanke • II-143
Gewichtskraft berücksichtigen • III-44
Glättung der Zahnformkrümmung für die Berechnung der Hertz'schen Pressung in der Kontaktanalyse • II-161

Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad) • II-403
Gleitlager • III-100
Gliederzahl • VI-19
Globale Einstellungen - KISS.ini • I-13, I-14, I-30, I-31, I-73, I-78
GOST-21354-87 • II-24, II-26
Grafik • II-194, II-198, II-273, III-144, III-146, IV-98
Grafiken • VII-11, VIII-53
Grafikfenster • I-33, I-38
Grafikliste • II-419
Grenzabmasse • V-30
Grenzschweissnahtbeiwert • IV-164
Grenzschweissnahtspannung • IV-162
Grenzwerte • V-34
Grenzwerte der Berechnung • III-167
Grobauslegung • II-180, II-193, II-262
Grobauslegung von Wellen • III-65
Grosse Profilverschiebung zulassen • II-204
Grundeingriffswinkel der Kontaktanalyse • II-166
Grundeinstellungen der Schnittstelle ändern • I-203, I-212
Grundinstallation • I-3, I-5, I-220
Grundwerkstoff Kleb- und Lötverbindung • I-106
Grundwerkstoffe • IV-168
Gruppen • I-66

H

Hänchen & Decker • III-67, III-82
Handbuch und Suche • I-37
Härteumrechnung • VIII-27
Häufigkeit der Last • III-74
Häufigkeit der Lastspitze • IV-76
Hauptberechnungschritte • IX-45
Haupteingabebereich • I-46
Haupteinstellungen • II-83
Hauptmaske • IV-33, IV-34, VIII-10
Helptext-Viewer • I-37, I-47
Herstelldaten und Arbeitsdaten • II-363
Herstellung • II-248
Herstellung eines Rades • II-389
Herstellungsart • V-12
Herstellungsdaten auf der Zeichnung einfügen • I-194
Herstellungsdaten einfügen • I-163, I-168, I-171, I-177, I-179, I-184
Herstellverfahren • II-237, II-240
Herstellverfahren Kegel- und Hypoidräder • I-106
Herstellzeichnung • II-395
Hertzsche Pressung • VIII-23
Hilfe zum Tab 3D-Erzeugung • II-281
Hintergründe • VIII-6
Hinweise • II-354

Hinweise zur Bedienung • II-370
Hinweise zur Berechnung nach Klingelnberg • II-274
Hinweise zur Kronradberechnung • II-307
Hinweise zur Profilkorrektur • II-126
Hinzufügen zusätzlicher Tabs und Dialoge • I-63
Höchstdrehzahlen • III-122
Hochverzahnungen oder Stirnräder mit hoher Profilüberdeckung • II-210, II-421
Höhe des Kronenrades • II-297
Höhenballigkeit • II-113
Hybridlager • III-107
Hydrodynamische Axialgleitlager • III-161
Hydrodynamische Radialgleitlager • III-147
Hypoidräder mit Zyklo-Palloid-Verzahnung • II-274

I

Import der Wellengeometrie • III-7, III-20
Importieren von bestehenden KISSsoft-Berechnungen • IX-24
Individuelle Namen für Elemente • IX-16
Information zur Werkstoffhärte • II-48
Innendurchmesser • II-297, II-338
Innenkontur • III-6, III-22
Innenverzahnung – Unterschiede im Bezugsprofil bei Anwahl unterschiedlicher Konfigurationen • II-426
Inspektion von Keilriemen • VI-7
Installation auf dem Server • I-6
Installation von KISSsoft • I-2
Interaktionen mit variablen Dialogen • IX-38
ISO 1328 • II-102
Iterative Berechnung der Lastverteilung • III-49

K

Kegel- und Hypoidräder • II-227
Kegelrad - 3D Modellerzeugung • I-160
Kegelräder – zulässige Überbelastungen ermitteln • II-438
Kegelräder mit Palloid Verzahnung • II-276
Kegelräder mit Zyklo-Palloid®-Verzahnung • II-274
Kegelradfaktor Flanke und Fuss • II-283
Keilriemen • VI-2
Keilriemen Norm • I-106
Keilwelle • IV-45
Kennzahl • II-278
Kerbe an der Aussenkontur • III-170
Kerbe an der Innenkontur • III-170
Kerbfaktoren • III-74
Kerbverzahnung Norm • I-107
Kerbwirkungen bei Hohlwellen • III-170

Kettenprofile ISO606 • I-107
Kettenradgeometrie • VI-21
Kettentrieb • VI-16
Kettentyp • VI-17
KHβ-Berechnung mit Herstellungsfehlern • II-72
Kinematik • II-410
KISSsoft Berechnungsmodule • I-33, I-49
KISSsoft einrichten • I-8
KISSsoft starten • I-29
KISSsoft über AddIn aufrufen • I-168, I-177, I-183, I-191
KISSsys • IX-1
  Systeme von Berechnungen • IX-2
Klaffen • II-402
Klassifizierung der Lastkollektive nach F.E.M. Richtlinie • II-53
Klassische Methode • IX-10
Kleb- und Lötverbindungen • IV-166
Klebstoffe • I-107
Kleine Anzahl Grübchen zulässig • II-42, II-253
Klemmverbindungen • IV-27
Knickung • III-36, III-64
Knotendichte • III-48
Kollektive • VIII-14
Kommentare • I-67, I-80
Kommentarfeld • I-41
Konfiguration • II-89
Konfiguration • VI-18
Konfigurationstool • I-22
Konischer Press-Sitz • IV-15
Konizität • IV-23
Konstruierte Evolvente • II-97
Kontaktanalyse • II-126, II-155, II-218, II-257, II-284, II-405, II-423
Kontaktanalyse mit Lastkollektiven • II-167
Kontaktanalyse/Breitenlastfaktor • II-218
Kontaktanalysemodell für Planetensysteme • II-164
Kontaktlinien auf der Zahnflanke • II-407
Kontakttemperatur • II-400
Kontextmenü • I-38, I-41, II-132
Kontrolle des Abwälzverhaltens • II-370
Kontrolle des Tragbildes • II-354, II-390
Konuswinkel • II-358
Koordinatensystem anzeigen • III-53
Kopf- und Fusskegelwinkel • II-236, II-238
Kopf- und Fusszeile • I-75
Kopfeckrücknahme I und II • II-120
Kopfformen • V-33
Kopfhöhenänderung • II-98
Kopfhöhenfaktor Rad 1 (Mitte), Kopfhöhenfaktor Rad 2 (Mitte) • II-266
Kopfhöhenkürzung • II-297, II-304
Kopfkantenbruch zufügen • II-139
Kopfkreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten • II-204

Kopfkreisabmasse • II-103
Kopfrundung zufügen • II-138
Kopfwinkel Rad 2, Fusswinkel Rad 2 • II-266
Kopplung der einzelnen Scheiben • II-164
Korrekturen • I-107, II-34, II-46, II-95, II-105, II-122, II-141, II-258, II-304, II-346, II-360
Korrekturen auslegen • II-122
Korrekturenauslegung • II-196
Kräfte • III-23
Kräfteberechnung bei Lagern mit Druckwinkel • III-60
Krafteinleitung • IV-144
Kreisbogenförmige Profilkorrektur • II-110
Kreisbogenverzahnung • II-142
Kreiseleffekt berücksichtigen • III-44
Kritische Lager Anzeigen • III-51
Kronenrad - 3D Geometrie • I-159
Kronenrad mit Stossrad erzeugen • II-144
Kronenräder • II-286
Kugelstrahlen in der Festigkeitsberechnung von Zahnrädern berücksichtigen • II-439
Kundenspezifische Erweiterungen berücksichtigen • II-215
Kunststoff • II-205
Kunststoffe nach Niemann, VDI 2545 oder VDI 2736 • II-25, II-28
Kunststoff-Manager • VIII-43
Kupplung • III-26

L

Lage der Wellenachse im Raum • III-23, III-24, III-35, III-37, III-44
Lager • III-6, III-28
Lager allgemein • III-28
Lager mit Radial- und/oder Axialkraft • III-127
Lagerberechnung allgemein • III-41, III-99
Lagerbreite • III-159
Lagerdaten • III-134
Lagerhersteller • III-53
Lagerkraftverlauf und Richtung der Lager • II-409
Lagerringverformung • III-135
Lagerung des Getriebes • II-322
Lagerungsbeiwert • V-4
Lagerungsfaktor • II-282, II-303
Lagerverlustleistung • II-322
Längenfaktor • IV-50, IV-61, IV-78, IV-105
Laschenverbindung • IV-171
Lastfaktor dauerfeste Berechnung • III-83
Lastfaktor für statische Berechnung • III-82
Lastkollektiv definieren • II-30, II-50, II-252, II-345, II-380, III-74, VIII-14
Lastkollektiv mit negativen Elementen • III-39
Lastkollektiv mit wechselndem Drehmoment • II-59, II-434
Lastkollektiv-Berechnung • IX-43

Lastkollektive • I-107, III-39
Lastkollektive mit negativen Elementen • II-52, II-254, II-323, II-351
Lastverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel • IV-75
Lastverteilungsfaktor • II-51, II-56
Lastwechselzahl • II-44, II-253, II-348, VIII-12
Lebensdauer • II-30, II-301, II-320, II-344, II-380, III-74, III-123
Lebensdauer der Dateien • I-140
Lehren • IV-85
Lehrzahnrad • II-175
Leistung, Drehmoment und Drehzahl • II-33, II-252, II-301, II-321, II-345
Linearantrieb • VIII-28
Lineare Endrücknahme I und II • II-116, II-118, II-125
Lineare Kopf- und Fussrücknahme • II-108, II-115
Lineare Kopf- und Fussrücknahme mit Übergangsradien • II-111
Lineare Kopfrücknahme mit Höhenballigkeit • II-114
Lineare Profilkorrektur • II-139
Liste verwendeter Schlüsselwörter • I-101, I-103
Listentabellen • I-101
Literaturverzeichnis • II-30, II-53, III-140, VIII-23, VIII-48, X-2
Lizenz vom Netz trennen • I-31
Lizenzdatei herunterladen • I-4, I-5, I-6, I-7
Lizenzierung • I-3, I-5
Lizenzierung von KISSsoft • I-7
Löschen eines Datenbankeintrags • I-95
Lösungen nur berücksichtigen, falls folgende Bedingungen erfüllt • II-270
Lote • I-109

M

Magnetischer Zug • III-27
Masse • III-27
Maximale Anzahl Lösungen • II-186, II-265
Maximale Durchbiegung für Auslegungen • III-54
Maximaler Lebensdauerbeiwert • III-51
Mehrschraubenverbindung mit beliebiger Schraubenposition • IV-126
Meldungen • I-54
Menü Grafik • II-383
Menü Protokoll • II-375
Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste • I-33, I-35, I-36, I-56, I-57, I-60, IX-8
Messgitter • II-199
Messkörperdurchmesser Welle/Nabe • IV-84
Methode Crown Gear (DIN 3990) • II-300
Methode ISO 6336-B/Literatur • II-299, II-300
Micropitting (Graufleckigkeit) • II-411
Mindestsicherheiten • II-278
Mischungsfaktor • III-158
Mittlere Flächenpressung • III-151
Modalanalyse von Wellensystemen • IX-48
Modell Aufbau in KISSsys • IX-9

Modell- und Ergebnis-Ansicht • II-82
Modifikation für Drahterodieren • II-150
Modifikation für Formenbau • II-149
Modifikation für Stossrad • II-150
Modifikation Wöhlerlinie im Dauerfestigkeitsbereich • II-36
Modifizieren des ausgewählten 3D-Modelles • I-202, I-207
Modifizieren einer Verzahnung auf einer bestehenden Welle • I-210
Modifizieren mitgelieferter Tabs und Dialoge • I-62
Modulspezifische Eingaben • III-149
Modulspezifische Einstellungen • III-46, IV-178
Modulverhältnis • II-236, II-263
Mögliche Auslegungen/ Vorschläge • VI-11

N

Netzwerkversion mit Dongle • I-6
Netzwerkversion mit Lizenzcode • I-7
Neuen Schraubentyp erstellen • IV-180, IV-182
Nicht identische (spiegelsymmetrische) Zahnflanken • II-425
Norm • VI-17
Norm Zahnriemen • VI-10
Normalkraftverlauf • II-407
Normalkraftverteilung • II-408
Normalmodul • II-5, II-290, II-334, II-357, IV-72
Normalmodul (Mitte) • II-231
Normalmodul (Mitte), Teilkreisdurchmesser, Teilkegellänge • II-265
Normalmodulbereiche für Klingelnberg-Maschinen (Zyklo-Palloid) • II-275
Normen der Keilriemen • VI-3
Normprofile • IV-46, IV-57, IV-89, IV-100
Notwendige Eingaben im Eingabefenster • II-185
Notwendige Eingaben in den Standardtabs • II-265
Nur Geometrie • II-299

O

Oberflächenrauhigkeit • III-85
Oberflächenrauhigkeit Gehäuse • III-52
Oberflächenrauhigkeit Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen • I-109
Oberflächenrauhigkeit Zahnfuss • II-278
Oberflächenverfestigung • III-12
Oberflächenverfestigung KV , Kapitel 4.3.3, Tabelle 4.3.7 • VIII-14
Offenes Schnittstellen-Konzept in KISSsoft • I-137
Ölstand • III-52
Ölstand und Schmierungsart • III-120, III-130
Öltemperaturen • III-157
Ölviskosität in Abhängigkeit der Temperatur • II-402
Operationen • II-132, II-133
Optimale Kopfrücknahme • II-48, II-350

Ösenmaske • V-12

P

Paar-/Raddaten • II-43
Paarung Aussenrad mit Innenzahnrad mit kleiner Zähnezahldifferenz • II-422
Passfeder • IV-31
Passfeder Norm • I-109
Pfeilverzahnungen in der Wellenberechnung berücksichtigen • III-172
Planeten • II-209
Planetenstufen • II-68
Polygon • IV-88
Polygon Norm • I-109
Polygoneffekt • VI-19
Position • III-10
Position der Spannrolle (x/y) • VI-6
Position der Spannrolle x/y • VI-15
Profil- und Flankenliniendiagramm • II-390
Profilkorrektur • II-34, II-122, II-253, II-346
Profilkorrekturen • II-106, II-108
Profilverschiebungsfaktor • II-8, II-136, II-236, II-295, II-314, II-335, II-400, IV-72
Profilverschiebungsfaktor (am Ritzel) • II-294
Profilverschiebungsfaktor (Mitte) • II-358
Programmierung im Interpreter • IX-28
Progressive Profilkorrektur • II-111, II-139
Projekte erstellen, öffnen und schliessen • I-56
Projekteigenschaften • I-57, I-60
Projektverwaltung • I-12, I-33, I-36, I-55
Protokoll • II-198, II-373
Protokolleinstellungen • I-75
Protokoll-Viewer • I-33, I-46, I-73
Protokollvorlagen • I-39, I-73, I-78, I-140, I-218
Protuberanz berücksichtigen • II-215

Q

Qualität • II-11, II-203, II-237, II-295, II-315, II-336, II-358, IV-73
Querschnittarten • III-20, III-85, III-169
Querschnitte • III-6, III-33, III-83, III-91

R

Radius am Fuss • II-142
Randbedingungen der verschiedenen Lagerungen • III-29
Rauhigkeit • VIII-15
Rechenart • III-71, III-72
Rechenmethode • III-67
Rechenmethode Festigkeit • II-227, II-233, II-249, II-299, II-319, II-339

Rechenmethode Reibung • III-52
Rechenmethoden • II-22, II-107, II-249, II-299, II-441, III-148
Referenzen • IX-18, IX-22
Referenzgetriebe • II-327
Referenztemperatur • III-10, III-37
Regeln • I-26
Registrierung der Schnittstelle • I-214
Registrierung des Servers • I-144
Reibungsbeiwerte f0 und f1 • III-114, III-117, III-121
Reibungskoeffizient für Hypoidräder • II-280
Reibungskoeffizienten • IV-6, IV-16
Reibungskoeffizienten • IV-149
Reibungsmoment • III-52, III-116
Reibungsmoment Dichtungen • III-52
Reine Axiallagerung • III-31
Relative Wasseraufnahme beim Quellen • II-173
Relaxation • V-7, V-17
Resultate • II-192, II-197, II-221, II-272, III-98, IX-51, IX-52
Resultate aus FEM Berechnung • IV-130
Resultate einer Berechnung • I-72
Resultate im Protokoll berücksichtigen • III-14
Resultate und Protokolle • I-64, I-71
Resultierende Querkraft • IV-79
Riemen und Ketten • VI-1
Riemenlänge • VI-5
Riemenlänge und Riemenzähnezahl • VI-13
Ritzel - Kronenrad mit Z1 > Z2 • II-308
Rohmass • III-11

S

Schaltbare fremdbetätigte Kupplungen • VII-3
Scheibenfeder • IV-99
Scheibenfeder Norm • I-109
Schenkelfedern • V-20
Schleife FOR • I-81, I-86
Schleifkerbe • II-45
Schmierfaktor • II-42
Schmierfaktor mit Öltemperatur berechnen • II-215
Schmierfilmdicke und spezifische Filmdicke • II-387
Schmierstoffe • I-110
Schmierstofftemperatur • III-39
Schmierung • II-21, III-45
Schmierungsanordnung • III-154
Schnecke im Axialschnitt einlesen • II-148
Schnecken mit Globoid-Schneckenrad • II-309
Schneckenrad - 3D Modellerzeugung • I-161
Schnittstellen zwischen Berechnungsprogrammen und CAD - Überblick • I-135
Schrägungsrichtung der Verzahnung • II-5

Schrägungswinkel • II-357
Schrägungswinkel am Teilkreis • II-5, II-6, II-293
Schrägungswinkel Teilkreis Rad 1 • II-334
Schrägungswinkelkorrektur • II-118, II-119, II-121
Schrägungswinkelkorrektur, parallel • II-222
Schrauben • IV-118
  Anziehfaktor • I-111
  Bohrung • I-112
  Festigkeitsklasse • I-112
  Gewindeart • I-113
  Muttern • I-113
  Muttern Festigkeitsklasse • I-112
  Reibungszahlklassen • I-113
  Typ • I-114
  Unterlegscheibe • I-114
Schraubendaten • IV-134, IV-137
Schraubentypen in der Datenbank ergänzen • IV-180
Schraubenverbindung unter Längs und Querkraft • IV-122
Schraubenverbindung unter Längskraft • IV-123
Schraubräder und Feinwerk-Schnecken • II-327, II-332
Schubspannung • V-34
Schubspannungswerte • V-3, V-11
Schubverformung berücksichtigen und Schubkorrekturfakror • III-46
Schutzschichtdicke Aluminium • III-76
Schutzschichtdicke Aluminium, Kapitel 4.3.4, Bild 4.3.4 • VIII-13
Schweissnähte • IV-158
Schweissnahtlänge • IV-160
Schweissnahtvergleichsspannung • IV-161
Schweissverbindungen • IV-157
Seitenlayout • I-75
Sicherheit gegen Ermüdung/Verformung • III-79
Sicherheit gegen Verformung/Bruch • III-75
Sicherheiten eingeben • III-76
Sicherheitsfaktor für Berechnung der Schubspannung bei EHT • II-216, II-382
Sicherheitsverläufe • II-402
Sicherungsringe (selbsthemmende Ringe, Seegerringe) • IV-173
Soll-Profilüberdeckung • II-210
Sollsicherheiten • II-33, II-182, II-217, II-252, II-301, II-321, II-330, II-345, VIII-20
Sollsicherheiten für Stirnrad-Getriebe • II-421, II-431
Sommerfeldzahl • III-159
Sonderelemente • I-67
Sonderverzahnung • II-423
Spalten • I-66
Spannrollen • VI-17
Spannrollendurchmesser • VI-5
Spannrollenkonfiguration • VI-4, VI-11
Spannrollenzähnezahl • VI-13
Spannung • III-81
Spannungsverhältnis • III-81
Spannungsverhältnis R • IV-79

Spannungsverhältnisse • VIII-13
Spannungsverlauf • II-410
Spannungsverlauf (Kronenrad) • II-403
Spannungswerte • V-27
Speicherorte • I-59
Speicherorte und Bezeichnungen • I-78
Speicherstrategien für Berechnungen • IX-24
Spezifische Funktionen • IX-43
Spezifisches Gleiten • II-400, II-410
Spiral- und Schrägungswinkel • II-233
Spracheinstellungen • I-10, I-33
Standard- und Spezialtabs • I-50, I-53, I-73, II-5, II-22, II-55, II-133
Standardradius an Wellenabsätzen • III-48
Standardwerte für Kopfgrundspiel • II-256
Standardwerte für Kopfhöhenfaktoren • II-256
Starre Verbindung • III-32
Start- und Endblock • I-76
Startparameter • I-30
Statische Berechnung • II-22, II-26, II-341
Statische Berechnung auf Scherung • II-341
Statische Festigkeit • II-299
Statische Tragfähigkeit • III-109
Steifigkeitsverlauf • II-408
Steigungswinkel am Teilkreis • II-312
Stirnfaktor • II-55
Stirnrad einlesen • II-138
Stirnrad mit Abwälzfräser erzeugen • II-133
Stirnrad mit eingelesenem Abwälzfräser erzeugen • II-135
Stirnrad mit eingelesenem Stossrad erzeugen • II-137
Stirnrad mit Stossrad erzeugen • II-135
Stirnräder • II-3, II-251
Stirnradpaare • II-63
Stossrad berechnen • II-144
Stossradauswahl • I-114
Studentenversion • I-5
Symbolleiste und Kontextmenü • I-38, I-39
Synchronisation • VII-1
System Assistent • IX-12
Systemdaten • II-34
Systemeinstellungen • IX-27

T

Tab Belastung • III-138
Tab Elastische Ringe • III-140
Tab Lagerdaten • III-132
Tabellen • I-52
Tabellen aufbauen und modifizieren • IX-13
Tabs • I-67

Technische Erläuterungen • IV-147
Technische Hinweise (Zahnriemen) • VI-9
Teilkegelspitzen zu Aussen-/Innenseite Rohling • II-240
Teilkreisdurchmesser Rad 2 • II-231
Teilsicherheitsbeiwert • IV-163
Teilungs-Einzelabweichung • II-279
Tellerfeder Norm • I-114
Tellerfedern • V-26
Temperatur • III-10, VIII-12
Temperaturdauer • III-75, VIII-13
Temperaturen • II-173
Temporär-Dateien • II-373
Temporäre Resultate im CSV-Format mit Endung.tmp speichern • III-47
Testergebnisse der Zahnräder • VIII-45
Testversion • I-5, I-220
Textformatierungen • I-80
Theoretische Eingriffssteifigkeit • II-401
Theoretische Evolvente/Formschleifen • II-142
Theorie der Kontaktanalyse • II-157
Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl • III-91, III-92, III-112
Thermische Bezugsdrehzahl • III-112
Toleranzeingabe • IV-5
Toleranzen • II-101, II-325, II-368, IV-82
Toleranzen • V-5
Toleranzen • V-15
Toleranzen • V-24
Toleranzen Norm • I-114
Toleranzlage • III-41
Toleranzrechnung • VIII-2
Toleranzwerte extrapolieren • II-203
Tooltips und Statusbar • I-34, I-48, I-52, I-53, I-72
Topologische Korrektur • II-121
Torsionskritische Drehzahlen • III-62
Trägerprofile • I-115
Tragfähigkeit der Wälzlager • III-109
Tragfaktor • IV-39
Trägheitsmoment aus Zahnform berechnen • II-214
Trägheitsmomente • II-48
Transmission accuracy level number • II-50
Trennlinie • I-67
Twist • II-121

U

Überblick der verfügbaren CAD- Schnittstellen und ihre Funktionalität • I-154, I-158
Überlagerung von Kerbwirkungen • III-91, III-169
Übersicht zu Kegelrad Herstellverfahren und deren Bezeichnungen • II-228
Umfang eines Protokolls • I-73, I-75, I-79
Umgebungsdichte • III-10

Umrechnung oder Eingabe von Gleason Verzahnungsdaten • II-244
Umsetzung in KISSsoft • VIII-10
Umstellung des Parameters zur Erzeugung • I-171
Ungenügende Fresssicherheit • II-432
Unrundräder • II-364
Unterlegscheiben • IV-138
Unterschied zwischen der Stirnradberechnung nach ISO 6336 und DIN 3990 • II-430
Unterschiede zwischen verschiedenen Zahnradberechnungsprogrammen • II-430
Unterschnitt oder ungenügender Bereich der Nutzevolvente • II-422

V

Variable Dialoge • IX-32
Variablen • IX-18, IX-21
Variabler Aussendurchmesser der Nabe • IV-8, IV-22
Varianten • IX-18, IX-22
Variierende Qualitäten • II-203
VDI 2737
  Zahnkranzberechnung • II-15, II-216
Veränderung der Sicherheiten bei geändertem Achsabstand überprüfen • II-442
Verbindendes Wälzlager • III-32
Verbindung allgemein • III-32
Verbindungen • IV-1
Verbindungselemente • III-31, IX-25
Vereinfachte Ansicht der Zahnräder • I-169, I-178
Vereinfachte Berechnung nach DIN 3990/ISO 6336 zulassen • II-206
Verformung des Radkörpers • VIII-39
Vergleich der Bauformen • III-105
Vergleich einer FEM-Berechnung mit der Schraubradberechnung • II-441
Vergleichspannung für Auslegungen • III-53
Verhältnis der Teilkegellänge zur Zahnbreite • II-269
Verhältnis der Zahnbreite zum Achsabstand • II-211
Verhältnis der Zahnbreite zum Normalmodul • II-210, II-270
Verhältnis der Zahnbreite zum Teilkreis Rad 1 • II-211
Verknüpfung von Berechnungen mit Elementen • IX-23
Verkürzte Höhenballigkeit • II-114
Verlustleistung • II-410
Verringerte Steifigkeit an den seitlichen Rändern • II-163
Versatz des Mittelpunkts der Krafteinleitung aktivieren • III-47
Verschleiss • II-413
Verschleissberechnung für Schneckenräder nach Pech • II-342
Verschleissiteration • II-167, II-415
Verunreinigung • III-45
Verunreinigung in jedem Lager einzeln eingeben • III-50
Verwendete Dateien • I-139
Verwendung von Diamant-Abrichtscheiben und Schleifschnecken • II-126
Verzahnung auf bestehende Welle schneiden • I-203, I-208
Verzahnung bei vorhandenem Grundkörper • I-163, I-171, I-172
Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten • I-179, I-180, I-187, I-192, II-102

Verzahnungen • I-43, II-1
Verzahnungsqualität Kegelräder • II-278
Verzeichnisstruktur • I-9
Vielnut Norm • I-115
Viewer mit Neutralformat-Schnittstelle • I-158
Vorbearbeitung und Schleifzugabe • II-96, II-97
Vorbemerkungen • I-138
Vorgaben I • II-185, II-265
Vorgaben I/II • II-196
Vorgaben II • II-187, II-266
Vorgaben III • II-267
Vorgehen der Verzahnungserstellung • I-163, I-172, I-180
Vorhandene Schraubenreihe erweitern • IV-180
Vorschlag für die Einhärtetiefe EHT • II-382
Vorspannung • II-47

W

Wälzabweichungen nach DIN 58405 • II-424
Wälzlager • III-29, III-40, III-100, III-102, III-131
Wälzlager • I-122
Wälzlager (innere Geometrie) • III-110, III-131
Wälzlager Basisdaten • I-122
Wälzlager Innere Geometrie • I-125, III-111
Wälzlager Toleranzklassen • I-130
Wälzlager Toleranzspiel • I-130
Wälzlager-Berechnung mit innerer Geometrie • III-110, III-134
Wärmeabgebende Oberfläche • III-157
Wärmeausdehnungskoeffizient Gehäuse • II-173
Wärmebehandlung von Hohlwellen im vollen Zustand • III-12
Wärmedehnungskoeffizienten • III-150
Wärmeentwicklung • II-410
Wärmeübergangskoeffizient • III-156
Warnung
Was für Lizenzen sind erhältlich? • I-221
Wechselbiegungsfaktor • II-51, II-57, II-253
Wechselfestigkeiten für neue Werkstoffe • III-171
Weitere Berechnungsmöglichkeiten • VIII-51
Welle nichtlinear • III-46
Wellen berechnen • III-33, III-55
Wellen definieren • III-2
Wellen und Lager • III-1
Welleneditor • III-5, III-9
Wellenverbindung • IV-172
Werkstoff • III-11
Werkstoff Federberechnung • I-116
Werkstoff Gehäuse • I-118
Werkstoff Gleitlagerberechnung • I-116
Werkstoff Globoid-Schneckenräder • I-117

Werkstoff in die KISSsoft-Datenbank eintragen • VIII-52
Werkstoff Pressverband • I-117
Werkstoff Schrauben • I-117
Werkstoff Schweissverbindung • I-117
Werkstoff Tellerfederberechnung • I-118
Werkstoff Welle-Nabe-Verbindung • I-118
Werkstoff Wellenberechnung • I-118
Werkstoff Zahnräder • I-119
Werkstoffe • I-219, II-16, IV-11, IV-24, IV-42, IV-53, IV-64, IV-81, IV-95, IV-108, IV-114, IV-165, VIII-15, VIII-37
Werkstoffe • I-115
Werkstoffe • IV-30
Werkstoffe • V-5
Werkstoffe • V-14
Werkstoffe • V-23
Werkstoffe • V-28
Werkstoffe für die Zahnradberechnung in der Datenbank eingeben • I-219
Werkstoffe und Schmierung • II-16, II-297, II-317, II-319, II-338, II-358
Werkstoffkennwerte • III-13
Werkstoffpaarungsabhängige Eigenschaften • II-206
Werkstoffpaarungsfaktor (Verfestigung eines nicht gehärteten Rades) • II-433
Werkzeug
  Abwälzfräser • II-90, II-134
  Stossrad • II-93
Werkzeug eines Rades • II-389
Werte auf der x-Achse bei Diagrammen • II-221
Werteingabefelder • I-11, I-36, I-51, I-52
Wichtige Servicefunktionen • IX-31
Wie kann die Software getestet werden? • I-220
Wiederherstellen eines Datenbankeintrags • I-95
Winkel der Flankennormalen • II-395
Winkelfehler • II-370
Winkelkorrekturen • II-239
Wirkung der Torsion des Radkörpers • II-84
Wirkung von Teillast • II-84
Wirkungsgradberechnung • IX-44
Wöhlerlinie • VIII-12
Wöhlerlinie Werkstoff • II-402

Z

Zahnbiegung • II-174
Zahnbreite • II-8, II-236, II-314, II-335
Zahnbreitenverhältnis • II-262
Zahndicke am Kopf • II-423
Zahndicken • II-226
Zahndickenänderungsfaktor • II-236, II-315
Zahndickentoleranz • II-101, IV-82
Zahndickentoleranzen • I-131

Zahneingriffssteifigkeit • II-40, II-123
Zähnezahl • II-7, II-235, II-313, II-358, IV-72
Zähnezahlen mit gemeinsamen Vielfachen • II-428
Zahnform • II-131, II-399, IV-87
Zahnform eines Rades • II-38, II-388
Zahnform verbessern • II-371
Zahnformfaktoren • II-37, II-49, II-410
Zahnradeingriffe • III-143
Zahnräder • III-40, III-62
Zahnradpumpe • II-168, II-416
Zahnriemen • VI-8
Zahnriemen Norm • I-131
Zahnstange einlesen • II-147
Zahnstange mit Abwälzfräser erzeugen • II-145
Zahnstange mit eingelesenem Abwälzfräser erzeugen • II-145
Zahnstange mit eingelesenem Stossrad erzeugen • II-146
Zahnstange mit Stossrad erzeugen • II-145
Zahnsystem • II-399
Zahnwelle (Festigkeit) • IV-56, IV-75
Zahnwelle (Geometrie und Festigkeit) • IV-56, IV-67
ZA-Schnecke erzeugen • II-147
Zeichnung • II-395
Zeichnungsdaten • I-33, I-74, II-376
Zeichnungsdaten • V-9
Zeichnungsdaten • V-18
Zeichnungsdaten • V-24
Zeichnungsnummer • III-10
Zeitfestigkeitsfaktoren • II-49
Zeitfestigkeitsfaktoren nach ISO 6336 • II-35, II-253, II-347
Zugfedern • V-10
Zulässige Pressung • IV-41, IV-52, IV-63, IV-94, IV-107
Zulässige Qualitätsverschlechterung • II-320
Zulässige Schmierfilmdicke • III-160
Zulässige Werte • IV-116
Zulässige Zahndickenabnahme • II-322
Zulässiger Massenabtrag • II-322
Zulässiger maximaler Verschleiss der Zahndicke • II-207
Zusammenstellung • II-395
Zusätzliche Eingaben für DIN 6892 Methode B • IV-34
Zusätzliche Einstellungen im Tab • VIII-47
Zusätzliche Festigkeitsberechnung aller Varianten • II-195
Zustand bei Wärmebehandlung • III-12
Zuverlässigkeit • II-30
Z-Y-Faktoren und Technologiefaktor • II-85
Zykloide • II-142
Zylindrischer Press-Sitz • IV-2