



**KISSSOFT  
RELEASE 10/2008  
BENUTZERHANDBUCH**



Ausgabe V1.0 Draft

Copyright Hinweis:

© 2008 KISSsoft ag

Uetzikon 4

CH-8634 Hombrechtikon 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   | 2.1 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-15 |
| 2.6.4  | Definitionen in [LICENSE].....          | I-16 |
| 2.6.5  | Definitionen in [CADEXPORT] .....       | I-16 |
| 2.6.6  | Definitionen in [INTERFACES] .....      | I-17 |
| 2.6.7  | Definitionen in [PARTGEAR] .....        | I-17 |
| 2.6.8  | Definitionen in [SOLIDEDGE].....        | I-17 |
| 2.6.9  | Definitionen in [SOLIDWORKS].....       | I-18 |
| 2.6.10 | Definitionen in [INVENTOR].....         | I-18 |

|        |                                       |      |
|--------|---------------------------------------|------|
| 2.6.11 | Definitionen in [CATIA].....          | I-18 |
| 2.6.12 | Definitionen in [PROENGINEER] .....   | I-19 |
| 2.6.13 | Definitionen in [SOLIDDESIGNER].....  | I-19 |
| 2.6.14 | Definitionen in [THINK3].....         | I-19 |
| 2.7    | Benutzerdefinierte Einstellungen..... | I-21 |
| 2.7.1  | Konfigurationstool.....               | I-21 |

### **3 KISSsoft starten..... I-22**

|     |                              |      |
|-----|------------------------------|------|
| 3.1 | Startparameter .....         | I-23 |
| 3.2 | Lizenz vom Netz trennen..... | I-24 |

### **4 Elemente der Benutzeroberfläche von KISSsoft..... I-25**

|       |                                            |      |
|-------|--------------------------------------------|------|
| 4.1   | Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste ..... | I-26 |
| 4.2   | Dockfenster.....                           | I-28 |
| 4.2.1 | Der Modulbaum .....                        | I-28 |
| 4.2.2 | Der Projektbaum.....                       | I-29 |
| 4.2.3 | Das Resultatefenster .....                 | I-29 |
| 4.2.4 | Das Meldungsfenster .....                  | I-29 |
| 4.2.5 | Das Infofenster .....                      | I-30 |
| 4.2.6 | Handbuch und Suche.....                    | I-30 |
| 4.3   | Grafikfenster .....                        | I-31 |
| 4.3.1 | Symbolleiste und Kontextmenü .....         | I-32 |
| 4.3.2 | Kontextmenü .....                          | I-33 |
| 4.3.3 | Eigenschaften .....                        | I-34 |
| 4.3.4 | Verzahnungen.....                          | I-35 |
| 4.4   | Haupteingabebereich .....                  | I-37 |
| 4.4.1 | Protokoll-Viewer .....                     | I-37 |
| 4.4.2 | Helptext-Viewer .....                      | I-38 |
| 4.5   | Tooltips und Statusbar .....               | I-39 |

### **5 KISSsoft Berechnungsmodule..... I-40**

|     |                                |      |
|-----|--------------------------------|------|
| 5.1 | Standard- und Spezialtabs..... | I-41 |
| 5.2 | Eingabeelemente.....           | I-42 |

|       |                                       |      |
|-------|---------------------------------------|------|
| 5.2.1 | Werteingabefelder .....               | I-42 |
| 5.2.2 | Formeleingabe und Winkeleingabe ..... | I-42 |
| 5.2.3 | Einheitenumschaltung .....            | I-42 |
| 5.2.4 | Tabellen .....                        | I-43 |
| 5.3   | Berechnen und Protokollieren.....     | I-44 |
| 5.4   | Meldungen .....                       | I-45 |

## **6 Projektverwaltung.....I-46**

|     |                                                 |      |
|-----|-------------------------------------------------|------|
| 6.1 | Projekte erstellen, öffnen und schliessen ..... | I-47 |
| 6.2 | Dateien hinzufügen und entfernen .....          | I-48 |
| 6.3 | Das aktive Arbeitsprojekt .....                 | I-49 |
| 6.4 | Speicherorte .....                              | I-50 |
| 6.5 | Projekteigenschaften .....                      | I-51 |

## **7 Resultate und Protokolle .....I-52**

|       |                                      |      |
|-------|--------------------------------------|------|
| 7.1   | Resultate einer Berechnung .....     | I-53 |
| 7.2   | Berechnungsprotokolle .....          | I-54 |
| 7.3   | Zeichnungsdaten .....                | I-55 |
| 7.4   | Protokolleinstellungen .....         | I-56 |
| 7.5   | Protokollvorlagen.....               | I-57 |
| 7.5.1 | Speicherorte und Bezeichnungen ..... | I-57 |
| 7.5.2 | Umfang eines Protokolls .....        | I-58 |
| 7.5.3 | Formatierungen .....                 | I-58 |

## **8 Datenbanktool und externe Tabellen .....I-68**

|       |                                               |      |
|-------|-----------------------------------------------|------|
| 8.1   | Datenbankeinträge einsehen .....              | I-70 |
| 8.2   | Datenbankeinträge verwalten.....              | I-73 |
| 8.2.1 | Erstellen eines Datenbankeintrags.....        | I-73 |
| 8.2.2 | Löschen eines Datenbankeintrags .....         | I-74 |
| 8.2.3 | Wiederherstellen eines Datenbankeintrags..... | I-74 |
| 8.3   | Externe Tabellen.....                         | I-75 |
| 8.3.1 | Funktionstabellen .....                       | I-76 |
| 8.3.2 | Bereichstabellen .....                        | I-78 |

|       |                                         |      |
|-------|-----------------------------------------|------|
| 8.3.3 | Listentabellen .....                    | I-79 |
| 8.3.4 | Liste verwendeter Schlüsselwörter ..... | I-81 |

## **9 Beschreibung der öffentlichen Schnittstelle ..... I-83**

|       |                                                                     |      |
|-------|---------------------------------------------------------------------|------|
| 9.1   | Schnittstellen zwischen Berechnungsprogrammen und CAD - Überblick.. | I-84 |
| 9.1.1 | Effiziente Schnittstellen.....                                      | I-84 |
| 9.1.2 | Offenes Schnittstellen-Konzept in KISSsoft .....                    | I-86 |
| 9.2   | Definition von Eingabe und Ausgabe .....                            | I-87 |
| 9.2.1 | Vorbemerkungen .....                                                | I-87 |
| 9.2.2 | Anforderungen an Fremdprogramm.....                                 | I-88 |
| 9.2.3 | Verwendete Dateien .....                                            | I-88 |
| 9.2.4 | Lebensdauer der Dateien .....                                       | I-89 |
| 9.2.5 | Explizites Einlesen und Generieren von Daten .....                  | I-89 |
| 9.3   | Beispiel: Pressverband-Berechnung .....                             | I-90 |
| 9.4   | Geometriedaten.....                                                 | I-92 |
| 9.5   | COM Schnittstelle.....                                              | I-93 |
| 9.5.1 | Registrierung des Servers .....                                     | I-93 |
| 9.5.2 | Funktionalität des Servers .....                                    | I-93 |
| 9.5.3 | Beispiel für den Aufruf aus Excel .....                             | I-94 |

## **10 3D-Schnittstellen ..... I-97**

|        |                                                                            |       |
|--------|----------------------------------------------------------------------------|-------|
| 10.1   | Überblick der verfügbaren CAD- Schnittstellen und ihre Funktionalität .... | I-98  |
| 10.2   | Erzeugung von 3D-Zahnradern.....                                           | I-99  |
| 10.3   | Viewer mit Neutrlformat-Schnittstelle.....                                 | I-101 |
| 10.4   | 3D-Schnittstelle zu Solid Works.....                                       | I-102 |
| 10.4.1 | Verzahnung bei vorhandenem Grundkörper .....                               | I-102 |
| 10.4.2 | Einbinden des KISSsoft-Addin (Menüpunkte im CAD).....                      | I-104 |
| 10.4.3 | Addin-Funktionen (Aufrufe) .....                                           | I-106 |
| 10.5   | 3D-Schnittstelle zu Solid Edge .....                                       | I-109 |
| 10.5.1 | Umstellung des Parameters zur Erzeugung.....                               | I-109 |
| 10.5.2 | Verzahnung bei vorhandenem Grundkörper .....                               | I-109 |
| 10.5.3 | Einbinden des KISSsoft-Addin (Menüpunkte im CAD).....                      | I-111 |
| 10.5.4 | Addin-Funktionen (Aufrufe) .....                                           | I-114 |

|        |                                                       |       |
|--------|-------------------------------------------------------|-------|
| 10.5.5 | Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen..... | I-115 |
| 10.6   | 3D-Schnittstelle zu Autodesk Inventor .....           | I-116 |
| 10.6.1 | Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten.....           | I-116 |
| 10.6.2 | Addin (Menüpunkte im CAD).....                        | I-118 |
| 10.6.3 | Addin-Funktionen (Aufrufe) .....                      | I-119 |
| 10.6.4 | Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen..... | I-120 |
| 10.7   | 3D-Schnittstelle zu Unigraphics NX .....              | I-121 |
| 10.7.1 | Addin (Menüpunkte im CAD).....                        | I-122 |
| 10.7.2 | Addin-Funktionen (Aufrufe) .....                      | I-124 |
| 10.7.3 | KISSsoft über AddIn aufrufen.....                     | I-124 |
| 10.8   | 3D-Schnittstelle zu ProEngineer .....                 | I-132 |
| 10.9   | 3D-Schnittstelle zu CATIA.....                        | I-135 |
| 10.9.1 | Registrierung der Schnittstelle .....                 | I-136 |
| 10.10  | 3D-Schnittstelle zu ThinkDesign .....                 | I-137 |

## **II Verzahnungen**

**II-1**

### **11 Einführung .....II-2**

### **12 Stirnräder .....II-3**

|         |                                        |       |
|---------|----------------------------------------|-------|
| 12.1    | Berechnungsgrundlagen.....             | II-5  |
| 12.2    | Basisdaten .....                       | II-7  |
| 12.2.1  | Normalmodul.....                       | II-7  |
| 12.2.2  | Eingriffswinkel im Normalschnitt ..... | II-7  |
| 12.2.3  | Schrägungsrichtung der Verzahnung..... | II-8  |
| 12.2.4  | Schrägungswinkel am Teilkreis .....    | II-8  |
| 12.2.5  | Achsabstand.....                       | II-9  |
| 12.2.6  | Zähnezahl .....                        | II-9  |
| 12.2.7  | Zahnbreite.....                        | II-10 |
| 12.2.8  | Profilverschiebungsfaktor.....         | II-11 |
| 12.2.9  | Qualität .....                         | II-13 |
| 12.2.10 | Details der Geometrie.....             | II-14 |
| 12.2.11 | Rechenmethode Festigkeit.....          | II-16 |

|                                                               |        |
|---------------------------------------------------------------|--------|
| 12.2.12 Lebensdauer.....                                      | II-20  |
| 12.2.13 Anwendungsfaktor .....                                | II-20  |
| 12.2.14 Breitenlastfaktor .....                               | II-21  |
| 12.2.15 Leistung, Drehmoment und Drehzahl .....               | II-29  |
| 12.2.16 Details der Festigkeit.....                           | II-30  |
| 12.2.17 Details der Festigkeit (AGMA) .....                   | II-42  |
| 12.2.18 Werkstoffe und Schmierung.....                        | II-44  |
| 12.3 Geometrie.....                                           | II-48  |
| 12.4 Festigkeit.....                                          | II-49  |
| 12.5 Bezugsprofil.....                                        | II-50  |
| 12.5.1 Konfiguration .....                                    | II-50  |
| 12.5.2 Bearbeitung .....                                      | II-58  |
| 12.6 Toleranzen .....                                         | II-60  |
| 12.6.1 Zahndickentoleranz .....                               | II-60  |
| 12.6.2 Kopfkreisabmasse.....                                  | II-62  |
| 12.6.3 Fusskreisabmasse .....                                 | II-62  |
| 12.6.4 Achsabstandstoleranzen .....                           | II-63  |
| 12.6.5 Einstellungen .....                                    | II-63  |
| 12.7 Korrekturen.....                                         | II-64  |
| 12.7.1 Dialogfenster Schleifscheibe für Rad n definieren..... | II-65  |
| 12.7.2 Art der Korrektur .....                                | II-66  |
| 12.7.3 Profilkorrekturen .....                                | II-66  |
| 12.7.4 Flankenlinienkorrekturen .....                         | II-69  |
| 12.7.5 Korrekturen auslegen.....                              | II-75  |
| 12.7.6 Hinweise zur Profilkorrektur .....                     | II-78  |
| 12.8 Zahnform .....                                           | II-79  |
| 12.8.1 Kontextmenü .....                                      | II-80  |
| 12.8.2 Operationen .....                                      | II-81  |
| 12.9 Eingriffslinie .....                                     | II-101 |
| 12.10 Zahnradpumpe .....                                      | II-103 |
| 12.11 Betriebsflankenspiel.....                               | II-106 |
| 12.11.1 Referenztemperatur .....                              | II-108 |
| 12.11.2 Relative Wasseraufnahme beim Quellen.....             | II-108 |

|         |                                                         |        |
|---------|---------------------------------------------------------|--------|
| 12.11.3 | Wärmeausdehnungskoeffizient Gehäuse.....                | II-108 |
| 12.12   | Lehrzahnrad .....                                       | II-109 |
| 12.13   | AGMA 925 .....                                          | II-110 |
| 12.14   | Grobauslegung .....                                     | II-112 |
| 12.15   | Feinauslegung .....                                     | II-117 |
| 12.15.1 | Notwendige Eingaben im Eingabefenster .....             | II-118 |
| 12.15.2 | Vorgaben I.....                                         | II-118 |
| 12.15.3 | Vorgaben II.....                                        | II-120 |
| 12.15.4 | Resultate .....                                         | II-123 |
| 12.15.5 | Grafik.....                                             | II-125 |
| 12.15.6 | Geometrie-Feinauslegung für 3 Räder .....               | II-126 |
| 12.15.7 | Zusätzliche Festigkeitsberechnung aller Varianten ..... | II-126 |
| 12.16   | Einstellungen.....                                      | II-127 |
| 12.16.1 | Allgemein .....                                         | II-127 |
| 12.16.2 | Kunststoff .....                                        | II-130 |
| 12.16.3 | Planeten .....                                          | II-132 |
| 12.16.4 | Auslegungen.....                                        | II-133 |
| 12.16.5 | Berechnungen.....                                       | II-134 |
| 12.16.6 | Sollsicherheiten .....                                  | II-138 |
| 12.16.7 | Bewertung .....                                         | II-139 |
| 12.17   | Zahndicken.....                                         | II-140 |
| 12.18   | Lastkollektiv definieren .....                          | II-141 |
| 12.18.1 | Dauerfestigkeitsbereich .....                           | II-141 |
| 12.18.2 | Art des Lastkollektivs.....                             | II-142 |

## **13 Kegel- und Hypoidräder ..... II-144**

|        |                                                                           |        |
|--------|---------------------------------------------------------------------------|--------|
| 13.1   | Berechnungsgrundlagen.....                                                | II-145 |
| 13.1.1 | Allgemein .....                                                           | II-145 |
| 13.1.2 | Übersicht zu Kegelrad Herstellverfahren und deren Bezeichnungen<br>II-145 |        |
| 13.1.3 | Berechnung nach Klingelnberg, Gleason und Oerlikon .....                  | II-146 |
| 13.2   | Geometrie.....                                                            | II-148 |
| 13.2.1 | Bauform.....                                                              | II-149 |

|         |                                                 |        |
|---------|-------------------------------------------------|--------|
| 13.2.2  | Normalmodul (Mitte) .....                       | II-151 |
| 13.2.3  | Teilkreisdurchmesser Rad 2 .....                | II-152 |
| 13.2.4  | Eingriffswinkel im Normalschnitt .....          | II-152 |
| 13.2.5  | Schrägungswinkel.....                           | II-152 |
| 13.2.6  | Achswinkel .....                                | II-154 |
| 13.2.7  | Achsversatz .....                               | II-155 |
| 13.2.8  | Zähnezahl .....                                 | II-155 |
| 13.2.9  | Zahnbreite.....                                 | II-156 |
| 13.2.10 | Profilverschiebungsfaktor.....                  | II-156 |
| 13.2.11 | Zahndickenänderungsfaktor .....                 | II-156 |
| 13.2.12 | Qualität .....                                  | II-157 |
| 13.2.13 | Kopf- und Fusskegelwinkel.....                  | II-158 |
| 13.2.14 | Winkelkorrekturen.....                          | II-159 |
| 13.2.15 | Details der Geometrie.....                      | II-160 |
| 13.2.16 | Herstellung .....                               | II-160 |
| 13.2.17 | Flugkreisradius .....                           | II-160 |
| 13.2.18 | Gangzahl des Werkzeugs .....                    | II-161 |
| 13.3    | 13.3 Festigkeit.....                            | II-162 |
| 13.3.1  | Rechenmethode Festigkeit.....                   | II-162 |
| 13.3.2  | Profilkorrektur .....                           | II-164 |
| 13.3.3  | Geforderte Lebensdauer .....                    | II-164 |
| 13.3.4  | Anwendungsfaktor .....                          | II-164 |
| 13.3.5  | Leistung, Drehmoment und Drehzahl .....         | II-165 |
| 13.3.6  | Lagerungsfaktor.....                            | II-165 |
| 13.3.7  | Dynamikfaktor.....                              | II-166 |
| 13.3.8  | Kegelradfaktor Flanke und Fuss.....             | II-166 |
| 13.3.9  | Details der Festigkeit.....                     | II-167 |
| 13.4    | Grobauslegung .....                             | II-169 |
| 13.4.1  | Zahnbreitenverhältnis .....                     | II-169 |
| 13.4.2  | Modulverhältnis.....                            | II-170 |
| 13.5    | Hinweise zur Berechnung nach Klingelnberg ..... | II-171 |
| 13.5.1  | Kegelräder mit Zyκλο-Palloid-Verzahnung.....    | II-171 |
| 13.5.2  | Hypoidräder mit Zyκλο-Palloid-Verzahnung.....   | II-171 |



|        |                                                     |        |
|--------|-----------------------------------------------------|--------|
| 13.5.3 | Normalmodulbereiche für Klingelnberg-Maschinen..... | II-172 |
| 13.5.4 | Mindestsicherheiten.....                            | II-173 |
| 13.5.5 | Verzahnungsqualität Kegelräder .....                | II-173 |
| 13.5.6 | Oberflächenrauigkeit Zahnfuss .....                 | II-174 |
| 13.5.7 | Kennzahl.....                                       | II-174 |
| 13.6   | Einstellungen .....                                 | II-176 |
| 13.6.1 | Berechnungen.....                                   | II-176 |

## **14 Kronenräder .....II-177**

|         |                                             |        |
|---------|---------------------------------------------|--------|
| 14.1    | Berechnungsgrundlagen.....                  | II-178 |
| 14.2    | Basisdaten .....                            | II-182 |
| 14.2.1  | Normalmodul.....                            | II-182 |
| 14.2.2  | Eingriffswinkel im Normalschnitt.....       | II-184 |
| 14.2.3  | Schrägungswinkel am Teilkreis .....         | II-185 |
| 14.2.4  | Breitenversatz .....                        | II-185 |
| 14.2.5  | Profilverschiebungsfaktor (am Ritzel).....  | II-186 |
| 14.2.6  | Qualität .....                              | II-187 |
| 14.2.7  | Details der Geometrie.....                  | II-187 |
| 14.2.8  | Rechenmethode Festigkeit.....               | II-188 |
| 14.2.9  | Lebensdauer.....                            | II-190 |
| 14.2.10 | Anwendungsfaktor .....                      | II-191 |
| 14.2.11 | Breitenlastfaktor .....                     | II-191 |
| 14.2.12 | Leistung, Drehmoment und Drehzahl .....     | II-192 |
| 14.2.13 | Werkstoffe und Schmierung.....              | II-192 |
| 14.3    | Korrekturen.....                            | II-194 |
| 14.3.1  | Kopfhöhenkürzung.....                       | II-194 |
| 14.3.2  | Art der Korrektur.....                      | II-194 |
| 14.4    | Einstellungen .....                         | II-195 |
| 14.4.1  | Allgemein .....                             | II-195 |
| 14.4.2  | Auslegungen.....                            | II-196 |
| 14.5    | Hinweise zur Kronradberechnung .....        | II-197 |
| 14.5.1  | Dimensionierung .....                       | II-197 |
| 14.5.2  | Probleme bei der Erzeugung der 3D-Form..... | II-198 |

## **15 Schnecken mit Globoid-Schneckenrad ..... II-199**

|                                                   |        |
|---------------------------------------------------|--------|
| 15.1 Berechnungsgrundlagen.....                   | II-200 |
| 15.2 Basisdaten .....                             | II-201 |
| 15.2.1 Axial-/Stirnmodul.....                     | II-201 |
| 15.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt .....     | II-201 |
| 15.2.3 Steigungswinkel am Teilkreis .....         | II-202 |
| 15.2.4 Achsabstand.....                           | II-202 |
| 15.2.5 Zähnezahl .....                            | II-202 |
| 15.2.6 Zahnbreite.....                            | II-203 |
| 15.2.7 Profilverschiebungsfaktor.....             | II-203 |
| 15.2.8 Qualität .....                             | II-204 |
| 15.2.9 Details der Geometrie.....                 | II-204 |
| 15.2.10 Rechenmethode Festigkeit.....             | II-206 |
| 15.2.11 Lebensdauer.....                          | II-206 |
| 15.2.12 Anwendungsfaktor .....                    | II-207 |
| 15.2.13 Zulässige Qualitätsverschlechterung ..... | II-207 |
| 15.2.14 Leistung, Drehmoment und Drehzahl .....   | II-207 |
| 15.2.15 Details der Festigkeit.....               | II-208 |
| 15.2.16 Werkstoffe und Schmierung.....            | II-210 |
| 15.3 Toleranzen .....                             | II-212 |
| 15.4 Einstellungen .....                          | II-213 |
| 15.4.1 Allgemein .....                            | II-213 |
| 15.4.2 Referenzgetriebe.....                      | II-214 |
| 15.4.3 Berechnungen.....                          | II-215 |
| 15.4.4 Sollsicherheiten .....                     | II-216 |

## **16 Schraubräder und Feinwerk-Schnecken .....II-218**

|                                               |        |
|-----------------------------------------------|--------|
| 16.1 Berechnungsgrundlagen.....               | II-219 |
| 16.2 Basisdaten .....                         | II-220 |
| 16.2.1 Normalmodul.....                       | II-220 |
| 16.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt ..... | II-220 |
| 16.2.3 Schrägungswinkel Teilkreis Rad 1 ..... | II-221 |
| 16.2.4 Achsabstand.....                       | II-221 |

|         |                                         |        |
|---------|-----------------------------------------|--------|
| 16.2.5  | Zahnbreite.....                         | II-221 |
| 16.2.6  | Profilverschiebungsfaktor.....          | II-221 |
| 16.2.7  | Qualität .....                          | II-222 |
| 16.2.8  | Details der Geometrie definieren.....   | II-223 |
| 16.2.9  | Rechenmethode Festigkeit.....           | II-224 |
| 16.2.10 | Lebensdauer.....                        | II-226 |
| 16.2.11 | Anwendungsfaktor .....                  | II-227 |
| 16.2.12 | Leistung, Drehmoment und Drehzahl ..... | II-227 |
| 16.2.13 | Werkstoffe und Schmierung.....          | II-227 |
| 16.3    | Einstellungen .....                     | II-229 |

## **17 Menü Protokoll ..... II-230**

|      |                           |        |
|------|---------------------------|--------|
| 17.1 | Zeichnungsdaten .....     | II-231 |
| 17.2 | Fertigungstoleranzen..... | II-232 |
| 17.3 | Bewertung.....            | II-233 |
| 17.4 | Lebensdauer .....         | II-234 |
| 17.5 | Drehmomentauslegung ..... | II-235 |

## **18 Menü Grafik ..... II-236**

|        |                                                 |        |
|--------|-------------------------------------------------|--------|
| 18.1   | AGMA 925 .....                                  | II-239 |
| 18.1.1 | Schmierfilmdicke und spezifische Filmdicke..... | II-239 |
| 18.2   | Geometrie.....                                  | II-240 |
| 18.2.1 | Zahnform eines Rades .....                      | II-240 |
| 18.2.2 | Werkzeug eines Rades.....                       | II-241 |
| 18.2.3 | Herstellung eines Rades .....                   | II-241 |
| 18.2.4 | Eingriff .....                                  | II-241 |
| 18.3   | Auswertung.....                                 | II-242 |
| 18.3.1 | Spezifisches Gleiten .....                      | II-242 |
| 18.3.2 | Blitztemperatur.....                            | II-243 |
| 18.3.3 | Einhärtetiefe .....                             | II-243 |
| 18.3.4 | Wöhlerlinie Werkstoff.....                      | II-244 |
| 18.3.5 | Sicherheitsverläufe .....                       | II-245 |
| 18.3.6 | Theoretische Eingriffssteifigkeit .....         | II-246 |

|         |                                                    |        |
|---------|----------------------------------------------------|--------|
| 18.3.7  | Berührlinie (Kronenrad) .....                      | II-247 |
| 18.3.8  | Spannungsverlauf (Kronenrad) .....                 | II-248 |
| 18.3.9  | Fressen und Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad) ..... | II-249 |
| 18.4    | Eingriffslinie .....                               | II-251 |
| 18.4.1  | Drehwegabweichung .....                            | II-251 |
| 18.4.2  | Normalkraftverlauf .....                           | II-251 |
| 18.4.3  | Drehmomentverlauf .....                            | II-251 |
| 18.4.4  | Steifigkeitsverlauf .....                          | II-251 |
| 18.4.5  | Lagerkraftverlauf und Richtung der Lager .....     | II-252 |
| 18.4.6  | Kinematik .....                                    | II-252 |
| 18.4.7  | Spezifisches Gleiten .....                         | II-252 |
| 18.4.8  | Verlustleistung .....                              | II-252 |
| 18.4.9  | Wärmeentwicklung .....                             | II-253 |
| 18.4.10 | Spannungsverlauf .....                             | II-253 |
| 18.5    | Zahnradpumpe .....                                 | II-254 |
| 18.6    | 3D-Export .....                                    | II-255 |
| 18.7    | Einstellungen .....                                | II-256 |

## **19 Antworten auf häufige Fragen .....II-257**

|        |                                                                                             |        |
|--------|---------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| 19.1   | Antworten zur Geometrieberechnung .....                                                     | II-258 |
| 19.1.1 | Feinwerktechnik .....                                                                       | II-258 |
| 19.1.2 | Hochverzahnungen oder Stirnräder mit hoher Profilüberdeckung ..                             | II-258 |
| 19.1.3 | Paarung Aussenrad mit Innenzahnrad mit kleiner<br>Zähnezahldifferenz .....                  | II-259 |
| 19.1.4 | Unterschnitt oder ungenügender Bereich der Nutzevolvente ....                               | II-259 |
| 19.1.5 | Zahndicke im Kopf .....                                                                     | II-260 |
| 19.1.6 | Sonderverzahnung .....                                                                      | II-260 |
| 19.1.7 | Berechnung von Stirnrädern, welche mit Werkzeugen nach DIN<br>3972 hergestellt werden ..... | II-260 |
| 19.1.8 | Wälzabweichungen nach DIN 58405 .....                                                       | II-261 |
| 19.2   | Antworten zur Festigkeitsberechnung .....                                                   | II-262 |

|                                                                                     |        |
|-------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| 19.2.1 Unterschiede zwischen verschiedenen Zahnradberechnungsprogrammen.....        | II-262 |
| 19.2.2 Unterschied zwischen der Stirnradberechnung nach ISO 6336 und DIN 3990 ..... | II-262 |
| 19.2.3 Berechnung nach Methode B oder C (DIN 3990, 3991) .....                      | II-263 |
| 19.2.4 Sollsicherheiten für Stirnrad-Getriebe.....                                  | II-263 |
| 19.2.5 Ungenügende Fresssicherheit.....                                             | II-264 |
| 19.2.6 Werkstoffpaarungsfaktor (Verfestigung eines nicht gehärteten Rades) .....    | II-265 |
| 19.2.7 Bestimmung der Fresslaststufe (Ölspezifikation).....                         | II-265 |
| 19.3 Abkürzungen in der Zahnradberechnung.....                                      | II-266 |

### **III Wellen und Lager**

**III-1**

#### **20 Wellen definieren ..... III-2**

|                                                       |        |
|-------------------------------------------------------|--------|
| 20.1 Welleneditor.....                                | III-6  |
| 20.1.1 Eingabe von Wellen .....                       | III-8  |
| 20.1.2 Eingabe von Wellen- oder Träger-Elemente ..... | III-11 |
| 20.1.3 Lager.....                                     | III-18 |
| 20.1.4 Wälzlager.....                                 | III-18 |
| 20.1.5 Äussere Kräfte und Massen.....                 | III-18 |
| 20.2 Basisdaten .....                                 | III-23 |
| 20.2.1 Lage der Wellenachse im Raum.....              | III-23 |
| 20.2.2 Anzahl Eigenfrequenzen .....                   | III-24 |
| 20.2.3 Anzahl Knickfälle.....                         | III-24 |
| 20.2.4 Drehzahl .....                                 | III-24 |
| 20.2.5 Drehrichtung.....                              | III-25 |
| 20.2.6 Referenztemperatur .....                       | III-26 |
| 20.2.7 Gehäusetemperatur .....                        | III-26 |
| 20.2.8 Schmierstofftemperatur .....                   | III-26 |
| 20.2.9 Lastkollektive .....                           | III-26 |
| 20.2.10 Zahnräder.....                                | III-27 |
| 20.2.11 Wälzlager.....                                | III-27 |

|                                                             |        |
|-------------------------------------------------------------|--------|
| 20.2.12 Toleranzlage .....                                  | III-28 |
| 20.2.13 Erweiterte Lebensdauerberechnung nach ISO 281 ..... | III-28 |
| 20.2.14 Gewichtskraft berücksichtigen .....                 | III-28 |
| 20.2.15 Kreiseffekt berücksichtigen .....                   | III-29 |
| 20.2.16 Werkstoffe und Schmierung .....                     | III-29 |
| 20.3 Modulspezifische Einstellungen .....                   | III-30 |
| 20.3.1 Welle nichtlinear .....                              | III-30 |
| 20.3.2 Schubverformung berücksichtigen .....                | III-31 |
| 20.3.3 Axialspiel.....                                      | III-31 |
| 20.3.4 Ausfallwahrscheinlichkeit .....                      | III-32 |
| 20.3.5 Geforderte Lebensdauer .....                         | III-32 |
| 20.3.6 Maximaler Lebensdauerbeiwert .....                   | III-32 |
| 20.3.7 Oberflächenrauigkeit Gehäuse .....                   | III-32 |
| 20.3.8 Lagerhersteller .....                                | III-32 |

## **21 Wellen berechnen ..... III-33**

|                                                          |        |
|----------------------------------------------------------|--------|
| 21.1 Durchbiegung und Lagerkräfte, Kraft- und .....      | III-35 |
| 21.1.1 Kräfteberechnung bei Lagern mit Druckwinkel ..... | III-37 |
| 21.2 Eigenfrequenzen .....                               | III-39 |
| 21.2.1 Biegekritische Drehzahlen.....                    | III-40 |
| 21.2.2 Torsionskritische Drehzahlen .....                | III-40 |
| 21.3 Knickung.....                                       | III-41 |
| 21.4 Festigkeit.....                                     | III-42 |
| 21.4.1 Rechenmethode .....                               | III-43 |
| 21.4.2 Rechenart.....                                    | III-47 |
| 21.4.3 Lebensdauer.....                                  | III-48 |
| 21.4.4 Festigkeitsparameter nach Hänchen und Decker..... | III-48 |
| 21.4.5 Festigkeitsparameter nach FKM.....                | III-49 |
| 21.4.6 Festigkeitsparameter nach DIN .....               | III-51 |
| 21.4.7 Spannung.....                                     | III-51 |
| 21.4.8 Spannungsverhältnis.....                          | III-52 |
| 21.4.9 Maximallastfaktor.....                            | III-53 |
| 21.4.10 Oberflächenverfestigung .....                    | III-53 |

|                                           |        |
|-------------------------------------------|--------|
| 21.4.11 Zustand bei Wärmebehandlung.....  | III-53 |
| 21.4.12 Werkstoffkennwerte .....          | III-54 |
| 21.4.13 Eigene Daten für Wöhlerlinie..... | III-55 |
| 21.4.14 Querschnitte.....                 | III-55 |
| 21.4.15 Auslegung.....                    | III-56 |
| 21.4.16 Querschnittarten .....            | III-57 |
| 21.4.17 Allgemeine Eingaben .....         | III-62 |
| 21.5 Verformung.....                      | III-63 |

## **22 Lagerberechnung allgemein ..... III-64**

|                                 |        |
|---------------------------------|--------|
| 22.1 Einteilung der Lager ..... | III-65 |
| 22.1.1 Eigenschaften .....      | III-65 |

## **23 Wälzlager ..... III-67**

|                                                                                             |        |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| 23.1 Auswahl des Wälzlagertyps.....                                                         | III-68 |
| 23.1.1 Eigenschaften der wichtigsten Lagerbaufo.....                                        | III-68 |
| 23.1.2 Vergleich der Bauformen .....                                                        | III-70 |
| 23.2 Tragfähigkeit der Wälzlager .....                                                      | III-73 |
| 23.2.1 Dynamische Tragfähigkeit .....                                                       | III-73 |
| 23.2.2 Statische Tragfähigkeit.....                                                         | III-73 |
| 23.3 Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl.....                                              | III-75 |
| 23.3.1 Thermische Bezugsdrehzahl.....                                                       | III-75 |
| 23.3.2 Abgeführte Wärmeströme .....                                                         | III-76 |
| 23.3.3 Beiwerte $f_0$ und $f_1$ .....                                                       | III-76 |
| 23.3.4 Berechnung der thermischen Bezugsdrehzah.....                                        | III-76 |
| 23.3.5 Berechnungsverfahren der thermisch zulässigen Bezugsdrehzahl<br>nach DIN 732-2 ..... | III-77 |
| 23.3.6 Reibungsbeiwerte $f_0$ und $f_1$ .....                                               | III-77 |
| 23.3.7 Berechnung der thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl .....                           | III-77 |
| 23.4 Reibungsmoment .....                                                                   | III-79 |
| 23.4.1 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 2004 .....                                       | III-79 |
| 23.4.2 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 1994 .....                                       | III-80 |
| 23.5 Höchstdrehzahlen.....                                                                  | III-82 |

|                                                                                       |        |
|---------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| 23.6 Lebensdauer .....                                                                | III-83 |
| 23.6.1 Erweiterte Lebensdauerberechnung nach Beiblatt zu DIN ISO 281<br>(2007) III-83 |        |
| 23.6.2 Berechnung der Lebensdauer mit Lastkollektiven .....                           | III-84 |
| 23.7 Ausfallwahrscheinlichkeit.....                                                   | III-86 |
| 23.8 Lager mit Radial- und/oder Axialkraft .....                                      | III-87 |
| 23.9 Berechnung der Axialkräfte bei Lagern mit O- und X-Anordnung.....                | III-88 |

## **24 Hydrodynamische Radialgleitlager ..... III-89**

|                                       |         |
|---------------------------------------|---------|
| 24.1 Rechenmethoden.....              | III-90  |
| 24.2 Modulspezifische Eingaben.....   | III-91  |
| 24.3 Wärmedehnungskoeffizienten ..... | III-92  |
| 24.4 Mittlere Flächenpressung.....    | III-93  |
| 24.5 Schmierungsanordnung .....       | III-94  |
| 24.6 Wärmeabgebende Oberfläche .....  | III-98  |
| 24.7 Wärmeübergangskoeffizient .....  | III-99  |
| 24.8 Öltemperaturen .....             | III-100 |
| 24.9 Auslegung Lagerspiel .....       | III-101 |
| 24.10 Sommerfeldzahl .....            | III-102 |
| 24.11 Lagerbreite .....               | III-103 |
| 24.12 Zulässige Schmierfilmdicke..... | III-104 |

## **25 Hydrodynamische Axialgleitlager ..... III-105**

|                                                    |         |
|----------------------------------------------------|---------|
| 25.1 Berechnung .....                              | III-108 |
| 25.2 Auslegungen .....                             | III-109 |
| 25.3 Berechnung der volumenspezifischen Wärme..... | III-110 |
| 25.4 Grenzwerte der Berechnung .....               | III-111 |

## **26 Antworten auf häufige Fragen ..... III-112**

|                                           |         |
|-------------------------------------------|---------|
| 26.1 Überlagerung von Kerbwirkungen ..... | III-113 |
| 26.2 Kerbwirkungen bei Hohlwellen.....    | III-114 |
| 26.2.1 Kerbe an der Aussenkontur .....    | III-114 |
| 26.2.2 Kerbe an der Innenkontur.....      | III-114 |



|                                                    |         |
|----------------------------------------------------|---------|
| 26.3 Wechselfestigkeiten für neue Werkstoffe ..... | III-115 |
|----------------------------------------------------|---------|

## **IV Verbindungen**

## **IV-1**

### **27 Zylindrischer Press-Sitz.....IV-2**

|                                                 |       |
|-------------------------------------------------|-------|
| 27.1 Toleranzeingabe .....                      | IV-5  |
| 27.2 Reibungskoeffizienten .....                | IV-6  |
| 27.3 Variabler Aussendurchmesser der Nabe ..... | IV-8  |
| 27.4 Werkstoffe .....                           | IV-9  |
| 27.5 Einstellungen .....                        | IV-10 |
| 27.6 Auslegungen .....                          | IV-11 |

### **28 Konischer Press-Sitz.....IV-12**

|                                                 |       |
|-------------------------------------------------|-------|
| 28.1 Anwendungsfaktor .....                     | IV-14 |
| 28.2 Axiales Verspannen mit Mutter .....        | IV-15 |
| 28.3 Variabler Aussendurchmesser der Nabe ..... | IV-17 |
| 28.4 Konizität.....                             | IV-18 |
| 28.5 Werkstoffe .....                           | IV-19 |
| 28.6 Einstellungen .....                        | IV-20 |
| 28.7 Auslegungen .....                          | IV-21 |

### **29 Passfeder.....IV-22**

|                                                          |       |
|----------------------------------------------------------|-------|
| 29.1 Hauptmaske .....                                    | IV-24 |
| 29.1.1 Zusätzliche Eingaben für DIN 6892 Methode B ..... | IV-25 |
| 29.2 Anwendungsfaktor.....                               | IV-26 |
| 29.3 Tragfaktor .....                                    | IV-28 |
| 29.4 Eigene Eingaben .....                               | IV-29 |
| 29.5 Zulässige Pressung.....                             | IV-30 |
| 29.6 Werkstoffe .....                                    | IV-31 |
| 29.7 Einstellungen .....                                 | IV-32 |
| 29.8 Auslegungen .....                                   | IV-33 |

### **30 Keilwelle .....IV-34**

|                                                                   |       |
|-------------------------------------------------------------------|-------|
| 30.1 Normprofile .....                                            | IV-35 |
| 30.2 Anwendungsfaktor.....                                        | IV-36 |
| 30.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel ..... | IV-37 |
| 30.4 Auftretende Flankenpressung .....                            | IV-38 |
| 30.5 Längenfaktor.....                                            | IV-39 |
| 30.6 Anteilfaktor.....                                            | IV-40 |
| 30.7 Zulässige Pressung.....                                      | IV-41 |
| 30.8 Werkstoffe .....                                             | IV-42 |
| 30.9 Einstellungen .....                                          | IV-43 |
| 30.10 Auslegungen.....                                            | IV-44 |

### **31 Zahnwelle (Festigkeit).....IV-45**

|                                                                   |       |
|-------------------------------------------------------------------|-------|
| 31.1 Normprofile .....                                            | IV-46 |
| 31.2 Anwendungsfaktor.....                                        | IV-48 |
| 31.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel ..... | IV-49 |
| 31.4 Auftretende Flankenpressung .....                            | IV-50 |
| 31.5 Längenfaktor .....                                           | IV-51 |
| 31.6 Anteilfaktor.....                                            | IV-52 |
| 31.7 Zulässige Pressung.....                                      | IV-53 |
| 31.8 Werkstoffe .....                                             | IV-54 |
| 31.9 Einstellungen .....                                          | IV-55 |
| 31.10 Auslegungen.....                                            | IV-56 |

### **32 Zahnwelle (Geometrie und Festigkeit) .....IV-57**

|                                                                                                |       |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| 32.1 Berechnungsgrundlagen.....                                                                | IV-58 |
| 32.1.1 Allgemeines.....                                                                        | IV-58 |
| 32.1.2 Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit<br>Durchmesserzentrierung ..... | IV-58 |
| 32.2 Basisdaten .....                                                                          | IV-60 |
| 32.2.1 Geometrienormen .....                                                                   | IV-60 |
| 32.2.2 Normalmodul.....                                                                        | IV-61 |
| 32.2.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt an .....                                               | IV-61 |

|                                                |       |
|------------------------------------------------|-------|
| 32.2.4 Zähnezahl .....                         | IV-62 |
| 32.2.5 Profilverschiebungsfaktor.....          | IV-62 |
| 32.2.6 Qualität .....                          | IV-63 |
| 32.2.7 Details der Geometrie.....              | IV-64 |
| 32.2.8 Rechenmethode Festigkeit.....           | IV-65 |
| 32.2.9 Anwendungsfaktor .....                  | IV-65 |
| 32.2.10 Resultierende Querkraft.....           | IV-66 |
| 32.2.11 Details der Festigkeit definieren..... | IV-67 |
| 32.2.12 Werkstoffe .....                       | IV-69 |
| 32.3 Toleranzen .....                          | IV-70 |
| 32.3.1 Zahndickentoleranz .....                | IV-70 |
| 32.3.2 Effective/Actual.....                   | IV-71 |
| 32.3.3 Messkörperdurchmesser Welle/Nabe .....  | IV-72 |
| 32.4 Lehren .....                              | IV-73 |

### **33 Polygon..... IV-74**

|                                                                   |       |
|-------------------------------------------------------------------|-------|
| 33.1 Normprofile .....                                            | IV-75 |
| 33.2 Anwendungsfaktor.....                                        | IV-76 |
| 33.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel ..... | IV-77 |
| 33.4 32.4 Auftretende Flankenpressung .....                       | IV-78 |
| 33.5 Auftretende Flankenpressung .....                            | IV-79 |
| 33.6 Werkstoffe .....                                             | IV-80 |
| 33.7 Einstellungen .....                                          | IV-81 |
| 33.8 Auslegungen .....                                            | IV-82 |

### **34 Scheibenfeder..... IV-83**

|                                                                   |       |
|-------------------------------------------------------------------|-------|
| 34.1 Normprofile .....                                            | IV-84 |
| 34.2 Anwendungsfaktor.....                                        | IV-86 |
| 34.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel ..... | IV-87 |
| 34.4 Auftretende Flankenpressung .....                            | IV-88 |
| 34.5 Längenfaktor.....                                            | IV-89 |
| 34.6 Anteilfaktor.....                                            | IV-90 |
| 34.7 Zulässige Pressung.....                                      | IV-91 |

|                          |       |
|--------------------------|-------|
| 34.8 Werkstoffe .....    | IV-92 |
| 34.9 Einstellungen ..... | IV-93 |
| 34.10 Auslegungen.....   | IV-94 |

### **35Bolzen und Stifte ..... IV-95**

|                             |        |
|-----------------------------|--------|
| 35.1 Einflussfaktoren ..... | IV-97  |
| 35.2 Werkstoffe .....       | IV-98  |
| 35.3 Einstellungen .....    | IV-99  |
| 35.4 Auslegungen .....      | IV-100 |

### **36Schrauben..... IV-101**

|                                                                 |        |
|-----------------------------------------------------------------|--------|
| 36.1 Eingaben zu den Basisdaten.....                            | IV-103 |
| 36.1.1 Betriebsdaten .....                                      | IV-103 |
| 36.1.2 Schraubendaten.....                                      | IV-109 |
| 36.1.3 Art der Schraubenverbindung.....                         | IV-112 |
| 36.1.4 Unterlegscheiben .....                                   | IV-113 |
| 36.1.5 Anziehverfahren .....                                    | IV-113 |
| 36.2 Eingaben zu den Verspannten Teilen .....                   | IV-115 |
| 36.2.1 Geometrie der verspannten Teile.....                     | IV-115 |
| 36.2.2 Abstände bei exzentrischer Verspannung / Belastung ..... | IV-118 |
| 36.2.3 Krafteinleitung.....                                     | IV-118 |
| 36.3 Eingaben zu den Vorgaben .....                             | IV-121 |
| 36.3.1 Reibungskoeffizienten.....                               | IV-122 |
| 36.3.2 Drehwinkelgesteuertes Anziehen .....                     | IV-123 |
| 36.4 Abstreiffestigkeit .....                                   | IV-124 |
| 36.5 Einstellungen .....                                        | IV-125 |

### **37Schweissverbindungen ..... IV-127**

|                                           |        |
|-------------------------------------------|--------|
| 37.1 Schweissnähte .....                  | IV-128 |
| 37.2 Schweissnahtlänge .....              | IV-130 |
| 37.3 Schweissnahtvergleichsspannung ..... | IV-131 |
| 37.4 Grenzscheissnahtspannung .....       | IV-132 |
| 37.5 Teilsicherheitsbeiwert .....         | IV-133 |

|                                   |        |
|-----------------------------------|--------|
| 37.6 Grenzscheissnahtbeiwert..... | IV-134 |
| 37.7 Werkstoffe .....             | IV-135 |

### **38 Kleb- und Lötverbindungen ..... IV-136**

|                             |        |
|-----------------------------|--------|
| 38.1 Grundwerkstoffe .....  | IV-138 |
| 38.2 Einstellungen .....    | IV-139 |
| 38.3 Auslegungen .....      | IV-140 |
| 38.4 Laschenverbindung..... | IV-141 |
| 38.5 Wellenverbindung.....  | IV-142 |

### **39 Antworten auf häufige Fragen ..... IV-143**

|                                                    |        |
|----------------------------------------------------|--------|
| 39.1 Schraubentypen in der Datenbank ergänzen..... | IV-144 |
| 39.1.1 Vorhandene Schraubenreihe erweitern.....    | IV-144 |
| 39.1.2 Neuen Schraubentyp erstellen .....          | IV-147 |

## **V Federn ..... V-1**

### **40 Druckfedern..... V-2**

|                               |     |
|-------------------------------|-----|
| 40.1 Festigkeitswerte .....   | V-4 |
| 40.2 Schubspannungswerte..... | V-5 |
| 40.3 Lagerungsbeiwert.....    | V-6 |
| 40.4 Werkstoffe .....         | V-7 |
| 40.5 Toleranzen .....         | V-8 |
| 40.6 Auslegungen .....        | V-9 |

### **41 Zugfedern ..... V-10**

|                               |      |
|-------------------------------|------|
| 41.1 Festigkeitswerte .....   | V-12 |
| 41.2 Schubspannungswerte..... | V-13 |
| 41.3 Herstellungsart .....    | V-14 |
| 41.4 Ösenmaske .....          | V-15 |
| 41.5 Werkstoffe .....         | V-17 |
| 41.6 Einstellungen .....      | V-18 |

|                        |      |
|------------------------|------|
| 41.7 Toleranzen .....  | V-19 |
| 41.8 Auslegungen ..... | V-20 |

## **42 Schenkelfedern ..... V-21**

|                                        |      |
|----------------------------------------|------|
| 42.1 Festigkeitswerte .....            | V-23 |
| 42.2 Biegespannungswerte .....         | V-24 |
| 42.3 Ausführung des Federkörpers ..... | V-25 |
| 42.4 Annahmen für die Berechnung ..... | V-26 |
| 42.5 Werkstoffe .....                  | V-27 |
| 42.6 Toleranzen .....                  | V-28 |
| 42.7 Auslegungen .....                 | V-29 |

## **43 Tellerfedern ..... V-30**

|                             |      |
|-----------------------------|------|
| 43.1 Festigkeitswerte ..... | V-32 |
| 43.2 Spannungswerte .....   | V-33 |
| 43.3 Werkstoffe .....       | V-34 |
| 43.4 Anzahl berechnen ..... | V-35 |
| 43.5 Grenzabmasse .....     | V-36 |

## **44 Drehstabfedern ..... V-37**

|                             |      |
|-----------------------------|------|
| 44.1 Kopfformen.....        | V-39 |
| 44.2 Festigkeitswerte ..... | V-40 |
| 44.3 Schubspannung .....    | V-41 |
| 44.4 Grenzwerte.....        | V-42 |
| 44.5 Auslegungen .....      | V-43 |

## **VI Riemen und Ketten ..... VI-1**

### **45 Keilriemen ..... VI-2**

|                                     |      |
|-------------------------------------|------|
| 45.1 Daten der Keilriemen .....     | VI-3 |
| 45.2 Normen der Keilriemen .....    | VI-3 |
| 45.3 Spannrollenkonfiguration ..... | VI-4 |

|                                          |      |
|------------------------------------------|------|
| 45.4 Anwendungsfaktor $f_1$ .....        | VI-4 |
| 45.5 Achsabstand .....                   | VI-4 |
| 45.6 Riemenlänge .....                   | VI-4 |
| 45.7 Effektive Anzahl Keilriemen .....   | VI-5 |
| 45.8 Spannrollendurchmesser .....        | VI-5 |
| 45.9 Position der Spannrolle (x/y) ..... | VI-5 |
| 45.10 Inspektion von Keilriemen .....    | VI-5 |

## **46 Zahnriemen ..... VI-6**

|                                                     |       |
|-----------------------------------------------------|-------|
| 46.1 Technische Hinweise (Zahnriemen) .....         | VI-7  |
| 46.2 Norm Zahnriemen .....                          | VI-9  |
| 46.3 Mögliche Auslegungen/ Vorschläge .....         | VI-10 |
| 46.4 Spannrollenkonfiguration .....                 | VI-11 |
| 46.5 Anwendungsfaktor und Summand für Arbeits ..... | VI-12 |
| 46.6 Achsabstand .....                              | VI-13 |
| 46.7 Riemenlänge und Riemenzähnezahl .....          | VI-14 |
| 46.8 Effektive Riemenbreite .....                   | VI-15 |
| 46.9 Spannrollenzähnezahl .....                     | VI-16 |
| 46.10 Position der Spannrolle x/y .....             | VI-17 |

## **47 Kettentrieb ..... VI-18**

|                                           |       |
|-------------------------------------------|-------|
| 47.1 Auslegungen: .....                   | VI-19 |
| 47.2 Spannrollen .....                    | VI-20 |
| 47.3 Norm .....                           | VI-21 |
| 47.4 Kettentyp .....                      | VI-22 |
| 47.5 Anzahl Stränge .....                 | VI-23 |
| 47.6 Anwendungsfaktor .....               | VI-24 |
| 47.7 Drehzahl/Zähnezahl/Übersetzung ..... | VI-25 |
| 47.8 Konfiguration .....                  | VI-26 |
| 47.9 Achsabstand .....                    | VI-27 |
| 47.10 Polygoneffekt .....                 | VI-28 |
| 47.11 Gliederzahl .....                   | VI-29 |
| 47.12 Kettenradgeometrie .....            | VI-30 |

## **VII Diverses**

**VII-1**

### **48 Toleranzrechnung ..... VII-2**

### **49 Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen..... VII-3**

|                                                                                             |        |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| 49.1 Allgemeines .....                                                                      | VII-4  |
| 49.1.1 Funktionalität der Software .....                                                    | VII-4  |
| 49.1.2 Anwendungsbereich der FKM-Richtlinie .....                                           | VII-4  |
| 49.1.3 Literatur .....                                                                      | VII-5  |
| 49.2 Hintergründe .....                                                                     | VII-7  |
| 49.2.1 Die FKM Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für<br>Maschinenbauteile ..... | VII-7  |
| 49.2.2 Aussagekraft der Lebensdauerberechnung .....                                         | VII-7  |
| 49.3 Umsetzung in KISSsoft .....                                                            | VII-11 |
| 49.3.1 Hauptmaske .....                                                                     | VII-11 |
| 49.3.2 Beanspruchungsfälle.....                                                             | VII-13 |
| 49.3.3 Wöhlerlinie .....                                                                    | VII-13 |
| 49.3.4 Lastwechselzahl.....                                                                 | VII-14 |
| 49.3.5 Temperatur .....                                                                     | VII-14 |
| 49.3.6 Temperaturdauer.....                                                                 | VII-14 |
| 49.3.7 Schutzschichtdicke Aluminium, Kapitel 4.3.4, Bild 4.3.4 .....                        | VII-14 |
| 49.3.8 Spannungsverhältnisse .....                                                          | VII-14 |
| 49.3.9 Kollektive .....                                                                     | VII-16 |
| 49.3.10 Oberflächenverfestigung KV , Kapitel 4.3.4, Tabelle 4.3.5 .....                     | VII-16 |
| 49.4 Werkstoffe .....                                                                       | VII-17 |
| 49.4.1 Rauigkeit .....                                                                      | VII-17 |
| 49.4.2 Einstellungen .....                                                                  | VII-18 |

### **50 Hertzsche Pressung ..... VII-23**

### **51 Härteumrechnung..... VII-25**



## **VIII KISSsys**

**VIII-1**

### **52 KISSsys: Systeme von Berechnungen ..... VIII-2**

|                                                     |         |
|-----------------------------------------------------|---------|
| 52.1 Allgemeines .....                              | VIII-3  |
| 52.1.1 Aufbau von KISSsys .....                     | VIII-3  |
| 52.1.2 Einsatzmöglichkeiten von KISSsys.....        | VIII-3  |
| 52.2 Die Benutzeroberfläche .....                   | VIII-5  |
| 52.2.1 Die Baumansicht .....                        | VIII-5  |
| 52.2.2 Die Diagrammansicht.....                     | VIII-6  |
| 52.2.3 Die Tabellenansicht .....                    | VIII-7  |
| 52.2.4 Die 3D-Ansicht.....                          | VIII-7  |
| 52.2.5 Die Ausgabe von Meldungen .....              | VIII-7  |
| 52.3 Erweiterte Funktionalität für Entwickler ..... | VIII-8  |
| 52.3.1 Der Eigenschaften-Dialog .....               | VIII-9  |
| 52.3.2 Die Tabellenansicht .....                    | VIII-10 |
| 52.4 Die vorhandenen Elemente .....                 | VIII-12 |
| 52.4.1 Variablen .....                              | VIII-12 |
| 52.4.2 Berechnungselemente.....                     | VIII-13 |
| 52.4.3 Elemente für Wellen.....                     | VIII-15 |
| 52.4.4 Verbindungselemente .....                    | VIII-16 |
| 52.4.5 Darstellung von Elementen in 3D-Grafik.....  | VIII-17 |
| 52.4.6 Systemeinstellungen .....                    | VIII-18 |
| 52.5 Programmierung im Interpreter .....            | VIII-19 |
| 52.5.1 Ausdrücke in Variablen.....                  | VIII-19 |
| 52.5.2 Funktionen.....                              | VIII-20 |
| 52.5.3 Wichtige Servicefunktionen .....             | VIII-22 |
| 52.5.4 Variable Dialoge.....                        | VIII-23 |
| 52.5.5 Definition von 2D Grafiken.....              | VIII-30 |

## **IX Bibliographie und Index**

**IX-1**

### **53 Literaturverzeichnis ..... IX-2**



# **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      2.1 Lizenzdatei herunterladen

1. Gehen Sie auf unserer Homepage [www.KISSsoft.ch](http://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](mailto: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 im Feld `Onlinecode` ein und klicken auf `Freischalten` rechts neben dem Feld `Onlinecode`.
4. **Direkt freischalten:** Teilen Sie uns Ihren Fragecode telefonisch unter +41 55 254 20 53 mit. Wir geben Ihnen den dazu passenden Antwortcode welchen Sie dann im entsprechenden Feld eingeben. Klicken Sie nun auf `Freischalten` rechts neben dem Feld `Antwortcode`.

### 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. **Online freischalten:** Geben Sie den Onlinecode (auch diesen erhalten Sie von Ihrer Hochschule) im Feld `Onlinecode` ein und klicken auf `Freischalten` rechts neben dem Feld `Onlinecode`.

### 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 lizenziert werden soll.
2. Öffnen Sie das `Lizenztool` im Menü `Extras` und gehen Sie dort auf das Tab `Allgemein`.
3. Klicken Sie auf `Senden` um uns Ihren rechnerabhängigen Lizenzcode zu übermitteln.
4. 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

1. Kopieren Sie Ihre Lizenzdatei (siehe Seite I-4) in Ihr Lizenzverzeichnis (siehe Seite I-15).
2. Kopieren Sie die Dateien aus dem Unterverzeichnis `dongle/mxnet` auf einen Server
- 3.
4. Fügen Sie in der Lizenzdatei

Jetzt müssen Sie lediglich noch den mitgelieferten Dongle (Kopierschutzstecker) einstecken.

#### 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 Le-



se- 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, öffnen Sie das `Lizenztool` im Menü `Extras` und gehen Sie dort auf das Tab `Allgemein`.
2. Wählen Sie ein Zugriffsverzeichnis auf einem Server. Bitte beachten Sie das eine Änderung im nachhinein eine erneute Lizenzierung erfordert.
3. Klicken Sie auf `Senden` um uns Ihren vom Zugriffsverzeichnis abhängigen Lizenzcode zu übermitteln.
4. 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 KDB, EXT und TEMPLATE auf einen für alle Anwender ansprechbaren Server und passen Sie die entsprechenden Variablen KDBDIR, 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-49) gewählt haben. In diesem Fall schlägt KISSsoft Ihnen zuerst das Projektverzeichnis als Speicherort vor.

## 2.2 Spracheinstellungen

KISSsoft wird in fünf Sprachen angeboten: Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch und Spanisch. 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-42) 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-46) zu definieren, selektieren Sie dieses Projekt im Projektbaum (siehe Seite I-29) 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-49) 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 *.kdb) sowie die Verzeichnisse DAT und EXT/DAT schreibschützen (Schreibrechte für KDBDIR (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.

### 2.6.1 Definitionen in [PATH]

| Variablenname         | Erklärung                                                                                       | Hinweis                                                                                                                                                                   |
|-----------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| KISS-<br>DIR=<INIDIR> | Das Installationsverzeichnis von KISSsoft wird üblicherweise mit der Variablen INIDIR bestimmt. |                                                                                                                                                                           |
| HELPPDIR              | Verzeichnis für Handbuch und Hilfebilder                                                        |                                                                                                                                                                           |
| DATADIR               | Verzeichnis für Dateien von Typ *.dat                                                           | <b>Achtung:</b> 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)                                                       | <b>Achtung:</b> In diesem Verzeichnis sollten keine Erweiterungen oder Änderungen vorgenommen werden. Legen Sie Ihre eigenen Dateien im Unterverzeichnis RPT im EXTDIR ab |
| USRDIR                | Defaultverzeichnis zum Öffnen und Speichern                                                     |                                                                                                                                                                           |
| CADDIR                | Defaultverzeichnis für den CAD-Export                                                           | Sollte lokal auf einem Arbeitsplatzrechner liegen<br><br>%TEMP% bestimmt das temporäre Verzeichnis gemäss Betriebssystem                                                  |
| TMPDIR                | Verzeichnis für temporäre Dateien                                                               | Sollte lokal auf einem Arbeitsplatzrechner liegen<br><br>%TEMP% bestimmt das temporäre Verzeichnis gemäss Betriebssystem                                                  |
| KDBDIR                | Verzeichnis für die Datenbanken von KISSsoft (*.kdb)                                            | Bei mehreren Anwendern ist es sinnvoll die Datenbanken auf einem Server abzulegen um bei Änderungen und Erweiterungen einen einheitlichen Stand zu gewährleisten          |
| 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 (STANDARD.*)                                                    | Bei mehreren Anwendern ist es sinnvoll dieses 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 3.1: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung PATH

**HINWEIS**

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

Je nach Konfiguration haben Sie unter Windows VISTA in den Verzeichnissen C:\Program Files\

## 2.6.2 Definitionen in [SETUP]

| Variablenname            | Erklärung                                                                                    | Werte                                                                                                     |
|--------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| USCUSTOMARYUNITS         | Bestimmt das Einheitensystem                                                                 | 0: metrisch, 1: imperial                                                                                  |
| REPORTLANGUAGE           | Bestimmt die Sprache der Protokolle                                                          | 0: deutsch, 1: englisch, 2: französisch, 3: italienisch, 4: spanisch, 11: englisch mit US Customary Units |
| DISPLAYLANGUAGE          | Bestimmt die Sprache der Oberfläche                                                          | 0: deutsch, 1: englisch, 2: französisch, 3: italienisch, 4: spanisch                                      |
| MESSAGESINREPORTLANGUAGE | Bestimmt die Sprache der Meldungen                                                           | 0: wie Oberfläche, 1: wie Protokolle                                                                      |
| EDITOR                   | Pfad zum ausführbaren Editor                                                                 |                                                                                                           |
| DATEFORMAT               | Datumsformat, z.B. tt.MM.jjjj                                                                |                                                                                                           |
| TIMEFORMAT               | Zeitformat, z.B. hh.mm.ss                                                                    |                                                                                                           |
| USETEMPORARYDATABASE     | Bestimmt, ob die Datenbanken beim Programmstart in ein temporäres Verzeichnis kopiert werden | 0: Nein, 1: Ja                                                                                            |

Tabelle 3.2: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung SETUP

## 2.6.3 Definitionen in [REPORT]

| Variablenname | Erklärung                                     |
|---------------|-----------------------------------------------|
| SIZE          | Ziffer 0 ÷ 9, die den Protokollumfang vorgibt |

|                   |                                                          |
|-------------------|----------------------------------------------------------|
| COMPARE           | 0/1: Fügt dem Protokoll im Vergleichsmodus Datum/Zeit zu |
| 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]                      |
| SAVEFORMAT        | 0 ÷ 3: RTF, PDF, DOC, TXT                                |

Tabelle 3.3: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung REPORT

## 2.6.4 Definitionen in [LICENSE]

| Variablenname | Erklärung                                                                   |
|---------------|-----------------------------------------------------------------------------|
| LOGGING       | * .log-File für das Protokollieren der Lizenznutzungen                      |
| TIMEOUT       | Dauer bis eine nicht benutzte Floating-Lizenz wieder freigegeben wird [min] |

Tabelle 3.4: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung LICENSE

## 2.6.5 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 3.5: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung CADEXPORT

### 2.6.6 Definitionen in [INTERFACES]

| Variablenname | Erklärung                                                 |
|---------------|-----------------------------------------------------------|
| DEFAULT       | Name des CAD-Systems:                                     |
|               | PartGear                                                  |
|               | SolidEdge                                                 |
|               | SolidWorks                                                |
|               | Inventor                                                  |
|               | CATIA                                                     |
|               | ProEngineer                                               |
|               | Solid Designer                                            |
|               | Think3                                                    |
| GEAREXPORT3D  | Darstellung der CAD-Systemnamen in Listen (siehe DEFAULT) |

Tabelle 3.6: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung INTERFACES

### 2.6.7 Definitionen in [PARTGEAR]

| Variablenname | Erklärung                                          |
|---------------|----------------------------------------------------|
| COMMAND       | PartGear-Verzeichnis (pgear.exe)                   |
| FACTOR_A      | Einstellung der Genauigkeit für die 3D-Generierung |
| FACTOR_B      | Anzahl Schnitte                                    |
| FACTOR_C      | Anzahl Schnitte pro 360°-Windung                   |

Tabelle 3.7: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung PARTGEAR

### 2.6.8 Definitionen in [SOLIDEDGE]

| Variablenname | Erklärung                                                                   |
|---------------|-----------------------------------------------------------------------------|
| LIBRARY       | Verzeichnis der Interface-dll (kSoftSolidEdge.dll)                          |
| SMARTPATTERN  | 0/1: Fastpattern/Smartpattern                                               |
| APPROXIMATION | 1/2/3: Polygonzug (unterstützt)/Kreisbögen (unterstützt)/Splines (standard) |

Tabelle 3.8: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung SOLIDEDGE

## 2.6.9 Definitionen in [SOLIDWORKS]

| Variablenname               | Erklärung                                                                  |
|-----------------------------|----------------------------------------------------------------------------|
| LIBRARY                     | Verzeichnis der Interface-dll ( <code>kSoftSolidWorks.dll</code> )         |
| SIMPLIFIEDPRESENTATION-NAME | Setzen dieser Variable erzeugt ein vereinfachtes Zahnrad mit diesem Namen  |
| APPROXIMATION               | 1/2/3: Polygonzug (unterstützt)/Kreisbögen(unterstützt)/Splines (standard) |

Tabelle 3.9: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung SOLIDWORKS

## 2.6.10 Definitionen in [INVENTOR]

| Variablenname | Erklärung                                                                         |
|---------------|-----------------------------------------------------------------------------------|
| LIBRARY       | Verzeichnis der Interface-dll ( <code>kSoftInventor.dll</code> )                  |
| APPROXIMATION | 1/2/3: Polygonzug (unterstützt)/Kreisbögen (standard)/Splines (nicht unterstützt) |

Tabelle 3.10: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung INVENTOR

## 2.6.11 Definitionen in [CATIA]

| Variablenname                       | Erklärung                                                     |
|-------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| LIBRARY                             | Verzeichnis der Interface-dll ( <code>kSoftCatia.dll</code> ) |
| 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                       |
| HELPPFILE                           | Variable des Schnittstellen-Herstellers                       |
| LASTSETTING-<br>TING_CONSTRUCTION   | Variable des Schnittstellen-Herstellers                       |
| LASTSETTING_GEARNAME                | Variable des Schnittstellen-Herstellers                       |
| LASTSETTING-<br>TING_PRODUCTIONINFO | Variable des Schnittstellen-Herstellers                       |
| LASTSETTING_CALCINFO                | Variable des Schnittstellen-Herstellers                       |
| LASTSETTING_FLAGINFO                | Variable des Schnittstellen-Herstellers                       |

|               |                                                                                         |
|---------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|
| APPROXIMATION | 1/2/3: Polygonzug (nicht unterstützt)/Kreisbögen (standard)/Splines (nicht unterstützt) |
|---------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|

Tabelle 3.11: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung CATIA

### 2.6.12 Definitionen in [PROENGINEER]

| 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: Polygonzug (nicht unterstützt)/Kreisbögen (standard)/Splines (nicht unterstützt) |

Tabelle 3.12: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung PROENGINEER

### 2.6.13 Definitionen in [SOLIDDESIGNER]

| Variablenname     | Erklärung                                                                               |
|-------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|
| LIBRARY           | Verzeichnis der Interface-dll (kSoftSolidDesigner.dll)                                  |
| INTERFACECOM-MAND | Verzeichnis des *.exe-Files des Schnittstellen-Herstellers                              |
| APPROXIMATION     | 1/2/3: Polygonzug (nicht unterstützt)/Kreisbögen (nicht unterstützt)/Splines (standard) |

Tabelle 3.13: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung SOLIDDESIGNER

### 2.6.14 Definitionen in [THINK3]

| Variablenname     | Erklärung                                                                               |
|-------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|
| LIBRARY           | Verzeichnis der Interface-dll (kSoftSolidDesigner.dll)                                  |
| INTERFACECOM-MAND | Verzeichnis des *.exe-Files des Schnittstellen-Herstellers                              |
| APPROXIMATION     | 1/2/3: Polygonzug (nicht unterstützt)/Kreisbögen (standard)/Splines (nicht unterstützt) |

Tabelle 3.14: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung THINK3

## **2.7 Benutzerdefinierte Einstellungen**

### **2.7.1 Konfigurationstool**

# **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, 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 Dateien 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-16) 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 Menü und Kontextmenü, 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.

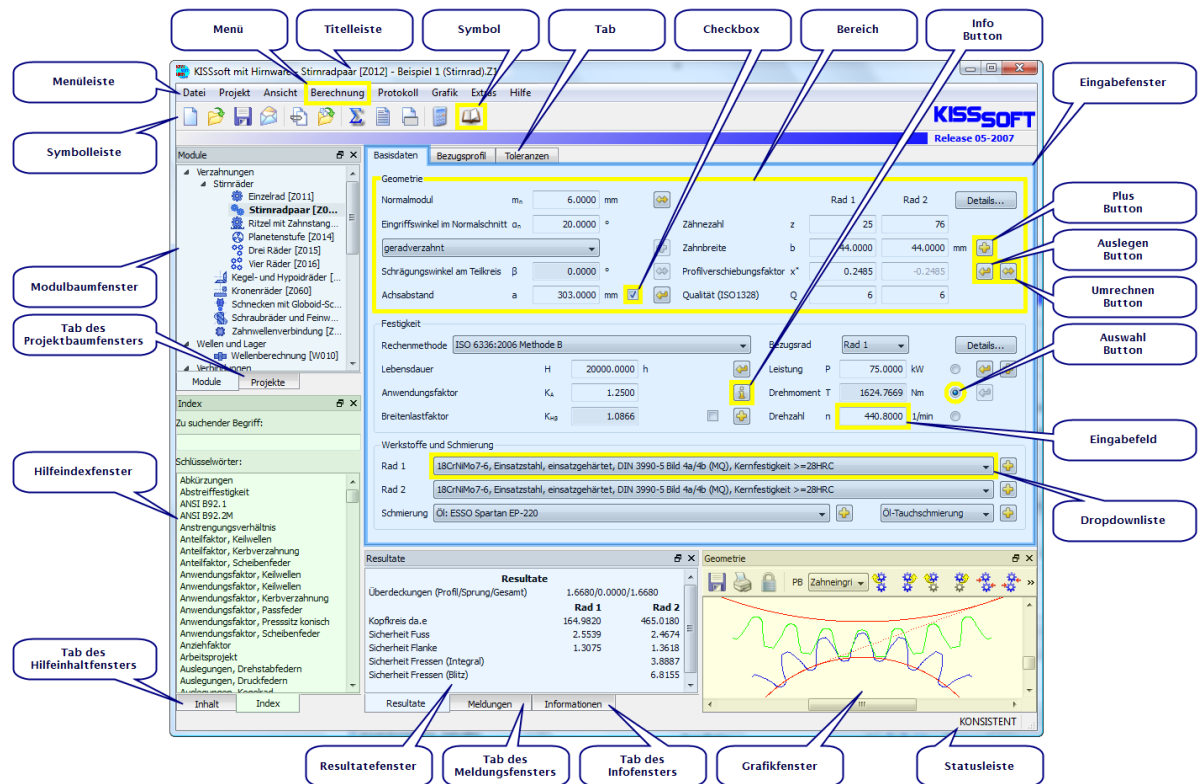


Abbildung 4.1: Benutzeroberfläche von KISSsoft

## 4.1 Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste

Im Hauptmenü `Datei` können Sie Berechnungsdateien öffnen, speichern, als Email-Anhang versenden, 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-46) von KISSsoft können Sie über das Hauptmenü `Projekt` sowie über den Projektbaum (siehe Seite I-29) bedienen. Sie können Projekte öffnen, schließen und aktivieren, Dateien zu einem Projekt hinzufügen oder entfernen sowie Projekteigenschaften einsehen.

Die einzelnen Dockfenster (siehe Seite I-28) 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-40) 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-55) des gewählten Elementes im Protokoll-Viewer (siehe Seite I-37) 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-31) 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-39).

**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 andockt 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-26) 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.

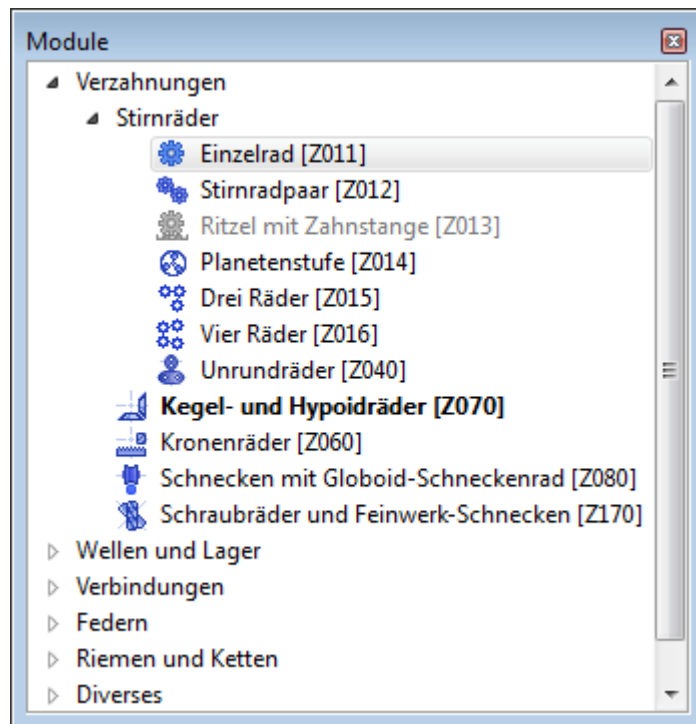


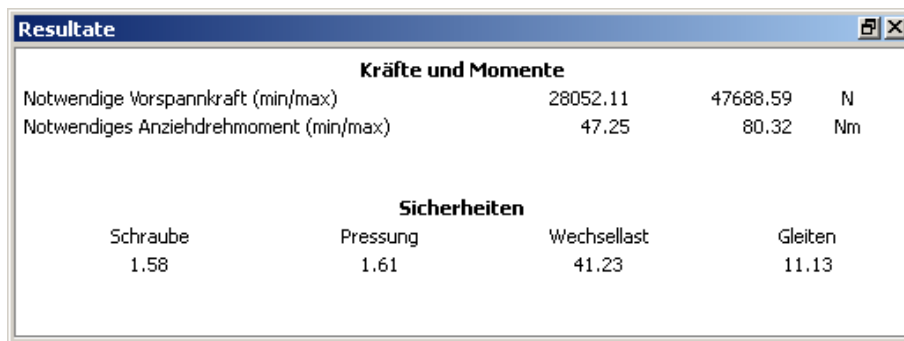
Abbildung 4.2: Berechnungsmodule von KISSsoft

### 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-49) in Fettdruck. Die Bedienung der Projektverwaltung (siehe Seite I-46) erfolgt über das Menü **Projekt** sowie über ein Kontextmenü (siehe Seite I-26).

### 4.2.3 Das Resultatefenster

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



| Kräfte und Momente                     |          |             |         |
|----------------------------------------|----------|-------------|---------|
| Notwendige Vorspannkraft (min/max)     | 28052.11 | 47688.59    | N       |
| Notwendiges Anziehdrehmoment (min/max) | 47.25    | 80.32       | Nm      |
| Sicherheiten                           |          |             |         |
| Schraube                               | Pressung | Wechsellast | Gleiten |
| 1.58                                   | 1.61     | 41.23       | 11.13   |

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-42) im Berechnungsmodul geöffnet werden. Über ein Kontextmenü (siehe Seite I-26) 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-38) 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-28) 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-32), das Kontextmenü (siehe Seite I-33) und die Eigenschaften (siehe Seite I-34) zur Verfügung.

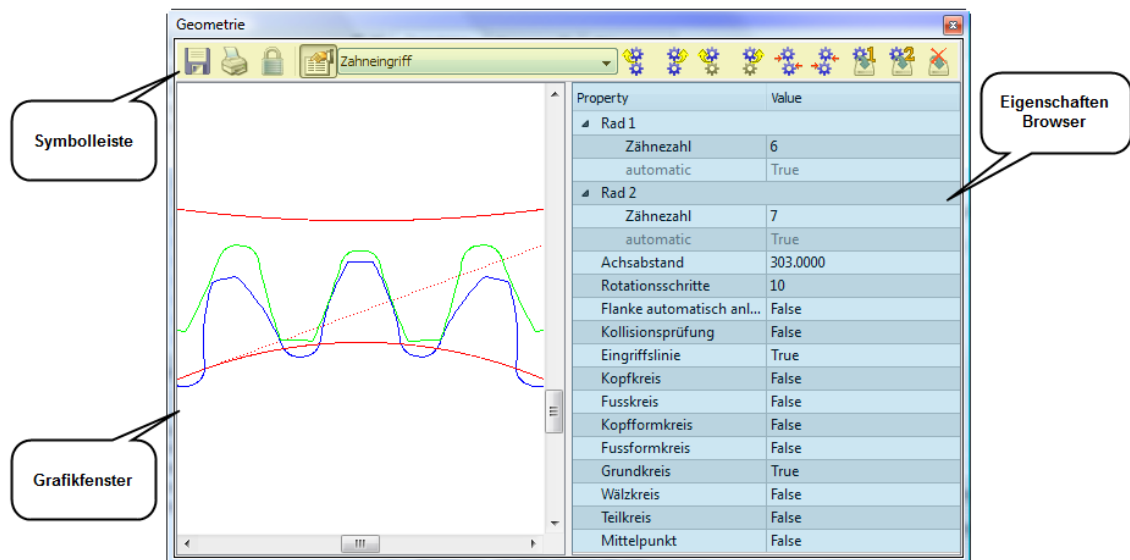


Abbildung 4.4: Komponenten des Grafikfensters

### 4.3.1 Symbolleiste und Kontextmenü

Über die Auswahlliste in der Syballeiste 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.

#### Grafik drucken

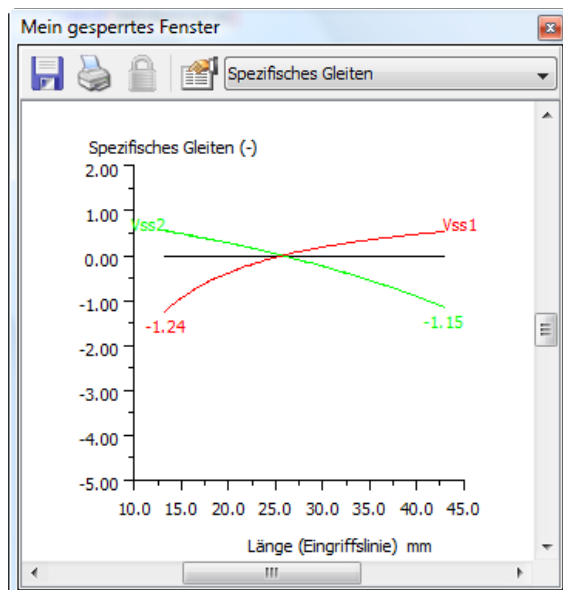


Druckt den aktuellen Ausschnitt der Grafik.

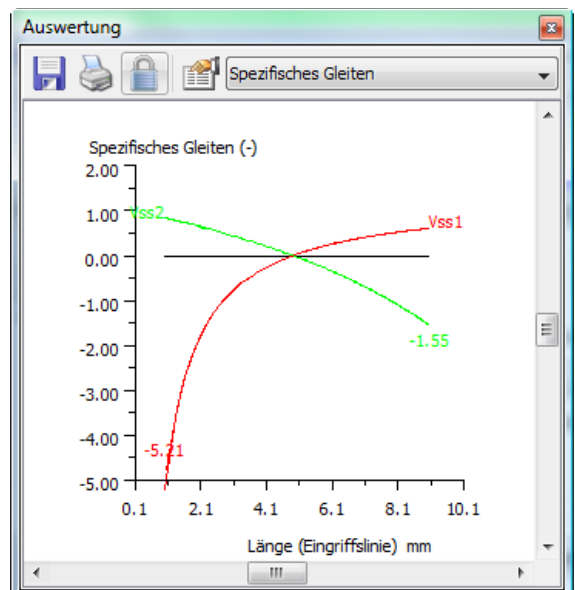
#### Sperren



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.

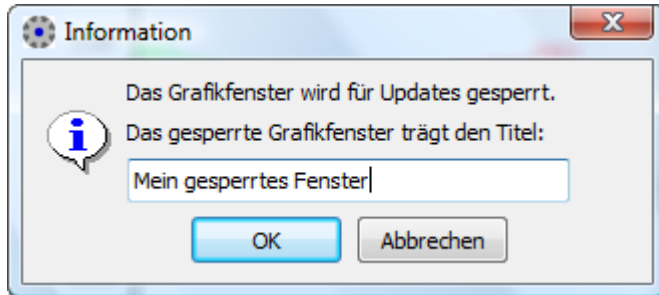


Abbildung 4.6: Dialogfenster zur Eingabe des Fenstertitels



### Eigenschaften

Öffnet im gleichen Fenster eine Liste mit Eigenschaften (siehe Seite I-34) der aktuellen Grafik.

## 4.3.2 Kontextmenü

Mit der linken Maustaste 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 Kontextmenü sind: Vergrößern (Plus), Verkleinern (Minus) und Vollbild(Pos1 bzw. Home). Die Pfeiltasten verschieben den aktuellen Grafikausschnitt.

### 4.3.3 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.

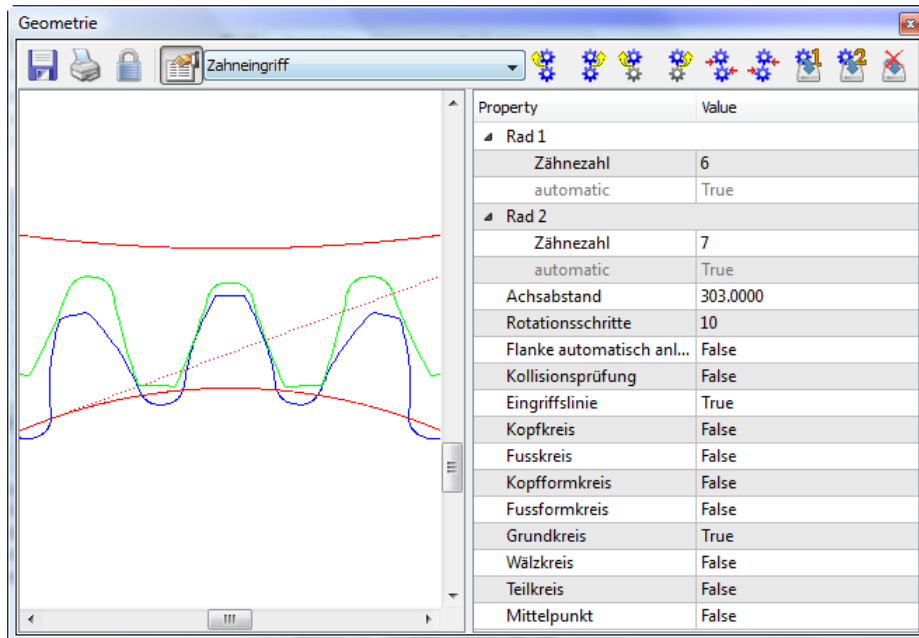


Abbildung 4.7: Grafikeigenschaften

Sind die Eigenschaften eingeblendet so sehen Sie in der Symbleiste 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.

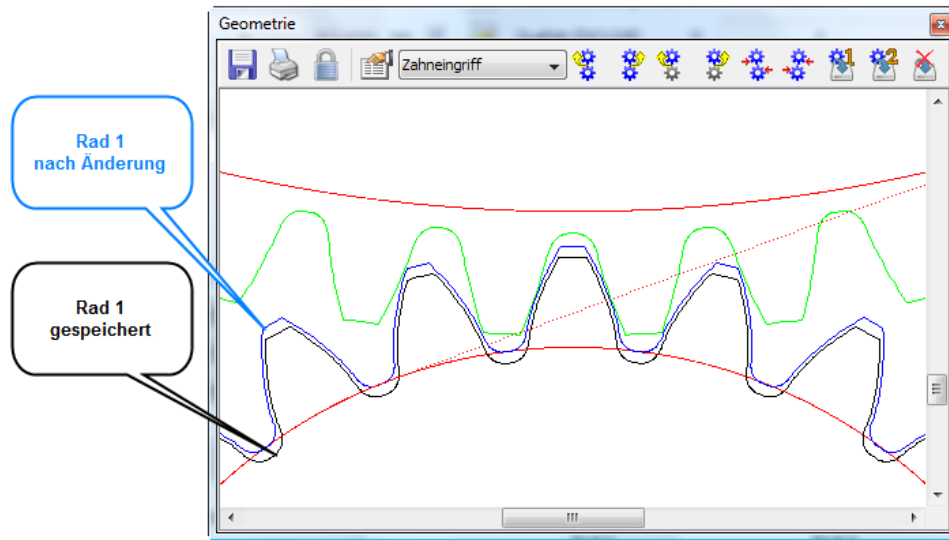


Abbildung 4.8: Grafik mit gespeicherten und variierten Kurven

## 4.3.4 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 rechts berühren.

#### **HINWEIS:**

Über die Eigenschaften (siehe Seite I-34) 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 ANSI Text (\*.txt) speichern.

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

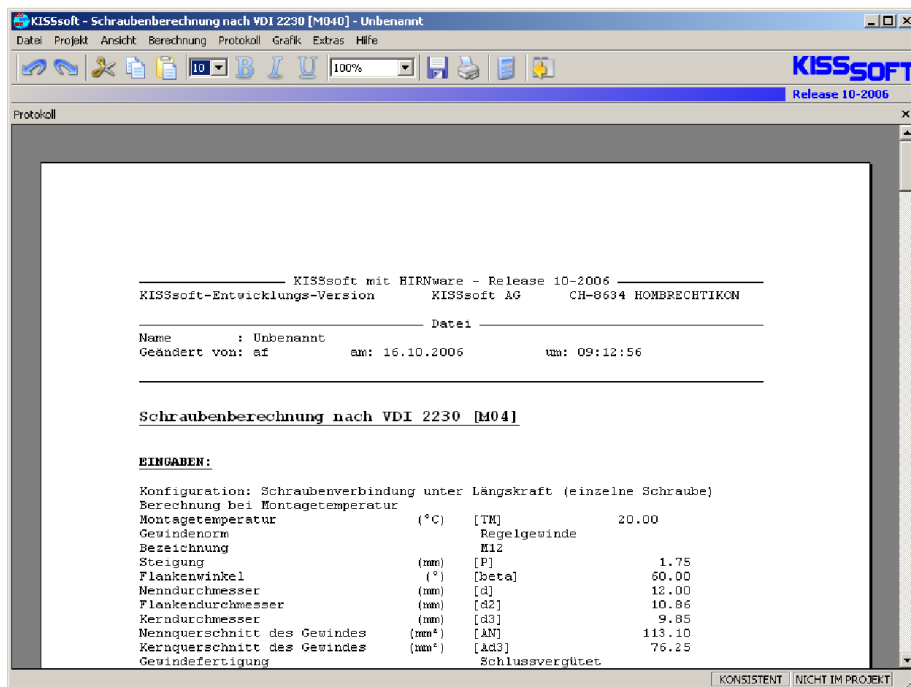


Abbildung 4.9: Der Protokoll-Viewer von KISSsoft

### **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 das 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.

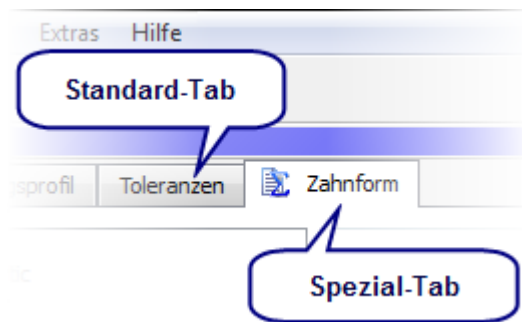


Abbildung 5.1: Standard- und Spezialtabs

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-29) 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 Eingriffsnie 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-30) an



### 5.2.2 Formeleingabe und Winkleingabe

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-42) 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-63). 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-42) 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-42) und in den Tabellen (siehe Seite I-42) umschalten. Klicken Sie dazu mit der rech-

ten 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-39) 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 Berechnungen werden nur ausgeführt wenn das entsprechende Spezialtab (siehe Seite I-41) 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-41).

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-39) 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-29) 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-29) 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.

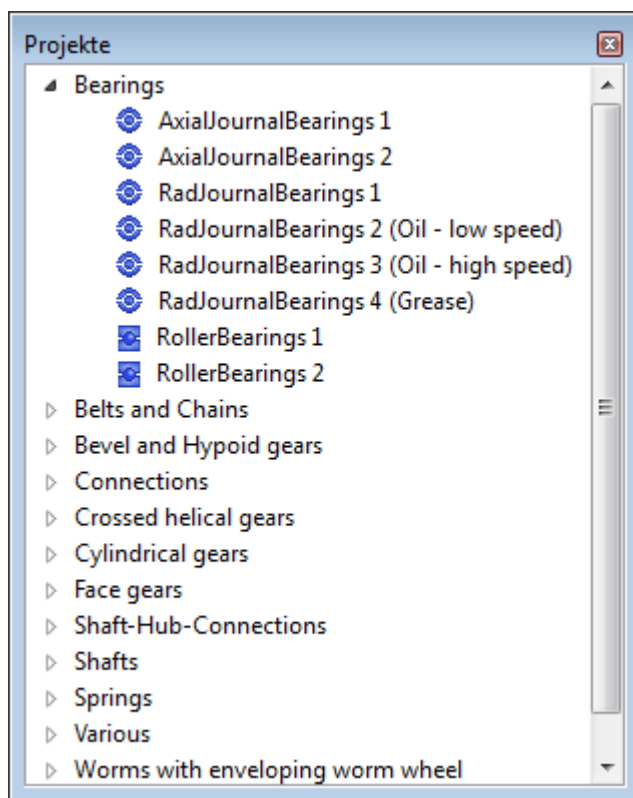


Abbildung 6.1: Der Projektbaum von KISSsoft



## 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-49) festgelegt.

Wenn Sie ein bestehendes Projekt öffnen (`Projekt > Öffnen...`) wird dieses ebenfalls in den Projektbaum eingefügt und als aktives Arbeitsprojekt (siehe Seite I-49) 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-26) 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-51) oder über das Kontextmenü (siehe Seite I-26) 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-49) 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-26) des Projektbaums angezeigt.

# Kapitel 7

## Resultate und Protokolle

## 7.1 Resultate einer Berechnung

Wenn eine Berechnung ausgeführt wurde, werden die Ergebnisse im Resultatefenster (siehe Seite I-29) 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-39) zeigt an, ob die Resultate konsistent sind, d.h. ob die Resultate mit den Daten in der Benutzeroberfläche übereinstimmen.

## 7.2 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-41). Umfang (siehe Seite I-58) und Aussehen (siehe Seite I-58) der Standardprotokolle können über benutzerdefinierte Protokollvorlagen (siehe Seite I-57) 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-37) 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-44) 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.



## 7.3 Zeichnungsdaten

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

## 7.4 Protokolleinstellungen

Unter `Protokoll > Einstellungen` können Sie das automatische Erstellen der Protokolle anpassen.

## 7.5 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-58) und Speicherorte (siehe Seite I-57) eingehalten werden.

### 7.5.1 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. 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:

| <i>MMMM</i> | Modulbezeichnung       | z. B. <i>M040</i>                             |
|-------------|------------------------|-----------------------------------------------|
| <i>l</i>    | historisch bedingt     | immer = <i>l</i>                              |
| <i>s</i>    | Sprache des Protokolls | <i>s</i> = <i>d, e, f, i, s</i> oder <i>a</i> |
| <i>z</i>    | historisch bedingt     | immer = <i>0</i>                              |
| <i>.rpt</i> | 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         |
| <i>Z011LD0.RPT</i>       | Einzelnes Rad, deutscher Ausdruck            |
| <i>Z013LD0.RPT</i>       | Zahnstange, deutscher Ausdruck               |
| <i>Z014LD0.RPT</i>       | Planetenstufe, deutscher Ausdruck            |
| <i>Z015LD0.RPT</i>       | 3 Räder, deutscher Ausdruck                  |
| <i>Z016LD0.RPT</i>       | 4 Räder, deutscher Ausdruck                  |
| Englischer Ausdruck:     |                                              |
| <i>M040LE0.RPT</i>       | Schraubenberechnung, englischer Ausdruck     |
| Amerikanischer Ausdruck: |                                              |
| <i>M040LA0.RPT</i>       | Schraubenberechnung, amerikanischer Ausdruck |

### 7.5.2 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.

### 7.5.3 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)

### 7.5.3.1 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>         |
| Tiefgestellt              | <SUB>                 | </SUB>        |
| Schriftgrösse             | <FONTSIZE=xx>         |               |
| Schriftgrösse vergrössern | <INCFONTSIZE>         | <DECFONTSIZE> |
| Schriftgrösse verkleinern | <DECFONTSIZE>         | <INCFONTSIZE> |
| Seitenumbruch             | <NEWPAGE>             |               |
| Zeilenumbruch             | <BR>                  |               |
| Textfarbe rot             | <RED>                 | <BLACK>       |
| Textfarbe grün            | <GREEN>               | <BLACK>       |
| Textfarbe blau            | <BLUE>                | <BLACK>       |
| Leerzeichen               | <SPACE>               |               |
| Abbildung                 | <IMAGE=name,WIDTH=xx, |               |
| einfügen                  | HEIGHT=yy,PARAM=xyz>  |               |

### 7.5.3.2 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.

### 7.5.3.3 Berechnungsvariablen

Sie können keine eigenen Variablen definieren (außer den für FOR-Schleifen (s. Abschnitt "Schleife FOR" auf Seite I-65) verwendeten Zählvariablen, die der Benutzer selbst benennen und deren Wert ausgeben kann.

#### Platzhalter

Mit Platzhaltern werden Datentyp und Formatierung einer Variablen angegeben:

- ⚙ `%i` steht für eine Ganzzahl
- ⚙ `%f` steht für eine Fließkommazahl
- ⚙ `%v1.v2f` 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 7.2 aufgelistet.

| Funktion                | Bedeutung                                   |
|-------------------------|---------------------------------------------|
| <code>sin(angle)</code> | Sinus von angle im Bogenmass                |
| <code>cos(angle)</code> | Kosinus von angle im Bogenmass              |
| <code>tan(angle)</code> | Tangens von angle im Bogenmass              |
| <code>asin(val)</code>  | Arcussinus von val, gibt Bogenmass zurück   |
| <code>acos(val)</code>  | Arcuscosinus von val, gibt Bogenmass zurück |
| <code>atan(val)</code>  | Arcustangens von val, gibt Bogenmass zurück |
| <code>abs(val)</code>   | <code> val </code>                          |

|                           |                                                                                                                                                                |
|---------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| exp(val)                  | $e^{\text{val}}$                                                                                                                                               |
| log(val)                  | Rückgabewert $x$ in $e^x = \text{val}$                                                                                                                         |
| log10(val)                | Rückgabewert $x$ in $10^x = \text{val}$                                                                                                                        |
| sqr(val)                  | Rückgabewert $\text{val}^2$                                                                                                                                    |
| sqrt(val)                 | Rückgabewert $\sqrt{\text{val}}$                                                                                                                               |
| int(val)                  | Ganzzahl von val                                                                                                                                               |
| pow(x;y)                  | Rückgabewert $x^y$                                                                                                                                             |
| sgn(val)                  | <div> <div> <b>1</b> <i>wenn val &gt; 0</i> </div> <div> <b>0</b> <i>wenn val = 0</i> </div> <div> <b>-1</b> <i>wenn val &lt; 0</i> </div> </div> Rückgabewert |
| sgn2(val)                 | <div> <div> <b>1</b> <i>wenn val ≥ 0</i> </div> <div> <b>0</b> <i>wenn val &lt; 0</i> </div> </div> Rückgabewert                                               |
| grad(angle)               | Umrechnung vom Bogenmass in Grad                                                                                                                               |
| rad(angle)                | Umrechnung von Grad ins Bogenmass                                                                                                                              |
| mm_in(val)                | Rückgabewert $\text{val}/25.4$                                                                                                                                 |
| celsius_f(val)            | <div> <b>9</b> </div> Rückgabewert $\frac{5}{9} \text{val} + 32$                                                                                               |
| min( $v_1$ ; ...; $v_5$ ) | Rückgabewert ist das Minimum von $v_1, \dots, v_5$                                                                                                             |
| max( $v_1$ ; ...; $v_5$ ) | Rückgabewert ist das Maximum von $v_1, \dots, v_5$                                                                                                             |
| and( $v_1$ ; $v_2$ )      | binäre und Funktion                                                                                                                                            |
| or( $v_1$ ; $v_2$ )       | binäre oder Funktion                                                                                                                                           |
| xor( $v_1$ ; $v_2$ )      | binäre exklusiv oder Funktion                                                                                                                                  |
| AND( $v_1$ ; ...; $v_5$ ) | logische und Funktion                                                                                                                                          |
| OR( $v_1$ ; ...; $v_5$ )  | logische oder Funktion                                                                                                                                         |
| NOT(val)                  | <div> <b>0</b> <i>wenn val ≠ 0</i> </div> <div> <b>1</b> <i>wenn val = 0</i> </div> Rückgabewert                                                               |
| LESS( $v_1$ ; $v_2$ )     | <div> <b>1</b> <i>wenn <math>v_1 &lt; v_2</math></i> </div> <div> <b>0</b> <i>wenn <math>v_1 \geq v_2</math></i> </div> Rückgabewert                           |
| EQUAL( $v_1$ ; $v_2$ )    | <div> <b>1</b> <i>wenn <math>v_1 = v_2</math></i> </div> <div> <b>0</b> <i>wenn <math>v_1 \neq v_2</math></i> </div> Rückgabewert                              |



|                       |                                     |
|-----------------------|-------------------------------------|
| GREATER( $v_1; v_2$ ) | <b>1</b> <i>wenn</i> $v_1 > v_2$    |
| Rückgabewert          | <b>0</b> <i>wenn</i> $v_1 \leq v_2$ |

Tabelle 7.2: Verfügbare Funktionen für Berechnungen im Protokoll.

#### 7.5.3.4 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 VERSCHACHELTEN 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 Öлтаuchschmierung (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.

**7.5.3.5 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}
```

```
END 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 8

## 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-75)" 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 8.3 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.

|      |
|------|
| KMAT |
| M000 |
| W000 |
| Z000 |

(a) Datenbanken

|      |          |
|------|----------|
| KMAT |          |
| M000 | F040NORM |
|      | ⋮        |
|      | M090MAT  |
| W000 |          |
| Z000 |          |

(b) Tabellen

Abbildung 8.4: Organisation der Daten in KISSsoft

Bis jetzt sind folgende Tabellen in den Datenbanken angelegt: Achsabstandstoleranzen; Bezugsprofile; Bohrungsnorm; Gewindeart Schraube; Herstellverfahren Hypoidkegelräder; Herstellverfahren Kegelräder; 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.

## 8.1 Datenbankeinträge einsehen

Sie öffnen die Datenbank im Menü **Extras** unter dem Menüpunkt **Datenbanktool**, wie dargestellt in (Abb. 8.5, 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 Datenbanktool-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 verschiedener Werkstoffe. Wie man Einträge der Datenbank editiert, lesen Sie in diesem Abschnitt (s. Abschnitt "Datenbankeinträge verwalten" auf Seite I-73). Tabelleneinträge 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 Wertemenge aus einer Tabellenzeile (⑤).



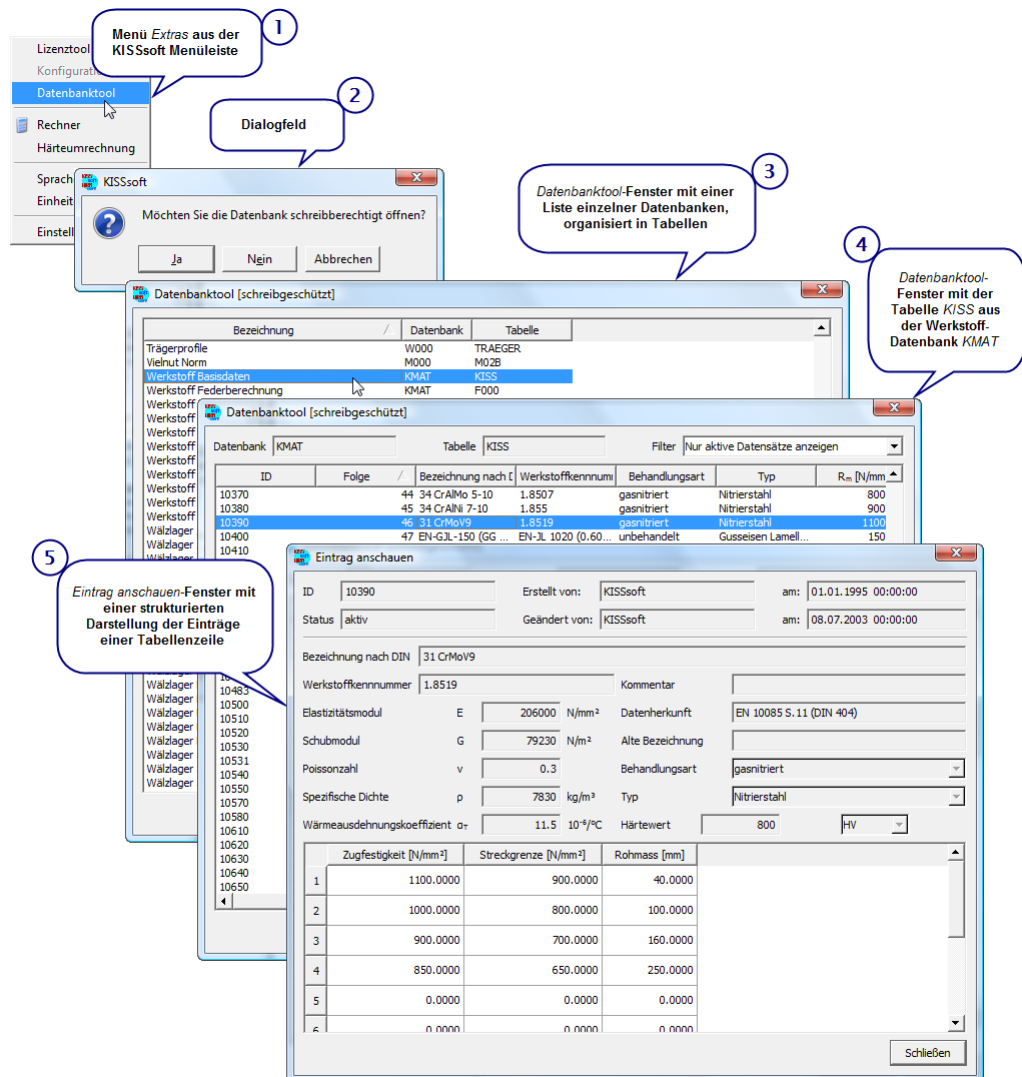


Abbildung 8.5: Zugriff auf Datenbankeinträge

**HINWEIS:**

Mit dem KISSsoft Datenbanktool 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, dass die Datenbanken unverändert bleiben, kann die zugehörigen Dateien (\*.kdb) 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.

## 8.2 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 8.5 auf Seite I-70) 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.

### 8.2.1 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**)  $\geq 20000$  und wird in die Liste aktiver Datensätze übernommen. Die Schaltfläche **Bearbeiten** ermöglicht die Änderung der Einträge mit einer **ID**  $\geq 20000$ .

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 Vorgehensweise 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.

**8.2.2 Löschen eines Datenbankeintrags**

In keinem Fall werden Datensätze in KISSsoft gelöscht. Es ist lediglich möglich, Einträge mit einer  $ID \geq 20000$  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.

**8.2.3 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.

## 8.3 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. 8.6).

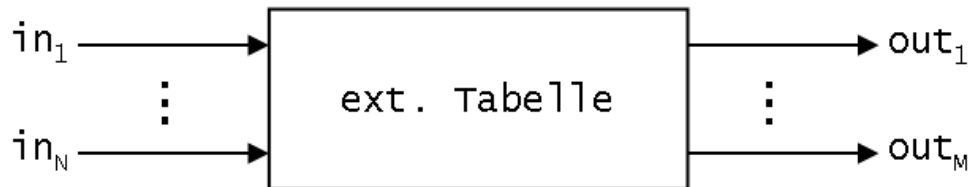


Abbildung 8.6: Funktionsprinzip externer Tabellen

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 Tabellename 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. 8.7 sind die drei von KISSsoft verwendeten Tabellentypen in einem Schema dargestellt:

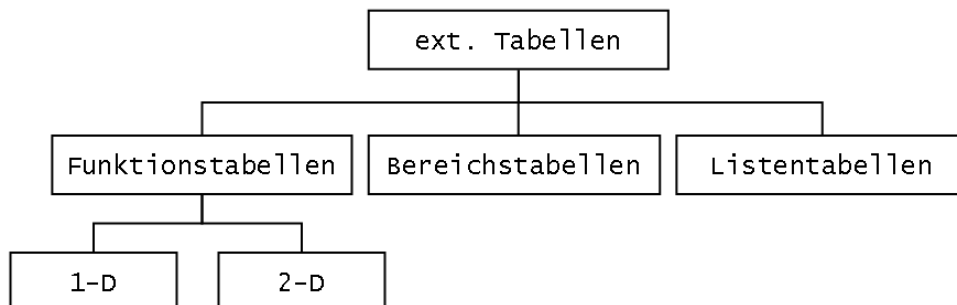


Abbildung 8.7: Typen externer Tabellen

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.

### 8.3.1 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  $(2 \times N)$ -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-90))

```

```

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. 8.8).

|       | $X_1$         | $X_2$ | $X_3$ |
|-------|---------------|-------|-------|
| $Y_1$ |               |       |       |
| $Y_2$ | $f(X_1, Y_2)$ |       |       |
| $Y_3$ |               |       |       |

Abbildung 8.8: 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  $Y$ ).

### 8.3.2 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.

### 8.3.3 Listentabellen

In 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-81)).

#### 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, dass 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 1                                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 `1`, usw. Als Eingaben werden die Variablen `typ` und `1` verwendet, wobei der Wert für die Variable `typ` in der Liste aufgeführt sein muss. Wird für die Variable `1` 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.

### 8.3.4 Liste verwendeter Schlüsselwörter

|                                  |                                                                                              |
|----------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
| --                               | Alles was in einer Zeile nach diesem Kommentarteichen 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.

# **Kapitel 9**

## **Beschreibung der öffentlichen Schnittstelle**

## 9.1 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. 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.

Daten austauschen über eine Schnittstelle ist in KISSsoft möglich via die Menüpunkte `Datei > Schnittstelle > Daten einlesen` und `Datei > Schnittstelle > Daten ausgeben`. Als Vorlage für diesen Datentransfer werden die Dateien `MMMMUSER.RPT`<sup>1</sup> genommen. Diese sind standardmässig leer. Falls Daten über die Schnittstelle ausgeben werden sollen, müssen die Vorlagen zunächst erweitert werden.

### 9.1.1 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 Normteillbibliothek mit Schrauben zur Verfügung, so kann die bidirektionale Verknüpfung der drei Teile Berechnungsprogramm, Normteillbibliothek 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.

---

<sup>1</sup> MMMM in einem Dateinamen steht als Platzhalter für das Modul, auf das sich die Datei bezieht. Beispiel: `M040USER.RPT`

### ⚙ Wellen- und Lagerberechnung

- 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.

### 9.1.2 Offenes Schnittstellen-Konzept in KISSsoft

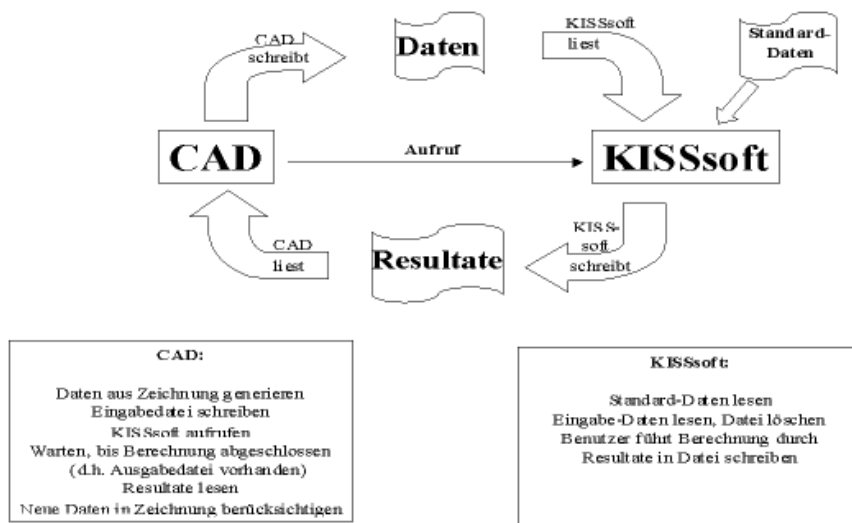
Das Schnittstellen-Konzept von KISSsoft weist eine einfache und dennoch sehr flexible Struktur auf.

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-90)). 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.





## 9.2 Definition von Eingabe und Ausgabe

### 9.2.1 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                                                                                                                                       |
|------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <i>MMMMUSER.IN</i>                                                                       | <CADDIR> *) | Eingabedatei für KISSsoft (wird vom Fremdprogramm geschrieben)<br>Benutzer- Eingabedatei temporär (= wird beim Lesen von KISSsoft gelöscht)        |
| <i>MMMMUSER.OUT</i>                                                                      | <CADDIR>    | Ausgabedatei von KISSsoft (wird von KISSsoft geschrieben und vom Fremd-) programm gelesen. Temporär (= sollte vom Fremdprogramm gelöscht werden)   |
| <i>MMMMUSER.RPT</i>                                                                      | <KISSDIR>   | Definition des Ausgabeformates (analog Protokoll) permanent/fakultativ (= wird normalerweise einmal erstellt und bleibt erhalten)                  |
| <i>Z10Gear1.RPT</i><br><i>Z10Gear2.RPT</i><br><i>Z10Gear3.RPT</i><br><i>Z10Gear4.RPT</i> | <KISSDIR>   | Definition des Ausgabeformates für den Verzahnungsstempel bei Stirnrädern (siehe unten).<br>Entspricht <i>MMMMUSER.rpt</i> für diesen Spezialfall. |
| <i>Z10Gear1.OUT</i><br>⋮                                                                 | <KISSDIR>   | Ausgabedatei des Verzahnungsstempels für Stirnräder.                                                                                               |
| <i>Z70Gear1.RPT</i><br><i>Z70Gear2.RPT</i>                                               | <KISSDIR>   | Definition des Ausgabeformates für Kegelräder.                                                                                                     |
| <i>Z17Gear1.RPT</i><br><i>Z17Gear2.RPT</i>                                               | <KISSDIR>   | Definition des Ausgabeformates für Schraubräder.                                                                                                   |
| <i>Z80Gear1.RPT</i><br><i>Z80Gear2.RPT</i>                                               | <KISSDIR>   | Definition des Ausgabeformates für Schneckenräder.                                                                                                 |
| <i>Z9aGear1.RPT</i><br><i>Z9aGear2.RPT</i>                                               | <KISSDIR>   | Definition des Ausgabeformates für Zahnwellenverbindungen.                                                                                         |
| <i>Z??Gear1.OUT</i><br><i>Z??Gear2.OUT</i>                                               | <CADDIR>    | Verzahnungsstempel analog zu Definitionsdateien.                                                                                                   |

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

## 9.2.2 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.

## 9.2.3 Verwendete Dateien

### 9.2.3.1 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.IN=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.

### 9.2.3.2 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-57) beschrieben. Als Hilfe werden Beispiel-Reportdateien mitgeliefert.

### 9.2.4 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.

### 9.2.5 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.

## 9.3 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  $MD = 88000 \text{ Nm}$*

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.

## 9.4 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)

## 9.5 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.

### 9.5.1 Registrierung des Servers

Der KISSsoft COM Server muss zunächst auf dem lokalen Computer registriert werden. Dies erfolgt über die folgenden zwei Befehlszeilen in einer Windows Eingabeaufforderung im bin-Verzeichnis der KISSsoft Installation:

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

Für die Registrierung sind Administratorrechte erforderlich.

### 9.5.2 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.
- ⚙ `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.
- ⚙️ `GetININame([out, retval] BSTR* name)` liefert den Namen der geladenen INI Datei.

### 9.5.3 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

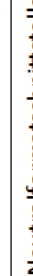
Set ksoft = Nothing

End Sub
```

# Kapitel 10

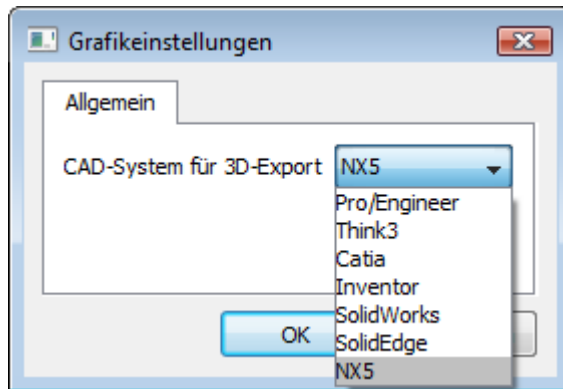
## 3D-Schnittstellen

## 10.1 Überblick der verfügbaren CAD- Schnittstellen und ihre Funktionalität

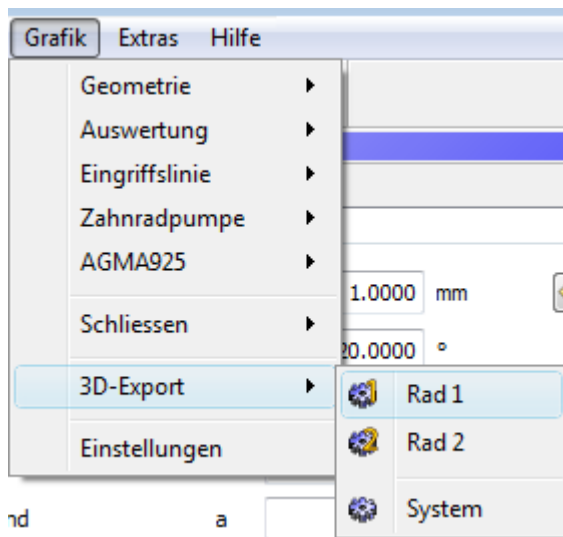
| Feature/CAD                         | <br>SolidWorks | <br>Autodesk Inventor | <br>SolidEdge: Voyager Partner | <br>UGS NX: Status-Gold | <br>ProEngineer | <br>Catia | <br>Think3 thinkdesign | <br>Neutralformatschnittstelle |
|-------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Version                             | 2006/<br>2007/<br>2008                                                                          | 10/<br>11/<br>2008/<br>2009                                                                            | V17/<br>V18/<br>V19/<br>V20/ ST                                                                                 | NX3 /<br>NX4 /<br>NX5                                                                                    | Wildfire<br>2,3 und 4<br>(inkl. 64<br>Bit)                                                         | V5                                                                                           |                                                                                                           |                                                                                                                   |
| Stirnräder Gerad/<br>Schrägverzahnt |                |                       |                                |                         |                 |           |                        |                                |
| Stirnräder Innen/<br>Aussenverzahnt |                |                       |                                |                         |                 |           |                        |                                |
| Schnecken/<br>Schraubräder          |               |                      |                               |                        |                |          |                       |                               |
| Geradverzahnte<br>Kegelräder        |              |                     |                              |                       |               |         |                      |                              |
| Schrägverzahnte<br>Kegelräder       |              |                     |                              |                       |               |         |                      |                              |
| Kerbverzahnung<br>(Welle-Nabe)      |              |                     |                              |                       |               |         |                      |                              |
| CAD Add-In Menü                     |              |                     |                              | Nur über<br>Menü                                                                                         |               | Auswahl-<br>menü                                                                             |                      |                              |
| Herstelltdaten                      |              |                     |                              |                       |               |         |                      |                              |

## 10.2 Erzeugung von 3D-Zahnradern

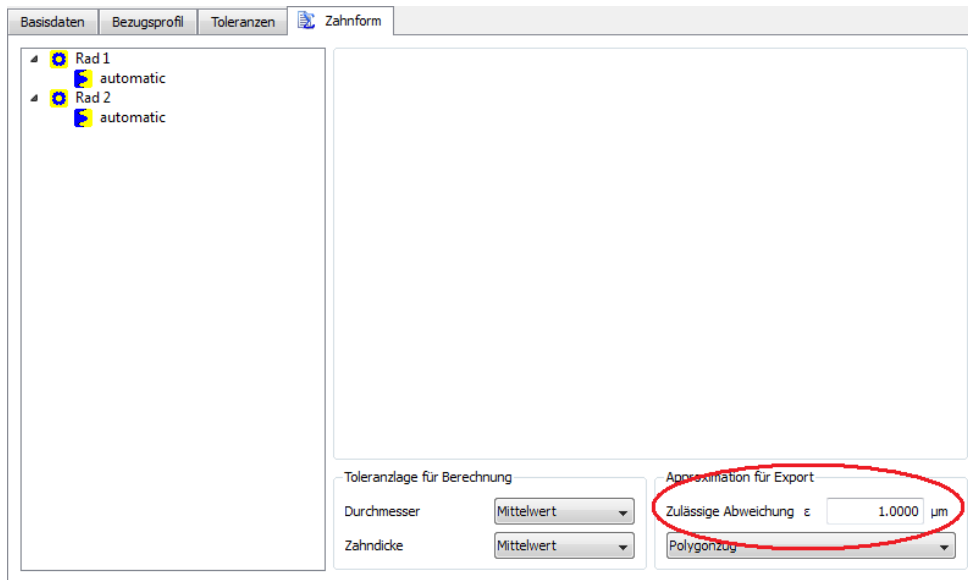
Zuerst ist eine Zahnradberechnung durchzuführen, so dass die Resultate konsistent sind. Unter Grafik/Einstellungen kann man in der Liste das gewünschte CAD auswählen, in welches man exportieren möchte.



Weiter kann im Menü Grafik/3D-Export zwischen den einzelnen Rädern und der Konfiguration (nur im PartGear möglich) ausgewählt 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 ProEngineer, CATIA und Think3 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 einem Toleranzband der Zahnform von  $1 \mu\text{m}$  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.

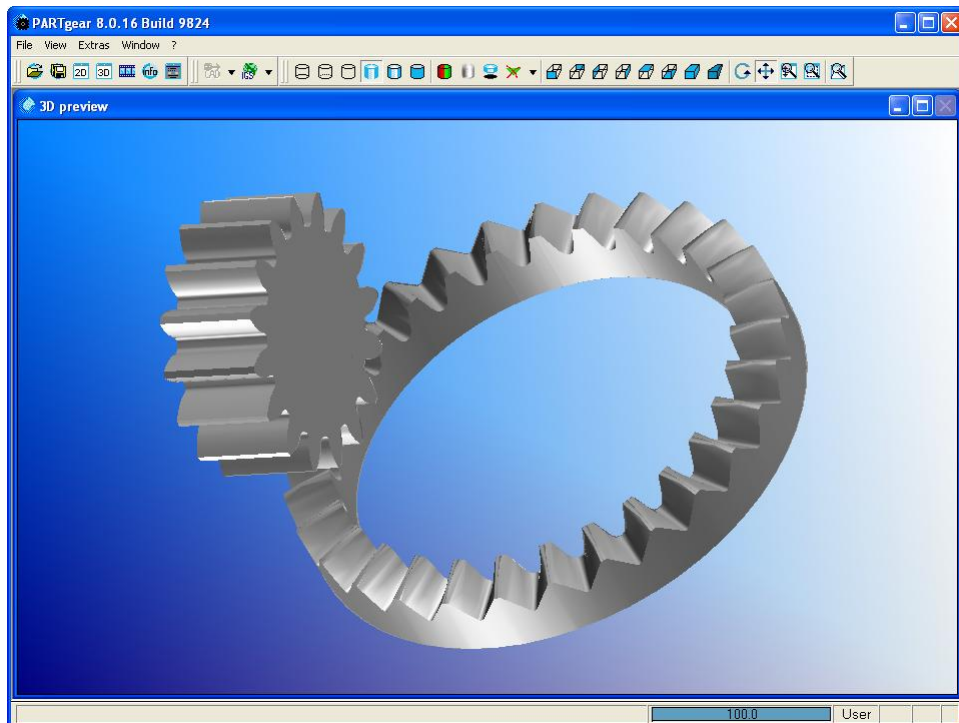
Die Umstellung der Erzeugungsart (Polylinien, Kreisbogenapproximation, Splines) beeinflusst im Tab Zahnform nur die 2D-Darstellung. Bei NX, SolidWorks und SolidEdge wird das Bauteil mit Splines, bei Inventor, Think3, ProEngineer und CATIA mit Kreisbögen aufgebaut. Bei SolidWorks und SolidEdge werden auch andere Erzeugungsarten unterstützt, welche durch den zusätzlichen Parameter APPROXIMATION=1 in der Datei kiss.ini (siehe Seite **I-18**) unter dem jeweiligen CAD verändert werden können.

Bei den Zahnradern wird normalerweise der Stirnschnitt der Zahnücke aus einem Zylinder ausgeschnitten und dann als Muster vervielfältigt. Für Schnecken mit Schrägungswinkel  $> 50^\circ$  und einer Zähnezahl  $< 4$  wird die Zahnücke im Axialschnitt ausgeschnitten und dann vervielfältigt.

## 10.3 Viewer mit Neutralformat-Schnittstelle

Hersteller: Cadenas (DE)

Das PARTgear von CADENAS bietet einen 3D-Viewer, in welchem einzelne Zahnräder oder die Konfiguration der Zahnräder dargestellt werden können. Da der Viewer in KISSsoft immer dabei ist, können Zahnräder 3D dargestellt werden. Neben Stirnrädern, Schnecken, können auch schrägverzahnte Kegelräder sowie Kronenräder dargestellt werden.



In dem Viewer von CADENAS können dann über die Neutralformat-Schnittstelle 3D-Daten in IGES, STEP und SAT exportiert werden.

## 10.4 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-99) mit echter Zahnform 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 und geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, möglich. Weiter gibt es die Möglichkeit nachträglich Verzahnungen auf bestehenden Wellen (siehe Seite I-102) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich Zahnradherstelldaten (siehe Seite I-106) automatisch als Textfeld eingefügt werden. Die Zahnradherstelldaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnlücke) angehängt.

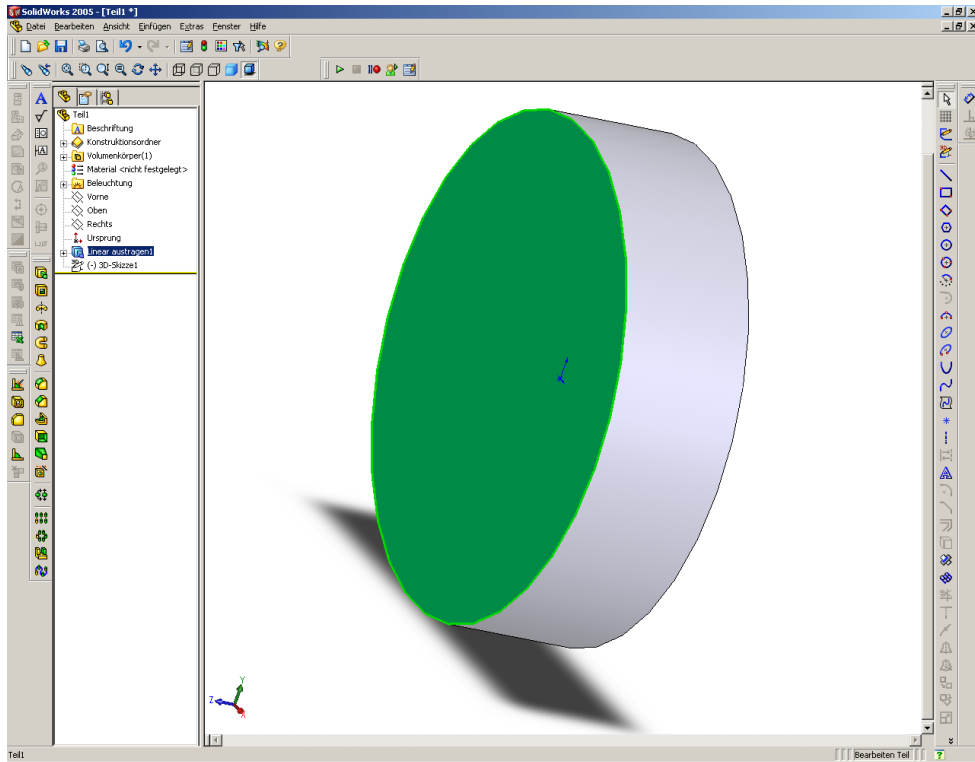
### 10.4.1 Verzahnung bei vorhandenem Grundkörper

#### 10.4.1.1 Vorgehen der Verzahnungserstellung

1. Selektieren Sie im CAD die gewünschte Fläche



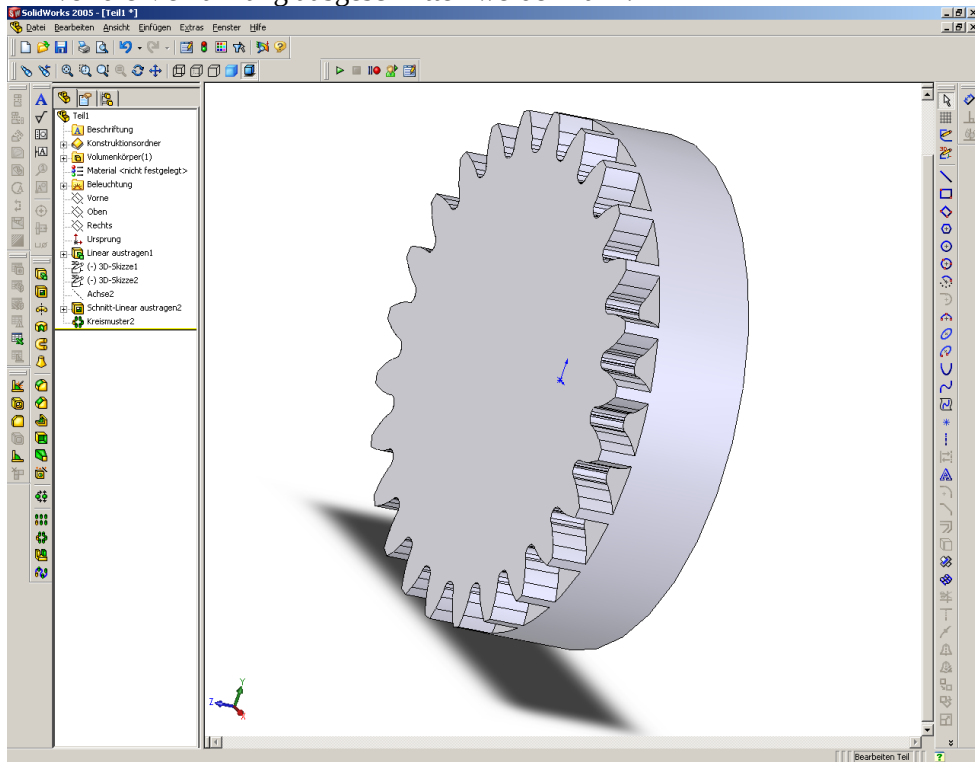
2. Wählen Sie in KISSsoft aus, welche Verzahnung (z.B. Rad 1) am Zylinder erzeugt werden soll.



Vorraussetzungen:

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

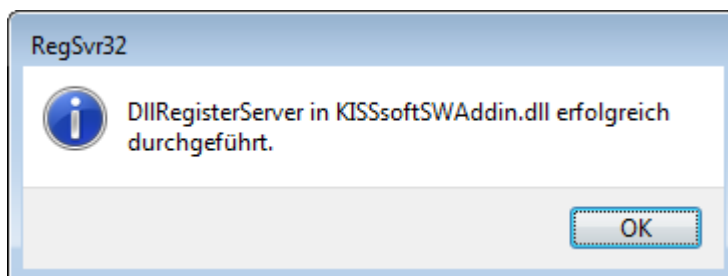
- Bei einer Innenverzahnung muss bereits ein Hohlzylinder modelliert sein, bevor die Verzahnung ausgeschnitten werden kann.



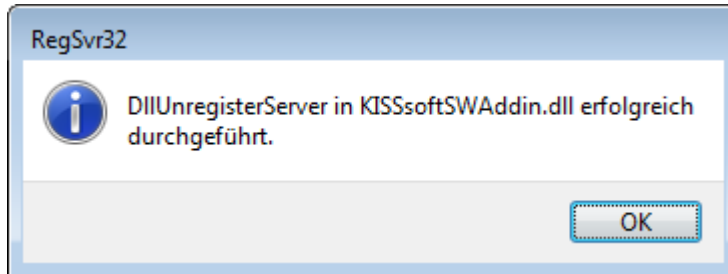
Diese Verzahnungserzeugung wird bei gerad- und schrägverzahnten Innen- und Aussenstirnrädern durchgeführt.

#### 10.4.2 Einbinden des KISSsoft-Addin (Menüpunkte im CAD)

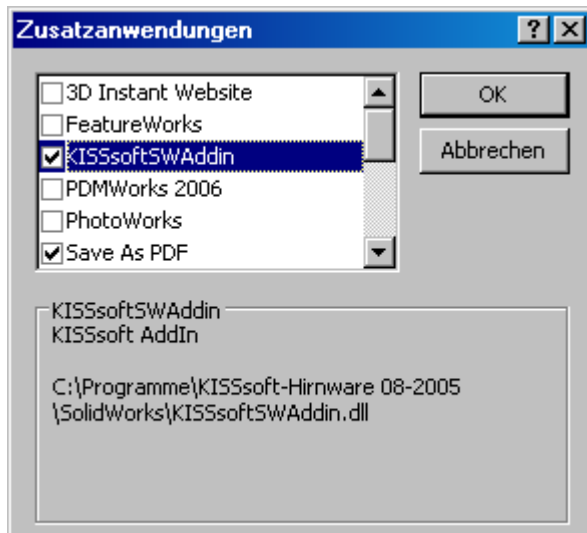
Zuerst muss das KISSsoft-Addin registriert werden, dazu kann im KISSsoft- Installationsverzeichnis im Ordner Solid Works die Datei SolidWorksRegister.bat mit Doppelklick ausgeführt werden. War die Registrierung des KISSsoft-Addins erfolgreich erscheint folgende Meldung.



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.



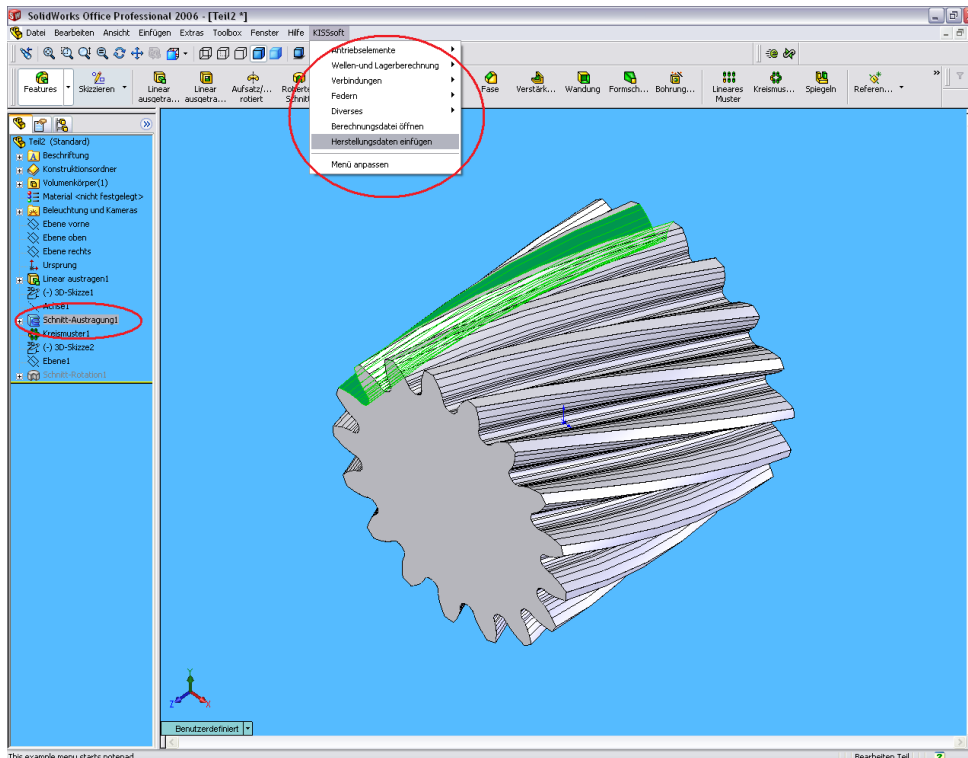
Hier ist das `KISSsoftSWAddin` anzukreuzen und mit `OK` zu bestätigen.

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 fünf Sprachen ausgeführt (Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch und Spanisch). 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). Diese Spracheinstellung ist auch für das KISSsoft massgebend.

## 10.4.3 Addin-Funktionen (Aufrufe)

### 10.4.3.1 KISSsoft über AddIn aufrufen



Unter dem Menüpunkt **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-99).

### 10.4.3.2 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. Menüpunkt **Herstellungsdaten einfügen** anwählen.

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

### 10.4.3.3 Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen

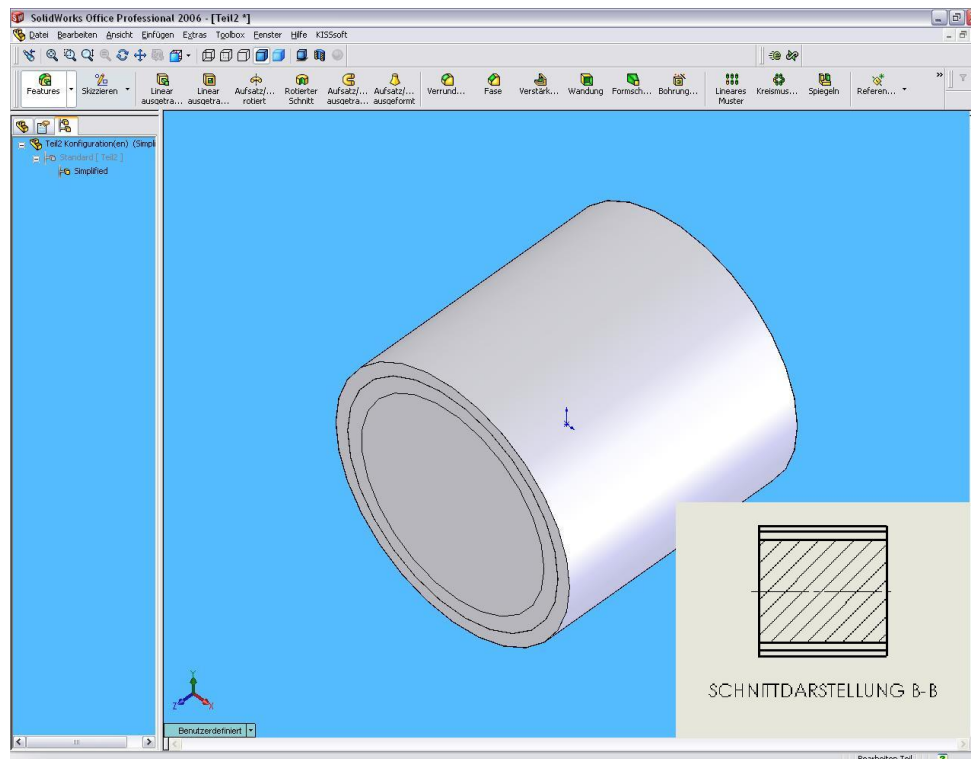
Der Menüpunkt **Berechnungsdatei öffnen** funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehen um eine Berechnungsdatei zu öffnen:

1. Part öffnen und der **Cutout** eines Zahnes selektieren.
2. Menüpunkt **Berechnungsdatei öffnen** anwählen.

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

### 10.4.3.4 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 Installationsverzeichnis `KISSsoft 03-2008` der untenstehende Eintrag zu ändern:

SIMPLIFIEDPRESENTATIONNAME=Name

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

## 10.5 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-99) mit echter Zahnform 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 und geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, möglich. Weiter gibt es die Möglichkeit nachträglich Verzahnungen auf bestehenden Wellen (siehe Seite I-109) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich Zahnradherstelldaten (s. Abschnitt "Herstellungsdaten einfügen" auf Seite I-114) automatisch als Textfeld auf der Zeichnung eingefügt werden. Die Zahnradherstelldaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnlücke) angehängt.

### 10.5.1 Umstellung des Parameters zur Erzeugung

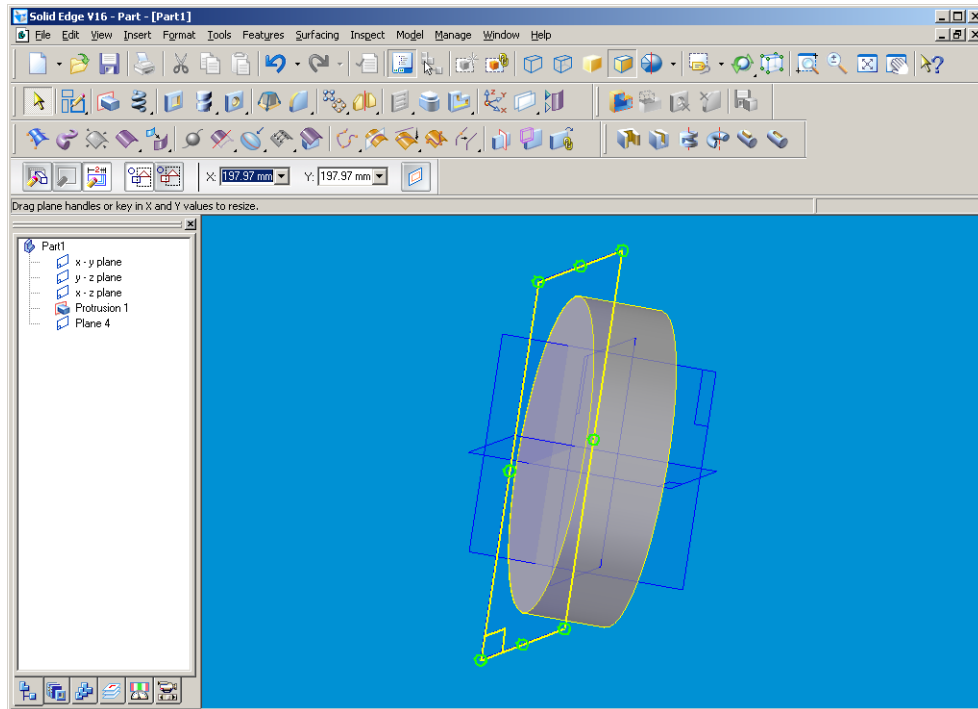
Bei SolidEdge kann beim Kopieren der Zahnlücke (Pattern) umgestellt werden, zwischen zwei Einstellungen. Die möglichen Modi sind: Smart- und FastPattern. Bei SmartPattern wird eine genauere Erzeugung der Zahnform vollzogen, dauert allerdings sehr lange und die Datei mit dem Zahnrad wird sehr gross. Bei FastPattern ist eine ungenauere Methode, welche aber für einen schnellen Aufbau und eine kleinere Erzeugungsdatei sorgt. Für die Zahnradherzeugung wird bislang immer SmartPattern angewandt, da sonst die Zahnräder nicht richtig aufgebaut oder dargestellt werden können. In der Datei `kiss.ini` (siehe Seite I-17) im KISSsoft-Installationsverzeichnis kann `SMARTPATTERN=0` gesetzt werden, dann wird das Kopieren der Zahnlücke im FastPattern-Modus ausgeführt.

### 10.5.2 Verzahnung bei vorhandenem Grundkörper

#### 10.5.2.1 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.

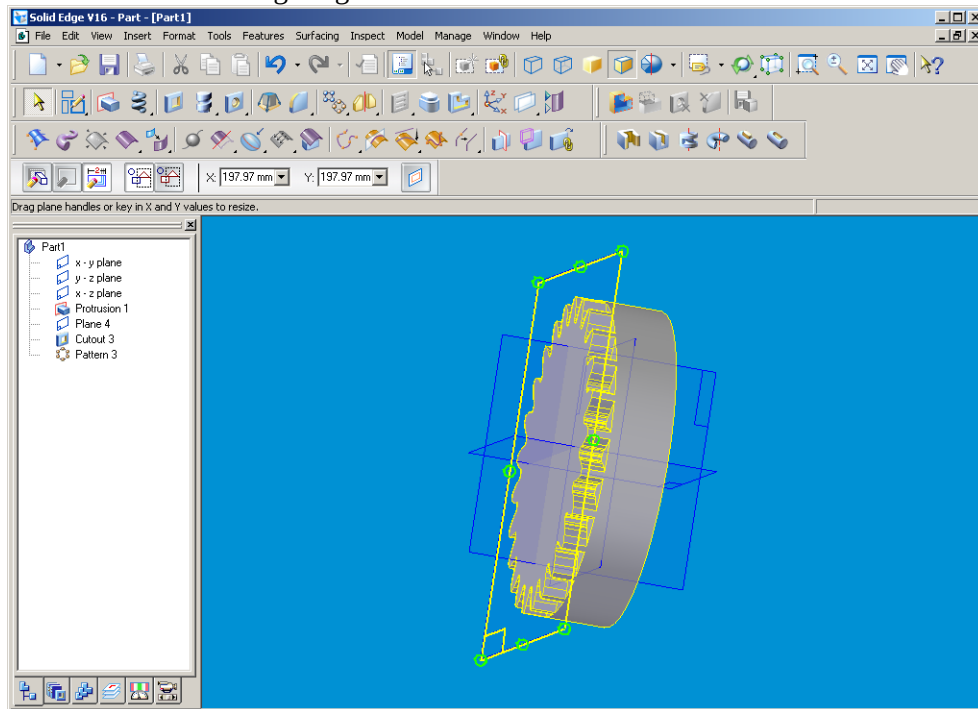


Voraussetzungen:

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



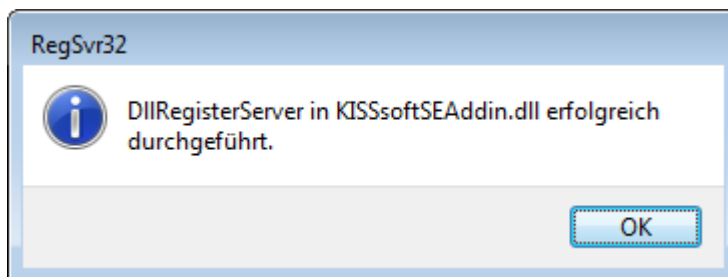
- Bei einer Innenverzahnung muss bereits ein Hohlzylinder modelliert sein, bevor die Verzahnung ausgeschnitten werden kann.



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

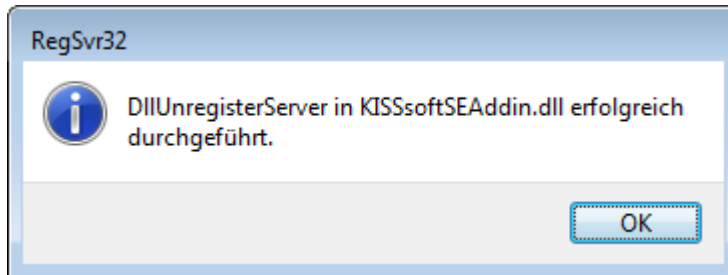
### 10.5.3 Einbinden des KISSsoft-Addin (Menüpunkte im CAD)

Zuerst muss das KISSsoft-AddIn registriert werden, dazu kann im KISSsoft-Installationsverzeichnis im Ordner SolidEdge die Datei SolidEdgeRegister.bat mit Doppelklick angewählt werden. Erscheint dann diese Meldung, wurde das AddIn erfolgreich registriert.

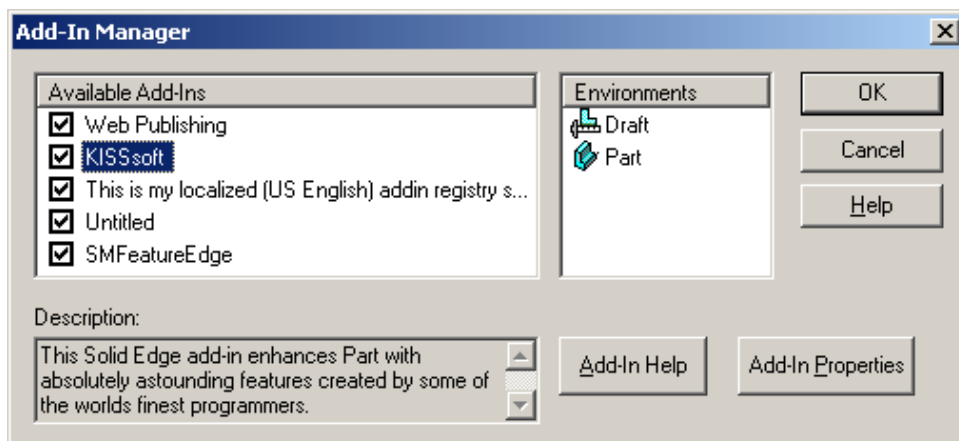
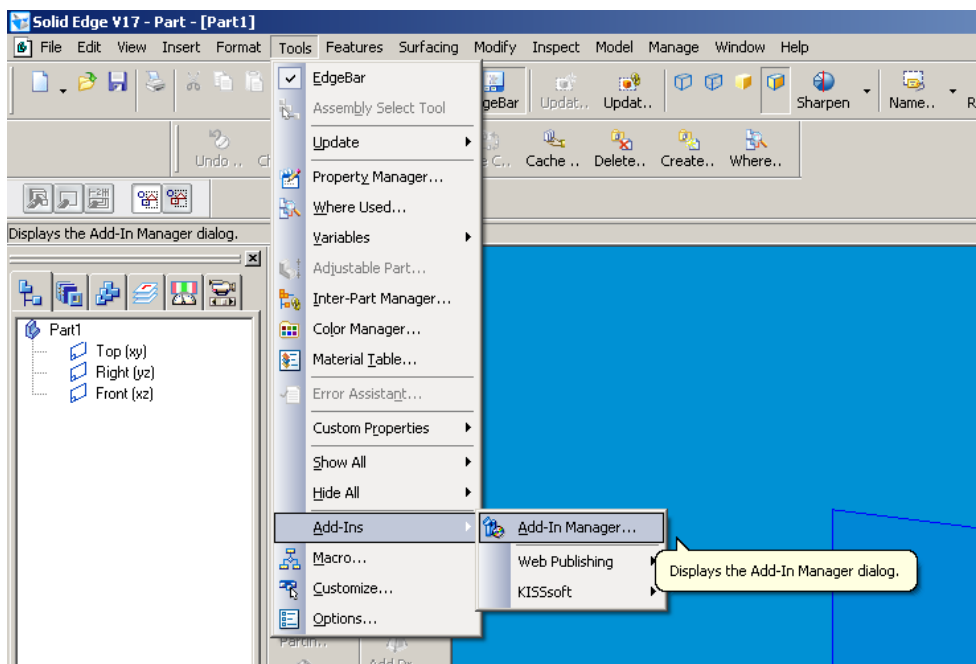


Falls die Registrierung des AddIn gelöscht werden soll, kann im Installationsverzeichnis die Datei SolidEdgeUnRegister.bat mit Doppelklick angewählt

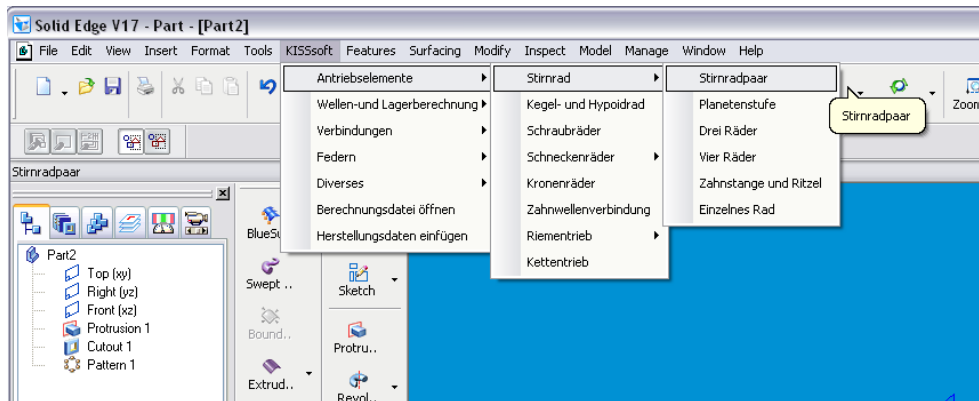
werden. Es erscheint folgende Meldung, wenn dieser Prozess erfolgreich durchgeführt wurde.



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



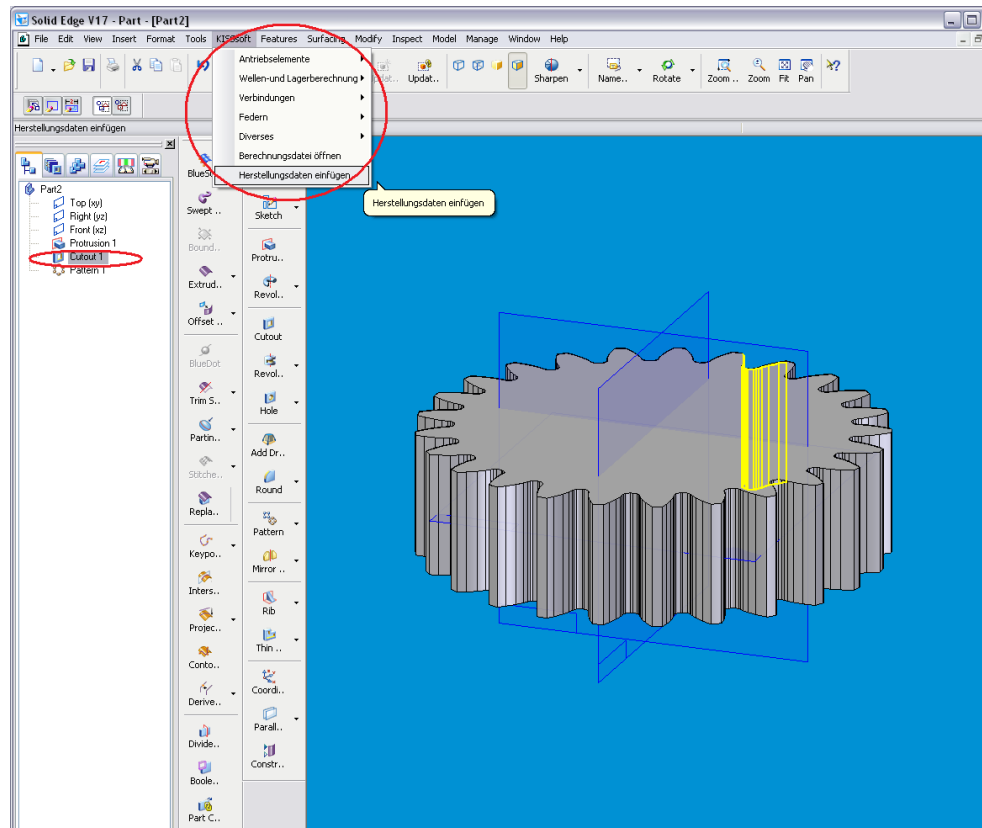
Im Hauptmenü ist das KISSsoft-AddIn sichtbar. Somit sind die KISSsoft-Menüpunkte in SolidEdge eingebunden und bleiben auch bei einem Neustart erhalten.



Die Menüpunkte des KISSsoft-AddIns werden in fünf Sprachen ausgeführt (Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch und Spanisch). 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). Diese Spracheinstellung ist auch für das KISSsoft massgebend.

## 10.5.4 Addin-Funktionen (Aufrufe)

### 10.5.4.1 1KISSsoft über AddIn aufrufen



Unter dem Menüpunkt **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-99).

### 10.5.4.2 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. Menüpunkt **Herstellungsdaten einfügen** anwählen.

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

### 10.5.5 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. Menüpunkt `Berechnungsdatei öffnen` anwählen.

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

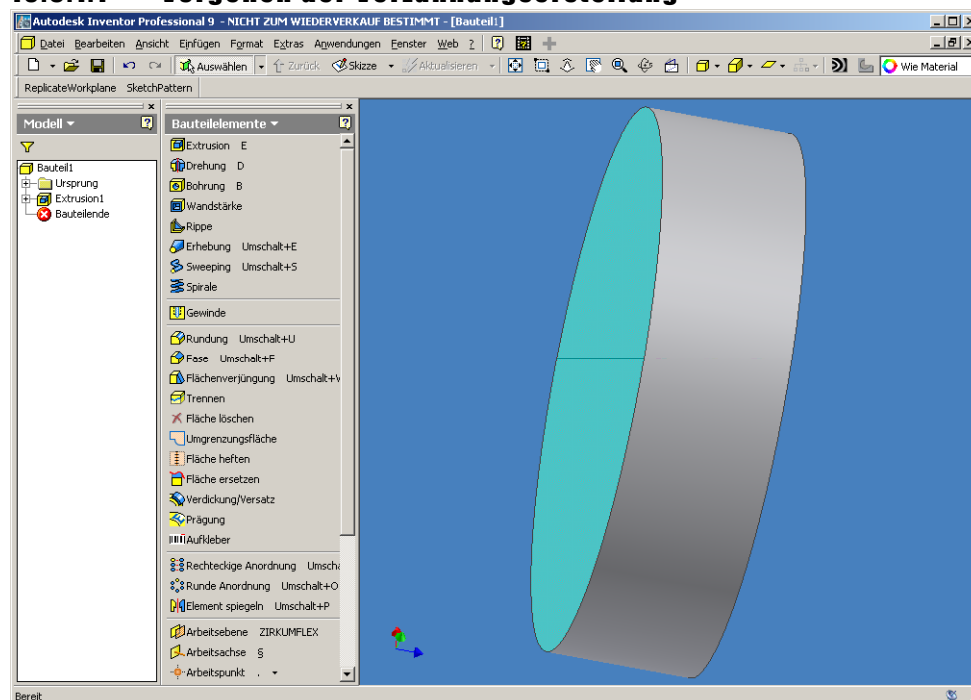
## 10.6 3D-Schnittstelle zu Autodesk Inventor

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-99) mit echter Zahnform 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 und geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, möglich. Weiter gibt es die Möglichkeit nachträglich Verzahnungen auf bestehenden Wellen (siehe Seite I-116) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich Zahnradherstelltdaten (s. Abschnitt "Herstellungsdaten einfügen" auf Seite I-119) automatisch als Tabelle auf der Zeichnung eingefügt werden. Die Zahnradherstelltdaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnlücke) angehängt.

### 10.6.1 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten

#### 10.6.1.1 Vorgehen der Verzahnungserstellung

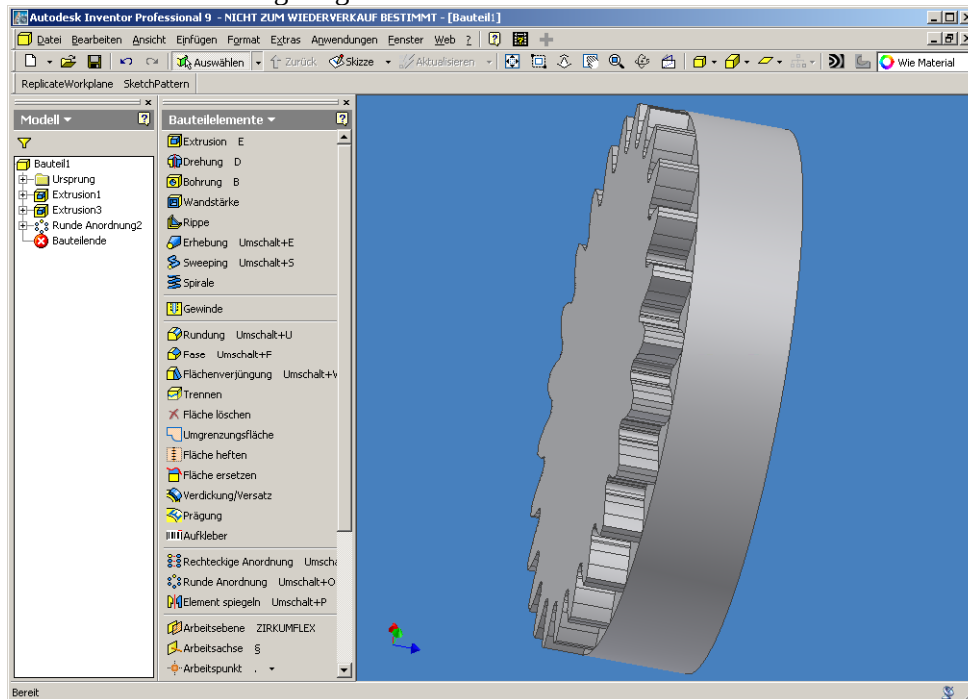


1. Selektieren Sie die gewünschte Fläche

- 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.

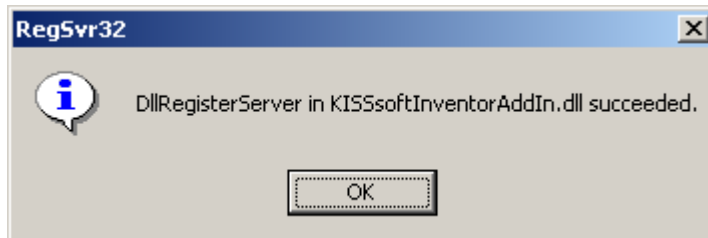


Diese Verzahnungserzeugung wird bei gerad- und schrägverzahnten Innen- und Aussenstirnrädern durchgeführt.

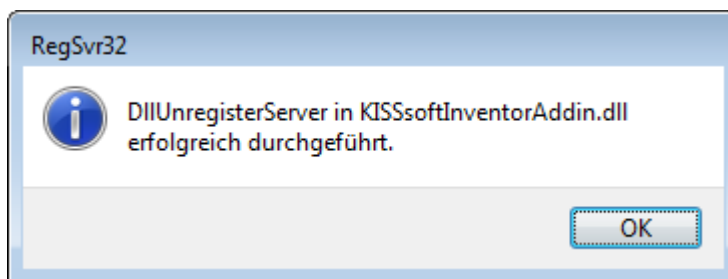
## 10.6.2 Addin (Menüpunkte im CAD)

### 10.6.2.1 Einbinden des KISSsoft-Addin

Um das Inventor-AddIn zu registrieren, ist im KISSsoft-Installationsverzeichnis im Ordner `Inventor` die Datei `InventorRegister.bat` mit einem Doppelklick zu starten. Kommt diese Meldung wurde das AddIn erfolgreich registriert.

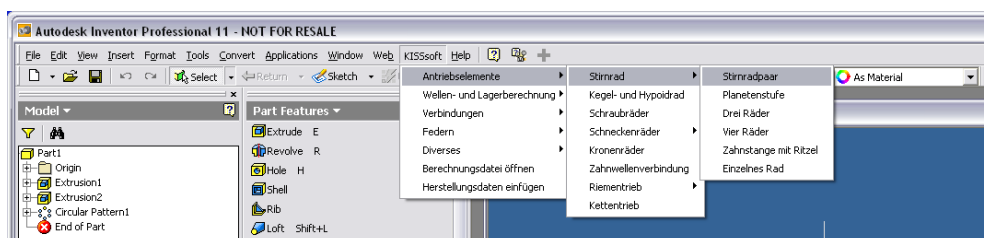


Falls das Inventor-AddIn nicht mehr registriert sein soll, ist im KISSsoft- Installationsverzeichnis die Datei `InventorUnRegister.bat` mit einem Doppelklick zu starten. Kommt diese Meldung wurde die Registration des AddIn erfolgreich vollzogen.



Die Menüpunkte des KISSsoft-AddIns werden in fünf Sprachen ausgeführt (Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch und Spanisch). 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). Diese Spracheinstellung ist auch für das KISSsoft massgebend.

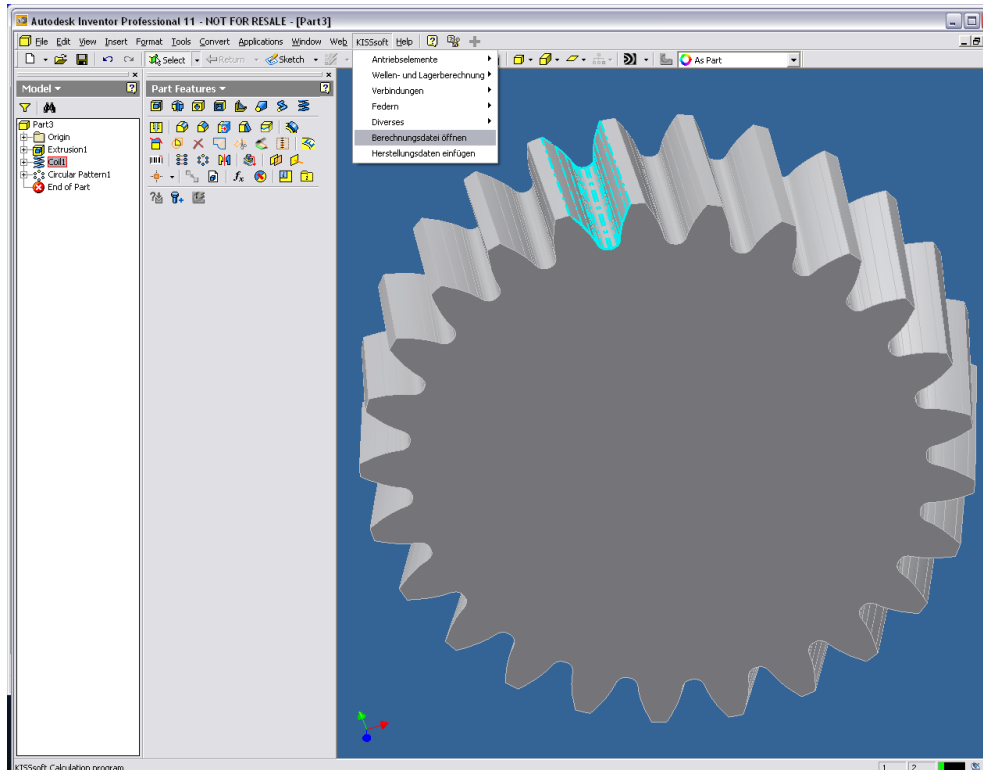
Somit sind die KISSsoft-Menüpunkte in Inventor eingebunden. Das Menü bleibt auch bei einem Neustart vorhanden und muss nicht verknüpft werden.





## 10.6.3 Addin-Funktionen (Aufrufe)

### 10.6.3.1 KISSsoft über AddIn aufrufen



Unter dem Menüpunkt **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-99).

### 10.6.3.2 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. Menüpunkt **Herstellungsdaten einfügen** anwählen.

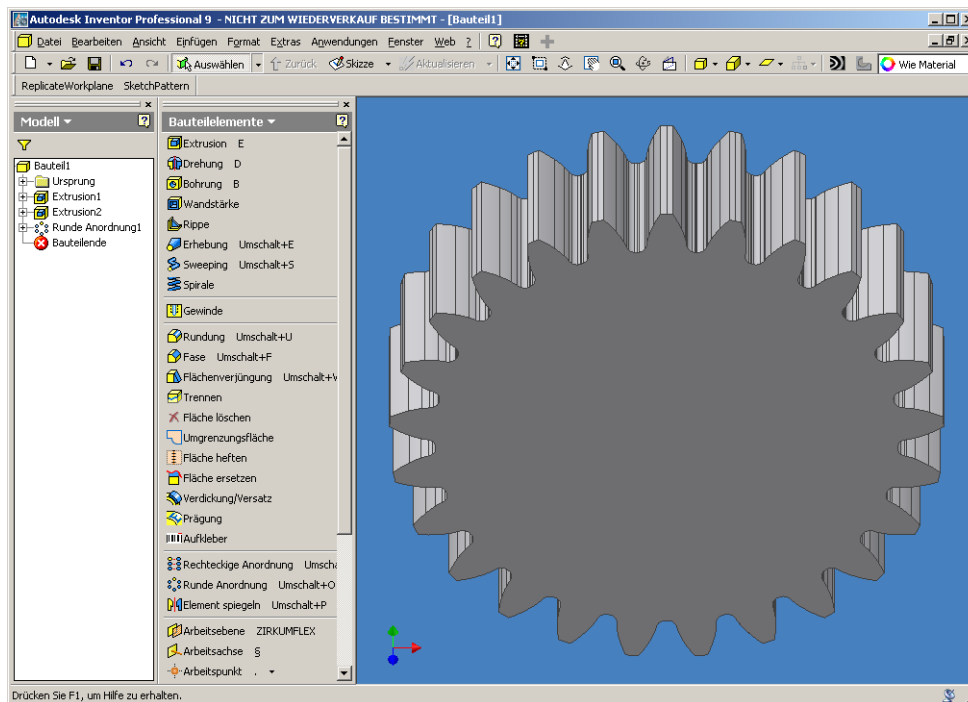
Dabei wird ein neues Draft-Dokument erstellt, in welchem dann der Zahnradstempel des selektierten Cutouts der Verzahnung, eingefügt wird.

### 10.6.4 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. Menüpunkt **Berechnungsdatei öffnen** anwählen.

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



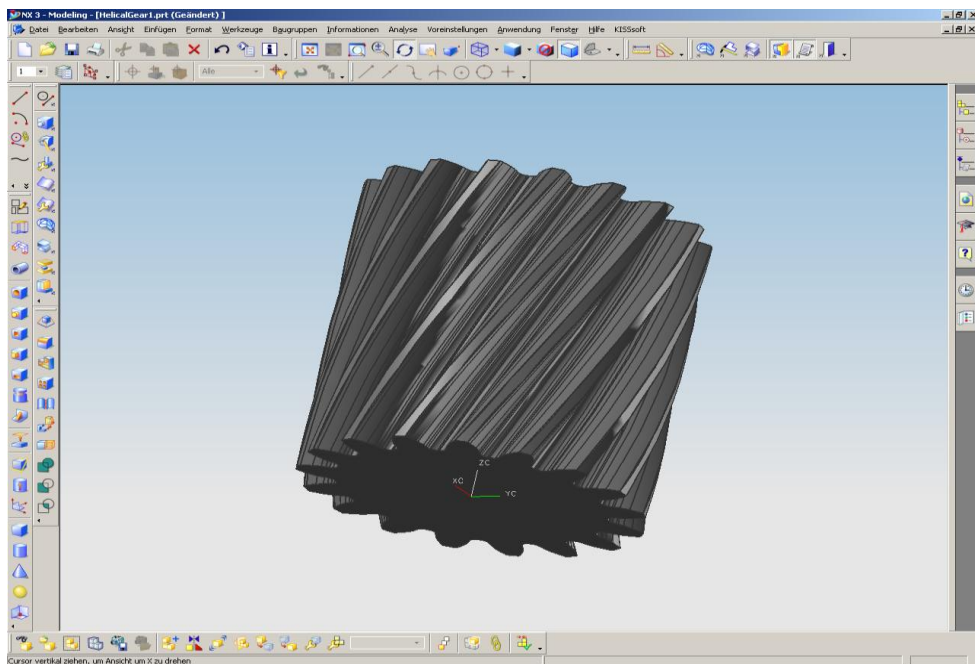
## 10.7 3D-Schnittstelle zu Unigraphics NX

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-99) mit echter Zahnform erzeugt werden. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen-, innenverzahnte Stirnräder, Schnecken und geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, 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-124) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich automatisch als Tabelle auf der Zeichnung eingefügt werden. Die Zahnradherstelldaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnücke) angehängt.



## 10.7.1 Addin (Menüpunkte im CAD)

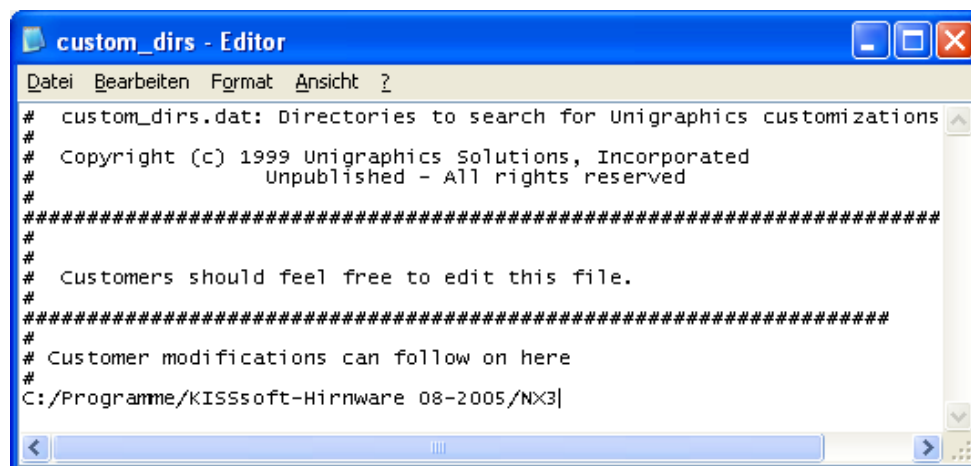
### 10.7.1.1 Einbinden des KISSsoft-Addin

Zuerst muss der mitgelieferte Ordner z.B. NX5, mit seinen Unterordnern `application`, `startup` und `udo` und an eine Stelle kopiert werden, die jederzeit für den User zugänglich ist.

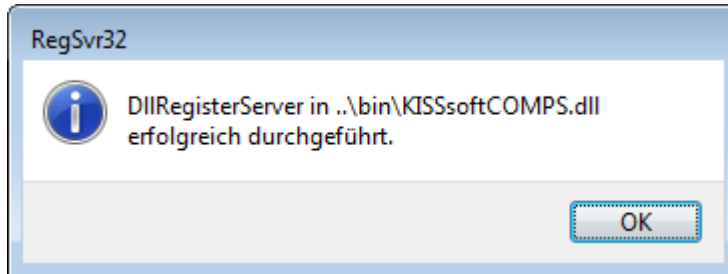
In dem File 'kSoftNX\_d.men' befindet sich die Definition der Menüpunkte des KISSsoft- AddIns. Das File unterscheidet sich, je nach Sprache, das `_d` im Dateinamen steht zum Beispiel für die Sprache Deutsch. `_e`: für Englisch; `_f`: für Französisch; `_i`: für Italienisch; `_s`: für Spanisch. Das File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

Zusätzlich ist die z.B. `kSoftNX5.dll` in diesem Ordner, in welcher die Zuweisungen und Befehle der Menüpunkte enthalten sind.

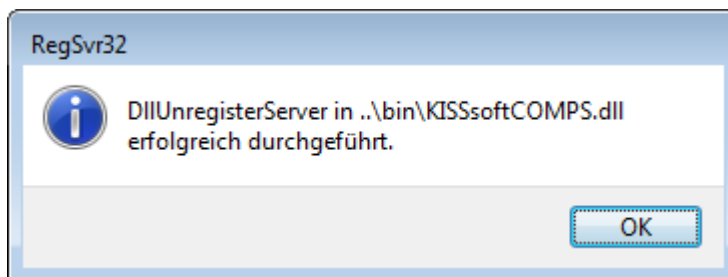
In der Datei im UGS-Verzeichnis 'UGII\menus\custom\_dirs.dat' muss der Pfad des vorher kopierten Ordners z.B. NX5 eingetragen werden, damit das UGS-System weiss, wo die zu verwendenden Dateien zu finden sind.



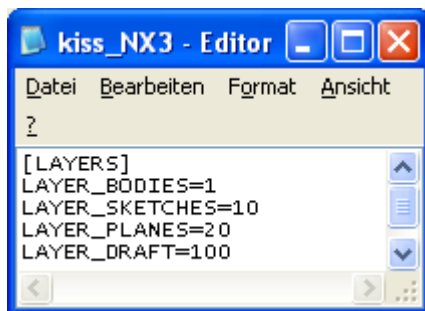
Der KISSsoftCom-Server muss registriert werden, dazu kann im KISSsoft- Installationsverzeichnis im Ordner z.B. NX5 die Datei `NXRegister.bat` mit Doppelklick ausgeführt werden. War die Registrierung des KISSsoft-Addins erfolgreich erscheint folgende Meldung.



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.

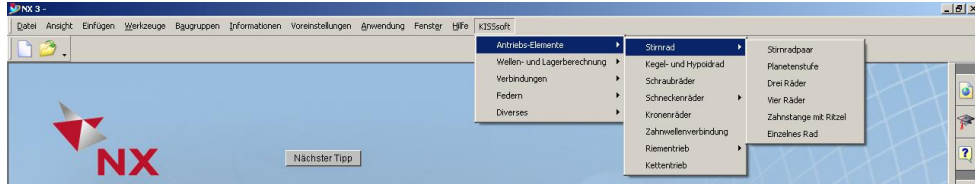


In Ordner `startup` gibt es zusätzlich eine Datei `kSoftNX.ini`, in welcher die Layer der Bauteile, Sketchs und Planes und Draftings verändert werden können.

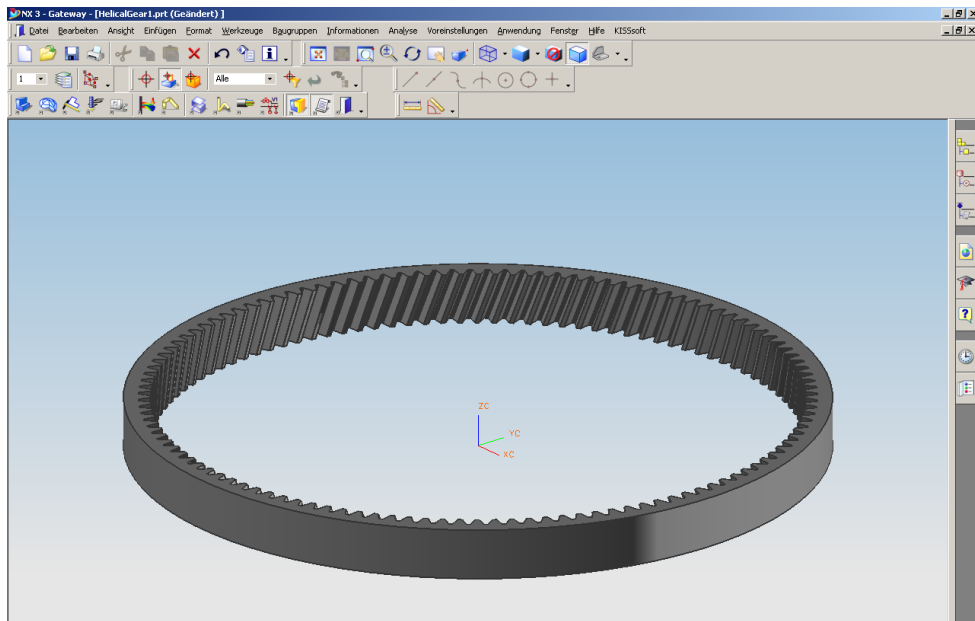


## 10.7.2 Addin-Funktionen (Aufrufe)

### 10.7.3 KISSsoft über AddIn aufrufen



Unter dem Menüpunkt **KISSsoft** können alle KISSsoft- Berechnungsmodule direkt aufgerufen werden. Durch diesen Aufruf können bequem während dem Konstruieren in z.B.NX5 Berechnungen in KISSsoft durchgeführt werden. Während des Zeitraumes, in dem KISSsoft geöffnet ist, sind die Menüpunkte des z.B.NX5 deaktiviert. Um das CAD wieder zu aktivieren, muss KISSsoft geschlossen werden.



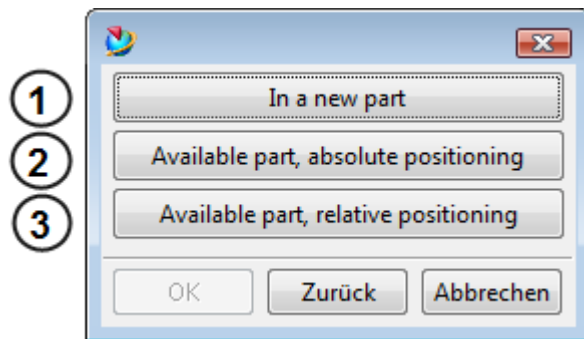
#### 10.7.3.1 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten

Voraussetzungen:

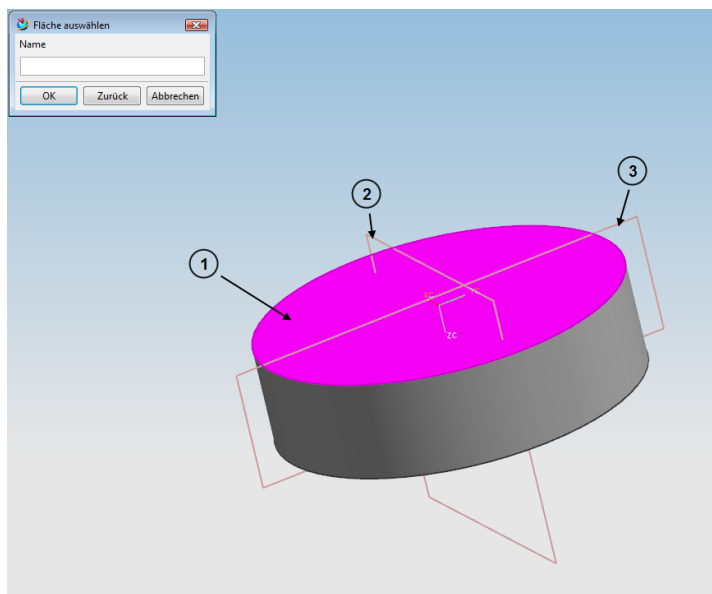
- ⚙ Der Durchmesser des Zylinders muss bereits vor der Erzeugung den Aussen-  
durchmesser der Verzahnung haben.
- ⚙ Bei einer Innenverzahnung muss bereits ein Hohlzylinder modelliert sein, be-  
vor die Verzahnung ausgeschnitten werden kann.

Wählen Sie im KISSsoft-Menü im NX5 z.B. die Stirnradpaar-Berechnung. Das Vorgehen zur Erstellung des Zahnrades (siehe Seite I-99) 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 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.



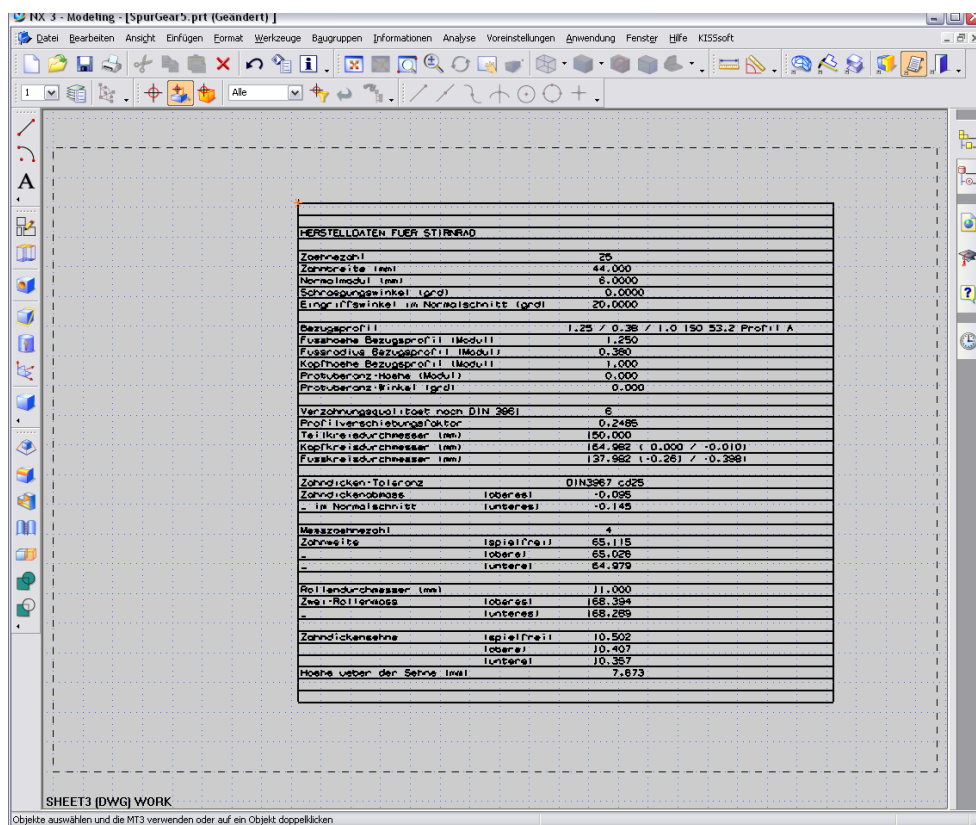
Die Verzahnungserzeugung an bestehenden Zylindern wird bei gerad- und schräg-verzahnnten Innen- und Aussenstirnrädern durchgeführt.

### 10.7.3.2 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:

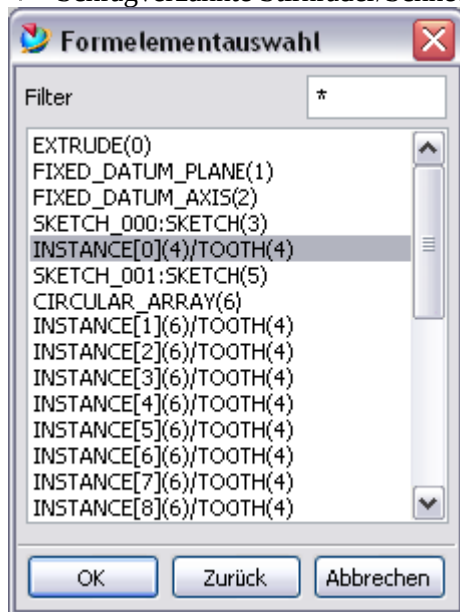


In dieser Maske soll folgendes angewählt werden:

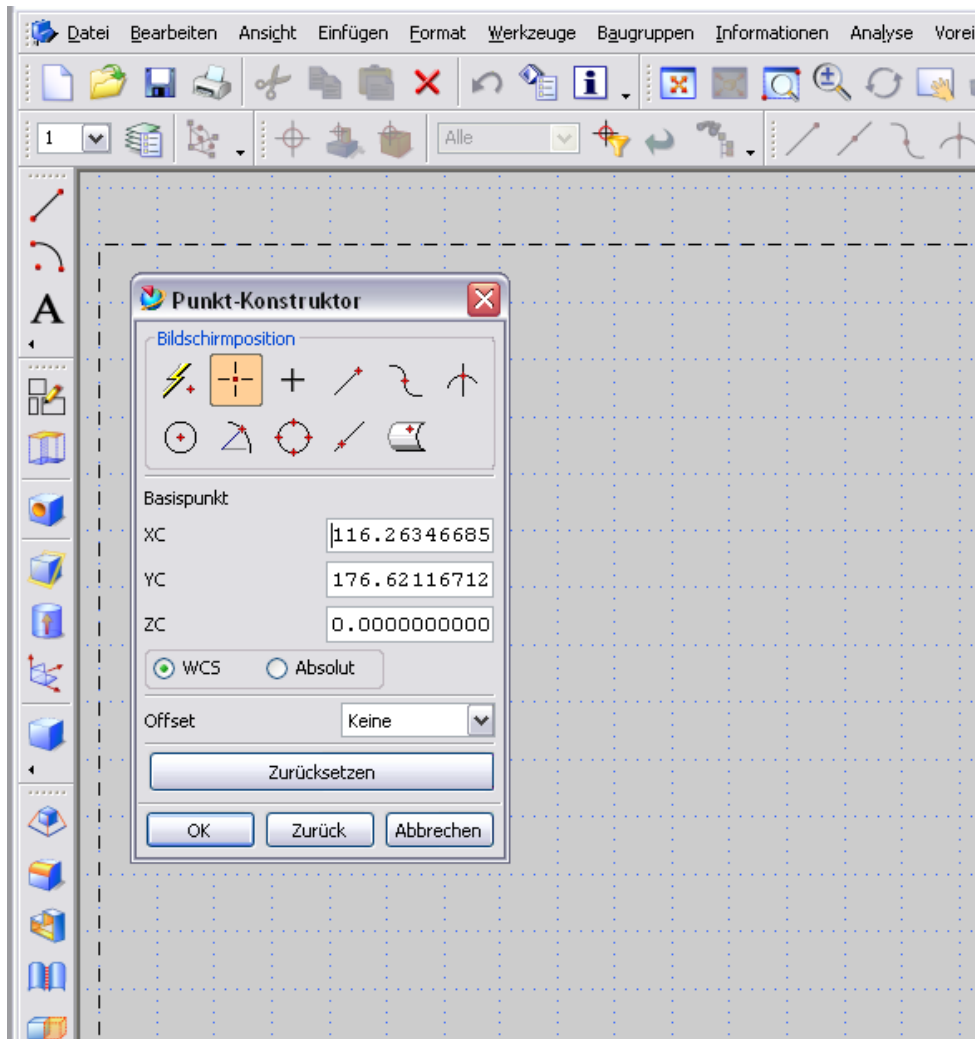
- Geradverzahnnte Stirnräder: INSTANCE[0](4)TOOTH(4)



⚙ Schrägverzahnte Stirnräder/Schnecken/Geradverzahnte Kegelräder: TOOTH

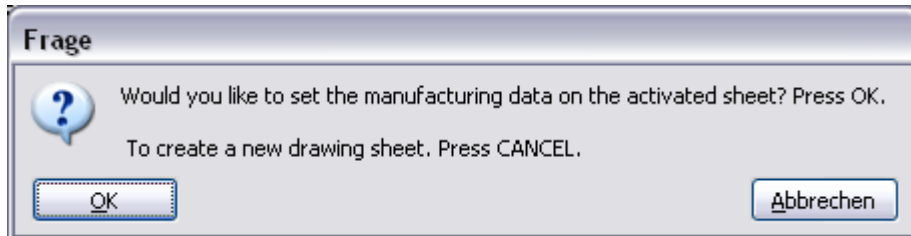


Wird dann OK gedrückt, öffnet sich eine neue Zeichnung und es erscheint folgendes Fenster:

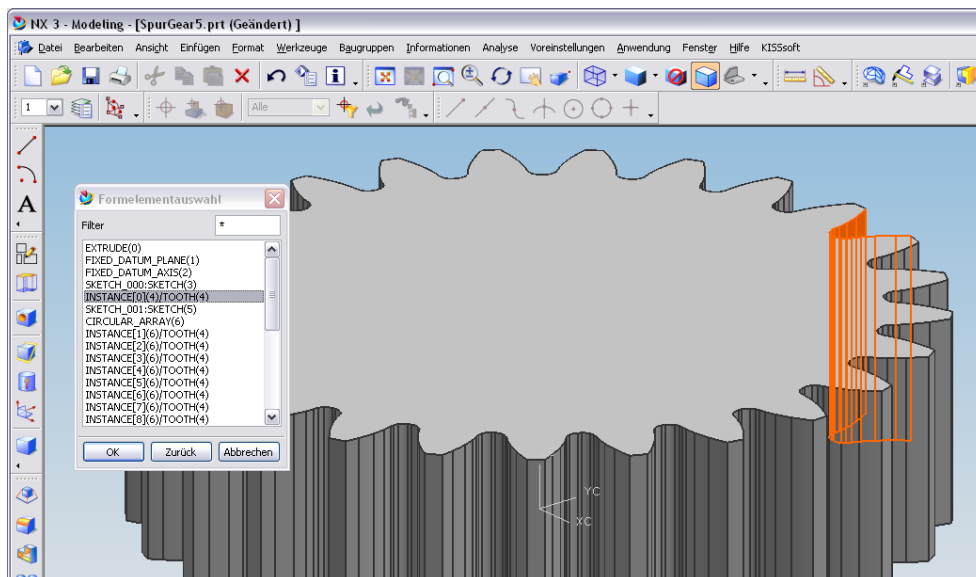


Durch einen Mausklick lassen sich die Herstellungsdaten auf der Zeichnung positionieren. Durch den Mausklick wird die obere linke Ecke der Tabelle positioniert.

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

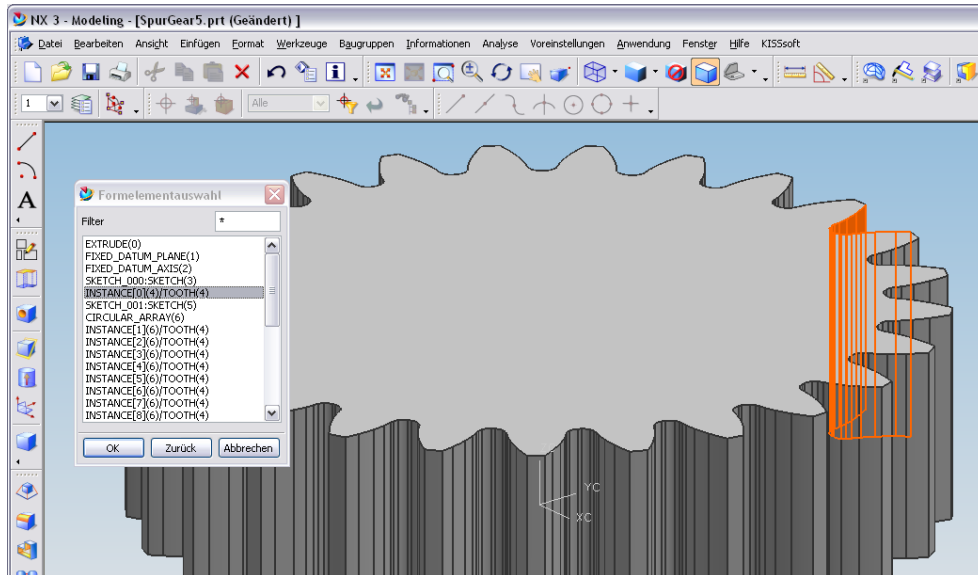


Mit OK können man mit der Maus die aktuellen Herstellungsdaten auf der Zeichnung positioniert werden. Mit CANCEL wird ein neues Zeichnungsblatt geöffnet wo dann die Herstellungsdaten eingefügt werden können.



### 10.7.3.3 Berechnungsdatei öffnen

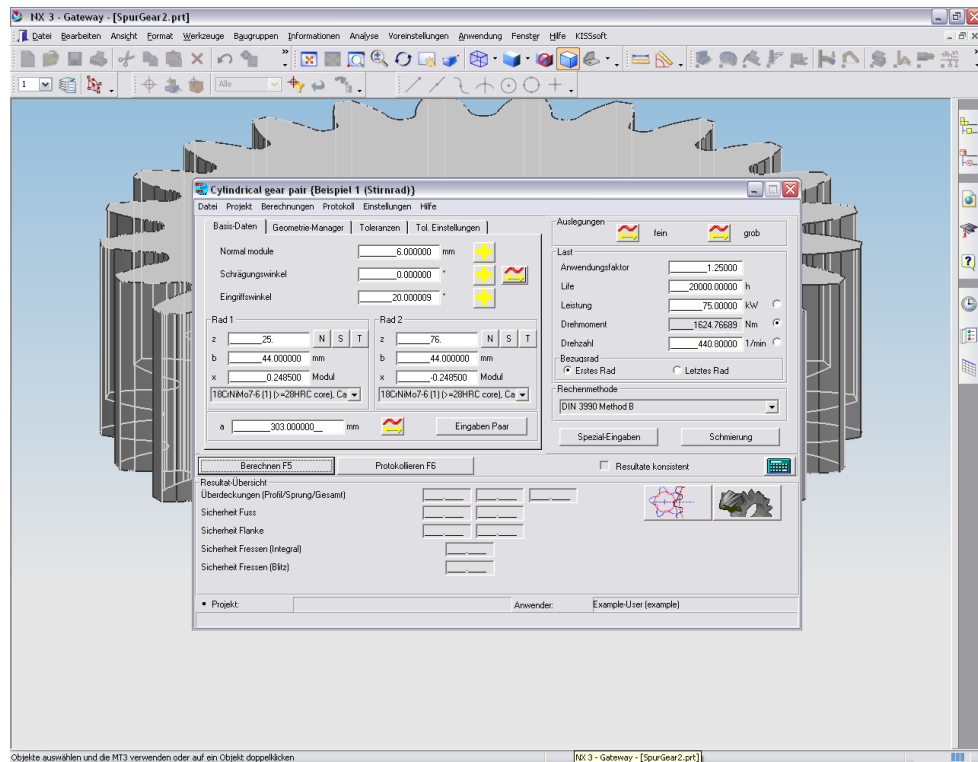
Beim Menüpunkt **Berechnungsdatei öffnen**, wird KISSsoft gestartet und die Berechnungsdatei der Verzahnung geladen, dessen Informationen direkt am Feature (Zahnlücke) der Verzahnung gespeichert sind. Nach Wahl dieses Menüpunktes erscheint folgende Maske:



In dieser Maske soll folgendes angewählt werden:

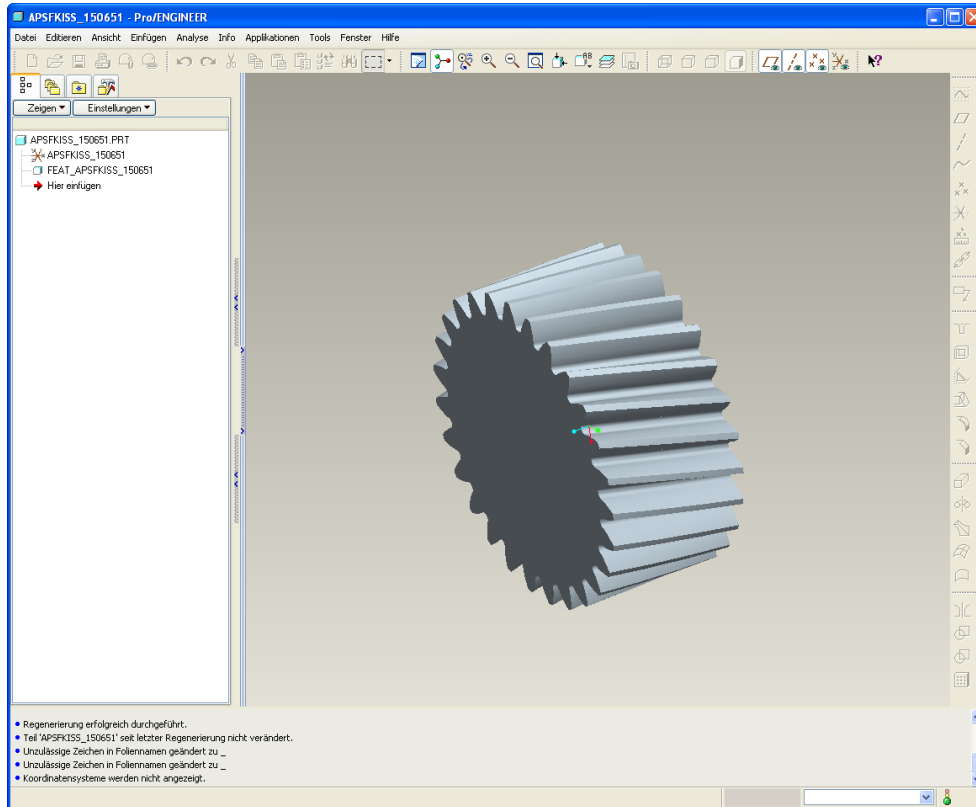
- ⚙ Geradverzahnte Stirnräder: INSTANCE[0](4)TOOTH(4)
- ⚙ Schrägverzahnte Stirnräder/Schnecken/Geradverzahnte Kegelräder: TOOTH

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

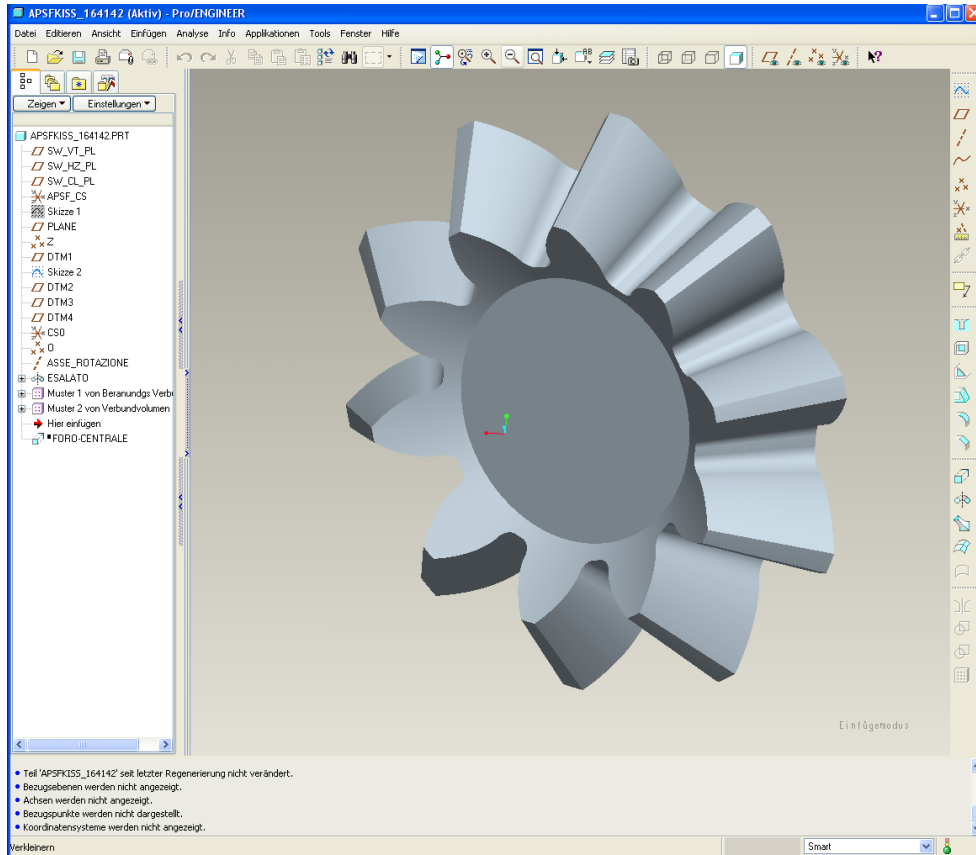


## 10.8 3D-Schnittstelle zu ProENGINEER

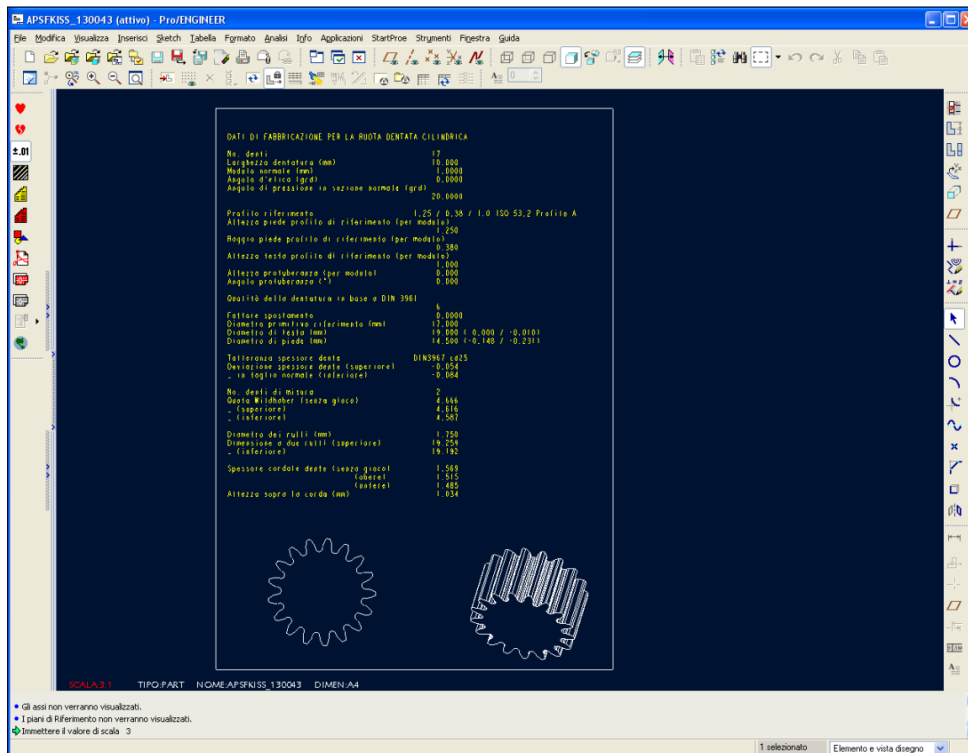
Hersteller: Applisoft Europe (IT)



In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können dann direkt in ProEngineer als 3D Teil (siehe Seite I-99) 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 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 Variablen eingetragen werden, welche nachher im ProEngineer als Parameter definiert und gespeichert werden.

Die Parameter, welche für die Erzeugung gebraucht werden, sind bereits im ProEngineer 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-19**) der Parameter USCOSTUMARYUNITS auf 1 gesetzt werden.



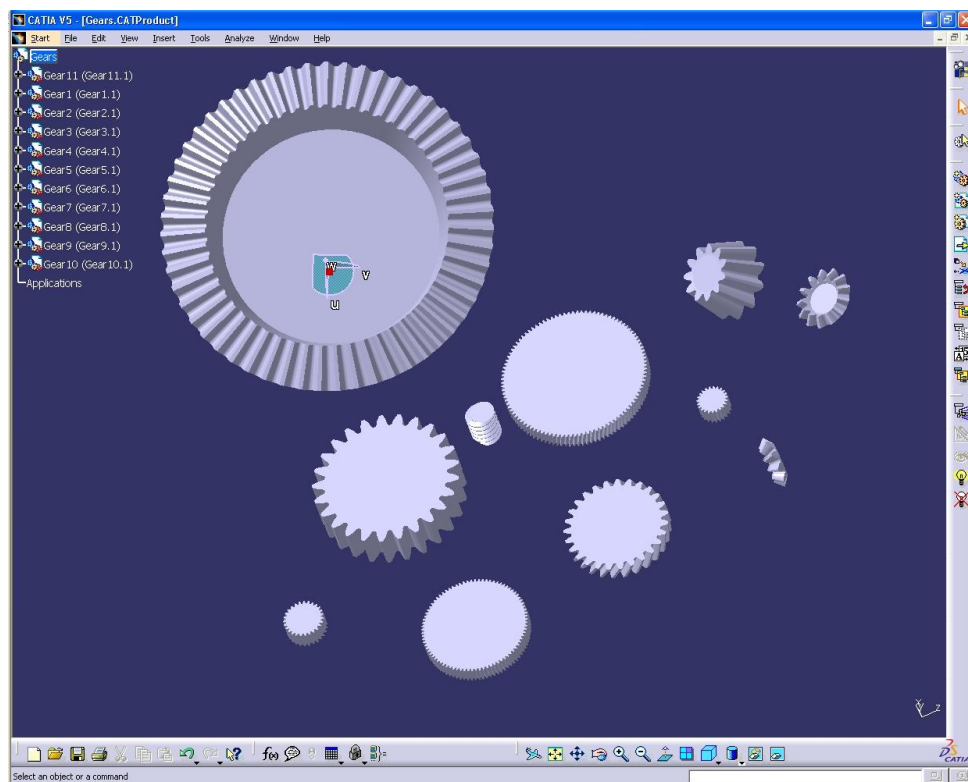
## 10.9 3D-Schnittstelle zu CATIA

Hersteller: SWMS (DE)

In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können direkt in CATIA als 3D Teil (siehe Seite I-99) mit echter Zahnform erzeugt werden. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder und geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, möglich.

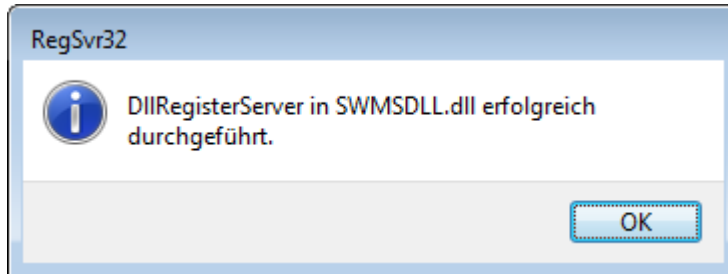
Weiter gibt es die Möglichkeit nachträglich Verzahnungen auf bestehenden Wellen einzufügen.

Eine genauere Beschreibung der Schnittstelle ist im Ordner CATIA des KISSsoft-Installationsverzeichnis als \*.pdf-Datei zu finden.

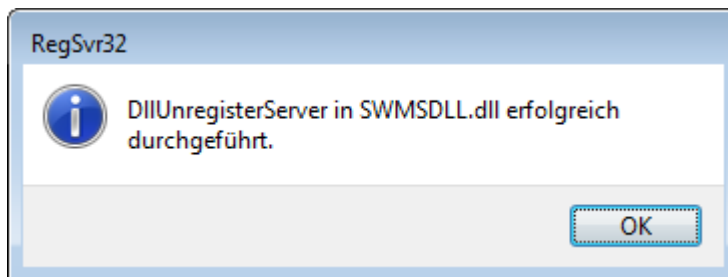


### 10.9.1 Registrierung der Schnittstelle

Der CATIA-Schnittstelle muss registriert werden, dazu kann im KISSsoft- Installationsverzeichnis im Ordner z.B.CATIA die Datei `CatiaRegister.bat` mit Doppelklick ausgeführt werden. War die Registrierung erfolgreich erscheint folgende Meldung.

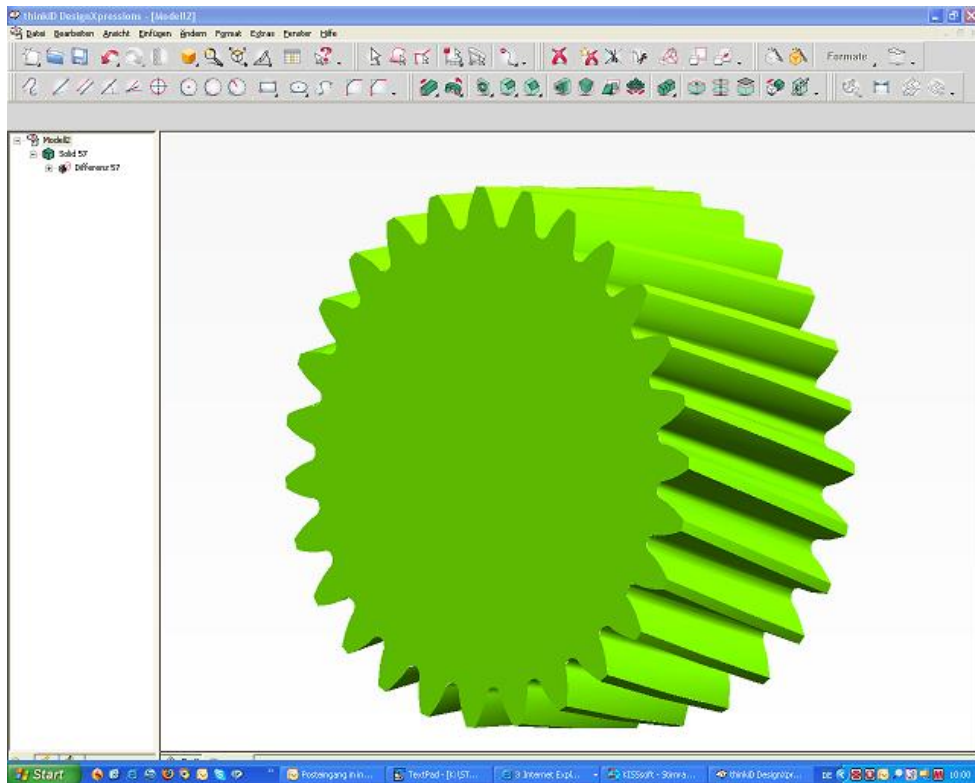


Falls man die Registration löschen möchte, kann im KISSsoft- Installationsverzeichnis die Datei `CatiaUnRegister.bat` mit Doppelklick ausgeführt werden. Bei erfolgreichem Durchführen des Prozesses erscheint diese Meldung.



## 10.10 3D-Schnittstelle zu ThinkDesign

Hersteller: Studio Tecnico Turci (IT)



In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können dann direkt in ThinkDesign als 3D Teil (siehe Seite I-99) mit echter Zahnform erzeugt werden. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder und Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, möglich.

Zusätzlich zum Bauteil werden die Zahnradherstelltdaten als Tabelle eingefügt. Um ein Bauteil in ThinkDesign zu erzeugen muss das CAD-System geöffnet sein.

# **Teil *II***

## **Allgemeines**

# Kapitel 11

## 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                                                                                               | 12.3  |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                    |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |
| Geometrie                                                                                                | 12.4  |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                    |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |
| Festigkeit                                                                                               | 12.5  |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                    |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |
| Bezugsprofil                                                                                             | 12.6  |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                    |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |
| Toleranzen                                                                                               | 12.7  |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                    |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |
| Korrekturen                                                                                              | 12.8  |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                    |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |
|  Zahnform             | 12.9  |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                    |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |
|  Eingriffslinie       | 12.10 |                                                                                   | ✓                                                                                 | ✓                                                                                 | ✓                                                                                 | ✓                                                                                  | ✓                                                                                   |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |
|  Betriebsflankenspiel | 12.12 |                                                                                   | ✓                                                                                 | ✓                                                                                 | ✓                                                                                 | ✓                                                                                  | ✓                                                                                   |                                                                                     |                                                                                     | ✓                                                                                   | ✓                                                                                   |                                                                                     |
|  Lehrzahnrad          | 12.13 | ✓                                                                                 | ✓                                                                                 | ✓                                                                                 | ✓                                                                                 | ✓                                                                                  |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     | ✓                                                                                   |                                                                                     |
|  AGMA 925             | 12.14 |                                                                                   | ✓                                                                                 | ✓                                                                                 | ✓                                                                                 | ✓                                                                                  |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |

Tabelle 11.1

 - 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 12

## Stirnräder

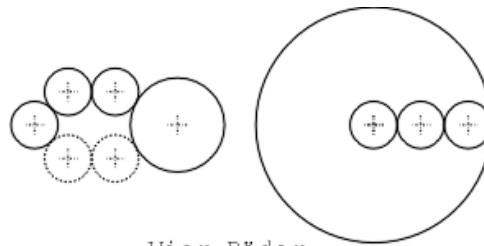
Die KISSsoft Stirnradberechnung bietet die Möglichkeit zur Berechnung verschiedener Konfigurationen.

- ⚙ 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

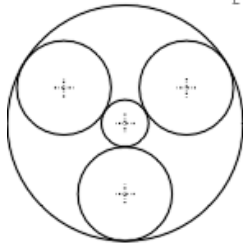
Da die Eingabemasken für die verschiedenen Konfigurationen sehr ähnlich sind, werden sie in den folgenden Abschnitten gemeinsam beschrieben.



Stirnrad-Paar  
Pair gear wheel



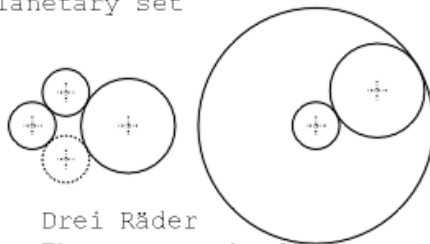
Vier Räder  
Four gear wheels



Planetenstufe  
Planetary set



Zahnstange mit Ritzel  
Rack with pinion



Drei Räder  
Three gear wheels



Einzelnes Rad  
Single gear wheel

(fig. 2-005)

## 12.1 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) 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 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 Überslagsberechnung) 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 Nachrechnungen 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 "Rechenmethode Festigkeit" auf Seite II-16). 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  $\mu_m$  nach Gleichung (21.11/6) mit  $1 \leq v_t \leq 50$  m/s
- ⚙ Zahnverlustleistung  $P_{vz}$  nach Gleichung (21.11/3)

## 12.2 Basisdaten

| Geometrie                                  |            |                           |        |
|--------------------------------------------|------------|---------------------------|--------|
| Normalmodul                                | $m_n$      | 1.0000                    | mm     |
| Eingriffswinkel im Normalschnitt           | $\alpha_n$ | 20.0000                   | °      |
| <input type="text" value="geradverzahnt"/> |            | Zähnezahl                 | z      |
|                                            |            |                           | 0      |
| Schrägungswinkel am Teilkreis              | $\beta$    | 0.0000                    | °      |
|                                            |            | Zahnbreite                | b      |
|                                            |            |                           | 0.0000 |
| Achsabstand                                | a          | 0.0000                    | mm     |
|                                            |            | Profilverschiebungsfaktor | $x^*$  |
|                                            |            |                           | 0.0000 |
|                                            |            | Qualität (ISO1328)        | Q      |
|                                            |            |                           | 6      |

| Festigkeit        |              |                         |           |
|-------------------|--------------|-------------------------|-----------|
| Rechenmethode     |              | ISO 6336:2006 Methode B | Bezugsrad |
|                   |              |                         | Rad 1     |
| Lebensdauer       | H            | 20000.0000              | h         |
| Anwendungsfaktor  | $K_A$        | 1.2500                  |           |
| Breitenlastfaktor | $K_{H\beta}$ | 0.0000                  |           |
|                   |              | Leistung                | P         |
|                   |              |                         | 0.0000    |
|                   |              | Drehmoment              | T         |
|                   |              |                         | 0.0000    |
|                   |              | Drehzahl                | n         |
|                   |              |                         | 0.0000    |

| Werkstoffe und Schmierung |                                                                                                            |
|---------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Rad 1                     | 18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit $\geq 28\text{HRC}$ |
| Rad 2                     | 18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit $\geq 28\text{HRC}$ |
| Schmierung                | Öl: ISO-VG 220                                                                                             |

Abbildung 12.1: Eingabefenster Basisdaten beim Stirnradpaar

Das Eingabefenster **Basisdaten** gehört zu den Standard-Tabs (siehe Seite I-41) und ist untergliedert in die Bereiche **Geometrie**, **Festigkeit** und **Werkstoffe und Schmierung**.

### 12.2.1 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.

### 12.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel  $\alpha_n = 20^\circ$ . 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

### 12.2.3 Schrägungsrichtung der Verzahnung

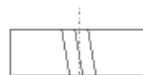
Die Schrägungsrichtung des Zahnrads (→ s. Abbildung auf Seite II-8) bestimmt die Richtung der Axialkräfte. Eine Schrägverzahnung ist generell leiser als eine Geradverzahnung, sie erzeugt aber ein zusätzliches Biegemoment und eine Axialkraft. Eine Pfeilverzahnung besteht aus zwei Hälften einer Schrägverzahnung 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.

### 12.2.4 Schrägungswinkel am Teilkreis

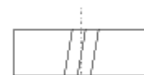
Der Schrägungswinkel wird in  $[\circ]$  eingegeben. Er kann über den -Button im Fenster Schrägungswinkel umrechnen aus anderen Grössen, wie z.B. der Sprungüberdeckung oder der Axialkraft berechnet werden.

#### Stirrad

Schrägungsrichtung



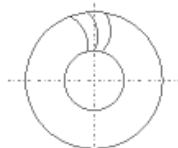
links



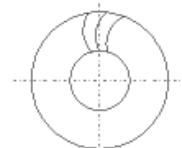
rechts

#### Kegelrad

Spiralwinkel

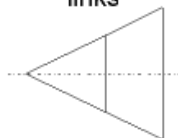


links

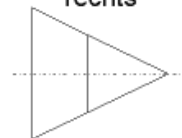


rechts

Kegelanordnung



links



rechts

#### Schnecke

Steigung



links



rechts

(fig. W4013)

Abbildung 12.2: Schrägungswinkel am Teilkreis.

### 12.2.5 Achsabstand

Der Achsabstand bei Aussen- und Innenverzahnungen ist gemäss ISO 21771 positiv bei zwei Aussenzahnradern und negativ bei einem Aussenrad, das mit einem Innenrad gepaart ist. Bei Innenverzahnung sind die Zähnezahzahl 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 berechnet. 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 Lager 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.

### 12.2.6 Zähnezahzahl

Die Zähnezahzahl ist standardmässig eine ganze Zahl. Für Zahnsegmente ist es möglich, Zähnezahlen mit Nachkommastellen (s. Abschnitt "Eingabe der Zähnezahlen mit Nachkommastellen" auf Seite II-128) zu verwenden. Bei einem Innenzahnrad muss gemäss ISO 21771 die Zähnezahzahl 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 Zähnezahzahl wird durch geometrische Fehler wie Unterschnitt oder Zahndicke am Kopf beschränkt. Für Geradverzahnungen ohne Profilverschiebung gibt es z.B. Unterschnitt bei weniger als 17 Zähnen.

### 12.2.7 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. 12.3). 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.

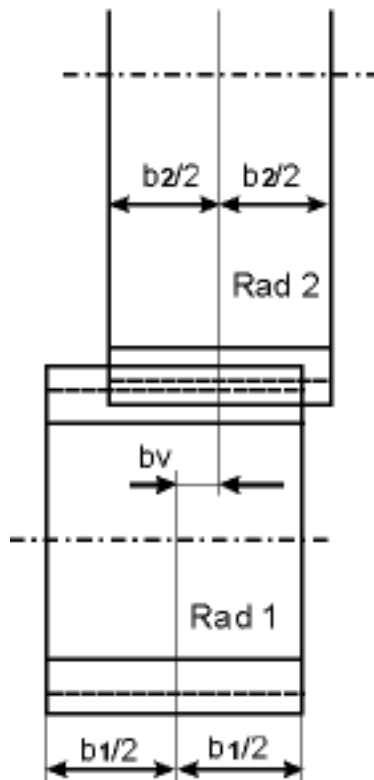


Abbildung 12.3: Breitenversatz  $b_v$

Bei Pfeilverzahnungen<sup>2</sup> 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.

<sup>2</sup> Pfeilverzahnungen sind schrägverzahnnte Zahnräder, welche aus zwei Zahnhälften bestehen; die eine Hälfte ist links- die andere rechts-schräg.

### 12.2.8 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-9). Der Vorschlag beruht auf den Angaben der DIN 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 während der Herstellung verschoben werden. Der Abstand zwischen dem Herstellwäzkreis und der Bezugslinie 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 Zahnfussicherheit  
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.

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.

## **12.2.9 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. 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-63) 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 12.1: 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<br>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 12.2: Qualitätszahlen in verschiedenen Normen

### 12.2.10 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

- ⚙ Zeichnungsnummer
- ⚙ Kopfhöhenänderung  $k$
- ⚙ Innendurchmesser  $d_i$
- ⚙ Innendurchmesser der Bandage  $d_{bi}$

Die Zeichnungsnummer dient lediglich der Dokumentation. Sie können einen beliebigen Text eingeben.

Die Kopfhöhenänderung  $k$  wird standardmässig aus der Profilverschiebungssumme berechnet, so dass sich das Kopfspeil nicht ändert. Falls das Bezugsprofil auf Eigene Eingabe gestellt ist, wird die Kopfhöhenänderung dagegen nicht berech-

net. 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. Über einen Auslegungsbutton  kann der Vorschlag für konstantes Kopfspiel berechnet werden.

Der Innendurchmesser wird für die Berechnung des Massenträgheitsmomentes benötigt. Für Vollräder wird 0 eingegeben, für Aussenräder mit Steg der entsprechende Durchmesser  $d_i$  nach Abbildung 12.4. Für Innenräder wird der Aussendurchmesser des Zahnkranzes eingegeben.

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. 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-137) zur Verfügung.

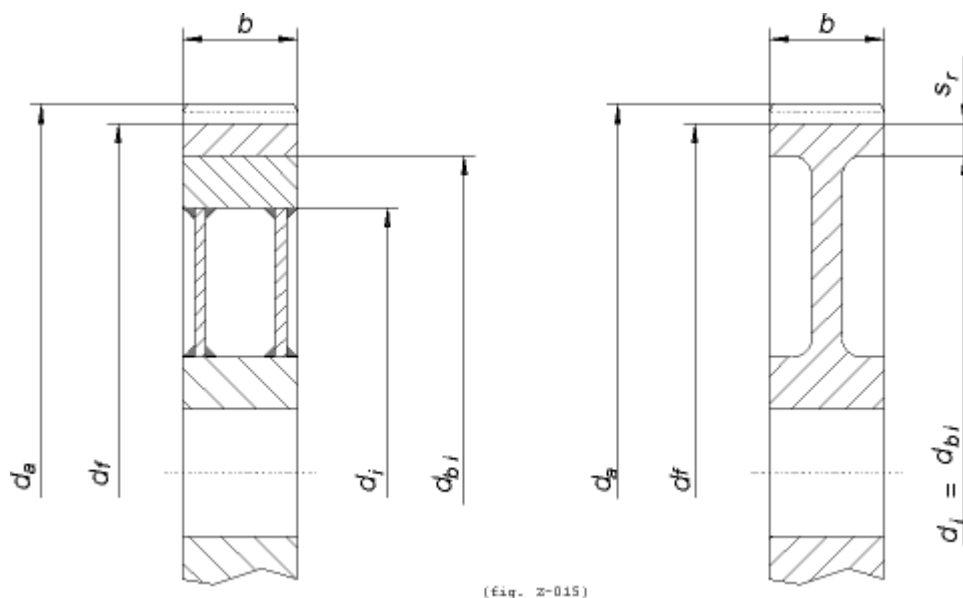


Abbildung 12.4: Bemassung der Durchmesser.

### 12.2.11 Rechenmethode Festigkeit

Über die Dropdownliste stehen Ihnen folgende Festigkeitsberechnungen zur Auswahl:

1. **Nur Geometrie.** Wird diese Methode gewählt, so erfolgt keine Festigkeitsberechnung. Dementsprechend entfallen alle Eingaben, welche nur für die Festigkeit benötigt werden (wie Leistung, Anwendungsfaktor, etc.).
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.

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).

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b_{eff} \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_z \cdot Y_\rho \quad (12.1)$$

$$\sigma_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot \sigma_{F0} \quad (12.2)$$

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:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b_{eff} \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_z \cdot Y_\rho \quad (12.3) \quad (12.3)$$

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 Innenverzahnung 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-20) 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-42) 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. **AGMA 6004-F88 (for Open Gears)**. Spezielle US-Norm für die Festigkeit von offenen Zahnkränzen. Die Rechenmethode beruht grundsätzlich auf der AGMA 2001, nur einzelne Faktoren sind für die spezielle Applikation vorgegeben.
12. **Kunststoff nach Niemann**  
Siehe hierzu [65] und Rechenmethode Nr. 13 zur Unterscheidung.

**13. Kunststoff nach VDI 2545 (YF Methode B)** (Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen). Die Vorschrift dient der Berechnung von Zahnradern aus Kunststoff oder Paarungen Kunststoff/Stahl. 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 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:

- Schichtpressholz
- Hartgewebe
- Polyamide (PA12, PA66)
- Polyoxymethylen (POM)

Alle spezifischen Eigenschaften des Werkstoffs sind in Texttabellen abgelegt, die die Integration eigener Werkstoffe (siehe Seite I-68) ermöglichen. Die Festigkeit von Kunststoffen kann nach Niemann [66] oder nach VDI 2545 (1981)<sup>3</sup> (Zahnformfaktor nach Methode B oder C) 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.                        |
|-----------------|---------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| $Y_F$           | C                         | B oder C                             | B oder C                             |
| $Y_s$           | DIN 3990                  | 1.0                                  | DIN 3990                             |
| $Y_\varepsilon$ | 1.0 <sup>8)</sup>         | $1/\varepsilon_\alpha$ <sup>7)</sup> | $1/\varepsilon_\alpha$ <sup>7)</sup> |
| $Y_\beta$       | 1.0                       | DIN 3990                             | DIN 3990                             |
| $\sigma_{FE}$   | $2 \cdot s_{\text{Flim}}$ | $\sigma_{\text{Flim}}$               | $2 \cdot \sigma_{\text{Flim}}$       |

Tabelle 12.3: Unterschiede zwischen den verschiedenen Rechenmethoden für Kunststoffe und

<sup>3</sup> Die Rechenmethode VDI 2545 wurde inzwischen zurückgezogen, da die vorgeschriebene Überarbeitung nicht durchgeführt wurde. Eine neue Rechenvorschrift, die VDI 2738, ist in Arbeit. Bis zum voraussichtlichen Erscheinungstermin 2010 wird die Verwendung der VDI 2545-mod. empfohlen. Eine bessere Version ist nicht bekannt.

## Zahnfuss

| Flanke | Niemann                | VDI 2545 | VDI 2545-mod. |
|--------|------------------------|----------|---------------|
| $Z_e$  | 1.0                    | DIN 3990 | DIN 3990      |
| $Z_V$  | DIN 3990 <sup>5)</sup> | 1.0      | 1.0           |
| $Z_R$  | DIN 3990 <sup>6)</sup> | 1.0      | 1.0           |

Tabelle 12.4: Unterschiede zwischen den verschiedenen Rechenmethoden für Kunststoffe und Zahnflanke

Zahnverformung: Sehr unterschiedliche Rechenmethoden!

<sup>5)</sup> Nur bei Schichtpressholz, sonst 1.0

<sup>6)</sup> Nur bei Paarung Stahl/Kunststoff, sonst 1.0

<sup>7)</sup> Bei Zahnfussfaktor  $Y_F$  nach Methode B: 1.0

<sup>8)</sup> 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.

**14. Kunststoff nach VDI 2545 (YF Methode C).**

Der Zahnformfaktor  $Y_F$  wird bei dieser Rechenmethode nach Methode C berechnet.

**15. Kunststoff nach VDI 2545-modifiziert (YF Methode B).**

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 12.4.

**16. 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 12.4. Für die Unterschiede zwischen VDI und VDI-modifiziert siehe Tabelle 12.4. Der Zahnformfaktor  $Y_F$  wird bei dieser Rechenmethode nach Methode C berechnet.

**17. 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.

**18. BV/Rina FREMM 3.1 Naval Ships (ISO 6336)**

Rechenvorschrift für Schiffsgetriebe.

## 12.2.12 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-141) möglich.

## 12.2.13 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 12.5. 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 12.5: 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              |
|----------|--------|----------------|------------------|----------------|----------------|
| $N_L$    | $10^5$ | $2 \cdot 10^6$ | $1.5 \cdot 10^7$ | $3 \cdot 10^7$ | $2 \cdot 10^8$ |
| $K_{AH}$ | 0.65   | 0.65           | 0.65             | 0.65           |                |
| $K_{AF}$ | 0.70   | 0.70           | 0.80             | 0.80           |                |

### 12.2.14 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 Setzen eines Hakens in der Checkbox rechts neben dem Eingabefeld einen Wert festlegen. Klicken des -Buttons öffnet das Fenster *Breitenlastfaktor definieren*, in dem Sie den gesuchten Wert anhand einiger Parameter berechnen können. Beachten Sie, dass sich der Dialog für die Berechnung nach DIN/ISO von dem für die Berechnung nach AGMA unterscheidet.

#### HINWEIS

Eine Übersicht über die in diesem Abschnitt verwendeten Formelzeichen finden Sie in Abschnitt 19.3 (siehe Seite II-266).

#### 12.2.14.1 Flankenlinienkorrektur

Falls gezielte Flankenlinienkorrekturen ausgeführt werden, ergibt sich ein ausgeglicheneres Tragverhalten. Die Abbildung 1.5 zeigt die beiden am häufigsten angewandten Korrekturen.

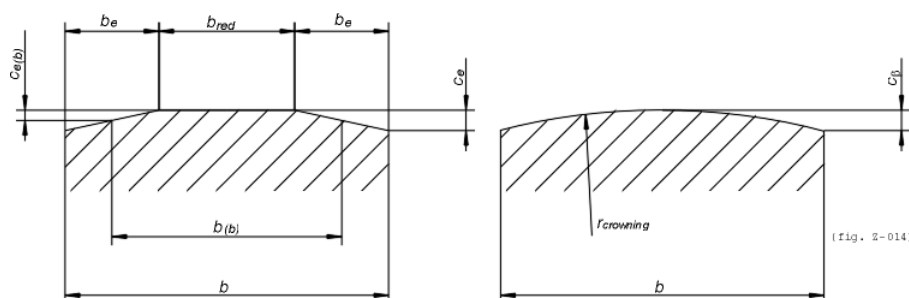


Abbildung 12.5: Endrücknahme und Breitenballigkeit



### 12.2.14.2 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<sup>4</sup>:

$$K_{H\beta} = \frac{(F_m/b)_{\max}}{F_m/b} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_{\beta p}}{2 \cdot (F_m/b)} \quad (12.4)$$

Die wirksame Flankenlinien-Abweichung  $F_{\beta y}$ , s. Gleichung (52) der Norm, wird unter der Annahme einer linearisiert bestimmten Verformungskomponente bestimmt. Der Multiplikator 1.33 in der Gleichung steht für die Umrechnung des linear bestimmten Verformungsverlaufs in den realen parabolischen Verlauf - siehe Glg. (12.5).

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} \cdot \kappa_{\beta} = (1.33 \cdot f_{sk} + f_{ma}) \cdot \kappa_{\beta} \quad (12.5)$$

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:

$$f_{ma} = \sqrt{f_{H\beta 1}^2 + f_{H\beta 2}^2} \quad (12.6)$$

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 korrigieren und damit wesentlich genauere Breitenfaktoren berechnen!

<sup>4</sup> 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.                                                 |
|--------------|-------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| $K_{H\beta}$ |                         |                                                                                                                                                                                 |                                                                                                                                                                                        | (7.04)/<br>(7.06)                                      |
| $F_{\beta}$  |                         |                                                                                                                                                                                 |                                                                                                                                                                                        | (7.08)                                                 |
| $F_{\beta}$  | Lage des Tragbilds      | ohne Nachweis oder ungünstig<br>günstig<br>optimal                                                                                                                              |                                                                                                                                                                                        | (7.26)<br>(7.27)<br>(7.28)                             |
| $f_{sh}$     |                         |                                                                                                                                                                                 |                                                                                                                                                                                        | (7.39)                                                 |
| $f_{sh0}$    | Flankenlinien korrektur | Keine<br><br>Breitenballigkeit<br>Endrücknahme<br>volle<br>Leichte Breitenballigkeit<br>Schrägungswinkelkorrektur<br>Breitenballigkeit + Schrägungskorr.                        | $0.023 \cdot \gamma$<br><br>$0.012 \cdot \gamma$<br>$0.016 \cdot \gamma$<br>$0 \cdot \gamma$<br>$0.023 \cdot \gamma$<br>$0.0023 \cdot \gamma$<br>$0.0023 \cdot \gamma$                 | (7.31)<br><br>(7.34)<br>(7.35)<br>a)<br>b)<br>b)<br>b) |
| $\gamma$     | Verzahnung              | Gerad-/Schrägverzahnt<br>Pfeilverzahnt                                                                                                                                          |                                                                                                                                                                                        | (7.32)<br>(7.33)                                       |
| $f_{ma}$     | Flankenlinien korrektur | Keine<br><br>Breitenballigkeit<br>Endrücknahme<br>volle Flankenlinienkorrektur<br>Leichte Breitenballigkeit<br>Schrägungswinkelkorrektur<br>Breitenballigkeit + Schrägungskorr. | $1.0 \cdot f_{H\beta}$<br><br>$0.5 \cdot f_{H\beta}$<br>$0.7 \cdot f_{H\beta}$<br>$0.5 \cdot f_{H\beta}$<br>$0.5 \cdot f_{H\beta}$<br>$1.0 \cdot f_{H\beta}$<br>$0.5 \cdot f_{H\beta}$ | (7.51)<br><br>(7.53)<br>(7.52)<br>a)<br>b)<br>b)<br>b) |

Tabelle 12.6: Übersicht der verwendeten Gleichungen nach DIN 3990:1987

<sup>a)</sup> Analog DIN 3990, Gleichung (6.20)

<sup>b)</sup> Analog ISO 9085, Tabelle 4

| Grösse       | Dropdownliste          | Auswahl                             | Wert      | Gl.nr.        |
|--------------|------------------------|-------------------------------------|-----------|---------------|
| $K_{H\beta}$ |                        |                                     |           | (39)/<br>(41) |
| $F_{\beta}$  |                        |                                     |           | (43)          |
| $F_{\beta}$  | Lage des Tragbilds     | ohne Nachweis oder ungünstig        |           | (52)          |
|              |                        | günstig                             |           | (53)          |
|              |                        | optimal                             |           | (56)          |
| $f_{sh}$     |                        |                                     |           | (57)/<br>(58) |
| $f_{ma}$     |                        |                                     |           | (64)          |
|              | Flankenlinienkorrektur | Keine                               | 1 / 1     | Table 8       |
|              |                        | Breitenballigkeit                   | 0.5 / 0.5 |               |
|              |                        | Endrücknahme                        | 0.7 / 0.7 |               |
| $B_1/B_2$    |                        | volle –                             | 0 / 0     | (56)          |
|              |                        | Leichte Breitenballigkeit           | 1 / 0.5   | Table 8       |
|              |                        | Schrägungswinkelkorrektur           | 0.1 / 1.0 |               |
|              |                        | Breitenballigkeit + Schrägungskorr. | 0.1 / 0.5 |               |

Tabelle 12.7: 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 12.6 dargestellt.

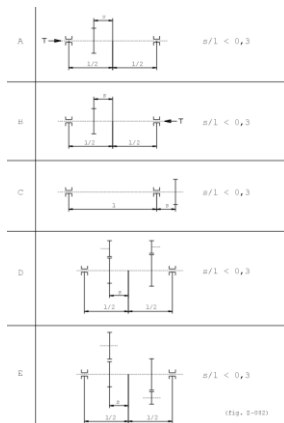


Abbildung 12.6: Lastfall nach ISO 6336:2006, Fig. 13.

### Belastung nach AGMA 2001

Die Definition von  $s$  und  $s_1$  nach AGMA 2001, Bild 13-3. In Abb. 12.7 wird die Lageranordnung nach AGMA 2001 dargestellt.

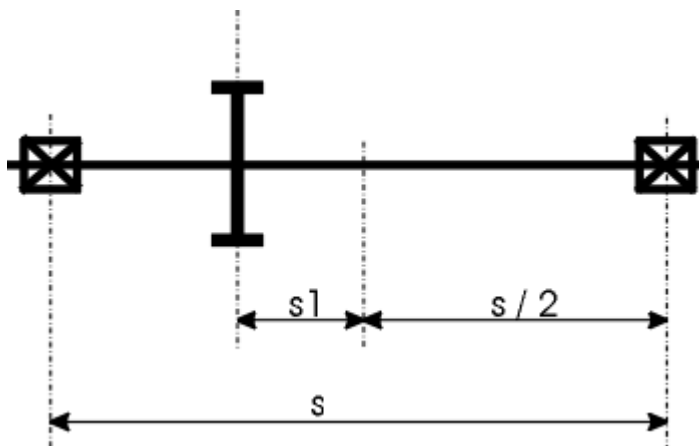


Abbildung 12.7: Lastfall nach AGMA 2001, Bild 13-3

### 12.2.14.3 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. Da-

bei 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. 12.8 zeigt die vier häufigsten Fälle.

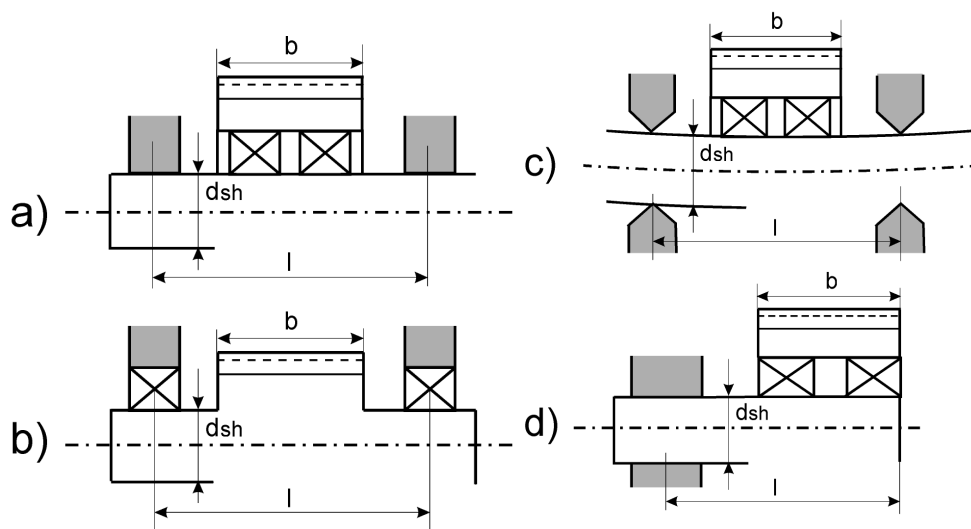


Abbildung 12.8: Lagerungsanordnung von Planeten

1. Planeten auf beidseitig fest eingespanntem Bolzen gelagert
2. Planeten mit Zapfen, die beidseitig im Planetenträger gelenkig gelagert sind
3. Planeten auf beidseitig weich eingespanntem Bolzen (gelenkig gelagert)
4. Planeten auf einseitig eingespanntem Bolzen gelagert

| Konfiguration | ISO 6336            | DIN 3990                                     | AGMA 2001        |
|---------------|---------------------|----------------------------------------------|------------------|
| a             | Teil 1,<br>Anhang D | Formeln<br>6.20/6.21/6.24/6.25/              | Chapter 15, (37) |
| b             | Teil 1,<br>Anhang D | Formeln<br>6.24A/6.24B/6.25A/6.25B           | Chapter 15, (37) |
| c und d       | Teil 1,<br>Anhang D | Formeln nach Teil 1,<br>Anhang C, siehe [49] | Chapter 15, (37) |

Tabelle 12.8: Konfiguration der Planetenstufen in ISO, DIN und AGMA

Zur ISO 6336 siehe auch die Erläuterungen in [49].

Die Gleichungen (12.7a - 12.7d) 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. 1.8 die folgenden Gleichungen.

$$f_{bpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sk}^4 E_p} \cdot \left[ \frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{12} - \frac{bx^2(3l - 6b + b^2)}{48} + \frac{b^2 x(3l - 4b + b^2 / l)}{48} \right] \quad (12.7a)$$

$$f_{bplb} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sk}^4 E_p} \cdot \left[ \frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{12} - \frac{bx^2(l - b)}{8} + b^2 x \left( \frac{l}{8} - \frac{b}{12} \right) \right] \quad (12.7b)$$

$$f_{bplc} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sk}^4 E_p} \cdot \left[ \frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{12} - \frac{bx^2(l - b)}{8} + b^2 x \left( \frac{l}{8} - \frac{b}{12} \right) \right] \quad (12.7c)$$

$$f_{bpld} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sk}^4 E_p} \cdot \left[ \frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{6} - \frac{b^2 x^2}{4} + \frac{blx(l - b)}{2} \right] \quad (12.7d)$$

Die Torsionsverformung an der Sonne nach Gleichung (12.8) kann aus Anhang D abgeleitet werden ( $f_t$  entsprechend Formel D.1).

$$f_{\text{tso}} = p \cdot \frac{8}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{0.39 \cdot E_{\text{so}}} \left( \frac{b}{d_{\text{so}}} \right)^2 \cdot \frac{x}{b} \left( 1 - \frac{x}{2b} \right) \quad (12.8)$$

Um möglichst nahe bei der Methode der ISO 6336 zu bleiben (und Formel 2 verwenden zu können), wird die mittlere Verformungskomponente  $f_{\text{bmpla}}$  (Biegung am Planet) und  $f_{\text{tms}}$  (Torsion an der Sonne) bestimmt.

$$f_{\text{tso}} = \frac{1}{b} \int_0^b f_{\text{tso}}(x) dx \quad f_{\text{bmpla}} = \frac{1}{b} \int_0^b f_{\text{bmpla}}(x) dx \quad (12.9)$$

$$f_{\text{bmpla}} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{\text{sk}}^4 E_p} \cdot \frac{b^3}{16} \left( -\frac{b}{5} + \frac{l}{6} + \frac{b^2}{18l} \right) \quad (12.10a)$$

$$f_{\text{bmpla}} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{\text{sk}}^4 E_p} \cdot \frac{b^3}{16} \left( \frac{l}{3} - \frac{b}{5} \right) \quad (12.10b)$$

$$f_{\text{bmpla}} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{\text{sk}}^4 E_p} \cdot \frac{b^3}{16} \left( \frac{l}{3} - \frac{b}{5} \right) \quad (12.10c)$$

$$f_{\text{bmpla}} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{\text{sk}}^4 E_p} \cdot \frac{b^2}{4} \left( \frac{b^2}{5} - bl + l^2 \right) \quad (12.10d)$$

$$f_{\text{tms}} = p \cdot \frac{8}{3\pi} \cdot \left( \frac{b}{d_{\text{so}}} \right)^2 \quad (12.11)$$

Entsprechend ISO 6336:2006 Gleichung D.8 ergibt sich die linearisierte Verformungskomponente der Flankenlinien-Abweichung  $f_{\text{sh}}$  (in mm) nun wie folgt:

$$f_{\text{sk}}(\text{Paarung Sonne} - \text{Planet}) = 2000 \cdot (f_{\text{tms}} + f_{\text{bmpla}}) \quad (12.12)$$

$$f_{\text{sk}}(\text{Paarung Planet} - \text{Ring}) = 2000 \cdot f_{\text{bmpla}} \quad (12.13)$$

Damit können mit Gln. (12.4) und (12.5) 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 .mm)        | Zahneingriffs-Steifigkeit                    |
| $d_{pla}$       | mm                | Teilkreis Planet                             |
| $d_{sh}$        | mm                | Durchmesser Planetenwelle                    |
| $d_{so}$        | mm                | Teilkreis Sonne                              |
| $E_p$           | N/mm <sup>2</sup> | Elastizitätsmodul Planetenbolzen/-welle      |
| $E_{so}$        | N/mm <sup>2</sup> | Elastizitätsmodul Sonne                      |
| $f_{bpla}$      | mm                | Durchbiegung Planetenwelle                   |
| $f_H\beta$      | $\mu\text{m}$     | Flankenlinien-Winkelabweichung nach ISO 1328 |
| $f\mu\alpha$    | $\mu\text{m}$     | Herstellfehler-Abweichungskomponente         |
|                 |                   | der Flankenlinienabweichung                  |
| $f_{sh}$        | $\mu\text{m}$     | 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                 |
| $F\beta_y$      | $\mu\text{m}$     | 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                                |

## 12.2.15 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-138) eingehalten wird. Klicken des -Buttons neben dem Eingabefeld der Leistung ermöglicht im Fenster `Lastkollektiv` definieren



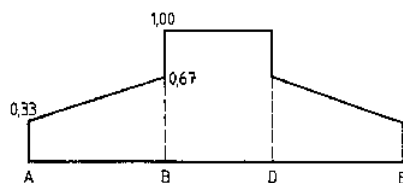
(siehe Seite **II-141**) die Übergabe einer Häufigkeitsverteilung von Leistung, Drehmoment und Drehzahl.

## 12.2.16 Details der Festigkeit

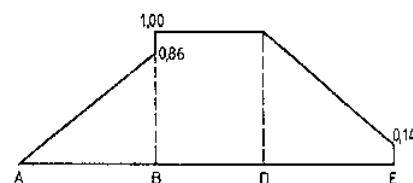
Nach Klicken des Details...-Buttons öffnet sich das Details der Festigkeit definieren-Fenster, untergliedert in die Bereiche Systemdaten, Paardaten und Raddaten. Beachten Sie, dass sich der Aufbau des Fensters für die Rechenmethode nach AGMA (siehe Seite II-42) von den übrigen unterscheidet.

### 12.2.16.1 Profilkorrektur

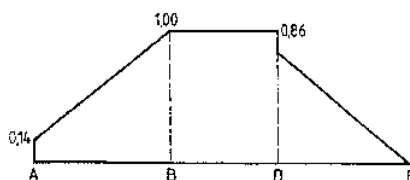
Für Hochleistungs-Zahnräder können beim Schleifen der Verzahnung Korrekturen an der theoretischen Evolvente vorgenommen werden. Vorschläge für vernünftige Korrekturen (bei Stirnrädern) erhalten Sie über das KISSsoft Modul Z15 (s. Abschnitt "Korrekturen" auf Seite II-64). Die Art der Ausführung der Profilkorrektur hat einen Einfluss auf die Berechnung der Fress-Sicherheit. Der Kraftaufteilungsfaktor  $X_F$  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  $X_F$  ergibt sich je nach der Art der Profilkorrektur gemäss DIN 3990 wie folgt:



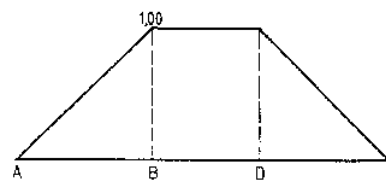
(a) Ohne Profilkorrektur



(b) Hochleistungsgetriebe; Ritzel treibt



(c) Hochleistungsgetriebe; Rad treibt



(d) Mit ausgeglichenem Eingriff

Abbildung 12.9: Kraftaufteilungsfaktor  $X_F$  für verschiedene Profilkorrekturen

### 12.2.16.2 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.

### 12.2.16.3 Zahnformfaktoren

Der Zahnformfaktor  $Y_F$  berücksichtigt den Einfluss der Zahnform auf die nominelle Zahnfussspannung  $\sigma_{F0}$ . 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  $30^\circ$  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 parametrisiert mit den zuvor im Eingabefenster *Zahnform* (s. Abschnitt "Zahnform eines Rades" auf Seite II-240) 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.

3. **bei Innenverzahnung nach Vorschlag ISO 6336:2006**

Diese Auswahl erlaubt bei der Festigkeitsberechnung nach DIN 3990, die Verwendung des Zahnformfaktors nach ISO 6336, 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.

#### 12.2.16.4 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 Petersen [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 Einzelfedersteifig-

keit  $c'$  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

$$c_g = 20 \text{ N / mm / } \mu\text{m}$$

### 12.2.16.5 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.

### 12.2.16.6 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 Level | 2               | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | Qualität ISO 1328 | Flexible Montage |
| 1                | 1.16            | 1.23 | 1.32 | 1.35 | 1.38 | 1.47 | 1.60 | -    | $\geq 7$          | ohne             |
| 2                | 1.00            | 1.00 | 1.25 | 1.35 | 1.44 | 1.47 | 1.60 | 1.61 | $5 \div 6$        | ohne             |
| 3                | 1.00            | 1.00 | 1.15 | 1.19 | 1.23 | 1.27 | 1.30 | 1.33 | $\leq 4$          | ohne             |
| 4                | 1.00            | 1.00 | 1.08 | 1.12 | 1.16 | 1.20 | 1.23 | 1.26 | $\leq 4$          | mit              |

Tabelle 12.9: Lastverteilungsfaktor  $K_\gamma$  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 12.10: 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 des



- Buttons der Lastverteilungsfaktor  $K_\gamma$  für die Anwendungslevel 1 ÷ 3 bestimmt.

#### 12.2.16.7 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 Teilungsfehlern 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.

#### 12.2.16.8 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.

#### 12.2.16.9 Relativer Gefügefaktor (Fressen)

Der relative Gefügefaktor berücksichtigt die Unterschiede in Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Fress-Temperatur. 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.

Gefügefaktor nach DIN 3990, Teil 4:

|                         |                                                   |
|-------------------------|---------------------------------------------------|
| Vergütete Stähle        | 1.00                                              |
| Phosphatierte Stähle    | 1.25                                              |
| Verkuferte 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 |
|------------------|------|

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.

### 12.2.16.10 Lastwechselzahl

Die Anzahl der Lastwechsel wird von KISSsoft aus der Drehzahl und der geforderten Lebensdauer berechnet. Wenn Sie den Wert selber beeinflussen wollen, können Sie dies im Fenster Lastwechselzahl für Rad n definieren tun. 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.
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  $N_L(\text{Zahnstange}) = N_L(\text{Ritzel})/100$  gesetzt.

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  $[\circ]$  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:

- 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
- Faktor  $N_1$  für das Ritzel wird wie folgt bestimmt:

$$N_1 = 0.5 \quad \text{für } w \cdot i > 360$$

$$N_1 = 0.5 \cdot \max(1.0, 360 / w / i) \quad \text{für } w \cdot i \leq 360$$

- 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.

- 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.

### 12.2.16.11 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 Setzen des Hakens in der Checkbox rechts neben dem Eingabefeld die Wechselbiegungsfaktoren der einzelnen Räder verändert werden. Alternativ zur direkten Übergabe der Werte/des Werts können Sie durch Klicken des -Buttons das Fenster Wechselbiegungsfaktor nach ISO 6336, Annex B öffnen, in dem



sie durch Übergabe des Parameters  $f_{\text{low}}$  (s. u.) den Wechselbiegungsfaktor nach ISO 6336:2006, Teil 3 berechnen lassen können. 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

$$Y_M = \frac{1}{1 - R \cdot \frac{1 - M}{1 + M}} \quad (12.16)$$

$$R = -1.2 \cdot \frac{f_{\text{low}}}{f_{\text{high}}} \quad (12.17)$$

$$M = \frac{\Delta\sigma_A(\Delta\sigma_m)}{\Delta\sigma_m} \quad (12.18)$$

|                   |                                                                                                                                     |
|-------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $f_{\text{high}}$ | Lastanteil der höher belasteten Seite der Flanke                                                                                    |
| $f_{\text{low}}$  | Lastanteil der niedriger belasteten Seite der Flanke                                                                                |
| $M$               | Von der Behandlungsart und der Beanspruchungsart abhängige dimensionslose Grösse<br>(siehe Tabelle B.1 in ISO 6336:2006-3, Annex B) |
| $R$               | Spannungsverhältnis                                                                                                                 |
| $Y_M$             | Wechselbiegungsfaktor                                                                                                               |
| $\sigma_m$        | Mittelspannung                                                                                                                      |
| $\sigma_A$        | Dauerhaft ertragbare Ausschlagsspannung                                                                                             |

| Behandlung                         | Dauerfestigkeitsfaktor | Faktor für statischen Nachweis |
|------------------------------------|------------------------|--------------------------------|
| Stähle                             |                        |                                |
| einsatzgehärtet                    | 0.8 ÷ 0.15 Y S         | 0.7                            |
| einsatzgehärtet und kugelgestrahlt | 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 12.11: 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. 12.10 bestimmt. Für Kunststoffe gilt nach Niemann eine Empfehlung von 0.8 für Hartgewebe und von 0.667 für PA sowie POM.

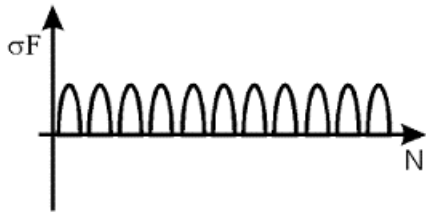
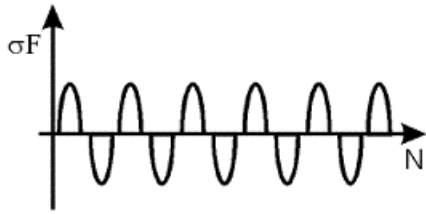
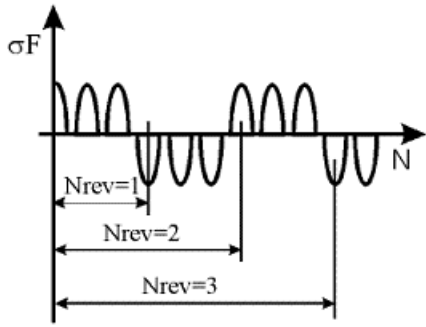
| Betriebsart  | Betriebsartenfaktor $Y_A$                                                                           | Belastungsrichtung                                                                   |
|--------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| schwellend   | 1                                                                                                   |    |
| wechselnd    | 0.7                                                                                                 |   |
| reversierend | $0.85 - 0.15 \cdot \frac{\lg N_{rev}}{6}$ $(1 \leq N_{rev} \leq 10^6)$<br>0.7<br>$(N_{rev} > 10^6)$ |  |

Abbildung 12.10: Wechselbiegungsfaktor nach Linke [58]

#### HINWEIS

Die Buttons  und  ermöglichen den Wechsel zwischen dem Eingabefenster für Rad 1 und Rad 2.

### 12.2.16.12 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  $\rho_g$  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. 12.11), dann kann das Verhältnis  $t_g/\rho_g$  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-64) eingegeben wurde und keine Restprotuberanz verbleibt, also entweder kein Protuberanzwerkzeug verwendet wurde, oder das Aufmass zu klein gewählt wurde. Der Rundungsradius  $\rho_g$  wird dann durch Abwälzen der Schleifscheibe an der 30°-Tangente bestimmt (bei Innenverzahnungen an der 60° Tangente).

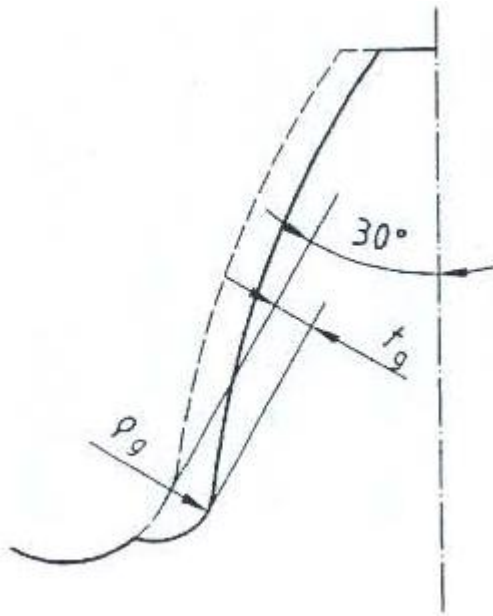


Abbildung 12.11: Schleifkerbe

### 12.2.16.13 Technologiefaktor

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.

| Art der Bearbeitung des Zahngrundes                                                                                  | Technologiefaktor $Y_T$                      |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------|
| <b>Kugelstrahlen</b><br>einsatzgehärtete/carbonitrierte Verzahnung;<br>in der verfestigten Schicht nicht geschliffen | 1.2                                          |
| <b>Rollen</b><br>flamm-/induktionsgehärtete Verzahnung;<br>in der verfestigten Schicht nicht geschliffen             | 1.3                                          |
| <b>Schleifen</b><br>gilt für einsatzgehärtete<br>oder carbonitrierte Verzahnung                                      | 0.7 (allgemein)<br>1.0 (CBN-Schleifscheiben) |
| <b>Spanende Bearbeitung</b><br>gilt nicht für geschliffene Verzahnung!                                               | 1.0                                          |

Tabelle 12.12: Technologiefaktor nach Linke

Gemäss Bureau Veritas/RINA [70] gelten die Technologiefaktoren aus Tab. 12.13.

| Art der Bearbeitung des Zahngrundes |                 | Technologiefaktor $Y_T$ |
|-------------------------------------|-----------------|-------------------------|
| Kugelstrahlen,                      | Einsatzstahl    | 1.2                     |
| Kugelstrahlen,                      | Vergütungsstahl | 1.1                     |
| Kugelstrahlen,                      | Nitrierstahl    | 1.0                     |

Tabelle 12.13: Technologiefaktor nach der Vorschrift vom Bureau Veritas/RINA

In Tabelle 12.14 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 12.14: Technologiefaktor gemäss ISO 6336-5:2003, Abschnitt 6.7

## 12.2.17 Details der Festigkeit (AGMA)

**Details der Festigkeit definieren**

**Systemdaten**

Profilkorrektur: für Hochleistungsgetriebe

Treibendes Rad: Rad 1

Zeitfestigkeitsfaktoren  $Z_N, Y_N$  nach AGMA: Standard Anwendungen [ $Y_N \geq 0.90$  und  $Z_N \geq 0.85$ ]

Zuverlässigkeit: 99%

Zahnformfaktor  $Y$  für  $\varepsilon_\beta < 1.0$ : Kraftangriff am Kopf

☐ Zahnformfaktor  $Y$  nach grafischer Methode

Lastverteilungsfaktor  $K_V$ : 1.0000

Transmission accuracy level number  $A_v$ : 6.0000

**Paardaten**

Stirnfaktor  $K_{H\alpha}$ : 0.0000

Dynamikfaktor  $K_v$ : 1.0853

**Raddaten**

|                       |       | Rad 1     | Rad 2    |        |
|-----------------------|-------|-----------|----------|--------|
| Lastwechselzahl       | $N_L$ | 3540.0000 | 919.0385 | $10^5$ |
| Wechselbiegungsfaktor | $Y_M$ | 1.0000    | 1.0000   |        |

OK Abbrechen

Abbildung 12.12: Eingabefenster Details der Festigkeit definieren für eine Festigkeitsberechnung nach AGMA

### HINWEIS

Hier werden nur die vom Eingabefenster der Berechnungen nach ISO abweichenden Ergänzungen erläutert.

### 12.2.17.1 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.

### 12.2.17.2 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 Schrägungswinkel ( $\varepsilon\beta \geq 1$ ) 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 Teilungsfehlern 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.

### 12.2.17.3 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.

## 12.2.18 Werkstoffe und Schmierung

### 12.2.18.1 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-75) 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 ungewöhnlichen 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

#### **Werkstoffe, die in den Festigkeitsberechnungsnormen nicht beschrieben sind:**

- ⚙ 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 (z. B. die Stützziffer). Der maximal mögliche Fehler ist gering.

### Kunststoffe

Die Berechnung für Zahnräder aus Kunststoff erfolgt nach Niemann oder VDI 2545. Bei Kunststoffen sind die zulässigen Beanspruchungen und der Elastizitätsmodul von der Temperatur und der Schmierungsart abhängig. Das Bestimmen der Werkstoffwerte ist deshalb sehr aufwändig. Zur Zeit gibt es nur für folgende Werkstoffe einigermaßen zuverlässige Werte:

☼ POM, PA12, PA66

☼ Hartgewebe

☼ Schichtpressholz

Weitere Werkstoffe können problemlos eingebaut werden, da alle spezifischen Daten in Dateien abgelegt sind (in der Werkstoff-Datenbank). Für neuere Kunststoffe (z. B. faserverstärkte und andere) sind bisher auch vom Hersteller keine zuverlässigen Daten erhältlich. Um Zahnräder aus einem Werkstoff X, der nicht in der obigen Liste enthalten ist, rechnen zu können, gibt es eine vereinfachte Lösung.

Es muss mit dem Lieferanten abgeklärt werden:

☼ Welchem der obigen Werkstoffe entspricht der Werkstoff X am ehesten?

☼ Ist die Festigkeit des Werkstoffes X für Zahnräder (Fuss, Flank) gleich, höher oder tiefer als die des Vergleichswerkstoffs?

#### BEISPIEL

☼ Verwendeter Werkstoff: Delrin; Antriebsleistung 1.5 kW

☼ Der Lieferant sagt, Delrin sei ähnlich wie POM und habe eine um Faktor 1.2 höhere Festigkeit gegenüber POM.

☼ Zahnräder mit KISSsoft berechnen, als Werkstoff POM wählen und die Leistung um Faktor 1.2 reduzieren (d. h. statt 1.5 kW mit 1.25 kW rechnen).

### Umrechnung der Härte in Dauerfestigkeitswerte $\sigma_{Hlim}$ , $\sigma_{Flim}$

Bei der Eingabe eines eigenen Werkstoffes gibt es eine Umrechnung der Härte in die Dauerfestigkeitswerte  $\sigma_{Hlim}$ ,  $\sigma_{Flim}$ . Der Aufruf des Dialoges für die Umrechnung erfolgt durch die jeweiligen Umrechnungsbuttons neben den Eingabefeldern der Dauerfestigkeitswerte  $\sigma_{Hlim}$ ,  $\sigma_{Flim}$ . Die Umrechnung erfolgt gemäss der Formel von der ISO 6336-5:2003 im Abschnitt 5.

$$\sigma_{Hlim}, \sigma_{Flim} = A \cdot x + B$$

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 12.13: Dialogfenster Dauerfestigkeitswerte umrechnen

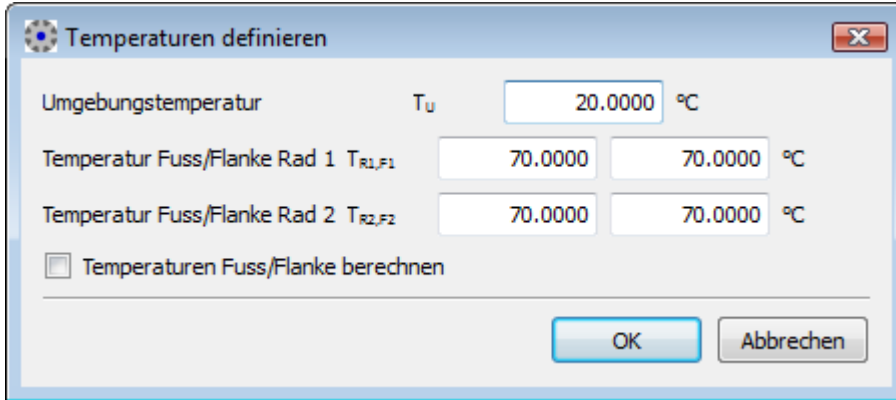
Ein weiterer Umrechnungsdialog kann durch einen Umrechnungsbutton neben dem Eingabefeld für die Härte die Umrechnung der Härte gestartet werden, bei der von un-/ und niedriglegierte Werkstoffe die Härte aus der Zugfestigkeit oder anderen Härtewerten berechnet werden kann.

### 12.2.18.2 Schmierung

Der Schmierstoff kann aus einer Liste gewählt werden. Bei der Wahl eigener Eingabe kann der Schmierstoff über den -Button definiert werden.

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. 12.13)



The dialog box titled "Temperaturen definieren" has a close button (X) in the top right corner. It contains the following fields and controls:

| Label                        | Variable    | Value   | Unit |
|------------------------------|-------------|---------|------|
| Umgebungstemperatur          | $T_U$       | 20.0000 | °C   |
| Temperatur Fuss/Flanke Rad 1 | $T_{R1,F1}$ | 70.0000 | °C   |
| Temperatur Fuss/Flanke Rad 2 | $T_{R2,F2}$ | 70.0000 | °C   |

Below the input fields is a checkbox labeled "Temperaturen Fuss/Flanke berechnen". At the bottom right are "OK" and "Abbrechen" buttons.

Abbildung 12.13: 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.

## 12.3 Geometrie

### HINWEIS

Das Eingabefenster **Geometrie** ist nicht in allen Berechnungsmodulen enthalten. Bspw. werden im Berechnungsmodul **Stirnradpaar** die Geometriedaten der Räder im Fenster **Basisdaten**, dort im Bereich **Geometrie** übergeben.

| Systemdaten                      |                                                                                                                                                                                                                                                                |
|----------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Normalmodul                      | $m_n$ <input type="text" value="1.0000"/> mm                                                                                                                                                                                                                   |
| Eingriffswinkel im Normalschnitt | $\alpha_n$ <input type="text" value="20.0000"/> °                                                                                                                                                                                                              |
| Achsabstand                      | $a$ <input type="text" value="0.0000"/> mm                                                                                                                                                                                                                     |
|                                  | <div> <div>geradverzahnt</div> <div></div> </div> <div> <div>Schrägungswinkel am Teilkreis <math>\beta</math></div> <div><input type="text" value="0.0000"/> ° </div> </div> <div> <div>Anzahl Planeten</div> <div><input type="text" value="3"/></div> </div> |

| Raddaten                             |               |                                      |                                      |                                      |    |
|--------------------------------------|---------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|----|
|                                      |               | Sonne                                | Planeten                             | Hohlrad                              |    |
| Zähnezahl                            | $z$           | <input type="text" value="0"/>       | <input type="text" value="0"/>       | <input type="text" value="0"/>       |    |
| Zahnbreite                           | $b$           | <input type="text" value="0.0000"/>  | <input type="text" value="0.0000"/>  | <input type="text" value="0.0000"/>  | mm |
| Profilverschiebungsfaktor            | $x^*$         | <input type="text" value="0.0000"/>  | <input type="text" value="0.0000"/>  | <input type="text" value="0.0000"/>  |    |
| Qualität (ISO 1328)                  | $Q$           | <input type="text" value="6"/>       | <input type="text" value="6"/>       | <input type="text" value="6"/>       |    |
| Zeichnungsnummer                     |               | <input type="text" value="0.000.0"/> | <input type="text" value="0.000.0"/> | <input type="text" value="0.000.0"/> |    |
| Kopfkreis kürzung                    | $k \cdot m_n$ | <input type="text" value="0.0000"/>  | <input type="text" value="0.0000"/>  | <input type="text" value="0.0000"/>  | mm |
| Innen-/Aussendurchmesser             | $d_i$         | <input type="text" value="0.0000"/>  | <input type="text" value="0.0000"/>  | <input type="text" value="0.0000"/>  | mm |
| Innen-/Aussendurchmesser der Bandage | $d_{bi}$      | <input type="text" value="0.0000"/>  | <input type="text" value="0.0000"/>  | <input type="text" value="0.0000"/>  | mm |

Abbildung 12.14: Eingabefenster **Geometrie** im Berechnungsmodul **Planetenstufe**

Dieses Eingabefenster entspricht dem Bereich **Geometrie** im Eingabefenster **Basisdaten** (s. Abschnitt "Basisdaten" auf Seite II-7). Anzahl und Art der Parameter sind auch hier identisch. Lediglich die Verteilung der Eingabefelder über die Eingabemaske und das Dialogfenster **Details der Geometrie** definieren sind an die Anforderungen des jeweiligen Berechnungsmoduls angepasst und damit anders organisiert.

## 12.4 Festigkeit

### HINWEIS

Das Eingabefenster `Festigkeit` ist nicht in allen Berechnungsmodulen enthalten. Bspw. werden im Berechnungsmodul `Stirnradpaar` die festigkeitsrelevanten Daten im Fenster `Basisdaten`, dort im Bereich `Festigkeit` übergeben.

The screenshot shows the 'Festigkeit' (Strength) input window. It is organized into three main sections:

- Systemdaten:**
  - Rechenmethode: ISO 6336:2006 Methode B
  - Profilkorrektur: keine (nur Einlaufbetrag)
  - Lebensdauer: H 20000.0000 h
  - Anwendungsfaktor:  $K_A$  1.2500
  - Bezugsrad: Sonne
  - Leistung: P 0.0000 kW
  - Drehmoment: T 0.0000 Nm
  - Drehzahl: n 0.0000 1/min
- Paardaten:**
  - Breitenlastfaktor:  $K_{H\beta}$  0.0000
  - Stirnfaktor:  $K_{H\alpha}$  1.0000
  - Dynamikfaktor:  $K_V$  1.0000
- Werkstoffe und Schmierung:**
  - Sonne: 18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit  $\geq 28\text{HRC}$
  - Planeten: 18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit  $\geq 28\text{HRC}$
  - Hohlrad: 18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit  $\geq 28\text{HRC}$
  - Schmierung: Öl: ISO-VG 220

Abbildung 12.15: Eingabefenster `Festigkeit` im Berechnungsmodul `Planetenstufe`

Das Eingabefenster `Festigkeit` entspricht dem Bereich `Festigkeit` im Eingabefenster `Basisdaten` (s. Abschnitt "Basisdaten" auf Seite II-7). Anzahl und Art der Parameter sind identisch. Lediglich die Verteilung der Eingabefelder über die Eingabemaske und das Dialogfenster `Details der Festigkeit` definieren sind an die Anforderungen des jeweiligen Berechnungsmoduls angepasst und damit anders organisiert.

## 12.5 Bezugsprofil

| Parameter                                 | Wert     |
|-------------------------------------------|----------|
| Fusshöhenfaktor $h_{fp}^*$                | 1.2500   |
| Fussradiusfaktor $p_{fp}^*$               | 0.3800   |
| Kopfhöhenfaktor $h_{zp}^*$                | 1.0000   |
| Protuberanzhöhenfaktor $h_{prp}^*$        | 0.0000   |
| Protuberanzwinkel $\alpha_{prp}^*$        | 0.0000 ° |
| Kopfformhöhenfaktor $h_{Fzp}^*$           | 0.0000   |
| Kantenbrechflankenwinkel $\alpha_{krp}^*$ | 0.0000 ° |

☐ überschneidendes Werkzeug

Abbildung 12.16: 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* übergeben Sie die Zahngeometrie definierenden Parameter.

### 12.5.1 Konfiguration

Standardmässig wird das Bezugsprofil der Verzahnung definiert. Alternativ besteht die Möglichkeit, direkt den Fräser 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.

### 12.5.1.1 Werkzeug: Fräser

Ein Fräser kann über den -Button neben der Fräserbezeichnung aus einer Liste gewählt werden, siehe Abb. 12.17.

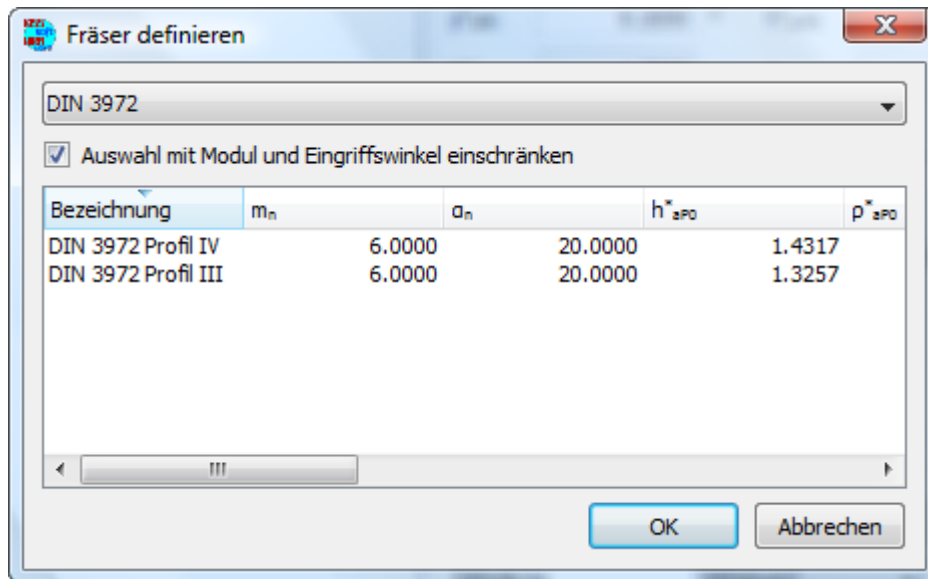


Abbildung 12.17: Fräser definieren-Fenster

Über die Dropdownliste im oberen Teil des Fensters können Sie wählen zwischen normierten oder selbstdefinierten Profilen (s. Abschnitt "Externe Tabellen" auf Seite I-75). Bei Eigene Eingabe ist die Liste leer. Die Fräserparameter werden dann über die Eingabefelder im Eingabefenster festgelegt. 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.

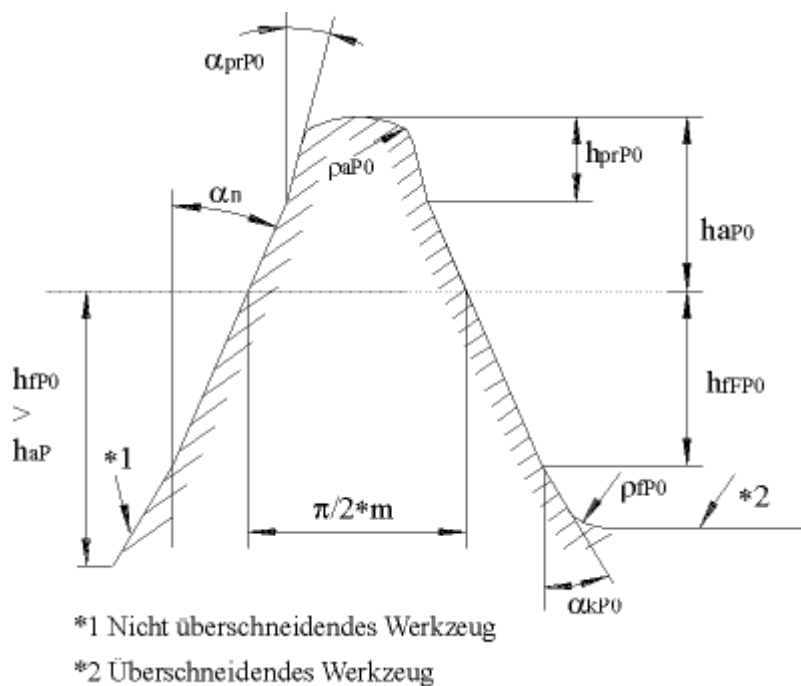


Abbildung 12.18: Bezugsprofil für die Konfiguration Werkzeug: Fräser

Wenn Eigene Eingabe gewählt wird kann der Fräser direkt definiert werden:

- ⚙ Der Kopfhöhenfaktor des Fräfers  $h_{aP0}^*$  definiert die Kopfhöhe des Fräfers, die den Fusskreis des Zahnrades bestimmt. Ein üblicher Wert ist 1.25.
- ⚙ Der Kopfradiusfaktor des Fräfers  $\rho_{aP0}^*$  definiert den Kopfradius des Fräfers, 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 Fräasers  $h_{fp0}^*$  definiert die Fusshöhe des Fräasers, die bei einem überschneidenden Werkzeug den Kopfkreis bestimmt. Hierfür ist ein üblicher Wert 1. Bei einem nichtüberschneidenden Werkzeug besteht Spiel zwischen Werkzeug und Kopfkreis des Rades, was von der Software auch für den Fall kleinster Zahndicke geprüft wird. Hier ist 1.2 ein üblicher Wert für eine Kopfhöhe des Bezugsprofils von 1.
- ⚙ Der Fussradiusfaktor des Fräasers  $\rho_{fp0}^*$  definiert den Radius am Fuss des Fräasers. Bei einem überschneidenden Werkzeug erzeugt der Fussradius eine Ver rundung am Kopf des Zahnrades.
- ⚙ Der Protuberanzhöhenfaktor  $h_{prp0}^*$  definiert die Länge einer Protuberanz ge messen von der Kopfhöhe aus. Die Protuberanz wird verwendet um künstli chen Unterschnitt zur Vermeidung einer Schleifkerbe zu erzeugen. Die Protu beranzhöhe kann aus der Grösse der Protuberanz und dem Protuberanzwinkel umgerechnet werden.
- ⚙ Der Protuberanzwinkel  $\alpha_{prp0}^*$  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 Zahnra des. Der Protuberanzwinkel kann aus der Grösse der Protuberanz und der Pro tuberanzhöhe umgerechnet werden. Bei einer Eingabe von 0 liegt keine Protu beranz vor.
- ⚙ Die Protuberanz wird erst ab einer gewissen Grösse bei der Berechnung der Überdeckung berücksichtigt, da bei Profilkorrekturen Kontakt unter Last vor ausgesetzt wird. Der Schwellwert zur Berücksichtigung von Protuberanz und Knickfussflanke bei den Nutzkreisen kann unter dem Menüpunkt Berechnung > Einstellungen (siehe Seite **II-134**) vorgegeben werden.
- ⚙ Der Fussformhöhenfaktor  $h_{ffp0}^*$  definiert das Ende des geradflankigen Teils des Werkzeugs mit dem Eingriffswinkel  $\alpha_n$ . Die Höhe wird gemessen ab der Werkzeugbezugslinie.
- ⚙ Der Kantenbrechflankenwinkel  $\alpha_{kp0}^*$  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  $\alpha_n$ . Bei einer Eingabe von 0 wird dieser Teil ignoriert.
- ⚙ Wie bei der Protuberanz gilt auch hier der Schwellwert für die Berücksichti gung bei der Berechnung der Nutzkreise und der Überdeckung (→ weitere Info (siehe Seite II-134)).
- ⚙ 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 Bezugsprofils  $h_{aP}^*$  ist, bei nichtüberschneidendem Werkzeug, mit dem üblichen Wert von  $h_{aP}^* = 1$  über den Kopfkreis des Zahnrades definiert. Der Wert lässt sich aus dem Kopfkreis umrechnen.

### 12.5.1.2 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 *Fräser definieren* in Abb. 12.19. Standardmässig werden nur die Werkzeuge angezeigt, die zum gewählten Modul und Eingriffs- und Schrägungswinkel passen.

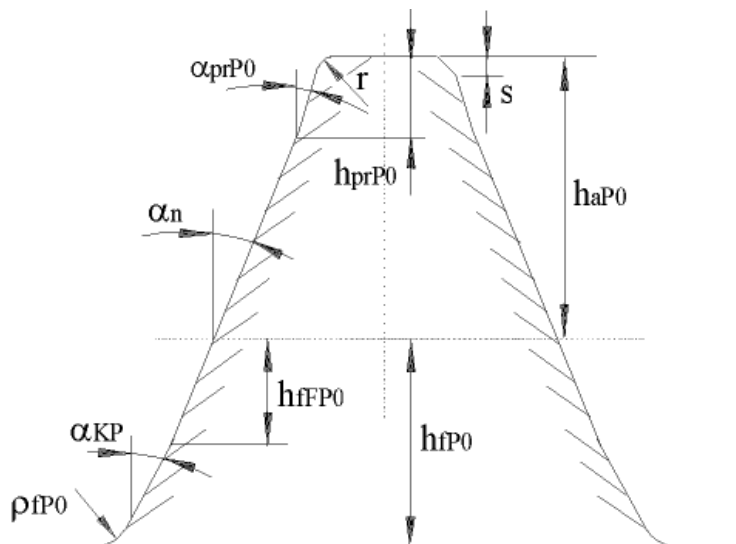


Abbildung 12.19: Bezugsprofil für die Konfiguration Werkzeug: Stossrad

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 Kopfkreis des Stirnrades nicht hergestellt werden kann, eine zu grosse Zähnezahl kann zu Kollisionsproblemen 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 besteht Spiel zwischen Werkzeug und Kopfkreis des Rades, was von der Software auch für den Fall kleinster Zahndicke geprüft wird. Hier ist 1.2 ein üblicher Wert für eine Kopfhöhe des Bezugsprofils von 1.
- ⚙ Der Fussradiusfaktor des Stossrades  $\rho_{fp0}^*$  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  $\alpha_{prp0}^*$  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-134**) vorgegeben werden.
- ⚙ Der Fussformhöhenfaktor  $h_{ffp0}^*$  definiert das Ende der Evolvente des Werkzeugs mit dem Eingriffswinkel  $\alpha_n$ . 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  $\alpha_n$ . 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-134)).

Der Kopfhöhenfaktor des 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.

### 12.5.1.3 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-68) 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:

- ⚙ Beim Werkzeugbezugsprofil (siehe Seite II-81) ist  $h_a$  mit  $h_f$  und  $\rho_a$  mit  $\rho_f$  vertauscht.
- ⚙ Wenn das Bezugsprofil auf Eigene Eingabe gestellt wird, wird die Kopfhöhenänderung (s. Abschnitt "Korrekturen" auf Seite II-64) 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

$$A_s = -0.1572 \cdot m_n$$

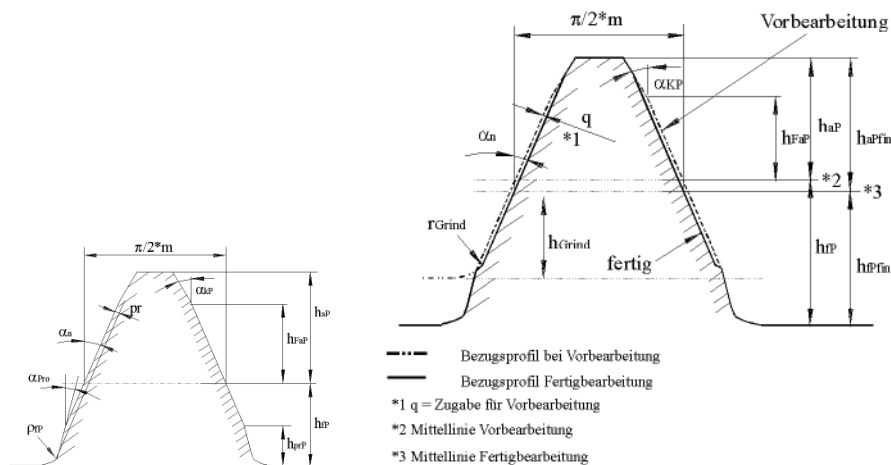
eingegeben werden. Kopf- und Fusskreisdurchmesser entsprechen dann den Angaben von BS4582-1(8)).

- ⚙ Die Kantenbrechflanke dient üblicherweise zur Erzeugung eines Kopfkantenbruchs<sup>5</sup>. Alternativ kann eine kleine Knickfussflanke auch zur Erzeugung einer Profilkorrektur verwendet werden. Profilkorrekturen werden aber im Regelfall im Fenster Korrekturen (auf Seite II-64) definiert.

---

<sup>5</sup> auch semi-topping genannt.

- 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 und Kantenbrüchen kann eine Winkeldifferenz unter Einstellungen (siehe Seite II-134) vorgegeben werden.
- Wenn ein Vorbearbeitungswerkzeug mit Protuberanz verwendet wird, kann im Eingabefenster Toleranzen (siehe Seite II-60) das Aufmass für die Vorbearbeitung gesondert eingegeben werden. Im Eingabefenster Korrekturen (siehe Seite II-64) ist es möglich, die Eintauchtiefe und den Radius einer Schleifscheibe einzugeben.
- Bei Profilkorrekturen, d.h. Winkeldifferenz < Schwellwert (s.o.) wird der Kopfformhöhenfaktor  $h_{FaP}^*$  von der Vor- zur Fertigbearbeitung nicht geändert. Bei Knickfussflanke mit grosser Winkeldifferenz (Kopfkantenbruch) ändert sich der Höhenfaktor  $h_{FaP}^*$  durch die Fertigbearbeitung ( $\rightarrow$  s.h. Abbildung auf Seite II-58). Zum besseren Verständnis ist in Abb. 12.20 das Bezugsprofil Zahnrad dargestellt.



(a) Bezugsprofil Zahnrad mit Protuberanz und Kantenbruch (b) Bezugsprofil Zahnrad mit Vor- und Fertigbearbeitung (Schleifscheibe)

Abbildung 12.20: Bezugsprofil Zahnrad und Werkzeug

- Der -Button neben der Bezugsprofil-Dropdownliste schlägt ein Bezugsprofil für eine Hochverzahnung mit der vorgegebenen Sollprofilüberdeckung vor.

Unter dem Menüpunkt **Berechnung > Einstellungen**, dort im Tab **Auslegungen** (siehe Seite II-133), können Sie einen Wert für die Sollprofilüberdeckung übergeben.

- ⚙  $h_{aP}^*$  gilt immer für das normale Bezugsprofil der Zahnräder. Die Zahndicke auf der Bezugslinie ist

$$s_P = \frac{\pi}{2} \cdot m_n \quad (12.19)$$

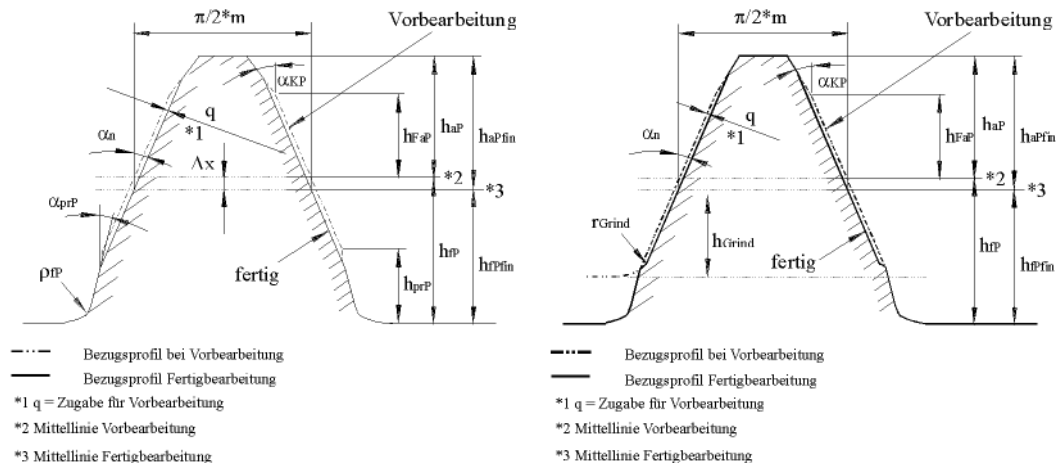
#### 12.5.1.4 Konstruierte Evolvente

Bei der Auswahl **Konstruierte Evolvente** werden weniger Parameter als bei der Auswahl **Bezugsprofil** abgefragt. Der wesentliche Unterschied ist, dass 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  $\rho_{fP}$  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.

### 12.5.2 Bearbeitung

Vielfach werden Zahnräder mit Schleifzugabe vorgefräst, dann gehärtet und anschliessend geschliffen. Beim Schleifen wird üblicherweise die Zahnflanke, nicht aber der Zahnfuss geschliffen, siehe Abb. 12.21.



(a) Bezugsprofil Zahnrad bei Vorbearbeitung

(b) Bezugsprofil Zahnrad ohne Protuberanz mit Vor- und Fertigbearbeitung

Abbildung 12.21: Bezugsprofile bei Vorbearbeitung

In diesem Fall wird der Fusskreis durch den Fräser erzeugt, die Flanke durch den Schleifprozess. Um diesen Fall korrekt nachzuvollziehen, können Sie in der Dropdownliste wählen zwischen *Vorbearbeitung* und *Fertigbearbeitung*. Entscheiden Sie sich für *Vorbearbeitung*, erscheint das Eingabefeld *Schleifzugabe*. Hier können Sie entweder einen eigenen Wert vorgeben, oder nach Klicken des -Buttons im Fenster *Schleifzugabe* für Rad n definieren über die Dropdownliste *Schleifzugabe* für Bezugsprofile III und IV nach DIN 3972 auswählen. 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 ( $A_s$ ). Dieses Aufmass wird in KISSsoft zum Abmass der fertigen Verzahnung gerechnet. Die Vorbearbeitung wird folglich mit folgendem Zahndickenabmass berechnet:

$$A_s' = A_s + \frac{2 \cdot q}{\cos \alpha_n} \quad (12.20)$$

KISSsoft ermittelt intern das Bezugsprofil, welches der fertigen Zahnform entspricht. Damit wird die Berechnung der Zahnform sowie der Faktoren  $Y_F$  und  $Y_S$  für die Zahnfuss-Festigkeit durchgeführt. 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 Fräasers  $h_{fP0}^*$ , welche notwendig ist, um ohne zu Überschneiden die Zahnform zu erzeugen, wird im Protokoll angegeben.  $h_{aP}^*$  gilt immer für das Fertigbearbeitungs-Bezugsprofil der Zahnräder. Die Zahndicke auf der Bezugslinie ist  $\pi/2 \cdot m_n$ .

## 12.6 Toleranzen

Abmasse

|                                                  | Rad 1        |            |  | Rad 2        |            |
|--------------------------------------------------|--------------|------------|--|--------------|------------|
| Zahndickentoleranz                               | DIN3967 cd25 |            |  | DIN3967 cd25 |            |
| Zahndickenabmass (oberes/unteres) $A_{\alpha n}$ | -0.0950      | -0.1450 mm |  | -0.1300      | -0.1900 mm |
| Zahnweitenabmass (oberes/unteres) $W_{\alpha n}$ | -0.0893      | -0.1363 mm |  | -0.1222      | -0.1785 mm |
| Normalfankenspiel (min/max) $j_n$                | 0.0893       | 0.1363 mm  |  | 0.1222       | 0.1785 mm  |
| Verdrehfankenspiel (min/max) $j_t$               | 0.0950       | 0.1450 mm  |  | 0.1300       | 0.1900 mm  |
| Kopfkreisabmass (oberes/unteres) $A_{\alpha s}$  | 0.0000       | -0.0100 mm |  | 0.0000       | -0.0100 mm |
| Fusskreisabmass (oberes/unteres) $A_{\alpha f}$  | -0.2610      | -0.3984 mm |  | -0.3572      | -0.5220 mm |

Achsabstand

Achsabstandstoleranz: ISO 286 Abmass js6

Achsabstandsabmass (oberes/unteres)  $A_s$ : 0.0160 -0.0160 mm

Einstellungen

Messzähnezahl Rad 1  $k_1$ : 4

Messzähnezahl Rad 2  $k_2$ : 8

Messkörperdurchmesser Rad 1  $D_{M1}$ : 11.0000 mm

Messkörperdurchmesser Rad 2  $D_{M2}$ : 10.0000 mm

Abbildung 12.22: 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

### 12.6.1 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-75) von KISSsoft.

### 12.6.1.1 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-124)](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,<br>Schwermaschinen, nicht reversierend | b26                               |
| Allgemeiner Maschinenbau,<br>Schwermaschinen, reversierend       | c25,c24,cd25,cd24,d25,d24,e25,e24 |
| Kraftfahrzeuge                                                   | d26                               |
| Landwirtschaftsmaschinen                                         | e27, e28                          |
| Werkzeugmaschinen                                                | f24, f25                          |
| Druckmaschinen                                                   | f24, g24                          |
| Messgetriebe                                                     | g22                               |

### 12.6.1.2 ISO 1328

Die aktuelle Ausgabe der ISO 1328 enthält keine Toleranzklassen für Zahndickennabmasse mehr. Viele Firmen nutzen deshalb noch heute die Toleranzklassen gemäss der alten Ausgabe von 1980.

### 12.6.1.3 DIN 58405

Vorschläge nach DIN 58405, Teil 2: Abmasse für die Feinwerktechnik; übliche Getriebepassungen nach DIN 58405 Blatt 2



| Werkstoff               | Bearbeitung   | Achsabstands-<br>toleranz | Zahnweiten-<br>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                     |

#### 12.6.1.4 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.

### 12.6.2 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.

### 12.6.3 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 gespritzten Kunststoffzahnradern, wird ein anderer Prozess zur Herstellung verwendet. Dann können die Fusskreisabmasse vom Anwender überschrieben werden.

### 12.6.4 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.

### 12.6.5 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-128**) aktiviert ist, werden auch die Prüfmasse für Fälle ausgegeben, in denen sie nicht messbar sind, z.B. bei Berührungspunkten 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-75).

## 12.7 Korrekturen

Im Eingabefenster **Korrekturen** können Sie Profil- und Flankenlinienkorrekturen, einen Kopfkantenbruch oder eine Kopfrundung definieren und die Eintauchtiefe der Schleifscheibe kann festgelegt werden.

Modifikationen

Rad 1

Rad 2

Beginn der Korrekturen am Kopf

Kopfkreis

Beginn der Korrekturen am Fuss

maximaler Fussformkreis  $d_{Fa}$

Art der Kopfmodifikation

keine

Kopfmodifikation

0.0000 mm

45.0000 °

Fase je Zahnende

0.0000 mm

45.0000 °

Kopfkreis

maximaler Fussformkreis  $d_{Fa}$

keine

0.0000 mm

45.0000 °

0.0000 mm

45.0000 °

Kopfkreis

maximaler Fussformkreis  $d_{Fa}$

keine

0.0000 mm

45.0000 °

0.0000 mm

45.0000 °

|   | Zahnrad | Art der Korrektur | Betrag [µm] | Längenfaktor | Breitenfaktor |  |
|---|---------|-------------------|-------------|--------------|---------------|--|
| 1 | Rad 1   | Kopfrücknahme     | 42.0000     | 0.9869       |               |  |
| 2 | Rad 2   | Kopfrücknahme     | 52.0000     | 0.9869       |               |  |

Auslegen  
Button

+

-

×

Abbildung 12.23: Eingabefenster Korrekturen

### 12.7.1 Dialogfenster Schleifscheibe für Rad n definieren

Für Zahnräder, welche mit einer Zugabe für den Schleifprozess (s. Abschnitt "Bearbeitung" auf Seite II-58) ausgelegt werden, kann der Schleifprozess über den -Button rechts neben dem Eingabefeld Beginn der Korrekturen am Fuss definiert werden. In diesem Fenster wird insbesondere der Radius am Kopf der Schleifscheibe vorgegeben (s. Abb. 12.24).

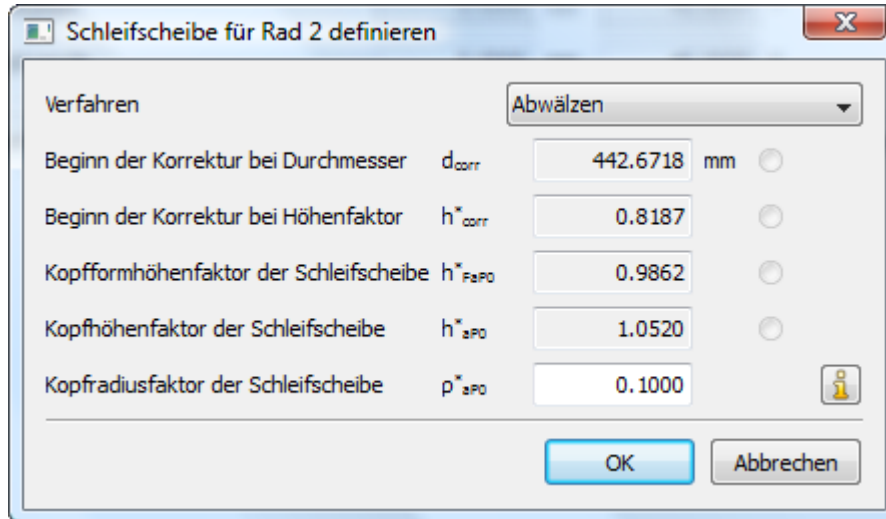


Abbildung 12.24: Dialogfenster Schleifscheibe für Rad n definieren

### 12.7.2 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. 12.25 ist ein Auszug des Spektrums möglicher Zahnkorrekturen dargestellt.

| Zahnrad | Art der Korrektur                                                                                                                                                                                                                                   | Betrag [µm] | Längenfaktor | Breite |
|---------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|--------------|--------|
| 1 Rad 1 | Kopfrücknahme                                                                                                                                                                                                                                       | 0.0000      | 0.0000       |        |
|         | <div> Kopfrücknahme<br/> Fussrücknahme<br/> Höhenballigkeit<br/> Eingriffswinkelmodifikation<br/> Endrücknahme I<br/> Endrücknahme II<br/> Schrägungswinkelkorrektur<br/> Breitenballigkeit<br/> Kopfeckrücknahme I<br/> Kopfeckrücknahme II </div> |             |              |        |

Abbildung 12.25: Dropdownliste Art der Korrektur

In den folgenden beiden Abschnitten 12.7.3 (s. Abschnitt "Profilkorrekturen" auf Seite II-66) und 12.7.4 (s. Abschnitt "Flankenlinienkorrekturen" auf Seite II-69) sind die nach ISO 21771 definierten Korrekturen erläutert.

### 12.7.3 Profilkorrekturen

Profilkorrekturen sind Abweichungen von der Evolvente, sog. Höhenkorrekturen. In den folgenden Abschnitten sind die in KISSsoft möglichen Profilkorrekturen erläutert.

Hinweis: Bei der Definition von Höhenkorrekturen wird die Eingabe des Längenfaktors  $L^{Ca*}$  verlangt. Der Längenfaktor ist die Wälzlänge  $L_y$  (ab Kopf- oder Fussformkreis) geteilt durch den Normalmodul:  $L^{Ca*} = L_y / m_n$ . Die Wälzlänge  $L_y$  wird nach ISO21771, Glg. 17, oder DIN 3960, Glg. 3.3.07, berechnet.

### 12.7.3.1 Lineare Kopf- und Fussrücknahme

In Abb. 12.26 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.

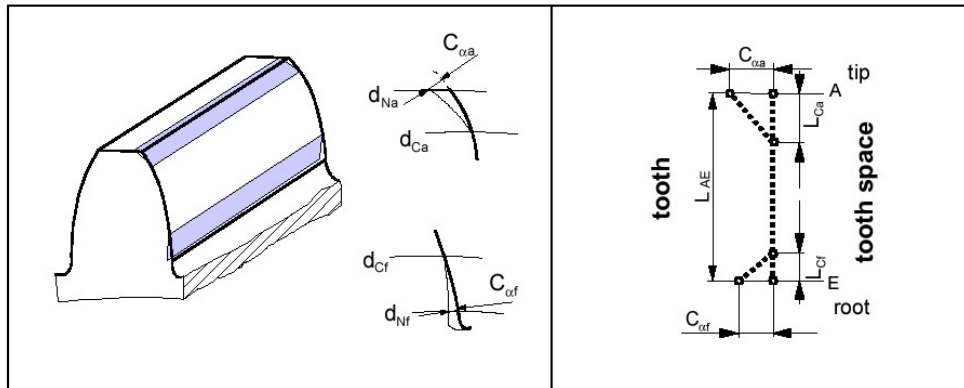


Abbildung 12.26: Kopf- und Fussrücknahme

wobei

|          |                                           |          |                                  |
|----------|-------------------------------------------|----------|----------------------------------|
| $d_{Na}$ | Kopfkreisnutzdurchmesser                  | $d_{Nf}$ | Fusskreisnutzdurchmesser         |
| $d_{Ca}$ | Durchmesser Korrekturende (Kopf)          | $d_{Cf}$ | Durchmesser Korrekturende (Fuss) |
| $L_{Ca}$ | Abgewinkelte Kopfrücknahmenlänge          | $L_{Cf}$ | Abgewinkelte Fussrücknahmenlänge |
| $C_{αa}$ | Kopfrücknahme                             | $C_{αf}$ | Fussrücknahme                    |
| A        | Stützpunkt Kopf                           | E        | Stützpunkt Fuss                  |
| $L_{AE}$ | Abgewinkelte Zahnhöhenlänge <sup>1)</sup> |          |                                  |

<sup>1)</sup> Entspricht der Eingriffslänge  $g_α$

In KISSsoft übergeben Sie im Falle der Kopfrücknahme im Eingabefeld **Betrag** die Grösse  $C_{αa}$ . Das Eingabefeld **Längenfaktor** definiert den Quotienten aus abgewinkelter Kopfrücknahmenlänge  $L_{Ca}$  und Normalmodul  $m_n$ . Entsprechend übergeben Sie im Falle der Fussrücknahme die Werte für  $C_{αf}$  und den Quotienten aus  $L_{Cf}$  und  $m_n$ .

### 12.7.3.2 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".

### 12.7.3.3 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.

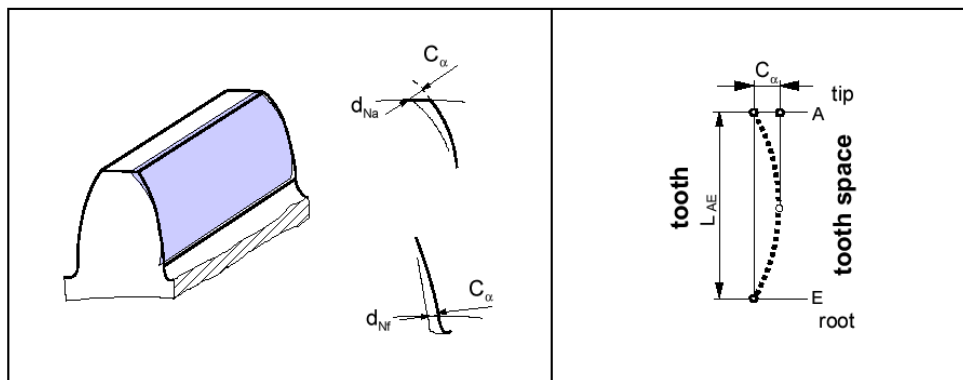


Abbildung 12.27: Höhenballigkeit

wobei

|          |                          |          |                                           |
|----------|--------------------------|----------|-------------------------------------------|
| $d_{Na}$ | Kopfkreisnutzdurchmesser | $d_{Nf}$ | Fusskreisnutzdurchmesser                  |
| $C_a$    | Höhenballigkeit          | $L_{AE}$ | Abgewinkelte Zahnhöhenlänge <sup>1)</sup> |
| A        | Stützpunkt Kopf          | E        | Stützpunkt Fuss                           |

<sup>1)</sup> Entspricht der Eingriffslänge  $g_a$

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld Betrag die Grösse  $C_a$ .

### 12.7.3.4 Eingriffswinkelmodifikation

Die Eingriffswinkelmodifikation ist ähnlich wie die Kopf-/Fussrücknahme (s. Abschnitt "Lineare Kopf- und Fussrücknahme" auf Seite II-67) definiert, mit dem Unterschied, dass sich das Mass  $C_{H\alpha}$  über die gesamte Zahnhöhe erstreckt (s. Abb. 12.28).

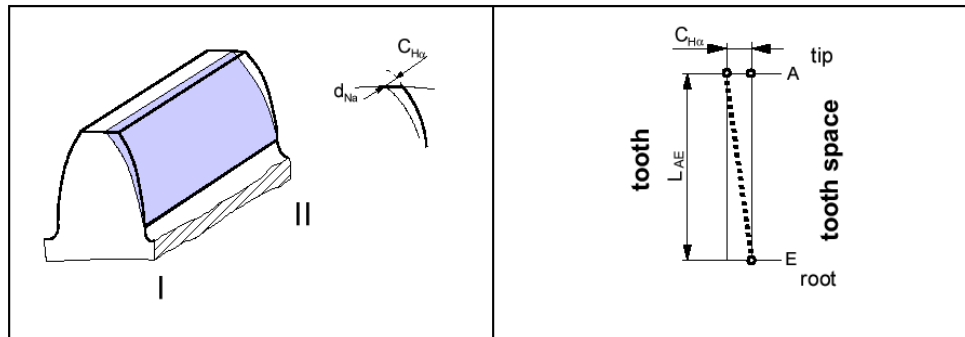


Abbildung 12.28: Eingriffswinkelmodifikation

wobei

$d_{Na}$  Kopfkreisnutzdurchmesser

$C_{H\alpha}$  Höhenballigkeit

A Stützpunkt Kopf

B Stützpunkt Fuss

$L_{AE}$  Abgewinkelte Zahnhöhenlänge<sup>1)</sup>

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld Betrag die Grösse  $C_{H\alpha}$ .

### 12.7.4 Flankenlinienkorrekturen

Flankenlinienkorrekturen sind Abweichungen über die Zahnbreite. In den folgenden Abschnitten sind die in KISSsoft implementierten Flankenlinienkorrekturen erläutert.



#### 12.7.4.1 Endrücknahme I und II

Eine **Endrücknahme** ist der stetig zunehmende Materialabtrag in Richtung vorderer und hinterer Stirnfläche bei gleichbleibender Flankenlinie. Der Verlauf ist linear oder parabolisch. Die Ziffern I und II beziehen sich dabei auf die beiden Stirnflächen (s. Abb. 12.29).

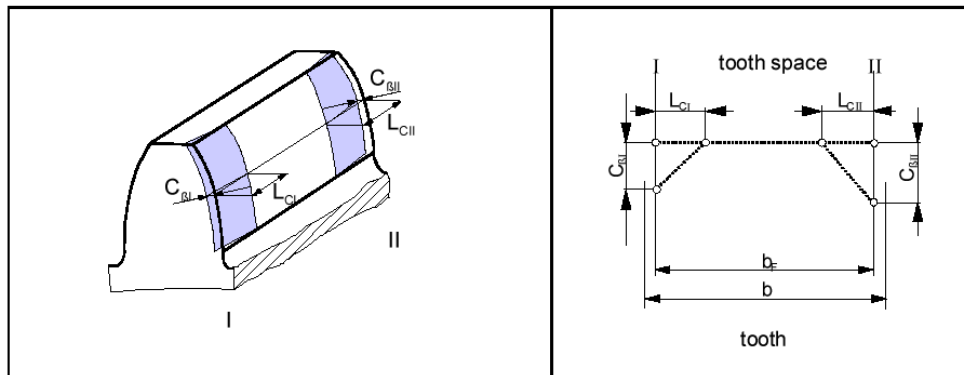


Abbildung 12.29: Endrücknahme I und II

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 **Längenfaktor** den Quotienten aus  $L_{CI(II)}$  und Normalmodul  $m_n$ .

### 12.7.4.2 Schrägungswinkelkorrektur

Die Schrägungswinkelkorrektur ist ähnlich wie die Endrücknahme (s. Abschnitt "Endrücknahme I und II" auf Seite II-70) definiert, mit dem Unterschied, dass das Mass  $L_{CI}$  sich über die gesamte Zahnbreite erstreckt (s. Abb. 12.30).

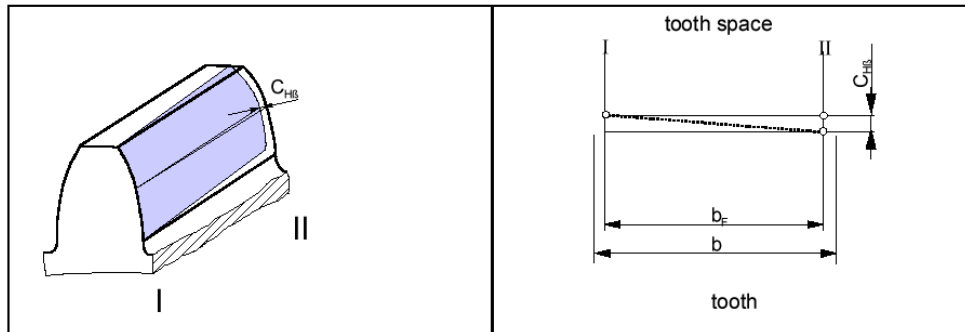


Abbildung 12.30: Schrägungswinkelkorrektur

wobei

$b$  Zahnbreite  $b_F$  Nutzbare Zahnbreite  
 $C_{H\beta}$  Eingriffswinkelmodifikation

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld Betrag die Grösse  $C_{H\beta}$ .

### 12.7.4.3 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  $b_F/2$ .

#### 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-71) definiert werden.

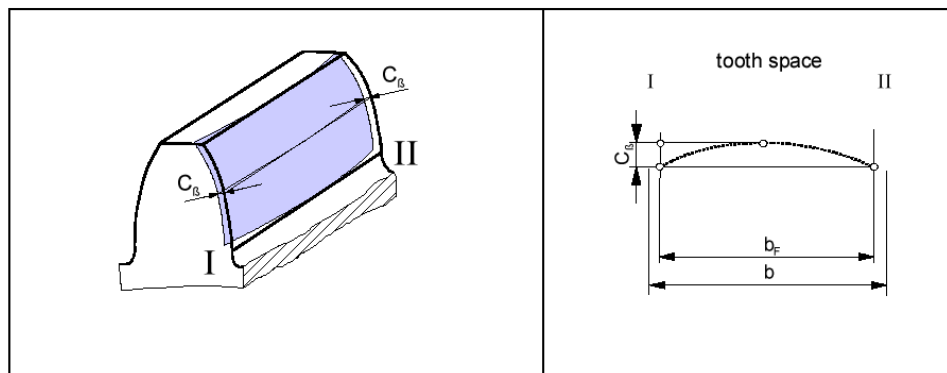


Abbildung 12.31: Breitenballigkeit

wobei

$b$  Zahnbreite  $b_F$  Nutzbare Zahnbreite

$C_\beta$  Breitenballigkeit

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld `Betrag` die Grösse  $C_\beta$ .

#### 12.7.4.4 Kopfeckrücknahme I und II

Die Ecken werden gebrochen. In Abb. 12.32 sind sowohl Kopf- als auch Fusseckrücknahme dargestellt. Ziffern I und II beziehen sich auf die jeweiligen Stirnflächen.

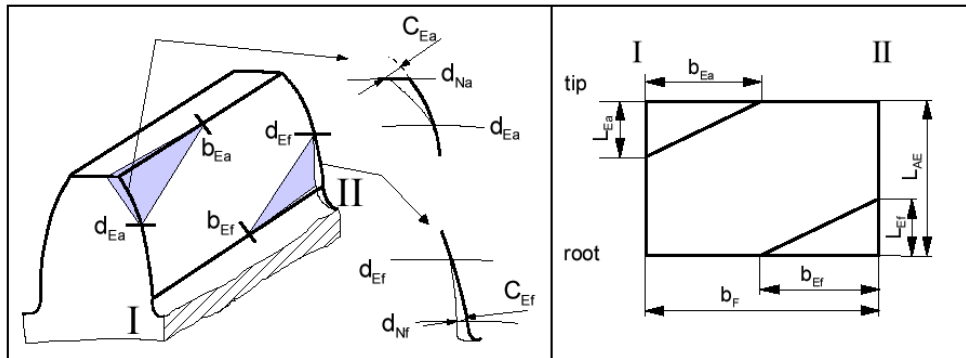


Abbildung 12.32: Kopfeckrücknahme

wobei

$C_{Ea}$  Kopfrücknahme

$d_{Ea}$  Durchmesser Korrekturende

$L_{Ea}$  Abgewinkelte Kopfeckrücknahmenlänge

$b_{Ea}$  Kopfeckrücknahmenlänge

$d_{Na}$  Kopfnutzkreisdurchmesser

$b_F$  Nutzbare Zahnbreite

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld **Betrag** die Grösse  $C_{Ea}$ , im Eingabefeld **Längenfaktor** den Quotienten aus  $L_{Ea}$  und Normalmodul  $m_n$  und im Eingabefeld **Breitenfaktor** den Quotienten aus  $b_{Ea}$  und Normalmodul  $m_n$ .

### 12.7.4.5 Twist

**Twist** ist die Verwindung des Stirnschnittprofils entlang einer Schraubenlinie. Man unterscheidet zwischen der Verwindung des Stirnschnittprofils  $S_a$  und der Flankenlinie  $S_b$  mit den Winkelinkrementen  $f_{H\alpha}$  bzw.  $f_{H\beta}$ . 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. 12.33.

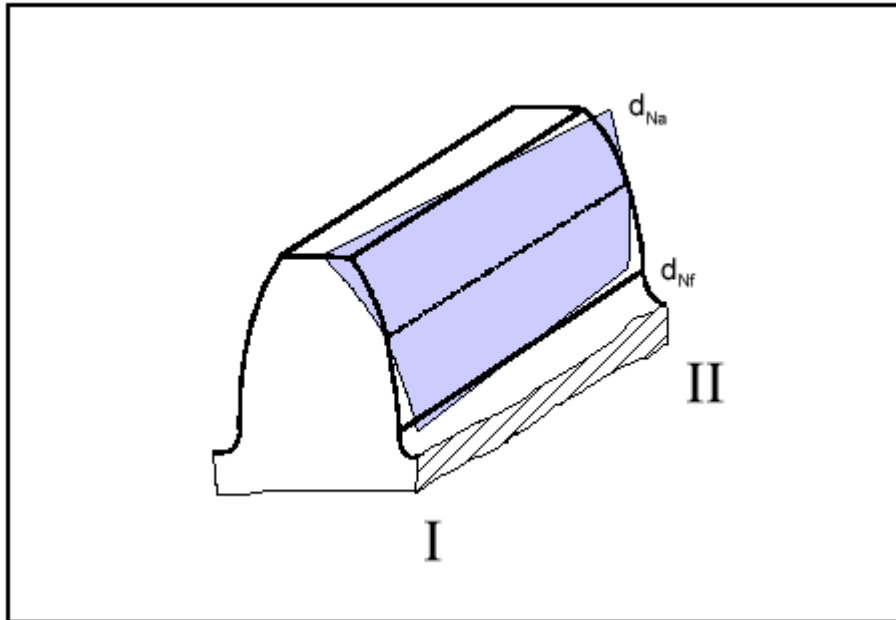


Abbildung 12.33: Twist

wobei

$$|S_a| = |C_{H\alpha I} - C_{H\alpha II}|$$

mit

$$C_{H\alpha I} = -C_{H\alpha II}$$

$$|S_b| = |C_{H\beta Na} - C_{H\beta Nf}|$$

mit

$$C_{H\beta Na} = -C_{H\beta Nf}$$

$d_{Na}$  Kopfnutzkreis

$d_{Nf}$  Fussnutzkreis

Zur Notation siehe auch die Abschnitte 12.8.4.2 (s. Abschnitt "Schrägungswinkelkorrektur" auf Seite II-71) und 12.8.3.4 (s. Abschnitt "Eingriffswinkelmodifikation" auf Seite II-69).

In KISSsoft übergeben Sie im Eingabefeld **Betrag** die Grösse  $|C_{H\alpha I(II)}|$ .

## 12.7.5 Korrekturen auslegen

Klicken des -Buttons, wie dargestellt in Abb. 12.23 auf Seite II-64, öffnet den Dialog **Korrekturen auslegen**. In den folgenden beiden Abschnitten werden grundlegende Vorgehensweisen zum Durchführen von Profil- und Flankenlinienkorrekturen dargestellt.

### 12.7.5.1 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-32) 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  $C_a$  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  $0.2 \cdot m_n$  sollte vorhanden sein. Bei der Auslegung wird dies geprüft, falls die Länge A nach AB zu kurz ist, wird eine Mindesthöhe von  $0.2 \cdot m_n$  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.

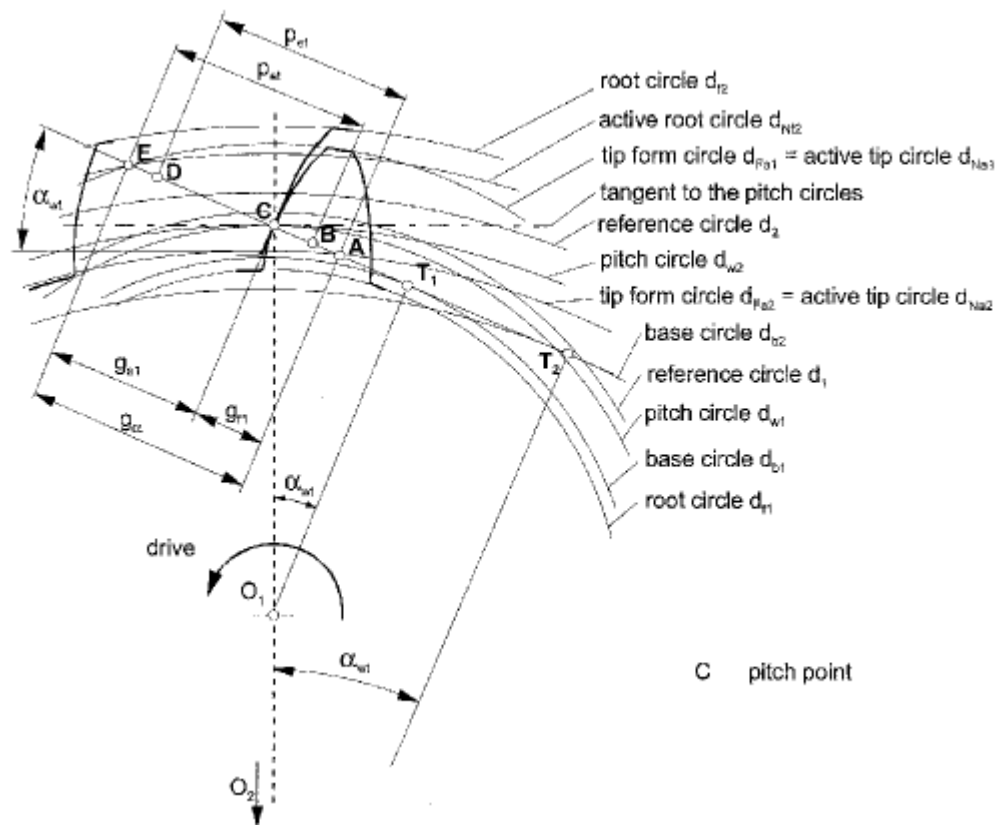


Abbildung <Kap>.34: Eingriffsstrecke Stirnrad

- g) Die Art der Profilkorrektur hat einen Einfluss auf die Berechnung der Fresssicherheit (s. Abschnitt "Relativer Gefügefaktor (Fressen)" auf Seite II-35).

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.





### 12.7.5.2 Flankenlinienkorrektur

Die Auslegung einer Breitenkorrektur, wie bspw. die Endrücknahme (s. Abschnitt "Endrücknahme I und II" auf Seite II-70) oder Balligkeit (s. Abschnitt "Breitenballigkeit" auf Seite II-72), erfolgt nach ISO 6336, Teil 1, Anhang B.

### 12.7.6 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 "Eingriffslinie" auf Seite II-101) empfohlen.

## 12.8 Zahnform

Abbildung 12.36: 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 Zahnfussskonturoptimierung
- ⚙ Berücksichtigung mehrerer Schritte der Herstellung mit verschiedenen Werkzeugen
- ⚙ Berechnung des Werkzeugs (Stossrad oder Fräser) 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, wie beispielsweise das Tutorial Nr. 010 *Zahnräder aus Kunststoff*, 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 Berechnung und Approximation für Export und dem entsprechenden Operationen-Bereich zusammen.

### 12.8.1 Kontextmenü

Klicken der rechten Maustaste innerhalb des Bereichs der Operationenverzeichnisstruktur öffnet ein Kontextmenü. Es bezieht sich auf das aktive (blau unterlegte) Element im Verzeichnis.

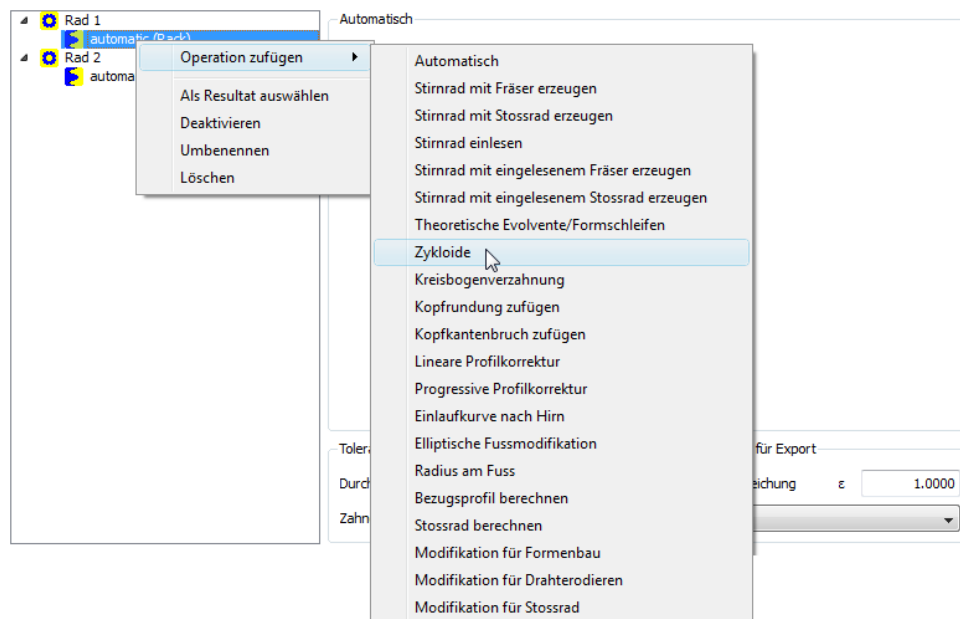


Abbildung 12.37: Kontextmenü in der Zahnformberechnung

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-81).
- ⚙ **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.

## 12.8.2 Operationen

Die Berechnung der Zahnform kann aus verschiedenen Operationen zusammengefügt werden. So können nacheinander Bearbeitungsschritte mit einem Fräser 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.

### 12.8.2.1 Automatisch

Die Standardeinstellung der Zahnformberechnung ist **automatisch**. Es wird dann mit den in den Standardtabs (siehe Seite I-41) eingegebenen Daten die Zahnform mit Vor- und Fertigbearbeitung erzeugt. Insofern Sie Profilkorrekturen definiert haben, werden auch diese bei der Erzeugung der Zahnform berücksichtigt. Ein eingegebener Kopfkantenbruch oder eine Rundung kann durch Setzen eines Hakens in der Checkbox **Kantenbruch/Rundung berücksichtigen** in die Rechnung miteinbezogen werden. 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 **Korrektur** eingegebenen Daten berücksichtigt.

### 12.8.2.2 Stirnrad mit Fräser 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. Normalmodul  $m_n$  und Eingriffswinkel  $\alpha_n$  können bei verlegter Wälzung geändert werden. Die Auslegungsknöpfe können bei verlegter Wälzung verwendet werden. Die Auslegungsknöpfe (🔑) berechnen jeweils den richtigen Wert zum gegebenen Grundkreis. Klicken des Fräser...-Buttons öffnet das Fräser definieren (siehe Seite II-51)-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.

#### 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.

Stirnrad mit Fräser erzeugen

|                                  |            |                                      |    |                          |                                  |                                                                             |
|----------------------------------|------------|--------------------------------------|----|--------------------------|----------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------|
| Normalmodul                      | $m_n$      | <input type="text" value="6.0000"/>  | mm | <input type="checkbox"/> | <input type="button" value="🔑"/> | <input style="background-color: #cccccc;" type="button" value="Fräser..."/> |
| Eingriffswinkel im Normalschnitt | $\alpha_n$ | <input type="text" value="20.0000"/> | °  |                          | <input type="button" value="🔑"/> |                                                                             |

---

|                |                                     |                |                                     |                                     |                                     |                                     |
|----------------|-------------------------------------|----------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| $h_{aPO}^*$    | <input type="text" value="1.2500"/> | $\rho_{aPO}^*$ | <input type="text" value="0.0000"/> | $h_{fPO}^*$                         | <input type="text" value="0.0000"/> | <input type="button" value="👤"/>    |
| $\rho_{aPO}^*$ | <input type="text" value="0.3800"/> | °              | $h_{prPO}^*$                        | <input type="text" value="0.0000"/> | $\alpha_{kPO}$                      | <input type="text" value="0.0000"/> |
| $h_{fPO}^*$    | <input type="text" value="1.0000"/> |                | $\alpha_{prPO}$                     | <input type="text" value="0.0000"/> | °                                   | $s_{fPO}^*$                         |
|                |                                     |                |                                     | <input type="text" value="0.0000"/> |                                     | <input type="checkbox"/>            |

☐ überschneidendes Werkzeug

---

Toleranz Fertigbearbeitung ▼

Herstellprofilverschiebungsfaktor (min/max)  $x_{\varepsilon}^*$

Abbildung 12.38: Operation Stirnrad mit Fräser erzeugen

### 12.8.2.3 Stirnrad mit eingelesenem Fräser erzeugen

Die Kontur eines Fräasers kann ab CAD im dxf- oder vda-Format eingelesen werden. Es muss hierfür 1/2 Zahn vom Kopf bei A bis zum Fuss bei E definiert werden:

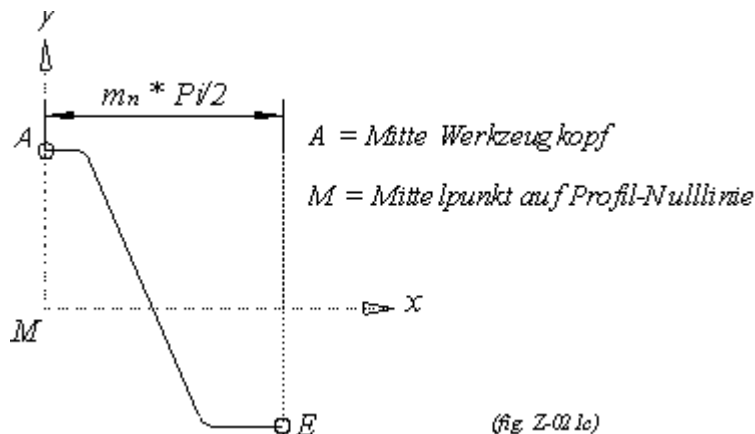


Abbildung 12.39: Werkzeugprofil

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.

### 12.8.2.4 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  $x_0$  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 → weitere Info (s. Abschnitt "Profilverschiebungsfaktor" auf Seite II-11))

- ☙ wahlweise Länge der Fase am Stosszahnkopf  $s$  oder Radius der Rundung  $r$  am Stosszahnkopf (siehe Abb. 12.40)

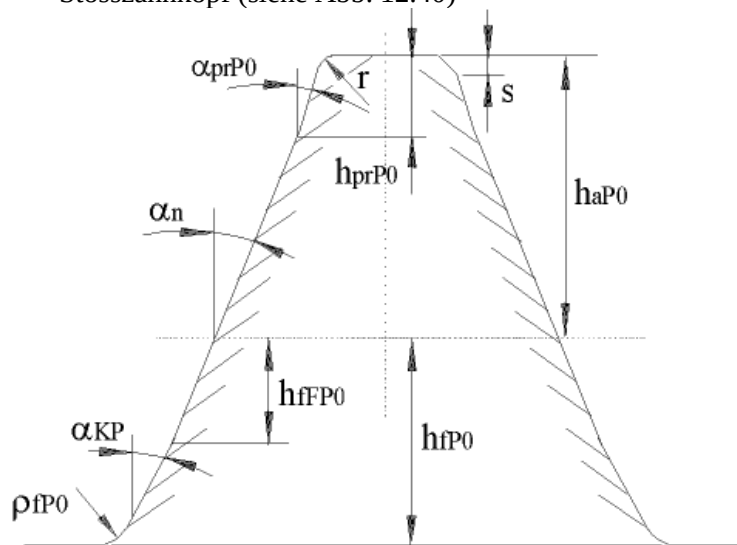


Abbildung 12.40: Werkzeugprofil

### 12.8.2.5 Stirnrad mit eingelesenem Stossrad erzeugen

Ein Stossrad kann als \*.dxf- oder \*.vda-Datei eingelesen werden. Es wird dabei ein halber Zahn aus dem vorgegebenen Layer (ALL für alle Layer) wie folgt eingelesen:

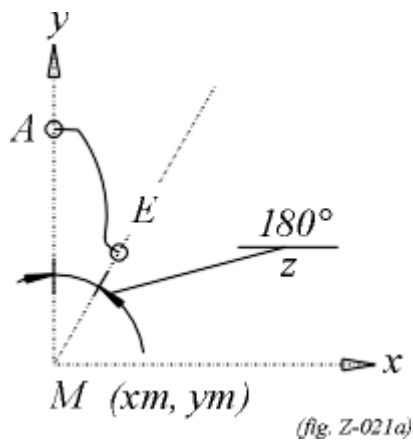


Abbildung 12.41: Koordinaten Stossrad

|   |   |                                                 |
|---|---|-------------------------------------------------|
| A | : | Mitte Zahnkopf: Kontur-Beginn                   |
| E | : | Mitte Zahnücke: Kontur-Ende                     |
| M | : | Mittelpunkt ( $x_m$ , $y_m$ unbedingt eingeben) |
| z | : | Zähnezahl                                       |

#### HINWEIS

Die Datei (dxf oder vda) 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.



### 12.8.2.6 Stirnrad einlesen

Ein Stirnrad kann direkt als \*.dxf- oder \*.vda-Datei eingelesen werden. Dazu ist ein halber Zahn im gewählten Layer zu definieren:

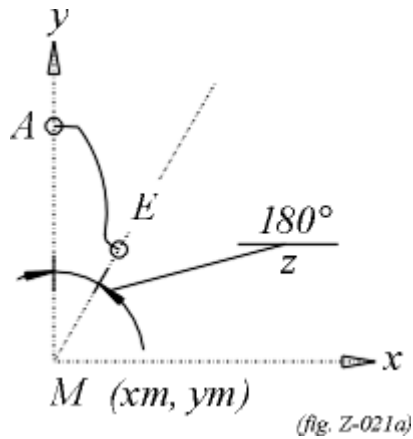


Abbildung 12.42: Koordinaten Stossrad

|   |   |                                               |
|---|---|-----------------------------------------------|
| A | : | Mitte Zahnkopf: Kontur-Beginn                 |
| E | : | Mitte Zahnflanke: Kontur-Ende                 |
| M | : | Mittelpunkt ( $x_m, y_m$ unbedingt mitteilen) |
| z | : | Zähnezahl                                     |

#### HINWEIS

Die Datei (DXF oder VDA) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

### 12.8.2.7 Kopfrundung zufügen

Eine Kopfrundung kann als Modifikation einer Zahnform zugefügt werden. Die Rundung kann entweder im Stirn- oder Axialschnitt zugefügt werden.

### 12.8.2.8 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.

### 12.8.2.9 Lineare Profilkorrektur

Bei der linearen Profilkorrektur wird die Zahndicke ab einem Startdurchmesser bis zum Kopf (Rücknahme  $C_a$  pro Flanke als Zahndickenänderung) linear reduziert.

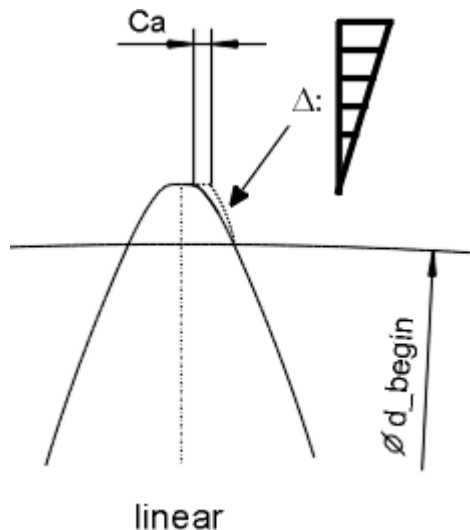


Abbildung 12.43: Lineare Profilkorrektur

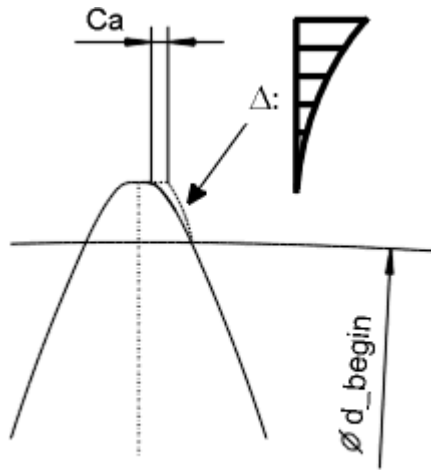
### 12.8.2.10 Progressive Profilkorrektur

Bei der progressiven Profilkorrektur wird die Zahndicke ab einem Startdurchmesser bis zum Kopf (Rücknahme  $C_a$  pro Flanke als Zahndickenänderung) gemäss

$$\Delta A_s = 2 \cdot C_a \left( \frac{d - d_{begin}}{d_a - d_{begin}} \right)^{\text{factor}/5} \quad (12.21)$$

reduziert. Der Faktor steuert den Verlauf der Rücknahme. Bei einem Faktor von 5 handelt es sich um eine lineare Rücknahme. Siehe dazu auch Abb. 12.44. Die progressive Profilkorrektur geht bei einem Faktor grösser 5 tangential in die unmodifi-

zierte Zahnflanke über und ist daher gerade bei grossen Rücknahmen zu bevorzugen.



progressiv

Abbildung 12.44: Progressive Profilkorrektur

### 12.8.2.11 Einlaufkurve nach Hirn

Am Zahnkopf wird ab einem definierbaren Durchmesser  $d_{\text{begin}}$  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. 12.45.

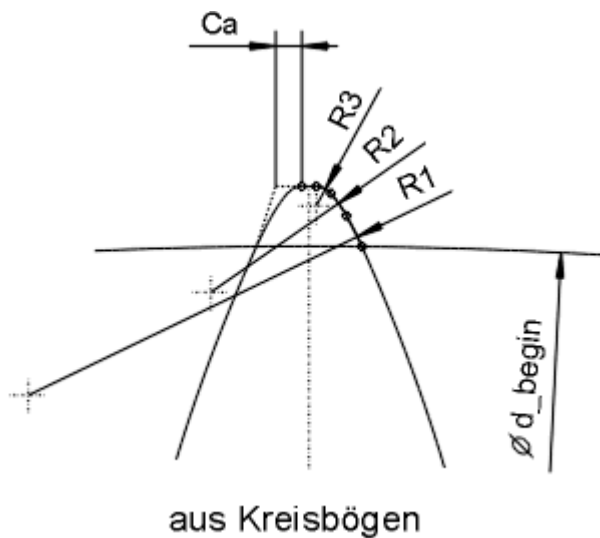


Abbildung 12.45: Profilkorrektur nach Hirn

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-64).

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  $1.8 - 0.5 \cdot 0.8 = 1.4$ .

Die exakte Definition lautet wie folgt:

Bei Profilüberdeckung  $> 2.0$  :  $d_{\text{Beginn}} = \text{Minimum} (d_{\text{PunktD}}, d_{\text{PunktE0.2}})$

Bei Profilüberdeckung  $< 2.0$  :  $d_{\text{Beginn}} = \text{Minimum} (d_{\text{PunktDE}}, d_{\text{PunktE0.2}})$

Die Rücknahme  $C_a$  am Kopf wird wie folgt bestimmt:

⚙ Bei Zahnkopfdicken unter  $0.21 \cdot m_n$ :  $0.5 \cdot \text{Zahndicke} - 0.01 \cdot m_n$

⚙ Bei Zahnkopfdicken über  $0.21 \cdot m_n$ :  $0.10 \cdot m_n \dots 0.12 \cdot m_n$

#### 12.8.2.12 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  $1 \div 20$  beeinflusst werden. Über den Auslegungsknopf für den Durchmesser wird der Fussnutzkreisdurchmesser als Start der Modifikation gewählt. 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.

#### 12.8.2.13 Radius am Fuss

Die Fusskontur wird durch einen exakten Kreisbogen mit definierbarem Radius ersetzt. Prüfen Sie nach dieser Modifikation das Abwälzen mit dem Gegenrad.

#### 12.8.2.14 Theoretische Evolvente

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.

#### 12.8.2.15 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.

### 12.8.2.16 Kreishbogenverzahnung

Die Sonderverzahnung Kreishbogenverzahnung kann mit dem Radius der Zahnflanke und der Zahndicke am Teilkreis definiert werden. In den Fussbereich wird ein Kreishbogen gelegt.

Die klassische Kreishbogenverzahnung z.B. nach NIHS 20-25 [67] besteht aus einem Kreishbogen mit Radius  $r$  ab dem Teilkreis, einer Gerade in Richtung Zahnradzentrum unter dem Teilkreis und einer vollen Fussrundung.

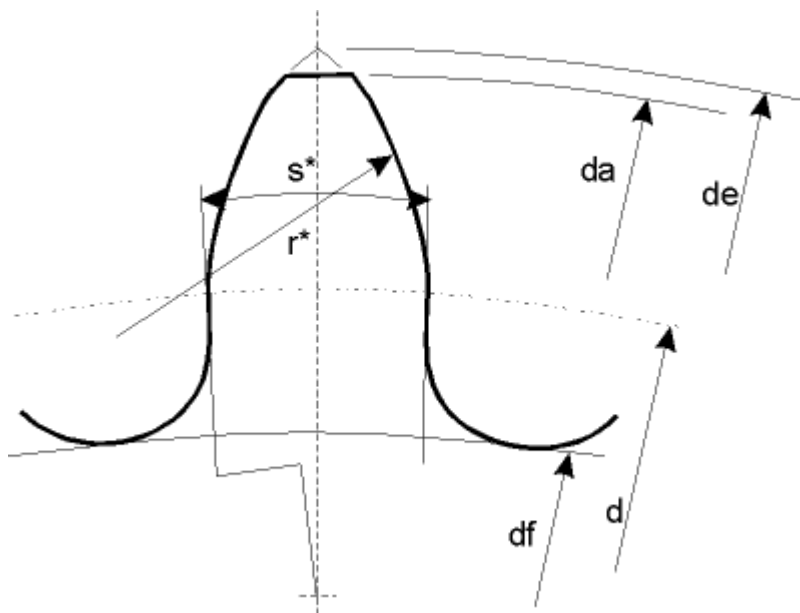


Abbildung 12.46: Kreishbögen am Zahn

#### 12.8.2.17 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.

#### 12.8.2.18 Bezugsprofil berechnen

Zu einer vorhandenen Zahnform kann das Bezugsprofil berechnet werden. Es kann zur Fertigung eines Sonderfräasers 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 Profilverchiebung 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 wie weit sich die Zahnform durch Abwälzen herstellen lässt. Das Bezugsprofil kann in der Grafik über die Auswahl `Werkzeug` angezeigt werden.

#### 12.8.2.19 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 wie weit sich die Zahnform durch Abwälzen herstellen lässt. Das Stossrad kann über die Auswahl `Werkzeug` angezeigt werden.

#### 12.8.2.20 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.

### 12.8.2.21 Zahnstange mit Fräser 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.

### 12.8.2.22 Zahnstange mit eingelesenem Fräser erzeugen

Ein Fräser kann durch eine \*.dxf- oder \*.vda-Datei definiert werden. Die Kontur muss dabei wie folgt ausgegeben werden, damit sie von KISSsoft korrekt gelesen wird:

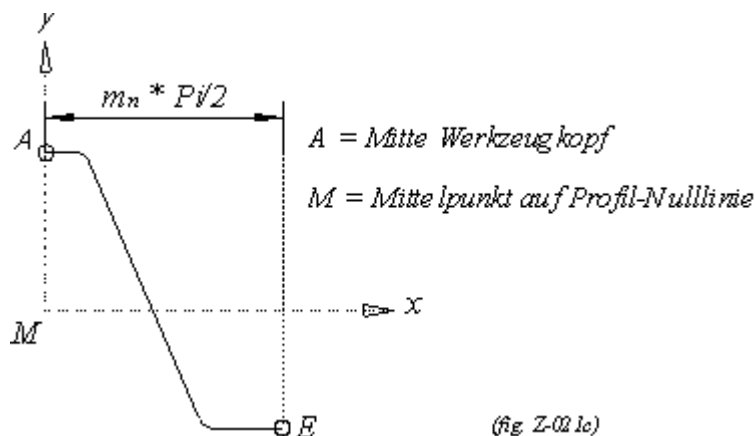


Abbildung 12.47: Werkzeugprofil

#### HINWEIS

Die Datei (DXF oder VDA) 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.

### 12.8.2.23 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.

Die Profilverschiebungsfaktoren lassen sich entweder direkt eingeben oder aus den Vor- und Fertigbearbeitungstoleranzen bestimmen.

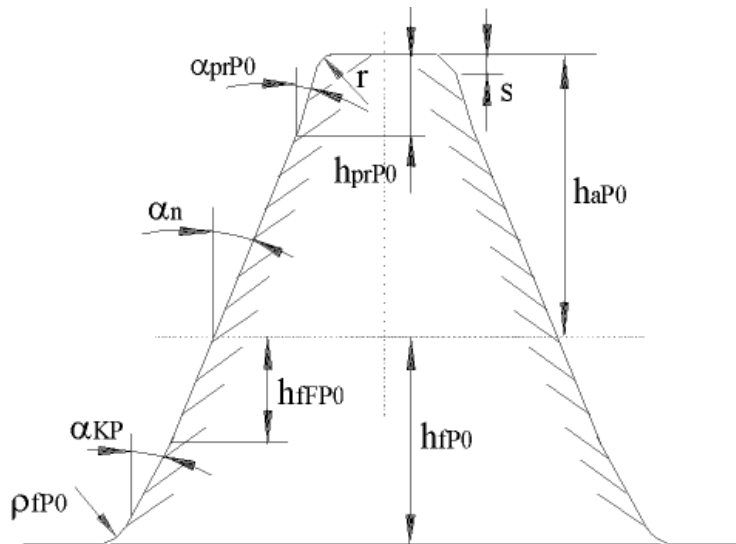


Abbildung 12.48: Zahngeometrie Werkzeug

#### 12.8.2.24 Zahnstange mit eingelesestem Stossrad erzeugen

Die Zahnstange kann mit einem eingelesesten Stossrad erzeugt werden. Neben der Stossradkontur im \*.dxf- oder \*.vda-Format muss die Stossradzähnezahl und der Herstellachsabstand definiert werden.

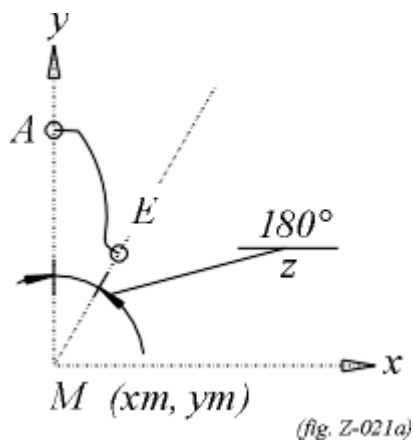


Abbildung 12.49: Koordinaten Stossrad

|   |   |                                                 |
|---|---|-------------------------------------------------|
| A | : | Mitte Zahnkopf: Kontur-Beginn                   |
| E | : | Mitte Zahnlücke: Kontur-Ende                    |
| M | : | Mittelpunkt ( $x_m$ , $y_m$ unbedingt eingeben) |
| z | : | Zähnezahl                                       |

**HINWEIS**

Die Datei (`dxfl` oder `vda`) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

**12.8.2.25 Zahnstange einlesen**

Eine Zahnstange kann direkt als `*.dxfl`- oder `*.vda`-Datei in folgendem Format eingelesen werden:

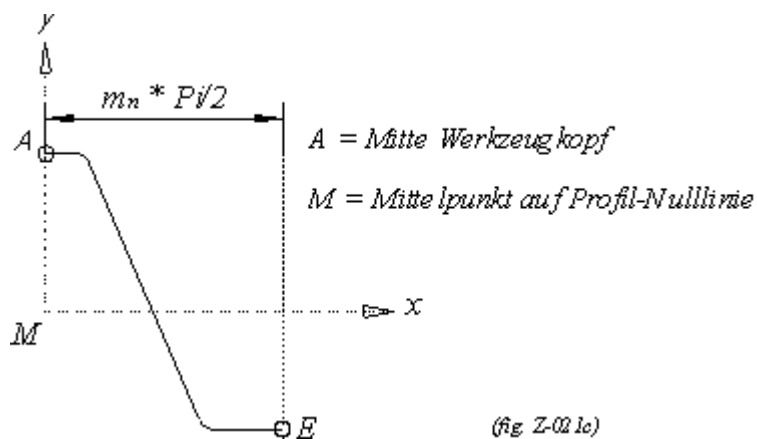


Abbildung 12.50: Werkzeugprofil

**HINWEIS**

Die Datei (`DXF` oder `VDA`) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

**12.8.2.26 ZA-Schnecke erzeugen**

Diese Funktion ist momentan nur über die Option `automatisch` verfügbar.

### 12.8.2.27 Schnecke im Axialschnitt einlesen

Eine Schnecke kann auch im Axialschnitt eingelesen werden. Die Kontur entspricht im Wesentlichen der Fräserkontur, allerdings ist der Nullpunkt auf der Achse der Schnecke.

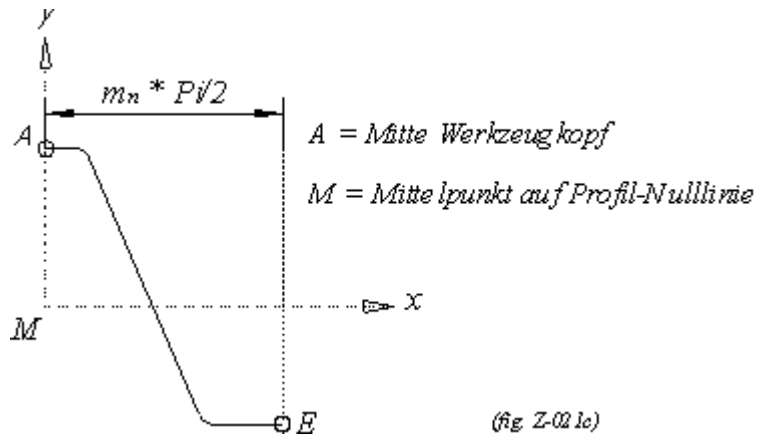


Abbildung 12.51: Werkzeugprofil

#### HINWEIS

Die Datei (dxf oder vda) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

### 12.8.2.28 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%

### Berechnung der Elektroden und der Gussformen für die Herstellung von Stirn- und Schneckenrädern

Zahnräder werden häufig im Druckgussverfahren hergestellt. Zur Herstellung einer entsprechenden Form müssen verschiedene Phasen durchlaufen werden.

1. Kontrolle der Daten des herzustellenden Zahn- oder Schneckenrades.  
Eingabe der Daten, wenn möglich der Paarung (Schnecke/Rad oder Stirnrad/Stirnrad) mit Kontrolle der Geometrie, des Eingriffspiels etc.
2. Berechnung der Kontur der Gussform.  
Berechnung der Zahnform mit Berücksichtigung von
  - Soll-Zahndickenabmass
  - Radiale Dehnung
  - Tangentiale DehnungDie so errechnete Kontur dient zur Kontrolle der hergestellten Gussform.

#### 12.8.2.29 Modifikation für Drahterodieren

Beim Erodieren muss die Elektrode einen Abstand zur Sollform einhalten, da wegen eines Funkenspalt es 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 Fräasers 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 ein 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.

#### 12.8.2.30 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 Hori-

zontalebene so, dass beim gefertigten Stossrad dann die Projektion wieder die exakte Zahnform ergibt.

Durch Wegschleifen mit Winkel  $\phi$  (Spanwinkel) verschiebt sich Q nach P (siehe Abb. 12.52). Wenn die Projektion P' stimmen soll (exakte Kontur in der Horizontalebene), muss in der H-Ebene  $P = Q$  sein.

$$PP' = (r_a - r_p) \cdot \tan(\phi) \quad (12.22)$$

$$P'Q = (PP') \cdot \tan(\xi) \quad (12.23)$$

$$\text{somit: } P'Q = (r_a - r_p) \cdot \tan(\phi) \cdot \tan(\xi) \quad (12.24)$$

wobei

|        |                                |
|--------|--------------------------------|
| $\phi$ | Spanwinkel                     |
| $\xi$  | 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:  $r' = r + \tan(\phi) \cdot \tan(\xi)(r_{a-r})$

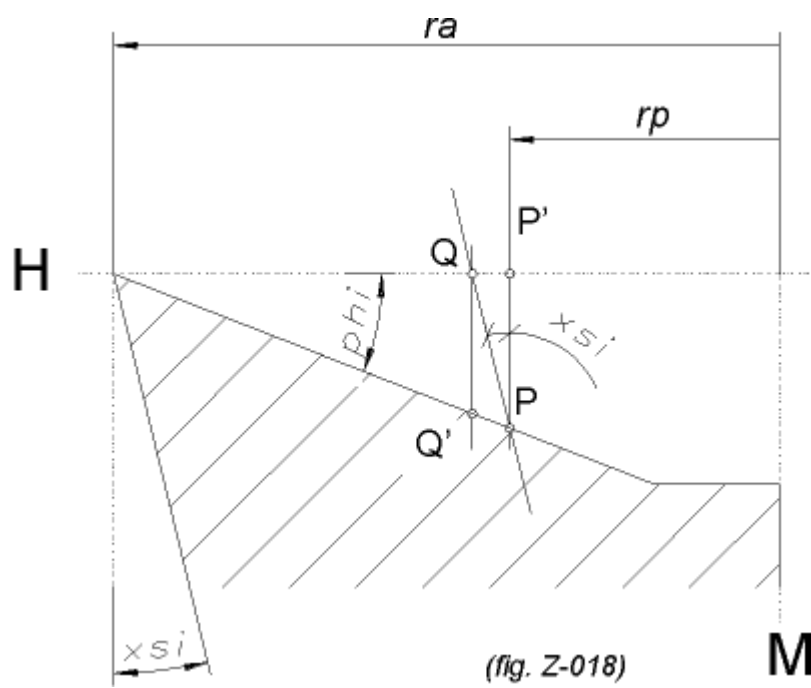


Abbildung 12.52: Profil Stössrad

## 12.9 Eingriffslinie

Abbildung 12.53: Eingabefenster Eingriffslinie

Die Eingriffslinie wird unter Berücksichtigung der Last berechnet. Die Steifigkeit des Zahneingriffes wird dabei entweder nach Petersen berechnet [69] oder als konstant angenommen, falls die entsprechende Berechtigung fehlt. Es kann für die Belastung ein Faktor angegeben werden ebenso wie die Einzelteilungsabweichung. Der Vorschlag für die Einzelteilungsabweichung wird zu

$$f_{pt} = 0.5 \cdot \sqrt{f_{pt1}^2 + f_{pt2}^2}$$

berechnet. Die Einzelteilungsabweichung kann sowohl mit positivem wie negativem Vorzeichen angegeben werden, die Resultate werden dann für den Fall eines zu grossen bzw. zu kleinen Abstands ausgegeben.

Achsschränkungen und Achsneigungen werden als Länge definiert. Es ist jeweils der Abstand im Stirnschnitt zwischen dem Anfang und dem Ende einer Geraden auf dem Teilkreis über die Zahnbreite. In der Rechnung werden Achsschränkung oder -neigung durch verschobene Mittelpunkte des zweiten Rades berücksichtigt. Die Verschiebungen der Seite II gegenüber der Seite I werden eingegeben.

Eine Torsion des Radkörpers kann berücksichtigt werden. Die Berechnung geht dabei von einem Vollzylinder aus, das Drehmoment ist auf einer Seite Null. 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 Schrägverzahnungen, Unparallelität der Achsen oder Flankenlinienkorrekturen wird die Berechnung mit mehreren Schnitten einer Geradverzahnung, die nicht miteinander gekoppelt sind, durchgeführt. Dies führt dazu, dass sich bei einer ganzzahligen Sprungüberdeckung ein Minimum der Drehwegabweichung ergibt.

Die Berechnungsergebnisse können Sie im Protokoll oder im Menü **Grafik > Eingriffslinie** einsehen. Die Ergebnisgrafiken werden nur dargestellt, wenn die Eingriffslinie berechnet wurde. Dazu muss die Berechnung für den Tabulator **Eingriffslinie** durchgeführt werden. Wenn die Berechnung in mehreren



Schnitten erfolgt, werden die Ergebnisse für die Schnitte I, Mitte und II ausgegeben.

## 12.10 Zahnradpumpe

Abbildung 12.54: 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-7) 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 (Ölstrom sollte möglichst kontinuierlich sein), engste Stelle (kleinster Abstand zwischen dem ersten Zahnpaar ohne Berührung), Zuflussgeschwindigkeit, Ölzufluss beim Eingang (mit Fourieranalyse zur Beurteilung der Geräuscentwicklung), Volumen unter Eingangsdruck. Weitere wichtige Ausgaben sind der Verlauf des Drehmomentes an beiden Zahnradern, der Verlauf der Hertzschen Pressung  $\sigma_H$ , der Gleitgeschwindigkeit  $v_g$  und der Verschleisskenngrösse  $\sigma_H \cdot v_g$ . Bei der Berechnung der Kräfte kann die Hertzische 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 ( $V_1$ ) sollte beim Abwälzen nicht verkleinert werden, da dadurch der Druck in  $V_1$  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)

Ausführliche Informationen zur Zahnradpumpenberechnung finden Sie auch im Dokument KISSsoft-anl-035-E-GearPumpInstructions.doc [77] (auf Anfrage).

## 12.11 Betriebsflankenspiel

Beeinflussungen durch Ungenauigkeiten bei der Herstellung

Genauigkeitsklasse der Achslage nach ISO10064 Lagermittenabstand  $L_G$  88.0000 mm ☐

Genauigkeitsklasse Q 6 ☐

Beeinflussungen im Betrieb

Körpertemperatur Rad 1  $T_{s1}$  50.0000 °C Relative Wasseraufnahme beim Quellen  $W_{Vol1}$   Vol% ☐ faserverstärkt

Körpertemperatur Rad 2  $T_{s2}$  50.0000 °C Relative Wasseraufnahme beim Quellen  $W_{Vol2}$   Vol% ☐ faserverstärkt

Gehäusetemperatur  $T_c$  50.0000 °C Referenztemperatur  $T_{ref}$  20.0000 °C

Gehäusewerkstoff EN-GJL-200 (GG 20), Gusseisen Lamellengraphit, unbehandelt, DIN 3990-5 Bild 2a/2b (MQ)

Bezeichnung

Wärmeausdehnungskoeffizient Gehäuse  $\alpha_c$  0.0000 1E-6/°C

Abbildung 12.55: Eingabefenster Betriebsflankenspiel

Zusätzlich zur Berechnung des theoretischen Flankenspiels erfolgt nach DIN 3967 die Berechnung des Abnahme flankenspiels (Berücksichtigung der Verzahnungsabweichungen, Achsschränkung nach ISO 10064 oder DIN 3964 (vgl. Tabelle 12.15), Form- und Lageabweichung) und des Betriebsflankenspiels (Berücksichtigung der Temperaturunterschiede zwischen Rädern und Gehäuse). Für Zahnräder aus Kunststoff wird zusätzlich der Einfluss des Quellens mitberücksichtigt.

Bei Modul  $< 1$  erfolgt zusätzlich die Berechnung des statistisch bewerteten Verdrehflankenspiels nach DIN 58405. Dafür wird bei Modul  $< 1$  die Spielverminderung durch Verzahnungs-Einzelabweichungen nicht bestimmt, da die DIN 3967 für Modul  $< 1$  nicht mehr gilt.

| Lagermitten-<br>abstand $L_G$<br>(Nennmass)<br>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<br>bis 125                                   | 6                            | 8  | 10 | 112 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80  |
| über 125<br>bis 280                                  | 8                            | 10 | 12 | 16  | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 |

|                       |    |    |    |    |    |    |     |     |     |     |     |     |
|-----------------------|----|----|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| über 280<br>bis 560   | 10 | 12 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40  | 50  | 63  | 80  | 100 | 125 |
| über 560<br>bis 1000  | 12 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50  | 63  | 80  | 100 | 125 | 160 |
| über 1000<br>bis 1600 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63  | 80  | 100 | 125 | 160 | 200 |
| über 1600<br>bis 2500 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80  | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 |
| über 2500<br>bis 3150 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 320 |

Tabelle 12.15: Achsschränkung nach DIN 3964, Werte in [ $\mu\text{m}$ ]

Gemäss Tabelle 12.15 wird aus den Werten der Eingabefelder Genauigkeit der Achslage und Lagermittenabstand die Achsschränkung nach DIN 3964 ermittelt.

Die Berechnung der Flankenspiele erfolgt gemäss DIN3967. 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 ein Teilungsfehler. Die Teilungs-Zunahme oder –Abnahme durch Wärmedehnung wird wie folgt bestimmt:

$$\Delta pt_1 = pt_1 \cdot \alpha_1 \cdot (\Theta_1 - \Theta_{ref})$$

$$\Delta pt_2 = pt_2 \cdot \alpha_2 \cdot (\Theta_2 - \Theta_{ref})$$

$$fpt = \Delta pt_1 - \Delta pt_2$$

**pt** Teilung

**$\alpha$**  Wärmeausdehnungskoeffizient

**$\Theta$**  Temperaturen

**fpt** Teilungsfehler

Bei Kunststoffen kommt zusätzlich noch die Dehnung durch Wasseraufnahme dazu.

### 12.11.1 Referenztemperatur

Die Referenztemperatur  $T_{\text{ref}}$  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.

### 12.11.2 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.

### 12.11.3 Wärmeausdehnungskoeffizient Gehäuse

Dieses Feld dient bei Auswahl eines Werkstoffs aus der Datenbank nur zur Information über den Ausdehnungskoeffizienten des gewählten Gehäusewerkstoffs. Der Wert ist in diesem Fall nicht veränderbar. Steht die Dropdownliste Gehäusewerkstoff dagegen auf Eigene Eingabe können Sie einen Wert eingeben.

## 12.12 Lehrzahnrad

Prüfzahnrad

Auswahl




Zahnezahl  $z$

25

Profilverschiebungsfaktor  $x^*$

0.2485

Maximaler Kopfnutkreisdurchmesser

$d_{kz,max}$

164.9820 mm

Minimaler Fussnutkreisdurchmesser

$d_{kf,min}$

143.4296 mm

Minimaler Fussformkreisdurchmesser

$d_{ff,min}$

143.0118 mm

Lehrzahnrad

Zahnezahl  $z$

0



Profilverschiebungsfaktor  $x^*$

0.0000

Kopfkreisabmass (oberes/unteres)  $A_{ka}$

0.0000

-0.0200 mm

Fusskreisabmass (oberes/unteres)  $A_{fs}$

0.0100

-0.0100 mm

Kopfkreisdurchmesser  $d_k$

0.0000 mm

☒

Speichern

Abwälzen

Zahnräder müssen mindestens bis  $d_{kf,min}$  abwälzen

Abbildung 12.56: Eingabefenster Lehrzahnrad

Dieses Berechnungsmodul in KISSsoft erlaubt die Auslegung und Kontrolle von Lehrzahnradern.

Für die Zweiflanken-Wälzprüfung wird ein Lehrzahnrad benötigt, welches mit dem zu prüfenden Zahnrad zusammen auf einem Prüfgerät abgewälzt wird. Beim Prüfungsvorgang werden Prüfzahnrad und Lehrzahnrad 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 Prüfzahnrades nach dem Einbau ins Getriebe zu erhalten, sollte beim Prüfungsvorgang die aktive Evolvente des Prüfzahnrades möglichst vollständig überwälzt werden. Hingegen muss unbedingt vermieden werden, dass das Lehrzahnrad zu tief in den Fussbereich eingreift: Wenn der Fussformkreis des Prüfzahnrades 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 Prüfzahnrades, 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 Lehrzahnrades verkleinert werden muss. Die Berechnung ist für Stirnräder mit Mindestzahnezahl grösser 4 verfügbar. Über den Button **Speichern** können die Daten des Lehrzahnrades sowie die Paarung Lehrzahnrad- Prüfzahnrad als KISSsoft -Dateien gespeichert werden.



## 12.13 AGMA 925

Mittels dieses Eingabefensters kann nach AGMA 925 auf die Fress- und Verschleisswahrscheinlichkeit sowie die Anfälligkeit der Graufleckigkeit geschlossen werden.

|                                      |                                              |               |
|--------------------------------------|----------------------------------------------|---------------|
| Schmierung                           | Öl: ESSO Spartan EP-220                      |               |
| Methode Massentemperatur             | Berechnung nach AGMA925 (Formel 91)          |               |
| Methode Frestemperatur               | Berechnung nach AGMA925 (Formel 94/95)       |               |
| Methode Reibzahl                     | Konstant, berechnet nach AGMA925 (Formel 85) |               |
| Massentemperatur                     | $\Theta_M$                                   | 0.0000 °C     |
| Frestemperatur                       | $\Theta_S$                                   | 300.0000 °C   |
| Standardabweichung Frestemperatur    | $\sigma_T$                                   | 0.0000 °C     |
| Faktoren für Druck-Viskosität        | $k/s$                                        | 0.0105 0.1348 |
| Dynamische Viskosität bei $\Theta_M$ | $\eta_M$                                     | 0.0000 mPa*s  |
| Reibzahl                             | $\mu_m$                                      | 0.1000        |
| Messung der Oberflächenrauigkeit     |                                              |               |
| Filter cutoff of wavelength          | $L_z$                                        | 0.8000 mm     |
| x-Achse                              | Drehwinkel Ritzel                            |               |
| Anzahl Punkte                        | $N_p$                                        | 50            |

Abbildung 12.57: Eingabefenster AGMA 925

Die AGMA 925-A03 *Effect of Lubrication on Gear Surface Distress* berechnet die Verhältnisse im Schmierespalt über dem Zahneingriff. Die AGMA925 beschreibt die Berechnung der Schmierespalthöhe 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 Schmierespalt. 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 Schmierespalt-zu-Rauigkeit 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 Frestemperatur nach AGMA925, da hier umfassende oder allgemeingültige Hinweise fehlen. Insbesondere 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  $\alpha$  schwanken für typische Getriebeöle im Bereich  $0.00725\text{mm}^2/\text{N} \dots 0.029\text{mm}^2/\text{N}$  und sind nach AGMA 925-A03 wie folgt definiert:

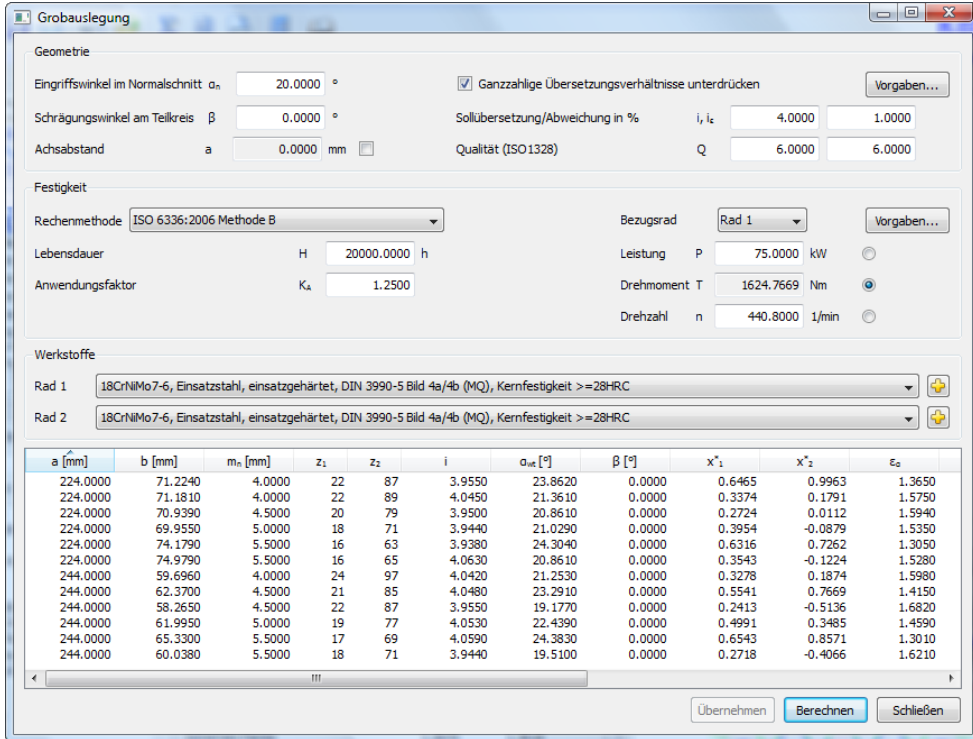
$$\alpha = k \cdot \eta_M^5 \quad (12.25)$$

wobei

|          |                                                     |                             |
|----------|-----------------------------------------------------|-----------------------------|
| $\alpha$ | Druck-Viskositäts Koeffizient                       | $\text{mm}^2/\text{N}$      |
| k        | siehe Table 2 in AGMA 925-A03                       | -                           |
| $\eta_M$ | Dynamische Viskosität bei Zahntemperatur $\theta_M$ | $\text{mPa} \cdot \text{s}$ |

## 12.14 Grobauslegung

Die Grobauslegung liefert Vorschläge für mögliche Verzahnungen aufgrund der Vorgabe von Übersetzung und Belastung. Wählen Sie dazu im Menü Berechnung die Option Grobauslegung oder das Symbol  aus der Symbolleiste.



**Geometrie**

Eingriffswinkel im Normalschnitt  $\alpha_n$  20.0000 ° ☒ Ganzzahlige Übersetzungsverhältnisse unterdrücken Vorgaben...

Schrägungswinkel am Teilkreis  $\beta$  0.0000 ° Sollübersetzung/Abweichung in %  $i, i_k$  4.0000 1.0000

Achsabstand  $a$  0.0000 mm ☐ Qualität (ISO 1328)  $Q$  6.0000 6.0000 Vorgaben...

**Festigkeit**

Rechenmethode ISO 6336:2006 Methode B Vorgaben...

Lebensdauer  $H$  20000.0000 h Vorgaben...

Anwendungsfaktor  $K_A$  1.2500

Bezugsgrad Rad 1 Vorgaben...

Leistung  $P$  75.0000 kW ☐

Drehmoment  $T$  1624.7669 Nm ☒

Drehzahl  $n$  440.8000 1/min ☐

**Werkstoffe**

Rad 1 18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit  $\geq 28\text{HRC}$  Vorgaben...

Rad 2 18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit  $\geq 28\text{HRC}$  Vorgaben...

| $a$ [mm] | $b$ [mm] | $m_n$ [mm] | $z_1$ | $z_2$ | $i$    | $\alpha_{at}$ [°] | $\beta$ [°] | $x_1'$ | $x_2'$  | $\varepsilon_\alpha$ |
|----------|----------|------------|-------|-------|--------|-------------------|-------------|--------|---------|----------------------|
| 224.0000 | 71.2240  | 4.0000     | 22    | 87    | 3.9550 | 23.8620           | 0.0000      | 0.6465 | 0.9963  | 1.3650               |
| 224.0000 | 71.1810  | 4.0000     | 22    | 89    | 4.0450 | 21.3610           | 0.0000      | 0.3374 | 0.1791  | 1.5750               |
| 224.0000 | 70.9390  | 4.5000     | 20    | 79    | 3.9500 | 20.8610           | 0.0000      | 0.2724 | 0.0112  | 1.5940               |
| 224.0000 | 69.9550  | 5.0000     | 18    | 71    | 3.9440 | 21.0290           | 0.0000      | 0.3954 | -0.0879 | 1.5350               |
| 224.0000 | 74.1790  | 5.5000     | 16    | 63    | 3.9380 | 24.3040           | 0.0000      | 0.6316 | 0.7262  | 1.3050               |
| 224.0000 | 74.9790  | 5.5000     | 16    | 65    | 4.0630 | 20.8610           | 0.0000      | 0.3543 | -0.1224 | 1.5280               |
| 244.0000 | 59.6960  | 4.0000     | 24    | 97    | 4.0420 | 21.2530           | 0.0000      | 0.3278 | 0.1874  | 1.5980               |
| 244.0000 | 62.3700  | 4.5000     | 21    | 85    | 4.0480 | 23.2910           | 0.0000      | 0.5541 | 0.7669  | 1.4150               |
| 244.0000 | 58.2650  | 4.5000     | 22    | 87    | 3.9550 | 19.1770           | 0.0000      | 0.2413 | -0.5136 | 1.6820               |
| 244.0000 | 61.9950  | 5.0000     | 19    | 77    | 4.0530 | 22.4390           | 0.0000      | 0.4991 | 0.3485  | 1.4590               |
| 244.0000 | 65.3300  | 5.5000     | 17    | 69    | 4.0590 | 24.3830           | 0.0000      | 0.6543 | 0.8571  | 1.3010               |
| 244.0000 | 60.0380  | 5.5000     | 18    | 71    | 3.9440 | 19.5100           | 0.0000      | 0.2718 | -0.4066 | 1.6210               |

Übernehmen Berechnen Schließen

Abbildung 12.58: 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.

Durch Klicken des Berechnen-Buttons erhalten Sie eine Liste von Vorschlägen zur Parametrierung ihrer Zahnräder. Ein Rechtsklick auf einen beliebigen Eintrag in dieser Liste öffnet ein Kontextmenü mit einer Liste darstellbarer Größen (s. Abb. 12.59).

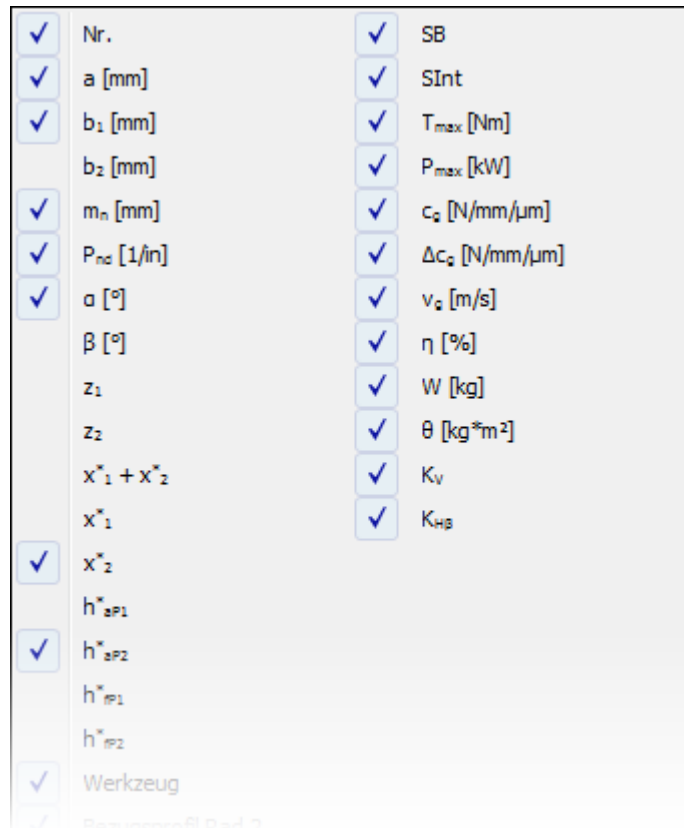


Abbildung 12.59: Kontextmenü darstellbarer Parameter

Die mit einem Haken versehenen Größen werden in der Liste dargestellt, die anderen sind nicht einsehbar. Klicken einer Größe setzt/löscht einen Haken. Am Ende dieses Abschnitts finden Sie eine Legende der verwendeten Parameter.

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 Rechenform. Die Dimensionierung erfolgt entsprechend den vorgegebenen Mindestsicherheiten (Sollsicherheiten (siehe Seite II-138)).

Die Vorgabe von Intervallen für b/m<sub>n</sub>-, b/a-, b/d-Verhältnisse können im Menü Berechnung, dort unter Einstellungen > Auslegungen, vorgegeben werden. (Feinauslegung (siehe Seite II-117))

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 12.15.

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.

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.

Verschiedene Vorgaben für die Grobauslegung

#### ⚙️ 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.

⚙️ Modulverhältnis  $b/m_n$ , Teilkreisverhältnis  $b/d_1$ , Achsabstandverhältnis  $b/a$  (siehe Seite II-133)

| Parameter | Bedeutung                 |
|-----------|---------------------------|
| Nr.       | Fortlaufende Nummerierung |
| a         | Achsabstand               |

|                       |                                                              |
|-----------------------|--------------------------------------------------------------|
| $b_{1(2)}$            | Zahnbreite                                                   |
| $m_n$                 | Normalmodul                                                  |
| $P_{nd}$              | Normal Diametral Pitch                                       |
| $\alpha$              | Eingriffswinkel                                              |
| $\beta$               | Schrägungswinkel                                             |
| $z_{1(2)}$            | Zähnezahl                                                    |
| $x_1^* + x_2^*$       | Summe der Profilverschiebungsfaktoren                        |
| $x_{1(2)}^*$          | Profilverschiebungsfaktor                                    |
| $h_{aP1(2)}^*$        | Kopfhöhenfaktor                                              |
| $h_{af1(2)}^*$        | Fusshöhenfaktor                                              |
| Werkzeug              | Kennzahl des Fräasers <sup>1)</sup>                          |
| Bezugsprofil Rad 1(2) | Datenbank-ID des Bezugsprofils                               |
| $d_{a1(2)}$           | Kopfkreisdurchmesser                                         |
| $d_{f1(2)}$           | Fusskreisdurchmesser                                         |
| $\varepsilon_\alpha$  | Profilüberdeckung                                            |
| $\varepsilon_\beta$   | Sprungüberdeckung                                            |
| $\varepsilon_\gamma$  | Gesamtüberdeckung                                            |
| $\zeta_{\max(\min)}$  | Spezifisches Gleiten                                         |
| AC/AE                 | Streckenverhältnis <sup>2)</sup>                             |
| i                     | Übersetzungsverhältnis                                       |
| $i_e[\%]$             | Abweichung von der Sollübersetzung                           |
| Teilerfremd           | $z_1$ und $z_2$ haben - ausser 1 - keinen gemeinsamen Teiler |
| $d_{w1(2)}$           | Wälzkreisdurchmesser                                         |
| $\alpha_{wt}$         | Betriebseingriffswinkel                                      |
| $\alpha_{wn}$         | Normaleingriffswinkel                                        |
| $\beta_w$             | Schrägungswinkel am Teilkreis                                |
| $b/d_1$               | Verhältnis Zahnbreite zu Teilkreisdurchmesser                |
| $b/m_n$               | Verhältnis Zahnbreite zu Normalmodul                         |
| $b/a$                 | Verhältnis Zahnbreite zu Achsabstand                         |

|              |                                                 |
|--------------|-------------------------------------------------|
| $SF_{1(2)}$  | Fusssicherheit                                  |
| $SF_{\min}$  | Mindest-Fusssicherheit                          |
| $SH_{1(2)}$  | Flankensicherheit                               |
| $SH_{\min}$  | Mindest-Flankensicherheit                       |
| SB           | Sicherheit gegen Fressen für Blitztemperatur    |
| SInt         | Sicherheit gegen Fressen für Integraltemperatur |
| $T_{\max}$   | Maximales Drehmoment                            |
| $P_{\max}$   | Maximale Leistung                               |
| $C_g$        | Zahneingriffssteifigkeit                        |
| $\Delta c_g$ | Änderung der Zahneingriffssteifigkeit           |
| $v_g$        | Gleitgeschwindigkeit                            |
| $\eta$       | Verlustleistung                                 |
| $W$          | Gesamtgewicht der Räder                         |
| $\theta$     | Trägheitsmoment                                 |
| $K_v$        | Dynamikfaktor                                   |
| $K_H\beta$   | Breitenlastfaktor                               |

- <sup>1)</sup> entsprechend der Dropdownliste Fräserliste für Bezugsprofil; nur für Feinauslegung (siehe Seite II-120).
- <sup>2)</sup> Resultate (siehe Seite II-123) , Punkt 5

## 12.15 Feinauslegung

| Parameter                                   | Minimum  | Maximum  | Schritt   |
|---------------------------------------------|----------|----------|-----------|
| Normalmodul $m_n$                           | 8.0000   | 8.0000   | 0.0000 mm |
| Eingriffswinkel im Normalschnitt $\alpha_n$ | 20.0000  | 20.0000  | 0.0000 °  |
| Schrägungswinkel am Teilkreis $\beta$       | 23.0000  | 23.0000  | 0.0000 °  |
| Achsabstand $a$                             | 400.0010 | 400.0010 | 0.0000 mm |
| Profilverschiebungsfaktor $x^*$             | -0.6000  | 1.0000   |           |

|                                            | Rad 1       | Rad 2       |
|--------------------------------------------|-------------|-------------|
| Maximaler Kopfkreisdurchmesser $d_{z,max}$ | 999999.0000 | 999999.0000 |
| Minimaler Fusskreisdurchmesser $d_{f,min}$ | 0.0000      | 0.0000      |
| Zähnezahl $z$                              | 0           | 0           |

Abbildung 12.60: 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 und Zahnschräge sowie Eingriffswinkel erfolgt Berechnung und Ausdruck von Vorschlägen für Zähnezahl, Modul, Schräge 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, 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.



Bei Planetengetrieben oder Stirnradstufen mit Zwischenrad kann: wahlweise mit vorgegebenem Achsabstand oder mit vorgegebenem Hohlrad-Teilkreis (Normalfall) gerechnet werden.

Bei Stirnradstufen kann der Achsabstand wahlweise fest (Normalfall) oder in einem Intervall vorgegeben werden. Aktivieren Sie dazu die Checkbox rechts neben den Eingabefeldern für den Achsabstand.

**HINWEIS**

Überprüfen Sie nach Änderung des Teilkreises oder Wahl eines variierbaren Achsabstands das Achsabstandsintervall. Legen Sie es im Bedarfsfall neu aus.

### 12.15.1 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:

- ⚙ Zahnbreite
- ⚙ Bezugsprofil
- ⚙ Anzahl Zwischenräder/Planeten (bei 3-Räder-Konfiguration)

Festigkeit:

- ⚙ Werkstoffe
- ⚙ Leistung/Drehzahl
- ⚙ Anwendungsfaktor
- ⚙ Lebensdauer (Lebensdauer)
- ⚙ Schmierung

### 12.15.2 Vorgaben I

#### 12.15.2.1 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.

**12.15.2.2 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.

**12.15.2.3 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.

**12.15.2.4 Beschränkung der Zähnezahl**

Diese Option sollten Sie im Normalfall nicht verwenden und ist deshalb standardmässig inaktiv. Durch Aktivieren der einzelnen Checkboxes 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 und die Zähnezahl für Rad 3 fest vorgegeben.

### 12.15.3 Vorgaben II

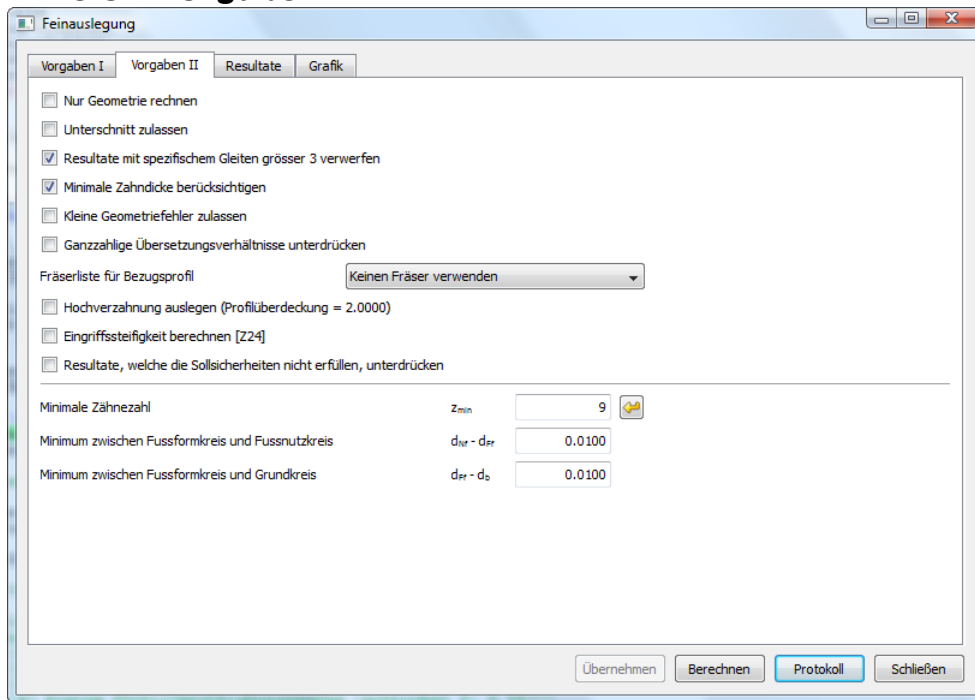


Abbildung 12.61: Tab Vorgaben II im Fenster Feinauslegung

Im Tab Vorgaben II können weitere wesentliche Funktionen gesetzt werden.

1. **Nur Geometrie rechnen**  
Mit dieser Einstellung wird keine Festigkeitsberechnung durchgeführt.
2. **Unterschnitt zulassen**  
Wenn diese Option gesetzt wird, werden Lösungen mit Unterschnitt nicht verworfen.
3. **Resultate mit spezifischem Gleiten grösser 3 verwerfen**  
Üblicherweise sollte das spezifische Gleiten nicht ausserhalb der Grenzen  $[-3, 3]$  liegen.
4. **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.
5. **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.

6. **Ganzzahlige Übersetzungsverhältnisse unterdrücken**

Resultate mit ganzzahligem Zähnezahlverhältnis werden verworfen, wenn diese Option aktiviert ist.

7. **Fräserliste für Bezugsprofil**

Die Feinauslegung kann anstatt des vorgegebenen Bezugsprofils eine Liste von Fräsern nutzen. Die Berechnung wird dann für jedes gegebene Werkzeug im gegebenen Bereich von Modul und Eingriffswinkel durchgeführt und das Werkzeug wird in der Resultatliste angezeigt.

Für jedes Rad wird dabei der gleiche Fräser verwendet und Innenverzahnungen werden nicht von dieser Einstellung beeinflusst.

8. **Hochverzahnung auslegen**

Für Hochverzahnungen werden Sonderbezugsprofile mit grösseren Kopf- und Fusshöhen verwendet. Diese Auslegungsfunktion berechnet auf Grund der gewünschten Profilüberdeckung 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 mindestens die gewünschte Profilüberdeckung aufweisen. Die Soll-Profilüberdeckung kann unter *Berechnung > Einstellungen > Auslegungen* vorgegeben werden.

9. **Eingriffssteifigkeit berechnen**

Wenn diese Option aktiviert wird, berechnet KISSsoft für jede Variante die exakte Zahnform und daraus die Variation der Zahneingriffssteifigkeit. Je grösser die Variation der Steifigkeit ist, desto grösser sind auch die durch die Zahnräder erzeugten Vibrationen. Die Variation der Steifigkeit wird auf den Protokollen ausgegeben; je kleiner dieser Wert ist, desto besser sind die Vibrationseigenschaften.

10. **Resultate, welche die Sollsicherheiten nicht erfüllen, unterdrücken**

Varianten, welche die vorgegebenen Mindestsicherheiten (siehe *Berechnung > Einstellungen > Sollsicherheiten*) unterschreiten, werden verworfen.

**11. 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.

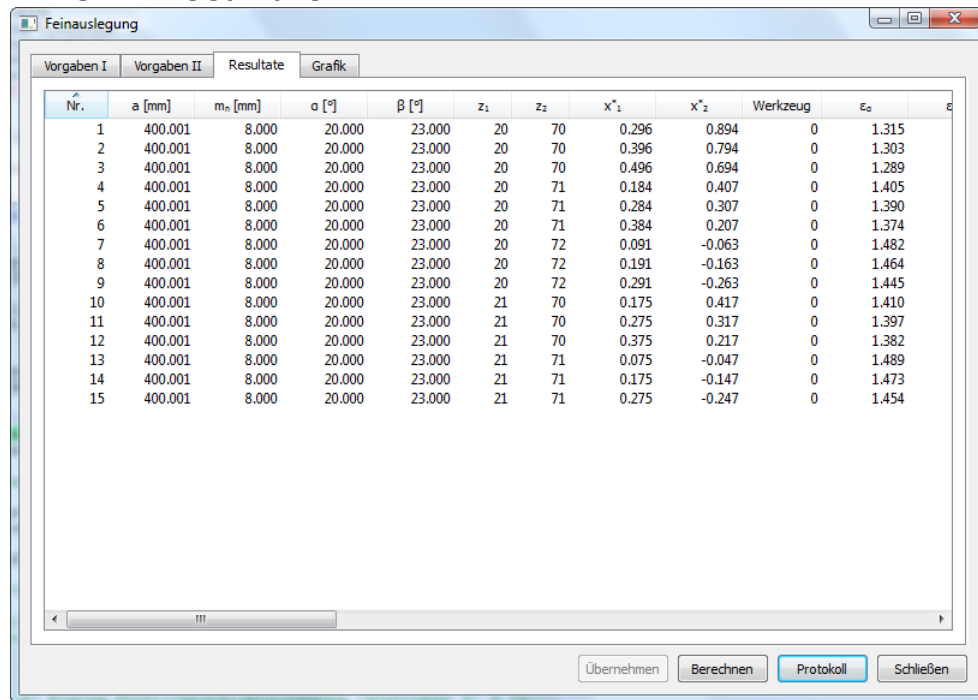
**12. Minimum zwischen Fussformkreis und Fussnutzkreis  $d_{\text{Nf}} - d_{\text{Ff}}$** 

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.

**13. Minimum zwischen Fussformkreis und Grundkreis  $d_{\text{Ff}} - d_{\text{b}}$** 

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.

## 12.15.4 Resultate



| Nr. | a [mm]  | m <sub>n</sub> [mm] | α [°]  | β [°]  | z <sub>1</sub> | z <sub>2</sub> | x* <sub>1</sub> | x* <sub>2</sub> | Werkzeug | ε <sub>α</sub> | ε <sub>β</sub> |
|-----|---------|---------------------|--------|--------|----------------|----------------|-----------------|-----------------|----------|----------------|----------------|
| 1   | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 20             | 70             | 0.296           | 0.894           | 0        | 1.315          |                |
| 2   | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 20             | 70             | 0.396           | 0.794           | 0        | 1.303          |                |
| 3   | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 20             | 70             | 0.496           | 0.694           | 0        | 1.289          |                |
| 4   | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 20             | 71             | 0.184           | 0.407           | 0        | 1.405          |                |
| 5   | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 20             | 71             | 0.284           | 0.307           | 0        | 1.390          |                |
| 6   | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 20             | 71             | 0.384           | 0.207           | 0        | 1.374          |                |
| 7   | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 20             | 72             | 0.091           | -0.063          | 0        | 1.482          |                |
| 8   | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 20             | 72             | 0.191           | -0.163          | 0        | 1.464          |                |
| 9   | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 20             | 72             | 0.291           | -0.263          | 0        | 1.445          |                |
| 10  | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 21             | 70             | 0.175           | 0.417           | 0        | 1.410          |                |
| 11  | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 21             | 70             | 0.275           | 0.317           | 0        | 1.397          |                |
| 12  | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 21             | 70             | 0.375           | 0.217           | 0        | 1.382          |                |
| 13  | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 21             | 71             | 0.075           | -0.047          | 0        | 1.489          |                |
| 14  | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 21             | 71             | 0.175           | -0.147          | 0        | 1.473          |                |
| 15  | 400.001 | 8.000               | 20.000 | 23.000 | 21             | 71             | 0.275           | -0.247          | 0        | 1.454          |                |

Abbildung 12.62: 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 Zahnradern 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).
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. 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-112). Informationen zur Lärmoptimierung finden Sie in [56].

### 12.15.5 Grafik

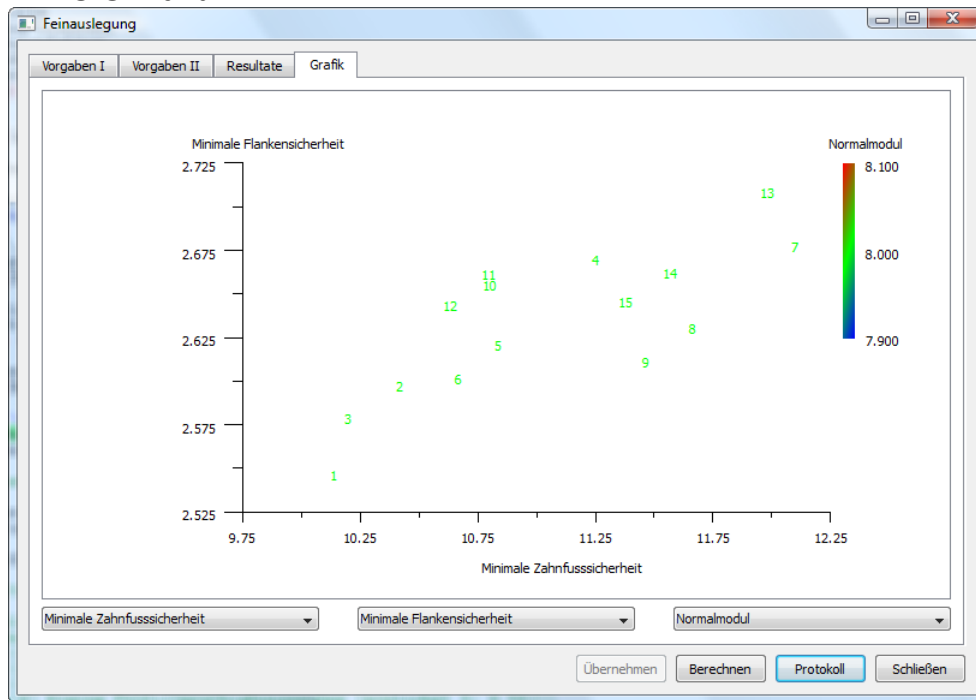


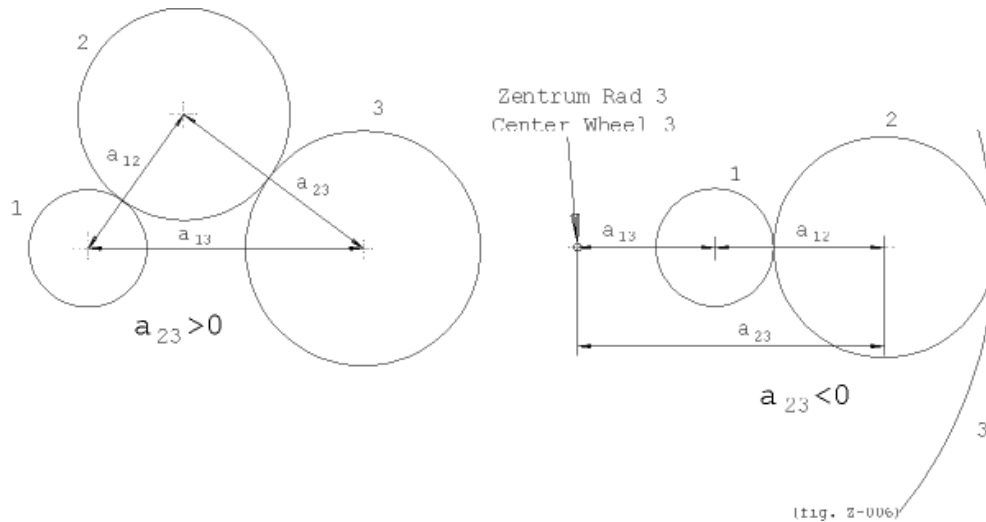
Abbildung 12.63: Tab Grafik im Fenster Feinauslegung

Die Grafik in der Feinauslegung 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.



### 12.15.6 Geometrie-Feinauslegung für 3 Räder

Definition der Achsabstände:



### 12.15.7 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.

## 12.16 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.

### 12.16.1 Allgemein

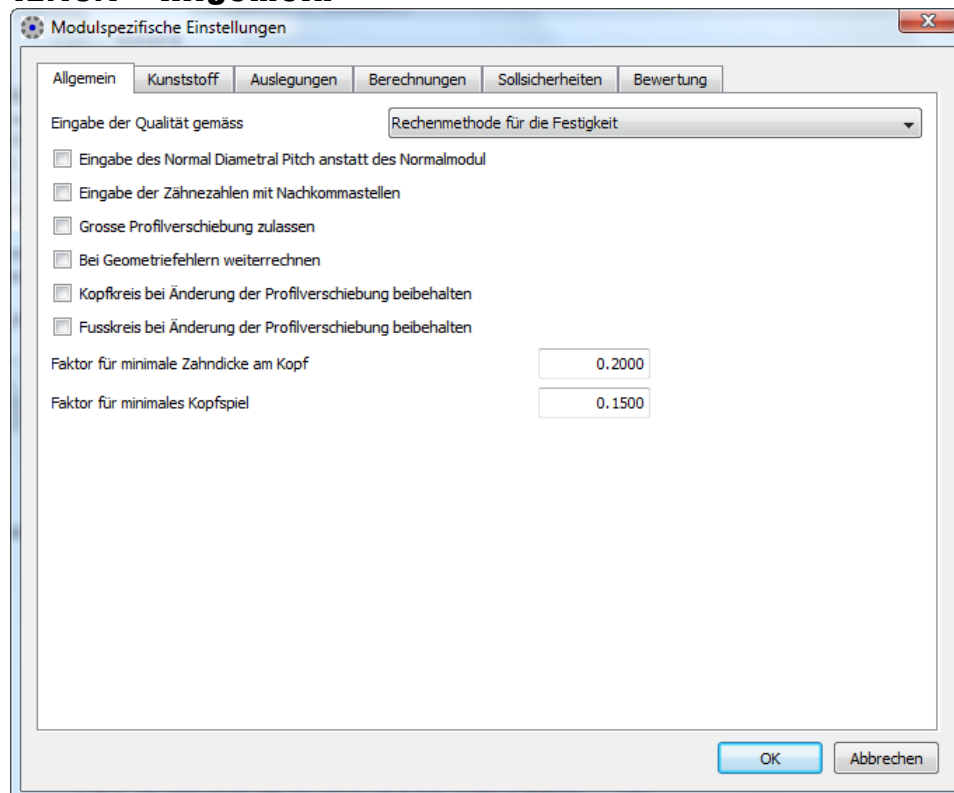


Abbildung 12.64: Tab Allgemein in Modulspezifische Einstellungen

#### 12.16.1.1 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).

#### **12.16.1.2 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`.

#### **12.16.1.3 Eingabe der Zähnezahlen mit Nachkommastellen**

Es ist möglich, in KISSsoft mit gebrochenen Zähnezahlen zu rechnen. Nutzen Sie diese Option für Kreissegmente oder unsymmetrische Zähne.

#### **12.16.1.4 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.

#### **12.16.1.5 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!

#### **12.16.1.6 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.

### **12.16.1.7 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.

### **12.16.1.8 Faktor für minimale Zahndicke am Kopf**

Eine gewisse Mindestzahndicke im Zahnkopf darf aus Gründen der Fertigung nicht unterschritten werden. Die Mindestzahndicke beträgt: Modul  $\cdot$  Faktor. Nach DIN 3960 ist der Faktor normalerweise 0.2.

### **12.16.1.9 Faktor für minimales Kopfspiel**

Das Kopfspiel ist die Distanz zwischen dem Kopfkreis eines Zahnrades und dem Fusskreis des zugepaarten Rades. Ein minimales Kopfspiel kann vorgegeben werden. Wenn dieses Spiel (bei Berücksichtigung der Kopf- und Fusskreis-Abmasse) unterschritten wird, erfolgt eine Warnung.

## 12.16.2 Kunststoff

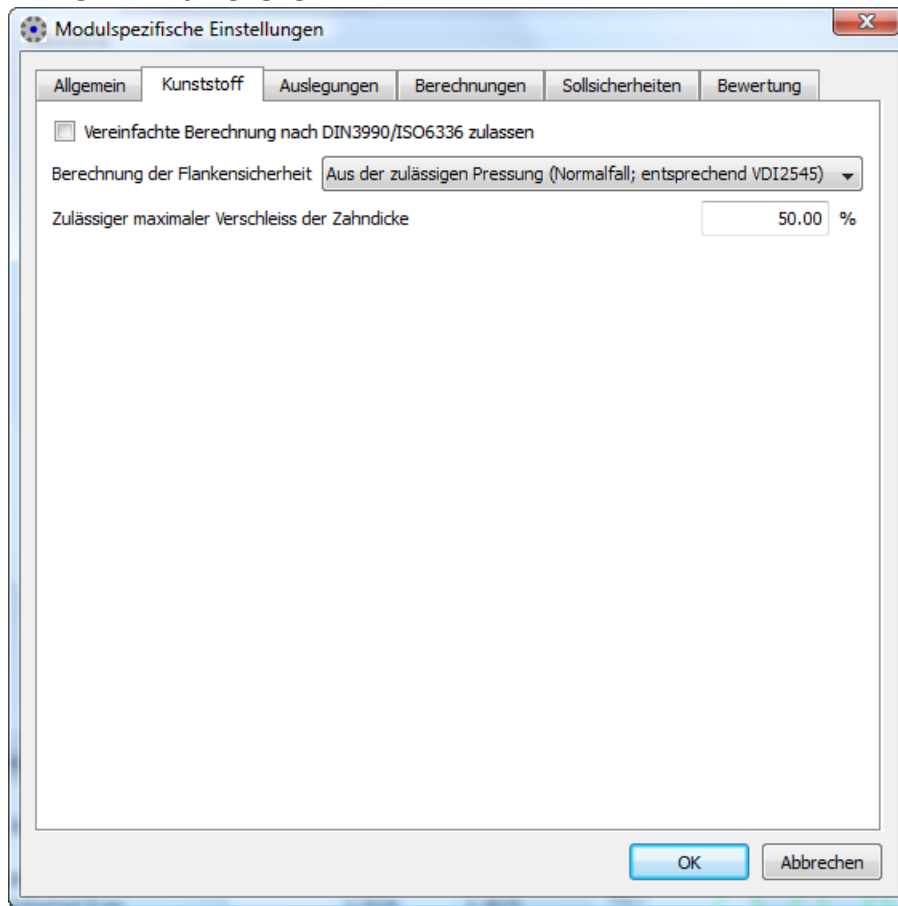


Abbildung 12.65: Tab Kunststoff in Modulspezifische Einstellungen

### 12.16.2.1 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  $70^{\circ}$  und eine Lastwechselzahl von  $10^8$ . Im Gegensatz zur Berechnung nach VDI 2545 entfällt hier die Abhängigkeit der Festigkeitswerte von der Temperatur und Schmierungsart.

Die Berechnung erfolgt wie für Vergütungsstahl mit der entsprechenden Wöhlerlinie nach ISO 6336.

### 12.16.2.2 Berechnung der Flankensicherheit

Bei den Zahnrädern aus Kunststoff wird nach VDI 2545 (in Analogie zu der Berechnung von Stahlrädern) die Flankensicherheit über die Hertzsche Pressung mit dem zulässigen Werkstoffwert für Pressung  $\sigma_{Hlim}$  bestimmt. Bei Messungen von Kunststoffzahnradern 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  $\sigma_{Hlim}$  wird ausgeführt, falls in der Werkstoffdatenbank (bzw. in der dort eingetragenen Werkstoffdatei mit erweiterten Daten) Daten zu  $\sigma_{Hlim}$  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. Über die Wahlmöglichkeit „Berechnung der Flankensicherheit“ wird vorgegeben, welche der beiden Sicherheiten in der Hauptmaske angezeigt wird. Falls nur Daten für eine Berechnung vorhanden sind, wird automatisch die entsprechende Sicherheit angezeigt.

### 12.16.2.3 Zulässiger maximaler Verschleiss der Zahndicke

Bei der Berechnung der Verschleissicherheit (siehe Seite II-131) muss ein zulässiger Verschleissgrenzwert vorgegeben werden. Ein üblicher Wert für Kunststoff ist 50% (Verschleiss der Zahndicke im Teilkreis). Ist kein oder wenig Verschleiss tolerierbar, ist eine Vorgabe von 5-10% zu empfehlen.

### 12.16.3 Planeten

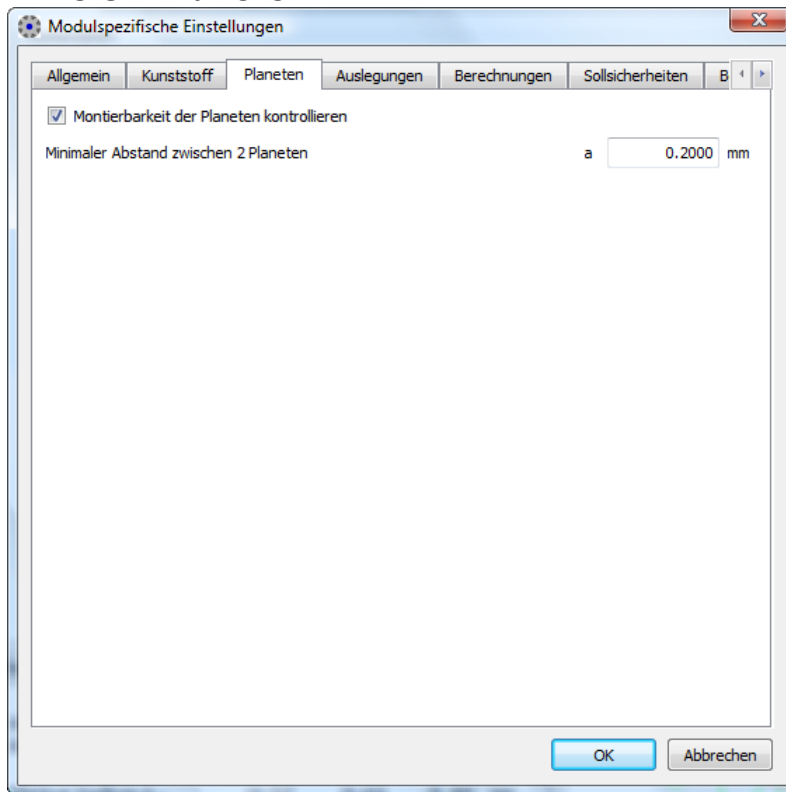


Abbildung 12.66: Tab Planeten in Modulspezifische Einstellungen

#### 12.16.3.1 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 dies von KISSsoft durchgeführt.

#### 12.16.3.2 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.

## 12.16.4 Auslegungen

Modulspezifische Einstellungen

Tab: Allgemein | Kunststoff | **Auslegungen** | Berechnungen | Sollsicherheiten | Bewertung

Soll-Profilüberdeckung:

Auslegung der Zahnrad-Geometrie (Z3,Z4)

|                                               |         | minimum                             | maximum                              |
|-----------------------------------------------|---------|-------------------------------------|--------------------------------------|
| Verhältnis der Zahnbreite zum Normalmodul     | $b/m_n$ | <input type="text" value="6.0000"/> | <input type="text" value="20.0000"/> |
| Verhältnis der Zahnbreite zum Teilkreis Rad 1 | $b/d_1$ | <input type="text" value="0.0000"/> | <input type="text" value="1.6000"/>  |
| Verhältnis der Zahnbreite zum Achsabstand     | $b/a$   | <input type="text" value="0.0000"/> | <input type="text" value="0.7000"/>  |

OK Abbrechen

Abbildung 12.67: Tab Auslegungen in Modulspezifische Einstellungen

### 12.16.4.1 Soll-Profilüberdeckung

Die gewünschte Profilüberdeckung für die Auslegung von Hochverzahnungen (siehe Seite II-258) kann vorgegeben werden.

### 12.16.4.2 Verhältnis der Zahnbreite zum Normalmodul

Das Verhältnis Zahnbreite/Normalmodul ist eine charakteristische Grösse für die vernünftige Dimensionierung von Zahnradstufen. Bei zu schmalen Zahnradern 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 Zahnradern 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]).



### 12.16.4.3 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]).

### 12.16.4.4 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]).

## 12.16.5 Berechnungen

The image shows a software window titled 'Modulspezifische Einstellungen' with a close button in the top right corner. It contains several tabs: 'Allgemein', 'Kunststoff', 'Auslegungen', 'Berechnungen' (which is selected), 'Sollsicherheiten', and 'Bewertung'. The 'Berechnungen' tab contains the following settings:

- ☐ Berechnung mit Betriebsachsabstand und Profilverziehung gemäss Herstellung
- ☐ Formkreise aus Zahnform berechnen
- ☐ Trägheitsmoment aus Zahnform berechnen
- ☐ Berechnung des Fördervolumens für Zahnradpumpen
- ☐ Schmierfaktor  $Z_L$  (ISO, DIN) mit Öltemperatur berechnen
- ☐ Festigkeitsberechnung bei mittlerer Toleranzlage (der Zahnform)
- ☐ Kundenspezifische Erweiterungen berücksichtigen
- Protuberanz berücksichtigen bei einer Winkeldifferenz grösser:  °
- Einschaltdauer:  %
- VDI 2737: Zahnkranzberechnung
  - ☐ Zahnfußfestigkeit mit Kranzeinfluss nach VDI 2737
  - Faktor für Maximallast:
- ISO 6336
  - ☐ Mit Änderungen (Technical Corrigendum 1 [2008]) für Schrägenfaktor  $Z_\beta$

At the bottom right, there are 'OK' and 'Abbrechen' buttons.

Abbildung 12.68: Tab Berechnungen in Modulspezifische Einstellungen

#### **12.16.5.1 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).

Die Norm schreibt vor, die Umfangskraft  $F_t$  von Stirnrädern mit dem Teilkreis zu berechnen. Dies ist an sich nicht exakt, da der Kraftangriff am Wälzkreis erfolgt. Falls die Option `Berechnung mit Betriebsachsabstand und Profilverschiebung gemäss Herstellung` aktiviert ist, wird die Umfangskraft am Wälzkreis berechnet und im Protokoll dokumentiert. Damit wird der Einfluss von Achsabstandsänderungen beurteilt und der geänderte Kraftangriffspunkt berücksichtigt.

#### **12.16.5.2 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. In der Feinauslegung wird die Rechenprozedur nicht angewandt, da dort Lösungen mit Unterschnitt verworfen werden. 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.

#### **12.16.5.3 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.

#### **12.16.5.4 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 Zahnücken 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.

#### **12.16.5.5 Schmierfaktor mit Öltemperatur berechnen**

Abweichend zur ISO 6336 und DIN 3990, welche die Berechnung immer mit der Viskosität des Öls bei  $\vartheta = 40^{\circ}\text{C}$  durchführen, wird durch Aktivieren der Checkbox der Schmierfaktor  $Z_L$  mit der Viskosität des Öls bei Betriebstemperatur berechnet.

#### **12.16.5.6 Festigkeitsberechnung bei mittlerer Toleranzlage (der Zahnform)**

Standardmässig werden zur Berechnung Werte für die theoretische Verzahnung (ohne Abmasse) herangezogen. Aktivieren Sie diese Checkbox, rechnet KISS-soft mit den mittleren Abmassen für Überdeckung, Fusskreis und Zahndicke. Diese Option eignet sich für den Einsatz bei grossen Toleranzen.

#### **12.16.5.7 Protuberanz berücksichtigen**

Falls Winkelunterschied (Protuberanz, bzw. Knickfussflanke) zu Eingriffswinkel grösser als die hier definierte maximale Differenz ist, wird der Einfluss auf die Kopf- und Fussnutzkreise, sowie die Profilüberdeckung berücksichtigt. Es ergibt sich dann eine entsprechende Verkleinerung der Überdeckung.

Bei der Berechnung mit Vorbearbeitungswerkzeug (s. Abschnitt "Toleranzen" auf Seite II-60) wird die Knickfussflanke an der Fertigbearbeitungszahnform (s. Abschnitt "Bezugsprofil" auf Seite II-50) ebenfalls durch diese Einstellung beeinflusst.

#### **12.16.5.8 Einschaltdauer**

Die Einschaltdauer wird bei der Berechnung der Lastwechselzahl mitberücksichtigt (multipliziert mit der Lebensdauer).

### 12.16.5.9 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 dauerhaft) 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  $60^\circ$  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.

### 12.16.5.10 ISO 6336

Setzen eines Hakens in die Checkbox Mit Änderungen (Technical Corrigendum 1 [2008]) für Schrägenfaktor  $Z_\beta$  aktiviert die Berechnung des Schrägenfaktors  $Z_\beta$  nach der korrigierten Methode

$$Z_\beta'' = \sqrt{\frac{1}{\cos(\beta)}} \quad (12.26)$$

gegenüber der bisherigen Fassung

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(\beta)} \quad (12.27)$$

## 12.16.6 Sollsicherheiten

**Modulspezifische Einstellungen**

Algemein | Kunststoff | Auslegungen | Berechnungen | **Sollsicherheiten** | Bewertung

☒ Sicherheiten grössenabhängig

**Sollsicherheiten für Metall (ISO/DIN)**

|                                               | $m_n \leq 0.5$ | $m_n = 1$ | $m_n \geq 2$ |
|-----------------------------------------------|----------------|-----------|--------------|
| Zahnfußsicherheit                             | 0.60           | 1.20      | 1.40         |
| Flankensicherheit                             | 0.60           | 0.90      | 1.00         |
| Sicherheit gegen Fressen (Integraltemperatur) | 0.90           | 1.80      | 1.80         |
| Sicherheit gegen Fressen (Blitztemperatur)    | 1.00           | 2.00      | 2.00         |

**Sollsicherheiten für Metall (AGMA)**

|                   | $m_n \leq 0.5$ | $m_n = 1$ | $m_n \geq 2$ |
|-------------------|----------------|-----------|--------------|
| Zahnfußsicherheit | 0.43           | 0.85      | 1.00         |
| Flankensicherheit | 0.60           | 0.90      | 1.00         |

**Sollsicherheiten für Kunststoff**

|                             | $m_n \leq 0.5$ | $m_n = 1$ | $m_n \geq 2$ |
|-----------------------------|----------------|-----------|--------------|
| Zahnfußsicherheit           | 0.60           | 1.20      | 1.40         |
| Flankensicherheit           | 0.60           | 0.90      | 1.00         |
| Sicherheit gegen Verformung | 1.00           | 1.00      | 1.00         |

OK | Abbrechen

Abbildung 12.69: Tab Sollsicherheiten im Fenster Modulspezifische Einstellungen

Die Vorgabe der Sollsicherheiten ist wichtig für alle Lebensdauerberechnungen sowie für die Grob- und Feinauslegung.

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.

### 12.16.7 Bewertung

The screenshot shows a software window titled 'Modulspezifische Einstellungen' with a close button in the top right corner. It contains a tabbed interface with the following tabs: 'Allgemein', 'Kunststoff', 'Auslegungen', 'Berechnungen', 'Sollsicherheiten', and 'Bewertung'. The 'Bewertung' tab is active and displays a list of eight criteria with corresponding percentage values in input fields. At the bottom right of the window are 'OK' and 'Abbrechen' buttons.

| Kriterium                          | Wert (%) |
|------------------------------------|----------|
| Vibrationen                        | 50.0     |
| Abweichung von der Sollübersetzung | 20.0     |
| Gewicht                            | 10.0     |
| Spezifisches Gleiten               | 35.0     |
| Gleitgeschwindigkeit               | 0.0      |
| Kopfeingriffsstrecke               | 0.0      |
| Wirkungsgrad                       | 10.0     |
| Festigkeit                         | 100.0    |

Abbildung 12.70: Tab Bewertung im Fenster Modulspezifische Einstellungen

Gewichtung der einzelnen Komponenten zur Bewertung des Summary-Koeffizienten in der Feinauslegung. (s. Abschnitt "Resultate" auf Seite II-123)

## 12.17 Zahndicken

|                                                 |          | Rad 1    | Rad 2    |    |
|-------------------------------------------------|----------|----------|----------|----|
| Kopfkreisdurchmesser                            | $d_s$    | 164.9820 | 465.0180 | mm |
| Fusskreisdurchmesser                            | $d_f$    | 137.9820 | 438.0180 | mm |
| Grundkreisdurchmesser                           | $d_g$    | 140.9539 | 428.4998 | mm |
| Gewünschter Durchmesser                         | $d_c$    | 150.0000 | 456.0000 | mm |
| Ohne Zahndickenabmass (theoretische Verzahnung) |          |          |          |    |
| Zahndicke im Normalschnitt                      | $s_{nc}$ | 10.5101  | 8.3394   | mm |
| Zahnücke im Normalschnitt                       | $e_{nc}$ | 8.3394   | 10.5101  | mm |

Ausgabe der Resultate als Bogenlängen, die Sehnenlängen finden Sie im Protokoll

OK Abbrechen

Abbildung 12.71: 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.

## 12.18 Lastkollektiv definieren

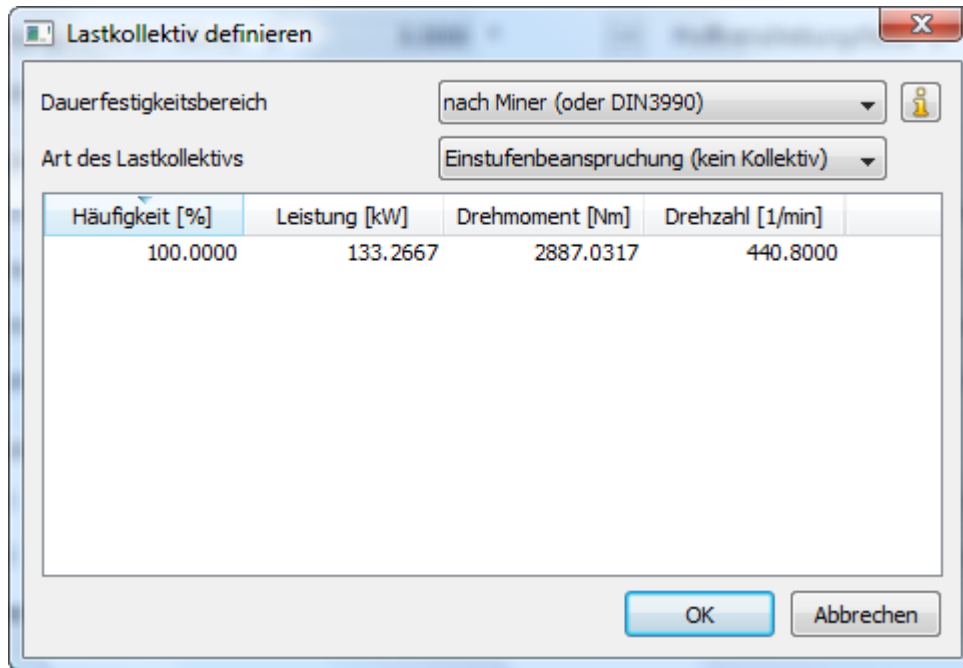


Abbildung 12.72: Dialogfenster Lastkollektiv definieren

Klicken des -Button neben dem Eingabefeld der Leistung öffnet das Fenster Lastkollektiv definieren (s. Abb.12.72). Es ermöglicht Ihnen, neben der Wahl des Dauerfestigkeitsbereichs, den Zugriff auf Lastkollektive, die in der Datenbank abgelegt wurden.

### 12.18.1 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)



☼ nach Corten/Dolan

☼ nach Haibach

Abb. 12.73 zeigt die entsprechenden Charakteristiken. Bei der Lebensdauerberechnung mit Lastkollektiven ergibt der Ansatz nach Miner erfahrungsgemäss zu optimistische Resultate. Empfohlen wird der Ansatz nach Haibach.

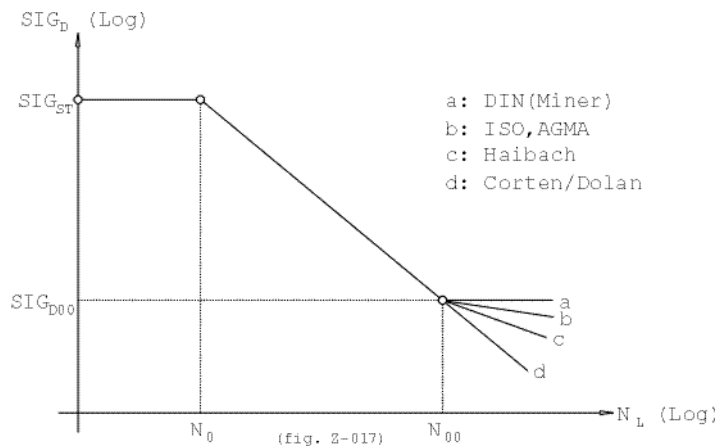


Abbildung 12.73: Dauerfestigkeitsmodelle

## 12.18.2 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 bzw. bis zu 300 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.

Lastkollektiv-Elemente können auch mit negativen Drehmomenten eingegeben werden, das Vorzeichen wird aber bisher nicht berücksichtigt.

**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.

# Kapitel 13

## Kegel- und Hypoidräder

Berechnung der Geometrie und Festigkeit von gerade-, schräg- und bogenverzahnten Kegelrädern und Hypoidrädern (ein Hypoidräder-Paar ist eine Paarung von Kegelrädern mit Achsversatz ungleich 0). Geometrie nach ISO10300, ISO23509 und DIN3971, Toleranzen nach ISO17485 und DIN 3975, Festigkeitsberechnung nach ISO10300 (Methode der Ersatzstirnradverzahnung), DIN3991 oder Klingelnberg Werksnorm KN3030. Die Berechnung beinhaltet die Geometrie von Kegelrädern nur soweit, als diese unabhängig von der Herstellungsart (Verzahnungsmaschine) und für die Festigkeitsberechnung (s. Abschnitt "Rechenmethode Festigkeit" auf Seite II-162) notwendig ist. Die Berechnung der äusseren, mittleren und inneren Kopf-, Fuss- und Teilkreisdurchmesser für gerad-, schräg-, Gleason- und Klingelnberg-verzahnte Kegelräder.

## 13.1 Berechnungsgrundlagen

### 13.1.1 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 in die Festigkeitsberechnung von Stirnrädern eingeführt 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, verwendet vor allem in Fahrzeug-Achsgetriebenen verwendet, und werden nach den Angaben Niemanns ausgelegt. Die Festigkeitsberechnung erfolgt über die Bestimmung einer äquivalenten Kegelrad-Ersatzverzahnung. Die Berechnung der Zahnfuss-, Flanken- sowie der Fresssicherheit, die bei Hypoidrädern wichtig ist, wird nach Klingelnberg Werknorm KN3029 und KN3030 berechnet.

### 13.1.2 Übersicht zu Kegelrad Herstellverfahren und deren Bezeichnungen

Kegelräder werden mit unterschiedlichen Verfahren hergestellt. Im Gegensatz zu Stirnrädern sind die Zahn längsform 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 Zahn längsform, welche entweder als Kreisbogen, Epizykloide oder Evolvente ausgeführt wird. Die Kreisbogenverzahnung wurde von der Firma Gleason entwickelt und entsteht durch das einzelteilnde Prinzip: jede Lücke wird einzeln gefräst, anschliessend dreht (teilt) das Rad eine Zahn lücke weiter. Das Verfahren wird auch einzelteilndes Verfahren oder Face Milling genannt. Die epizykloidische Verzahnung wurde Oerlikon und Klingelnberg angewandt und entsteht, wenn das sich Rad während der Fräszustellung kontinuierlich dreht (teilt). Das Verfahren wird deshalb auch kontinuierliche Verzahnung oder Face Hobbing genannt. Die evolventische Zahn längsform entsteht ausschliesslich mit dem Palloidverfahren. Obwohl mittlerweile die marktführenden Maschinen-Hersteller 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 13.1.3 und 13.2.1 aufgeführt.

Für einfachere geradverzahnte Kegelräder gibt es weitere Verfahren, die alle in der Herstellung einfacher zu handhaben sind.

### 13.1.3 Berechnung nach Klingelnberg, Gleason und Oerlikon

Die Festigkeitsberechnung nach ISO 10300 oder nach DIN 3991 berücksichtigt für die Berechnung 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 verfahrensübergreifend anwendbar, insbesondere für Klingelnberg und Gleason. Dies entspricht auch der Erfahrung, dass die Tragfähigkeit bogenverzahnter Kegelräder nur in geringem Mass vom Herstellverfahren abhängig ist. Aus diesen Gründen wird im Eingabefenster **Basisdaten**, im Bereich **Geometrie**, das Modul der Zahnbreitenmitte (siehe Seite II-151) übergeben.

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 Einstellparameter 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:**

Die Formeln zur Berechnung der Gleason-Geometrie sind der Öffentlichkeit schwer zugänglich. Kegelräder werden durch die Firma Gleason oder deren Vertretungen 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. Bei der Interpretation von Gleason-Daten ist damit Vorsicht geboten. Das Dialogfenster **Umrechnung aus GLEASON Datenblättern** erlaubt die Umrechnung von Gleason-Daten am äusseren Ende der Zahnbreite in die Daten in Mitte Zahnbreite (siehe Seite II-149). Nach erfolgter Umrechnung kann die Festigkeitsberechnung ausgeführt werden. Die Kegel-Abmessungen

(Kopf- und Fussdurchmesser) stimmen nicht immer exakt mit der tatsächlichen Gleason-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 Klingelberg-Verfahren (Kegel-Bauform Klingelberg wählen).

## 13.2 Geometrie

Geometrie
Festigkeit
Bezugsprofil
Toleranzen

Systemdaten

Konstante Fusslücke, Bild 2 (Gleason)

geradverzahnt

Normalmodul (Mitte)  $m_{nm}$  1.0000 mm

Teilkreisdurchmesser Rad 2 (Aussen)  $d_{a2}$  0.0000 mm

Eingriffswinkel im Normalschnitt  $\alpha_n$  20.0000 °

Schrägungswinkel Rad 1 (Mitte)  $\beta_{m1}$  0.0000 °

Achswinkel  $\Sigma$  90.0000 °

Achsversatz  $a_v$  0.0000 mm

Raddaten

Rad 1
Rad 2

Zähnezahl  $z$  0 0

Zahnbreite  $b$  0.0000 0.0000 mm

Profilverschiebungsfaktor  $x^*$  0.0000 0.0000

Zahndickenänderungsfaktor  $x_s^*$  0.0000 0.0000

Qualität (DIN3965)  $Q$  6 6

Kopfwinkel Rad 2  $\theta_{a2}$  1.0000 °

Fusswinkel Rad 2  $\theta_{f2}$  4.0000 °

Herstelldaten

☐ Daten aus Liste von Klingelberg-Maschinen übernehmen

Herstellung Kontinuierlich teilendes Verfahren

Flugkreisradius  $r_{\infty}$  100.0000 mm

Gangzahl des Werkzeugs  $z_0$  1.0000

Abbildung 13.1: Eingabefenster Geometrie

### 13.2.1 Bauform

Wie dargestellt in Abb. 13.2 stehen folgende Kegelradformen zur Auswahl:

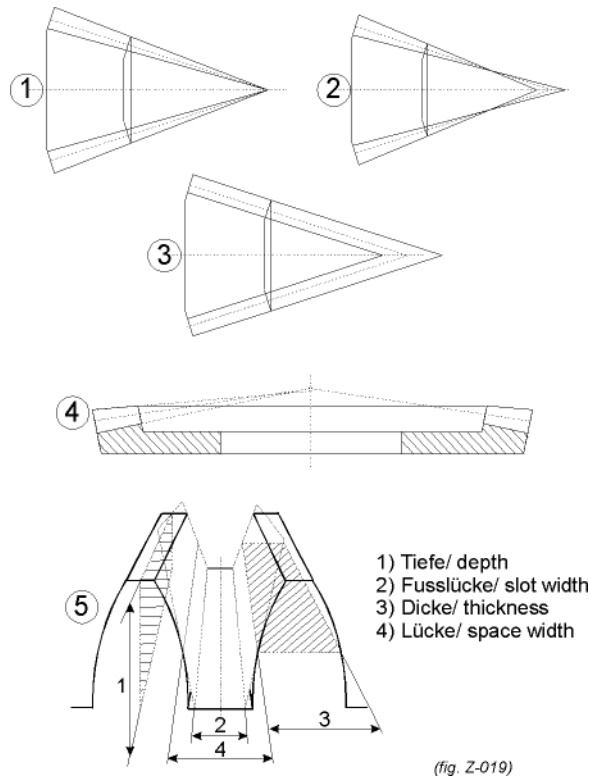


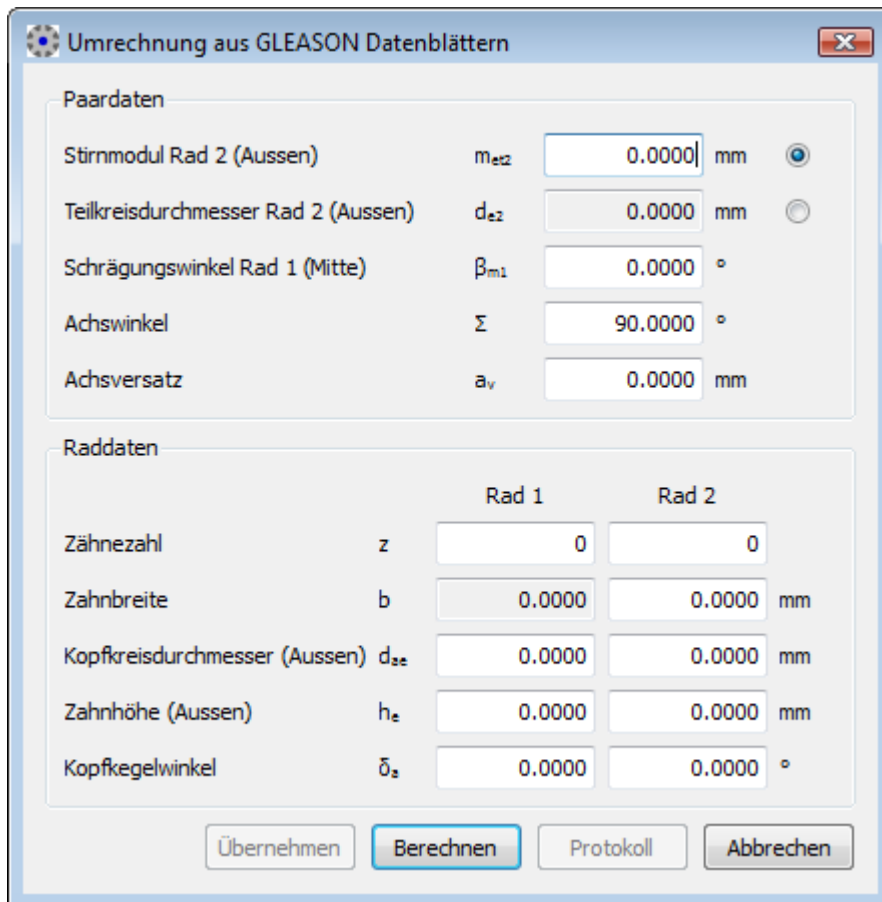
Abbildung 13.2: Grundbauformen von Kegelrädern

- ⚙ 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 (Kegelräder ohne Achsversatz), Bild 4 (Teil- und Fusskegelspitze in einem Punkt)
- ⚙ 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 Zyklon-Palloidverfahren und das Palloidverfahren. Die Zyklopalloid-Verzahnung kann nach dem Härten hartverzahnt (HPG, HPG-S) oder geläppt werden. Die Palloidverzahnung zeichnet sich durch eine evolventische Zahn längform 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 parallel. Anwendungen sind die Oerlikon Verfahren wie Spiroflex und Spirac. Die Verzahnung wird nach dem Härten meistens geläppt.

Die Dropdownliste für die Bauform finden Sie oben links im Tab Geometrie. Haben Sie den Eintrag *Bauform nach Gleason* ausgewählt, ist der -Button rechts neben der Dropdownliste aktiviert. Klicken desselben öffnet das Dialogfenster *Umrechnung aus GLEASON Datenblättern*, s.a. Abb. 13.3. Hier können Sie Kegelrad-Parameter nach Gleason übergeben, die für die Festigkeitsberechnung nach DIN 3991 bzw. ISO 10300 umgerechnet werden.



| Paardaten                           |              |         |    |                                  |  |
|-------------------------------------|--------------|---------|----|----------------------------------|--|
| Stirnmodul Rad 2 (Aussen)           | $m_{e2}$     | 0.0000  | mm | <input checked="" type="radio"/> |  |
| Teilkreisdurchmesser Rad 2 (Aussen) | $d_{e2}$     | 0.0000  | mm | <input type="radio"/>            |  |
| Schrägungswinkel Rad 1 (Mitte)      | $\beta_{m1}$ | 0.0000  | °  |                                  |  |
| Achswinkel                          | $\Sigma$     | 90.0000 | °  |                                  |  |
| Achsversatz                         | $a_v$        | 0.0000  | mm |                                  |  |

| Raddaten                      |            | Rad 1  | Rad 2  |    |
|-------------------------------|------------|--------|--------|----|
| Zähnezahl                     | $z$        | 0      | 0      |    |
| Zahnbreite                    | $b$        | 0.0000 | 0.0000 | mm |
| Kopfkreisdurchmesser (Aussen) | $d_{ka}$   | 0.0000 | 0.0000 | mm |
| Zahnhöhe (Aussen)             | $h_a$      | 0.0000 | 0.0000 | mm |
| Kopfkegelwinkel               | $\delta_a$ | 0.0000 | 0.0000 | °  |

Übernehmen   Berechnen   Protokoll   Abbrechen

Abbildung 13.3: Dialogfenster *Umrechnung aus GLEASON Datenblättern*

### 13.2.2 Normalmodul (Mitte)

Bei Kegel- und Hypoidrädern wird meist der Teilkreis äusseren Ende des Kegels von Rad 2 ( $d_{e2}$ ) eingegeben, bei der Grundbauform 'Oerlikon' wird der Teilkreis von Rad 2 in der Mitte angegeben ( $d_{m2}$ ). Als Alternative kann der Normalmodul in der Mitte der Zahnbreite eingegeben werden. Sind statt des Moduls Teilung, Stirn-

modul 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.

### 13.2.3 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.

### 13.2.4 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel  $\alpha_n = 20^\circ$ . 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.

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.

### 13.2.5 Schrägungswinkel

Der Schrägungswinkel wird in der Mitte der Zahnbreite übergeben. Bei Schrägverzahnungen bleibt der Winkel über die Zahnbreite konstant. Bei bogenverzahnungen ändert sich der Spiralwinkel über die Zahnbreite. Da die Eingabemake für geradflankige sowie bogenverzahnungen gilt, wurde der Begriff Schrägungswinkel für beide Typen gewählt.

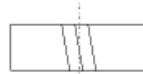
Im Falle von Hypoidrädern wird der Spiralwinkel in der Mitte der Zahnbreite für Rad 2 eingegeben und daraus der Wert für Rad 1 (Ritzel) berechnet.

Der Schrägungswinkel in der Mitte der Zahnbreite kann frei gewählt werden, wobei für optimales Laufverhalten jedoch ein grösserer Winkel im Bereich von 30 bis

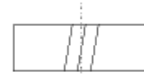
45 ° zu empfehlen ist. Dieser Richtwert sollte nur unterschritten werden, wenn die Lagerbelastung reduziert werden muss.

### Stirnrad

Schrägungsrichtung



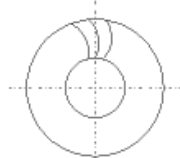
links



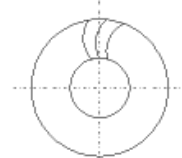
rechts

### Kegelrad

Spiralwinkel

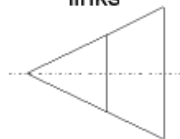


links

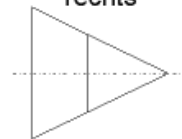


rechts

Kegelanordnung



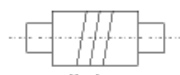
links



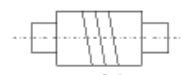
rechts

### Schnecke

Steigung



links



rechts

(fig. W-013)

Abbildung 13.5: Schrägungswinkel

Klicken des -Buttons rechts neben dem Eingabefeld des Schrägungswinkels öffnet das Fenster **Zusatzdaten Bogenverzahnung**, das im Falle bogenverzahnter Kegelräder die Eingabe des inneren und äusseren Schrägungswinkels erlaubt. Setzen Sie einen Haken in die Checkbox *bogenverzahnt*, um die Eingabefelder zu aktivieren.

#### HINWEIS

In den meisten Fällen werden die inneren und äusseren Spiralwinkel jedoch über das gewählte Verfahren Kreisbogen oder kontinuierliche Verzahnung, und über die Messerkopfgrösse berechnet [ISO23509].

Falls keine Angaben zu Messerkopf vorliegen, kann bei Gleason-Kegelrädern üblicherweise der äussere Schrägungswinkel circa 5° grösser und der innere Schrägungswinkel circa 5° kleiner als der Schrägungswinkel in der Mitte eingegeben werden.

### 13.2.6 Achswinkel

Der Achswinkel bei Kegelrädern beträgt im Normalfall  $90^\circ$ . Die Rechnung ist aber für beliebige Achswinkel möglich.

### 13.2.7 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. 13.7 dargestellt.

#### HINWEIS

Bei Hypoidkegelrädern wird fast ausschliesslich ein positiver Achsversatz angewandt, da nur damit die obigen Eigenschaftsverbesserungen erreicht werden.

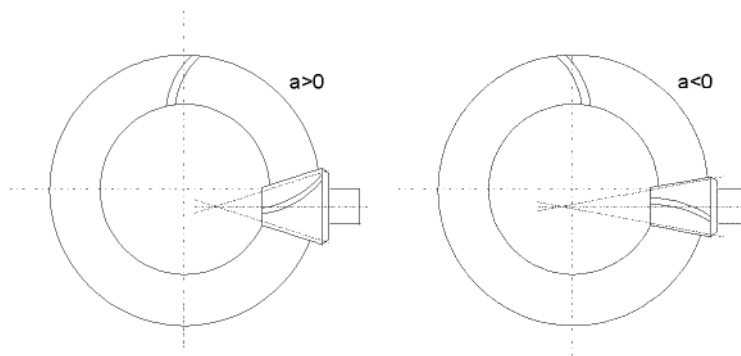


Abbildung 13.6: Hypoid-Kegelrad Konfigurationen. Positiver Achsversatz ( $a > 0$ ): Rad 1 links-spiralig, Rad 2 rechtsspiralig. Negativer Achsversatz ( $a < 0$ ): Rad 1 rechtsspiralig, Rad 2 links-spiralig

### 13.2.8 Zähnezahl

Anhaltswerte für Kegelräder mit Achswinkel 90 Grad finden Sie in Tab. 13.1.

| 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 13.1: Gemäss Niemann [66] empfohlene Paarung Übersetzungsverhältnis u - Zähnezahl Ritzel  $z_1$

### 13.2.9 Zahnbreite

Die Zahnbreite sollte im Normalfall nicht grösser sein wie in den Empfehlungen (Verhältnis zu Kegellänge, Modulverhältnis (siehe Seite II-170)). Wird die Zahnbreite zu gross, verschlechtert sich das Tragbild.

### 13.2.10 Profilverschiebungsfaktor

Anhaltswerte für den Profilverschiebungsfaktor von Kegelrädern mit Achswinkel 90 Grad finden Sie in Tab. 13.2.

| 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 13.2: 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.

#### 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 Berechnungsblätter teilweise die Faktoren  $K$  und  $C1$  aufgeführt. Diese sind zwar ähnlich zu Datentyp II, weichen aber leicht davon ab.

### 13.2.11 Zahndickenänderungsfaktor

Anhaltswerte für Kegelräder mit Achswinkel 90 Grad finden Sie in Tab. 13.5.

| 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 13.3: Gemäss Niemann [66] empfohlene Paarung Übersetzungsverhältnis  $u$  - Zahndickenänderungsfaktor  $x_s$

**HINWEIS**

Bei Verwendung von Standardwerkzeugen wie bei Klingelnberg Palloid oder Zyklopalloid, müssen die Zahndickenänderungsfaktoren aus der Norm entnommen werden.

**13.2.12 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-167).



### 13.2.13 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 Kegel-durchmesser (s. Abb. 13.8). Die hier dargestellten Werte werden im Hauptprotokoll ausgedruckt. Bei bogenverzahnten Kegelrädern werden die Kopf- und Fusswinkel anhand der gewählten Methode berechnet [ISO23509, DIN3971]. Bei Kegelrad-form 2 (Gleason) kann der Kopfwinkel eingegeben werden; der Fusskegel des Gegenrads wird daraus berechnet.

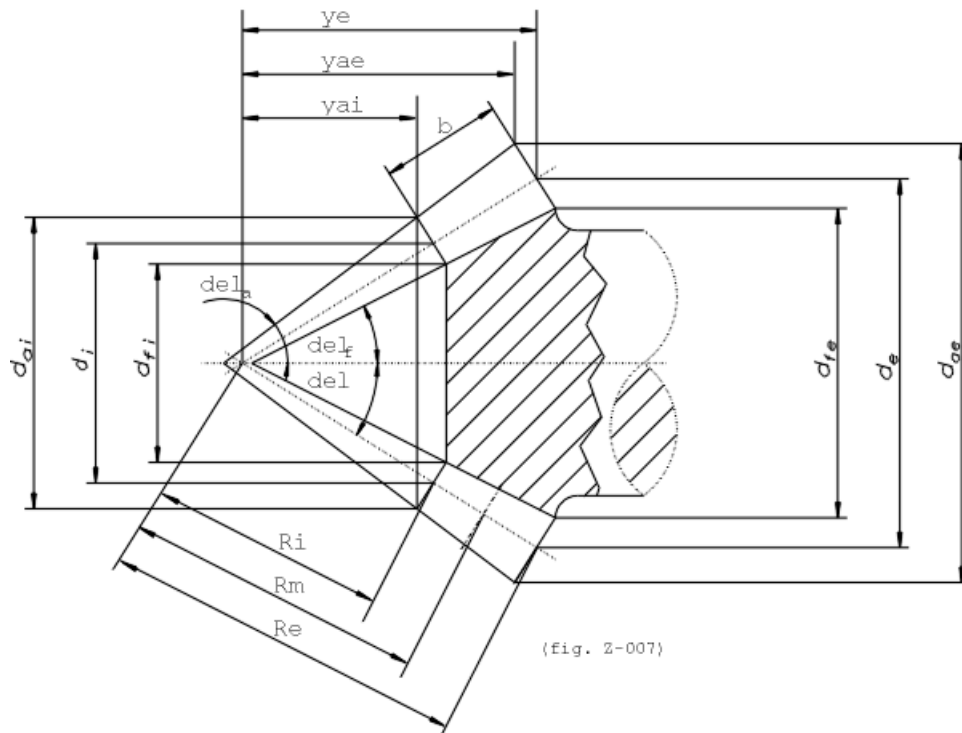


Abbildung 13.7: Bemassung des Kegelrads

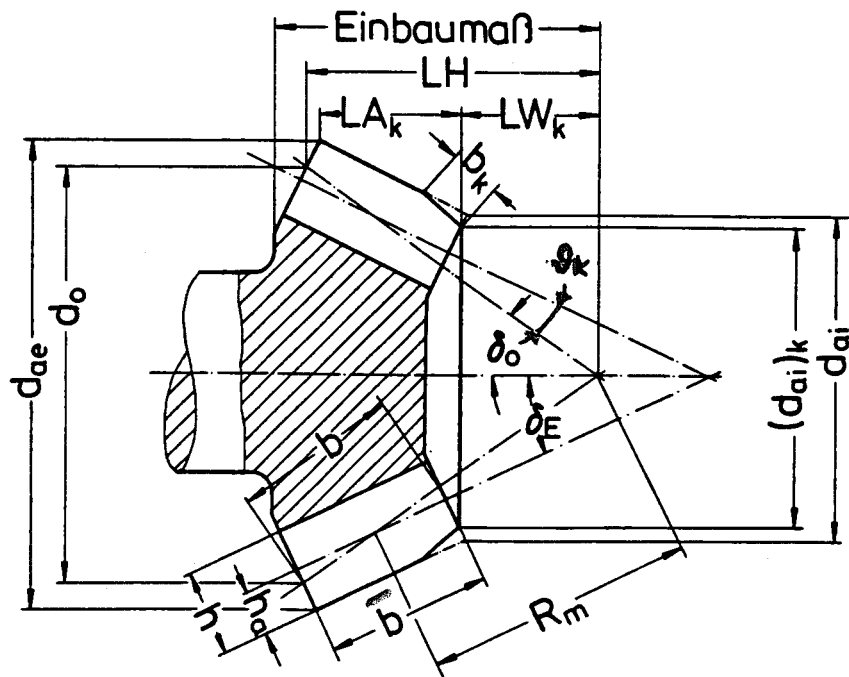


Abbildung 13.8: Bemassung des Kegelrads nach Klingenberg

### 13.2.14 Winkelkorrekturen

In ungünstigen Fällen kann es vorkommen, dass der Messerkopf in unmittelbarer Nähe 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  $\vartheta_k$  aus der Sollage  $\delta_{o1,2}$  heraus in den Erzeugungskegelwinkel  $\delta_{E1,2}$  gekippt werden. Siehe Abb. 13.9.

### 13.2.15 Details der Geometrie

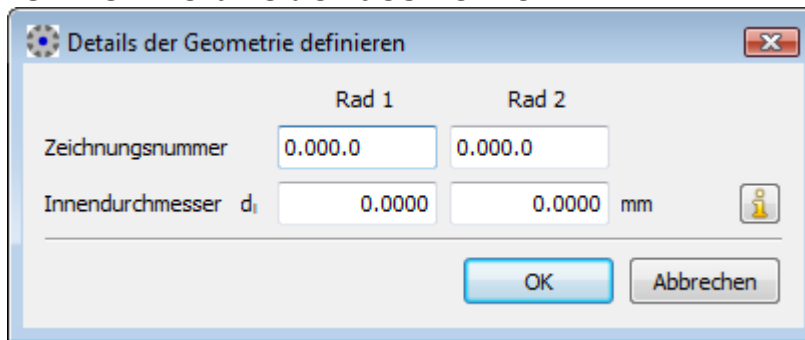


Abbildung 13.9: Dialogfenster Details der Geometrie definieren

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)

### 13.2.16 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 Klingelberg und Oerlikon bekannt. Weitere Einzelheiten dazu siehe unter Berechnungsverfahren.

### 13.2.17 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 Klingelberg, dort wird der Flugkreisradius zusammen mit dem Maschinentyp gewählt.

### **13.2.18 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 Zahnلängskrümmung. Die Gangzahl gemäss ISO23509, Annex E oder nach Herstellerangaben eingetragen werden.

## 13.3 13.3 Festigkeit

### 13.3.1 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 "Rechenmethode Festigkeit" auf Seite II-16).

**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. 13.10

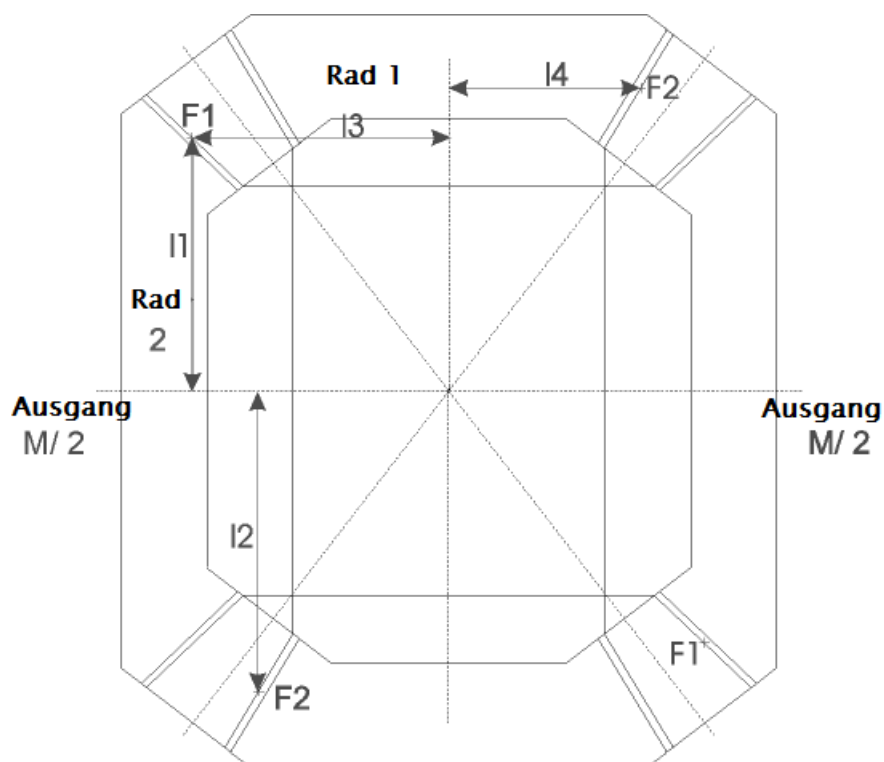


Abbildung 13.10: Kegelräder im Differentialgetriebe

$$M = 2 \cdot F_1 \cdot l_1 + 2 \cdot F_2 \cdot l_2 \quad (13.1)$$

$$F_1 = F_2 \cdot \frac{l_4}{l_3} \quad (13.2)$$

$$l_1 = \sqrt{R_{m1}^2 - \left(\frac{d_{m1}}{2}\right)^2} - 0.5 \cdot \tan(\delta_1) \cdot (d_{am1} - d_{m1}) \quad (13.3)$$

$$l_2 = \frac{d_{am2}}{2} \quad (13.4)$$

$$l_3 = \frac{d_{am1}}{2} \quad (13.5)$$

$$l_4 = \sqrt{R_{m2}^2 - \left(\frac{d_{m2}}{2}\right)^2} - 0.5 \cdot \tan(\delta_2) \cdot (d_{am2} - d_{m2}) \quad (13.6)$$

4. **Kegelräder, ISO 10300, Methode B (C)**

ISO 10300, Teil 1,2,3: Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern.

5. **Kegelräder AGMA 2003-B97**

ANSI/AGMA 2003-B97 (Revision of ANSI/AGMA 2003-A86): Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth

6. **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.

7. **Kegelräder Klingelberg KN 3028/KN 3030**

Berechnung analog Klingelberg-Werknorm KN 3028 und KN 3030. Diese basieren hauptsächlich auf DIN-Normen. Die Berechnung liefert die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm der Firma Klingelberg.

8. **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.

9. **Hypoid-Kegelräder, nur Geometrieberechnung**

10. **Hypoid-Kegelräder, nach Klingelberg KN3029/KN3030**

Berechnung analog Klingelberg-Werknorm KN 3029 und KN 3030. Diese basieren hauptsächlich auf DIN-Normen. Die Berechnung liefert die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm der Firma Klingelberg.

Weiter Hinweise zur Festigkeitsberechnung nach Klingelnberg finden Sie in Abschnitt 13.5.

### 13.3.2 Profilkorrektur

Die Profilkorrektur ist bei Kegelrädern nicht üblich und mit dem Hersteller bezüglich der Machbarkeit vorher abzustimmen. Standardmässig wird der Einlaufbetrag gemäss ISO10300 eingetragen.

### 13.3.3 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-141) möglich. Ausführliche Informationen zur Definition von Lastkollektiven finden Sie in Abschnitt 12.19 (siehe Seite II-141).

### 13.3.4 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 13.6. Ausführlichere Angaben finden Sie in ISO 10300, ISO 6336, DIN 3990, DIN 3991.

| 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 13.6: Zuordnung Arbeitsweise → Anwendungsfaktor

### 13.3.5 Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Der -Button neben dem Eingabefeld der Leistung (des Drehmoments) berechnet eine Leistung (ein Drehmoment) so, dass ein vorgegebenes Sicherheitsminimum (siehe Seite II-138) eingehalten wird. Klicken des -Buttons neben dem Eingabefeld der Leistung ermöglicht im Fenster Lastkollektiv definieren (siehe Seite II-141) 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. 14.6 auf Seite II-192 vorgeben können.

### 13.3.6 Lagerungsfaktor

In den Tabellen 13.8 ÷ 13.10 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 Vollast geprüft
- b : Tragbild wird im Getriebe unter Teillast geprüft
- c : Tragbild wird nur bei einzelnen Proben geprüft

Tabelle 13.5: 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 13.6: 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 13.7: Lagerungsfaktor nach AGMA 2003

Die Breitenfaktoren  $K_{H\beta}$ ,  $K_{F\beta}$  und  $K_{B\beta}$  werden gemäss Norm aus dem Lagerungsfaktor  $K_{H\beta e}$  wie folgt berechnet:

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{B\beta} = 1.5 \cdot K_{H\beta e} \quad (13.7)$$

### 13.3.7 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).

### 13.3.8 Kegelradfaktor Flanke und Fuss

Die Berechnung der Festigkeit von Kegelrädern erfolgt über die Ersatz-Stirnradvverzahnung 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 13.8: Kegelradfaktor Flanke  $Z_K$  in Abhängigkeit der Norm

| Norm      | Kegelradfaktor Fuss $Z_K$             |
|-----------|---------------------------------------|
| ISO 10300 | wird berechnet, siehe Teil 3 der Norm |
| Niemann   | 1.00                                  |

Tabelle 13.9: Kegelradfaktor Fuss  $Y_K$  in Abhängigkeit der Norm

### 13.3.9 Details der Festigkeit

**Details der Festigkeit definieren**

**Systemdaten**

Treibendes Rad: Rad 1

Zeitfestigkeitsfaktoren  $Z_N, Y_N$  nach ISO 10300: normal (Reduktion auf 0.85 bei  $10^{10}$  Zyklen)

Herstellverfahren: geläppt

☐ Kleine Anzahl Grübchen zulässig

**Paardaten**

Relativer Gefügefaktor (Fressen)  $X_{Weit}$ : 1.0000

**Raddaten**

|                       |       | Rad 1  | Rad 2  |        |
|-----------------------|-------|--------|--------|--------|
| Lastwechselzahl       | $N_L$ | 0.0000 | 0.0000 | $10^5$ |
| Wechselbiegungsfaktor | $Y_M$ | 1.0000 | 1.0000 |        |

OK Abbrechen

Abbildung 13.11: 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-31)
- ⚙ Kleine Grübchen (siehe Seite II-34)
- ⚙ Relativer Gefügefaktor (siehe Seite II-35)
- ⚙ Lastwechselzahl (siehe Seite II-36)
- ⚙ Wechselbiegungsfaktor (siehe Seite II-37)

#### 13.3.9.1 Herstellverfahren

Tab. 13.7 stellt den Zusammenhang zwischen Herstellverfahren und erreichbarer Verzahnungsqualität dar.

| Verfahren  | Erreichbare Verzahnungsqualität<br>(ISO17485, DIN 3965) |
|------------|---------------------------------------------------------|
| Nur Fräsen | 8                                                       |

|               |   |
|---------------|---|
| Läppen        | 7 |
| Hartverzahnen | 6 |
| Schleifen     | 6 |

Tabelle 13.10: Zusammenhang Herstellverfahren - Verzahnungsqualität

### 13.3.9.2 Flankensicherheit mit $0.85 \cdot b$ 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

$$b' = 0.85 \cdot b$$

entsprechend DIN 3991 gerechnet.

#### HINWEIS

Diese Eingabe ist nur bei Rechenmethode ISO10300 sichtbar.

## 13.4 Grobauslegung

| Parameter                                    | Symbol    | Value   | Unit | Checkbox                 |
|----------------------------------------------|-----------|---------|------|--------------------------|
| Übersetzungsverhältnis                       | $u$       | 0.0000  |      |                          |
| Verhältnis der Zahnbreite zum Normalmodul    | $b/m_n$   | 10.0000 |      |                          |
| Verhältnis der Teilkegellänge zur Zahnbreite | $R_e/b$   | 3.5000  |      |                          |
| Schrägungswinkel Mitte (Rad 2)               | $\beta_m$ | 0.0000  | °    |                          |
| Normalmodul (Mitte)                          | $m_n$     | 1.0000  | mm   | <input type="checkbox"/> |
| Zähnezahl Ritzel                             | $z_1$     | 0.0000  |      | <input type="checkbox"/> |
| Zahnbreite                                   | $b_2$     | 0.0000  | mm   | <input type="checkbox"/> |
| Teilkreisdurchmesser Tellerrad               | $d_2$     | 0.0000  | mm   | <input type="checkbox"/> |

Buttons: Übernehmen, Berechnen, Abbrechen

Abbildung 13.12: 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.

### 13.4.1 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 | $3.5 \leq (R_e/b) \leq 5.0$ |
| Hochbeanspruchte Getriebe für Maschinen und Fahrzeuge                     | $3.0 \leq (R_e/b) \leq 3.5$ |

### 13.4.2 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<br>vergütete und ungehärtete Kegelräder: | $10 \leq (b/mn) \leq 14$ |

## 13.5 Hinweise zur Berechnung nach Klingelnberg

### 13.5.1 Kegelräder mit Zyκλο-Palloid-Verzahnung

Geometrie, Herstellbarkeit und Festigkeitsberechnung von Kegelrädern nach dem Klingelnberg-Verfahren.

Gemäss der Klingelnberg-Werknorm KN 3028 (Geometrie und Herstellung) und KN 3030 (Festigkeitsberechnung) wird eine komplette Berechnung für Zyκλο-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.

### 13.5.2 Hypoidräder mit Zyκλο-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 Zyκλο-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-Kriterium für das Ersatz-Schraubrad) mit allen Anpassungen der Werksnorm KN 3030.

### 13.5.3 Normalmodulbereiche für Klingelberg-Maschinen

| Maschine | Flugkreisradius<br>$r_{\infty}$ | Normalmodul<br>$m_{mn}$ |      |
|----------|---------------------------------|-------------------------|------|
| 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 13.11: Normalmodulbereiche für Klingelberg-Maschinen

### 13.5.4 Mindestsicherheiten

Folgende Mindestsicherheiten werden empfohlen:

| Einsatzszenario | Mindestsicherheiten |  |
|-----------------|---------------------|--|
| Flanke          | 1.1 ... 1.2         |  |
| Fuss            | 1.5 ... 1.6         |  |
| Fressen         | 1.8 ... 2.0         |  |

Tabelle 13.12: Empfohlene Mindestsicherheiten

### 13.5.5 Verzahnungsqualität Kegelräder

| Behandlung   | Qualitätszahl |
|--------------|---------------|
| vergütet     | 7             |
| geläppt      | 7             |
| hartverzahnt | 6             |



Tabelle 13.13: Verzahnungsqualität bei Kegelrädern

### 13.5.6 Oberflächenrauigkeit Zahnfuss

| Behandlung   | Rauigkeit [mm] |
|--------------|----------------|
| vergütet     | 0.016          |
| geläppt      | 0.016          |
| hartverzahnt | 0.008          |

Tabelle 13.14: Oberflächenrauigkeitswerte

### 13.5.7 Kennzahl

Das Produkt des Schmier-, Geschwindigkeits- und Rauheitsfaktors  $Z_L Z_V Z_R$  ist für verschiedene Oberflächenbehandlungen in Tab. 13.15 dargestellt:

| Behandlung   | Kennzahl $Z_L Z_V Z_R$ |
|--------------|------------------------|
| vergütet     | 0.85                   |
| geläppt      | 0.92                   |
| hartverzahnt | 1.0                    |

Tabelle 13.15: 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  $R_z$ .

#### 13.5.7.1 Teilungs-Einzelabweichung

Berechnung erfolgt gemäss DIN 3965.

### 13.5.7.2 Eingriffsfedersteifigkeit

Die Eingriffssteifigkeit wird konstant angenommen zu

$$c_g = 20 \frac{N}{mm \cdot \mu m}$$

## 13.6 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. (nicht beschriebene Parameter (siehe Seite II-127))

### 13.6.1 Berechnungen

#### 13.6.1.1 Reibungskoeffizient für Hypoidräder

Aufgrund des Längsgleiten ist die Verlustleistung bei Hypoidkegelrädern grösser als bei Spiralkegelrädern. Deshalb kann bei der Berechnung der Verzahnungskräfte nach KN3030 ein Reibungskoeffizient berücksichtigt werden. Die Grösse des Reibungskoeffizienten kann unter `Modulspezifische Einstellungen` eingetragen werden, falls gewünscht.

# Kapitel 14

## Kronenräder

Kronenräder sind an sich eine Sonderausführung von Kegelrädern. Das Ritzel ist ein normales Stirnrad, das Kronenrad weist 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 ohne Achsversatz und mit konstantem Achswinkel  $\Sigma = 90^\circ$ . 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. Einen 3-D Export Ihrer Verzahnung ermöglicht das Menü `Grafik > 3D-Export`.

## 14.1 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 [78]

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2 \cdot \cos \alpha_n}{\cos \alpha_2} \quad (14.1)$$

mit

|            |                                               |
|------------|-----------------------------------------------|
| $d_2$      | Durchmesser Kronrad                           |
| $m_n$      | Normalmodul Ritzel                            |
| $z_2$      | Zähnezahl Kronrad                             |
| $\alpha_n$ | Eingriffswinkel Ritzel am Teilkreis           |
| $\alpha_2$ | 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. (14.1) den verfügbaren Bereich für den Modul zu

$$m_{\min/\max} = \frac{d_{2,\min/\max} \cdot \cos(\alpha_{2,\min/\max})}{z_2 \cdot \cos(\alpha_n)} \quad (14.2)$$

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 Geräuscentwicklung 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 Fertigungsverfahren. 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. 14.1).

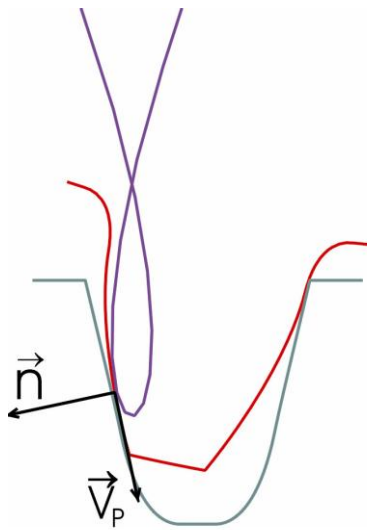


Abbildung 14.1: Spurkurve (blau) des Stossrad-Werkzeugs (rot) am Kronenrad (grün)

Diese Stellen sind potentielle Punkte 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 geeig-

net. 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 Zähnezahzahl als das Ritzel hat [79]. Ein Vergleich der Zahnformen zeigt den Einfluss der erhöhten Zähnezahzahl 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].



## 14.2 Basisdaten

| Geometrie                        |            |           |           |
|----------------------------------|------------|-----------|-----------|
| Normalmodul                      | $m_n$      | 1.5500 mm |           |
| Eingriffswinkel im Normalschnitt | $\alpha_n$ | 20.0000 ° |           |
| geradverzahnt                    |            |           |           |
| Schrägungswinkel am Teilkreis    | $\beta$    | 0.0000 °  |           |
| Breitenversatz                   | $b_v$      | 2.5500 mm |           |
| Zähnezahl                        | $z$        | 16        | 29        |
| Zahnbreite                       | $b$        | 10.5000   | 5.4000 mm |
| Profilverschiebungsfaktor        | $x^*$      | 0.2800    |           |
| Qualität (ISO1328)               | $Q$        | 6         | 6         |

| Festigkeit        |                               |                 |        |
|-------------------|-------------------------------|-----------------|--------|
| Rechenmethode     | Methode ISO 6336-B/ Literatur | Bezugsrad       | Ritzel |
| Lebensdauer       | $H$                           | 20000.0000 h    |        |
| Anwendungsfaktor  | $K_A$                         | 1.2500          |        |
| Breitenlastfaktor | $K_{H\beta}$                  | 1.8750          |        |
| Leistung          | $P$                           | 1.0000 kW       |        |
| Drehmoment        | $T$                           | 6.3662 Nm       |        |
| Drehzahl          | $n$                           | 1500.0000 1/min |        |

| Werkstoffe und Schmierung |                                                                                                            |  |  |
|---------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|--|
| Ritzel                    | 18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit $\geq 28\text{HRC}$ |  |  |
| Kronenrad                 | 18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit $\geq 28\text{HRC}$ |  |  |
| Schmierung                | Öl: ESSO Spartan EP-220                                                                                    |  |  |

Abbildung 14.2: Eingabefenster Basisdaten im Modul Kronenräder

### 14.2.1 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:

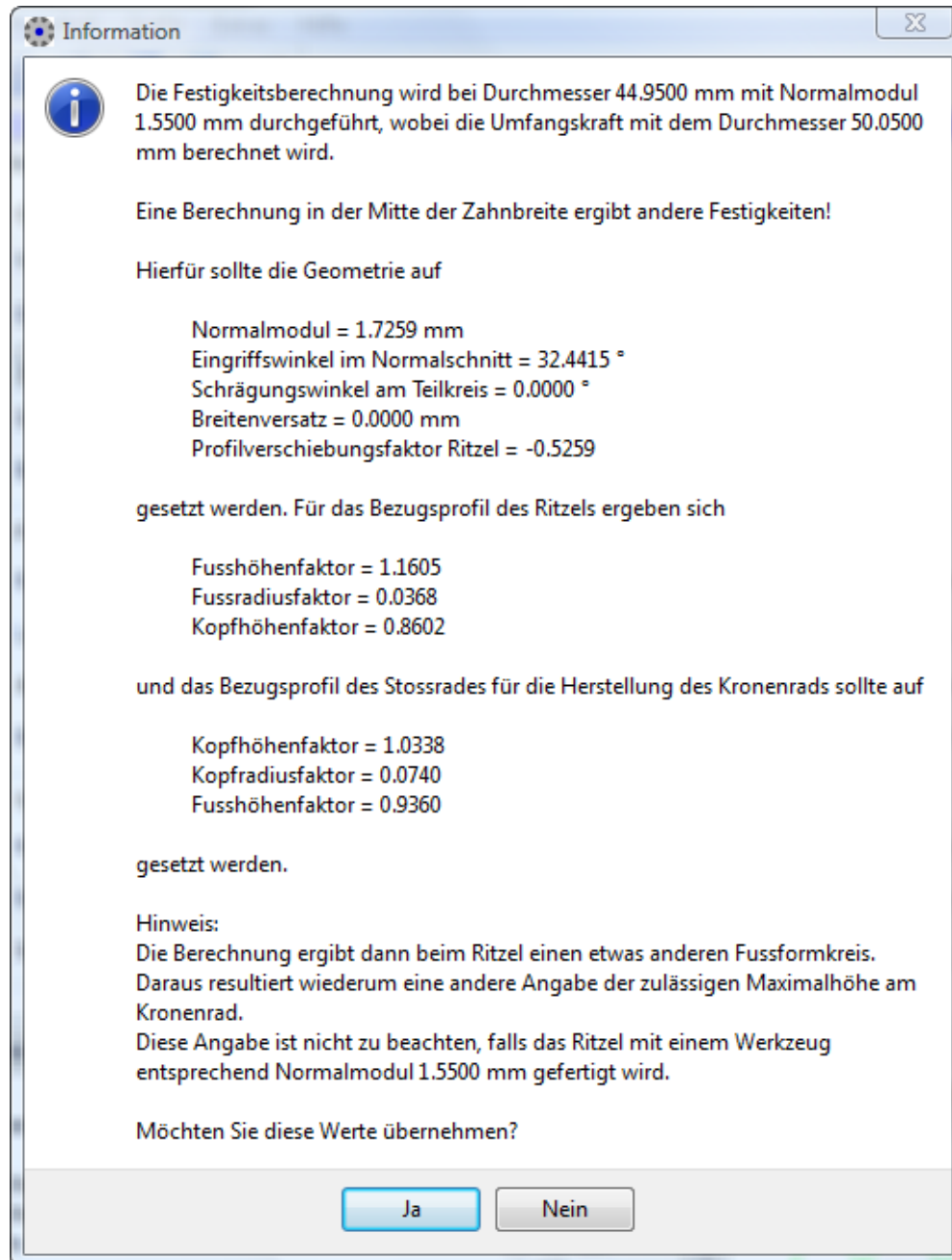


Abbildung 14.3: Informationsfenster für die Auslegung des Normalmoduls

Im Sinne der Kegelradberechnung nach ISO 10300 oder DIN 3991 wird vorgeschlagen, die Festigkeitsberechnung auf dem mittleren Durchmesser des Kronenrads durchzuführen. Sollte der Breitenversatz  $b_v \neq 0$  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  $\alpha_n$ , sodass  $b_v = 0$  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.

### 14.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel  $\alpha_n = 20^\circ$ . 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**

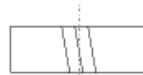
Der Betriebseingriffswinkel  $\alpha_{wt}$  ändert sich über die Breite der Verzahnung.

### 14.2.3 Schrägungswinkel am Teilkreis

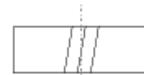
Der Schrägungswinkel wird in  $[\circ]$  eingegeben. Er kann über den -Button im Fenster **Schrägungswinkel** umrechnen aus dem Schrägungswinkel am Grundkreis  $\beta_b$  oder dem Schrägungswinkel am Kopfkreis  $\beta_a$  berechnet werden. Eine Schrägverzahnung ist generell leiser als eine Geradverzahnung. Der Nachteil liegt in einer zusätzlichen Axialkraftkomponente.

#### Stirnrad

Schrägungsrichtung



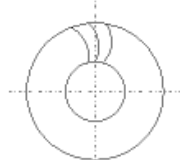
links



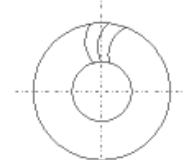
rechts

#### Kegelrad

Spiralwinkel

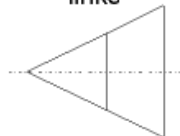


links

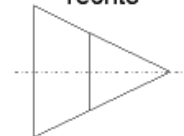


rechts

Kegelanordnung



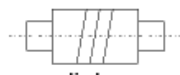
links



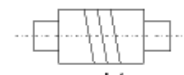
rechts

#### Schnecke

Steigung



links



rechts

(fig. W-013)

Abbildung 14.4: Schrägungswinkel

### 14.2.4 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-196)  $b_2$  und den dazu passenden Breitenversatz  $b_v$ , so dass der Eingriffswinkel innerhalb der vorgegebenen Grenzen liegt.

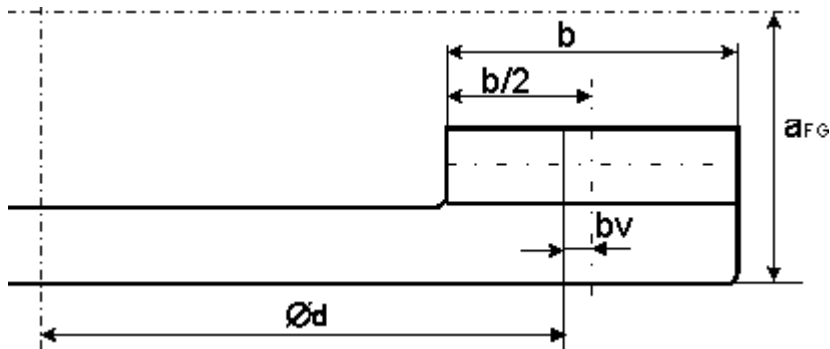


Abbildung 14.5: Breitenversatz des Kronenrades

### 14.2.5 Profilverschiebungsfaktor (am Ritzel)

Das Werkzeug kann während der Herstellung verschoben werden. Der Abstand zwischen dem Herstellwäzkreis 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-11) von KISSsoft aus gemessenen Daten oder aus Angaben in Zeichnungen bestimmt werden.

### 14.2.6 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 14.1 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 14.6: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

#### HINWEIS

Die Werte in Klammern können nur in Sonderfällen erreicht werden.

### 14.2.7 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.

#### 14.2.7.1 Achswinkel

Der Achswinkel ist konstant und beträgt  $\Sigma = 90^\circ$ .

### 14.2.7.2 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 14.5.

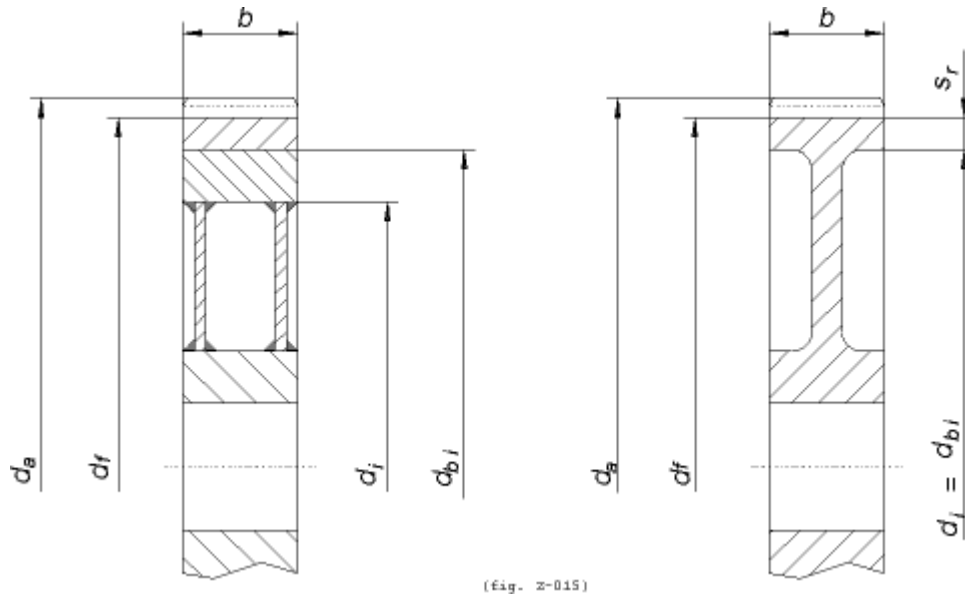


Abbildung 14.7: Bemessung der Durchmesser

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-224 ersichtlich wird.

### 14.2.7.3 Höhe des Kronenrades

Zur Definition der Höhe des Kronenrades  $h_{aFG}$  → siehe Abbildung (siehe Seite II-194)

### 14.2.8 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.

#### 14.2.8.1 Nur Geometrie

Wird diese Methode gewählt, erfolgt keine Festigkeitsberechnung. Dementsprechend entfallen alle Eingaben, welche nur für die Festigkeit benötigt werden wie Leistung, Anwendungsfaktor, etc.

#### 14.2.8.2 Statische Festigkeit

Implementiert ist die Festigkeitsberechnung für Stirnräder (s. Abschnitt "Rechenmethode Festigkeit" auf Seite II-16).

#### 14.2.8.3 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 [78] 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  $\beta_n$  ergibt). Aus der Schräge der Berührlinien kann ein virtueller Schrägungswinkel  $\beta_v$  abgeleitet werden, mit welchem in der Festigkeitsberechnung über den Schrägungsfaktor  $Y_\beta$  und  $Z_\beta$  dieser Effekt berücksichtigt wird. Als Profilüberdeckung  $\varepsilon_a$  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 Berührlinienlänge ( $L_{cont}$ )
- Die Umfangskraft  $F_t$  wird aus  $dP_m$  (Mitte Zahnbreite) bestimmt



#### 14.2.8.4 Methode Crown Gear/ASS (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-189).

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  $F_t$  wird aus  $dPd$  (Teilkreis = Modul \* Zähnezahl) bestimmt, auch wenn  $dPd$  nicht in Mitte Zahnbreite ist.

#### 14.2.8.5 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  $0^\circ$  (Ritzel) und  $90^\circ$  (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.

#### 14.2.8.6 Analog DIN 3991, Methode B

Hierzu gelten die gleichen Bemerkungen wie zur Methode "Analog ISO10300" (siehe Seite II-190).

### 14.2.9 Lebensdauer

Der Wert im Eingabefeld `Lebensdauer` wird verwendet, um, zusammen mit der Drehzahl, die Lastwechselzahl zu berechnen.

### 14.2.10 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 14.2. 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 14.8: Zuordnung Arbeitsweise → Anwendungsfaktor

### 14.2.11 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-165) wie bei Kegelrädern zu verwenden.

### 14.2.12 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-138) eingehalten wird. Klicken des -Buttons neben dem Eingabefeld der Drehzahl ermöglicht im Fenster `Drehrichtung` definieren den Drehsinn des Kronrads gemäss Abb. 14.6 zu definieren.

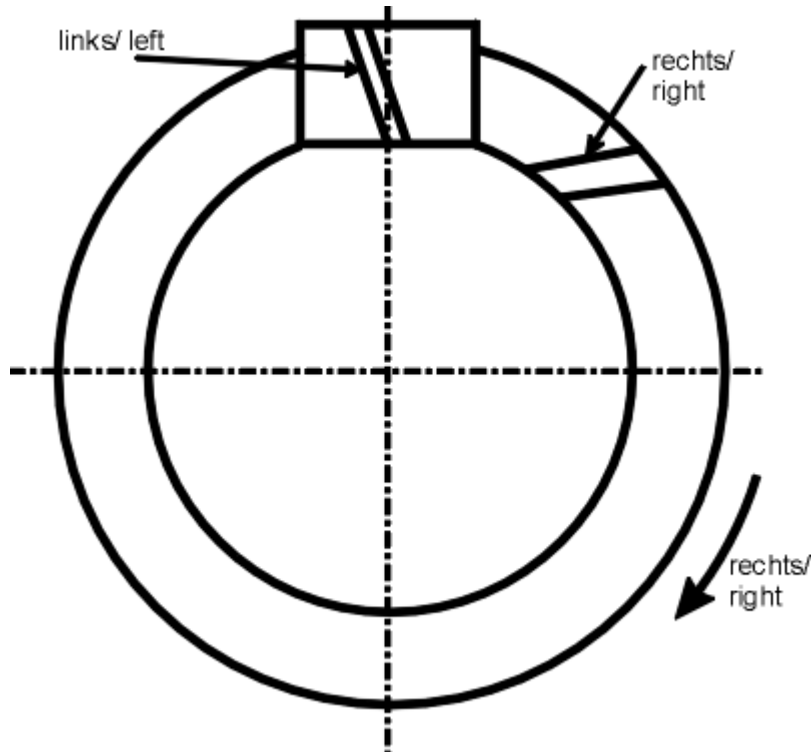


Abbildung 14.9: Zahnschräge Kronrad: rechts; Zahnschräge Ritzel: links; Drehsinn: rechts

### 14.2.13 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-75) 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 Datenbank-tools entspricht.

## 14.3 Korrekturen

Das Eingabefenster (Tab) **Korrekturen** (siehe Seite **II-64**) im Berechnungsmodul **Kronenräder** umfasst im wesentlichen die gleichen Funktionalitäten wie die für Stirnräder. Die Besonderheiten sind im folgenden aufgeführt:

### 14.3.1 Kopfhöhenkürzung

Die Kopfhöhenkürzung  $h_{ak}$  und die Länge der Kopfhöhenkürzung  $l_{hak}$  (siehe Abb. 14.7) 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-195)).

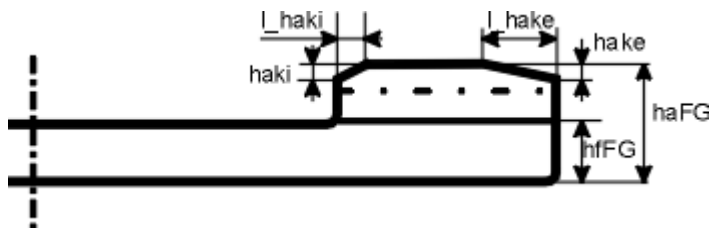


Abbildung 14.11: Charakteristische Größen des Kronrads

### 14.3.2 Art der Korrektur

In der Liste der Korrekturen (s. Abschnitt "Art der Korrektur" auf Seite II-66) sind nur Korrekturen am Ritzel möglich.

## 14.4 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.

### 14.4.1 Allgemein

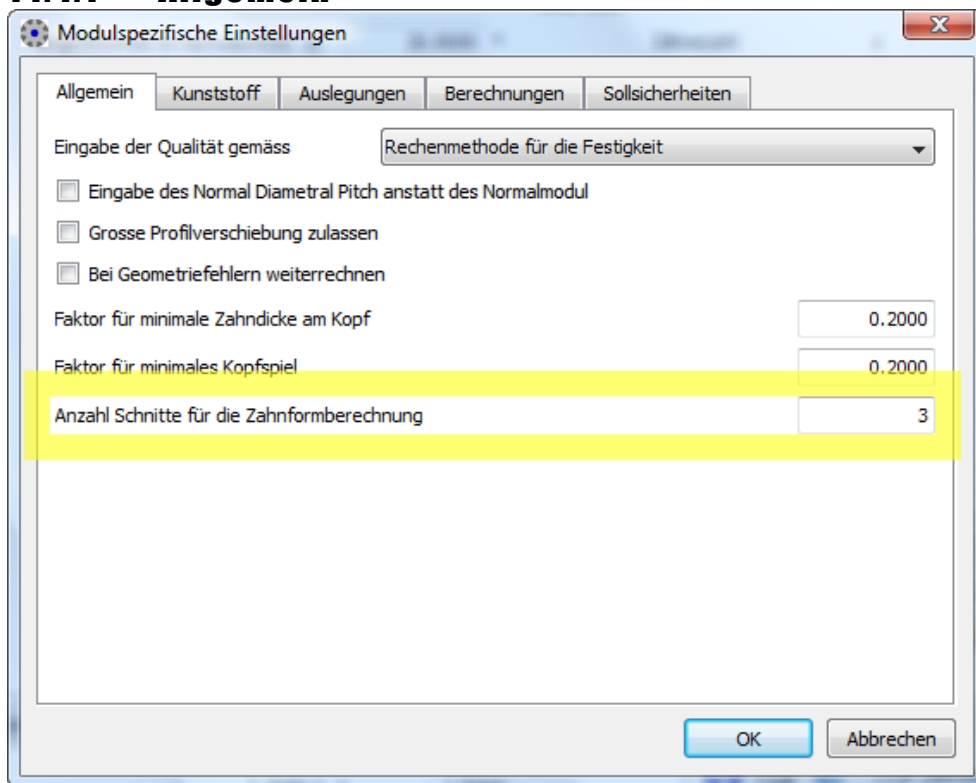


Abbildung 14.12: Tab Allgemein im Fenster Modulspezifische Einstellungen

Das Eingabefeld **Anzahl Schritte für die Zahnformberechnung** legt fest, wie viele äquidistante Schnittebenen  $N \geq 3$  zwischen äusserem und innerem 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.

### 14.4.2 Auslegungen

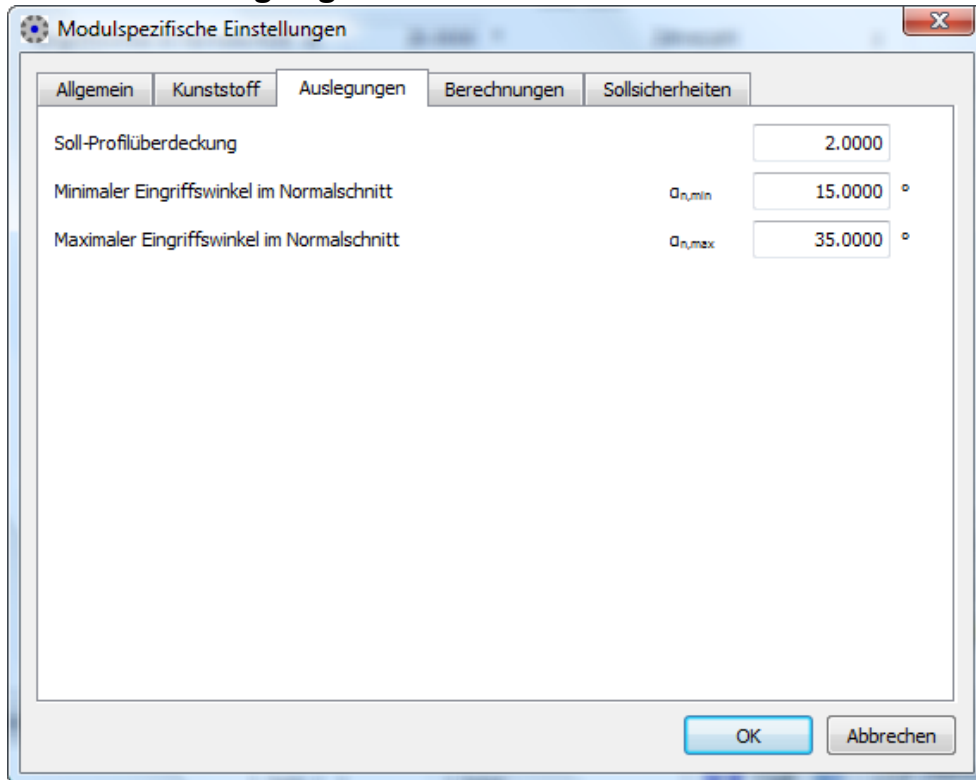


Abbildung 14.13: Tab Auslegungen im Fenster Modulspezifische Einstellungen

Die Eingabefelder Minimaler/Maximaler Eingriffswinkel im Normalschnitt  $\alpha_{n,min(max)}$  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  $b_v$ .

## 14.5 Hinweise zur Kronradberechnung

### 14.5.1 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 Ersatzstirnrاد 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 Zähnezahlszahl 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 Zähnezahlszahl wie das Ritzel zur Berechnung der Zahnform. Speichern Sie anschliessend durch Klicken des **Rad 2 speichern**-Buttons  und erhöhen Sie anschliessend die Zähnezahlszahl des Stossrades. Bei einem grossen Breitenversatz  $b_v$  des Kronenrades ist eine einseitige Verschiebung der Balligkeit möglich.



### 14.5.2 Probleme bei der Erzeugung der 3D-Form

Sollten Fehlermeldungen bei der 3D-Erzeugung auftreten, kann das Problem möglicherweise behoben werden, indem der Wert für die Variable `FACTOR_A` in der Initialisierungsdatei `kiss.ini` von bspw. `0.005` auf `0.03` erhöht wird. Öffnen Sie dazu die Datei `kiss.ini` im KISSsoft Installationsverzeichnis mit dem Windows-Editor (Startmenü > Alle Programme > Zubehör > Editor) und setzen Sie den `FACTOR_A` auf den entsprechenden Wert.

#### HINWEIS

Der Wert der Variablen `FACTOR_A` definiert die Fehlertoleranz bei der Spline-Erzeugung. Er sollte erfahrungemäss nicht grösser als 0.5 gesetzt werden. Die Wahl zu kleiner Werte für `FACTOR_A` resultiert in unerwünschten Peaks über die Länge der Kurven.

# Kapitel 15

## Schnecken mit Globoid-Schneckenrad

Berechnung der Schneckenengeometrie 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, Verschleissicherheit, Zahnbruch- und Durchbiegesicherheit. Daten für diverse Schneckenrad-Werkstoffe werden mitgeliefert, die Berechnung ist auch für Kunststoffe geeignet.

Berechnet wird auch das Anfahr-Drehmoment unter Last, welches bei der Auslegung von Antrieben sehr wichtig sein kann.

Flankenformen: ZA, ZE, ZH, ZI, ZK, ZN.

Für die Bemassung eines Schneckenrads siehe Abb. 15.1.

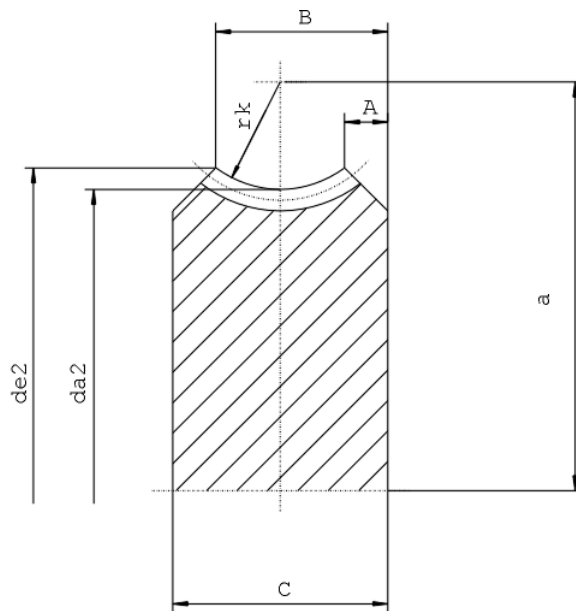


Abbildung 15.1: Bemassung des Schneckenrads

## 15.1 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, ZE 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 Zweikugelmess 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.

## 15.2 Basisdaten

| Geometrie                        |            | Schnecke |    | Rad                       |               |
|----------------------------------|------------|----------|----|---------------------------|---------------|
| Axial-/Stirnmodul                | $m_t$      | 4.0000   | mm |                           |               |
| Eingriffswinkel im Normalschnitt | $\alpha_n$ | 20.0000  | °  | Zähnezahl                 | $z$           |
|                                  |            |          |    | 2                         | 41            |
|                                  |            |          |    | Zahnbreite                | $b/b_{2\phi}$ |
|                                  |            |          |    | 60.0000                   | 31.0000       |
|                                  |            |          |    | mm                        |               |
|                                  |            |          |    | Profilverschiebungsfaktor | $x^*$         |
|                                  |            |          |    | 0.0000                    | 0.0000        |
|                                  |            |          |    | Qualität (DIN3974)        | $Q$           |
|                                  |            |          |    | 6                         | 7             |

| Festigkeit                          |                 | Bezugsrad  |          |
|-------------------------------------|-----------------|------------|----------|
| Rechenmethode                       | E DIN 3996:2005 | Rad        |          |
| Lebensdauer                         | $H$             | Leistung   | $P$      |
|                                     | 25000.0000      |            | 4.5000   |
|                                     | h               |            | kW       |
| Anwendungsfaktor                    | $K_A$           | Drehmoment | $T$      |
|                                     | 1.0000          |            | 587.2820 |
|                                     |                 |            | Nm       |
| Zulässige Qualitätsverschlechterung | $Q_v$           | Drehzahl   | $n$      |
|                                     | 7               |            | 73.1707  |
|                                     |                 |            | 1/min    |

| Werkstoffe und Schmierung |                                                                                                              |
|---------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Schnecke                  | 16 MnCr 5 (1), Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit $\geq 28\text{HRC}$ |
| Rad                       | CuSn12Ni2-C-GZ, Bronze, unbehandelt, DIN 3996:2005                                                           |
| Schmierung                | Eigene Eingabe                                                                                               |
|                           | Öl-Tauchschmierung                                                                                           |

Abbildung 15.2: Eingabefenster Basisdaten im Modul Schnecken mit Globoid-Schneckenrad

### 15.2.1 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-215) ändert sich.

### 15.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel  $\alpha_n = 20^\circ$ . 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.

### 15.2.3 Steigungswinkel am Teilkreis

Der Steigungswinkel der Schnecke (Rad 1) ist das Komplement des Schrägungswinkels und wird gemäss Glg. 15.1 ermittelt.

$$\gamma = 90^\circ - \beta \quad (15.1)$$

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.

### 15.2.4 Achsabstand

Klicken des -Buttons berechnet den Achsabstand aus den Grössen Profilver-schiebungsfaktor  $x^*$ , Zähnezahl  $z$  und Steigungswinkel  $\gamma$ . Sie erhalten in diesem Fall keine Bestätigung über die durchgeführte Berechnung.

### 15.2.5 Zähnezahl

Die Zähnezahl der Schnecke bewegt sich üblicherweise im Bereich  $1 \leq z_1 \leq 4$ .

### 15.2.6 Zahnbreite

Für die Bemessung von Radzahn- und Radkranzbreiten siehe Abb. 15.3. 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.

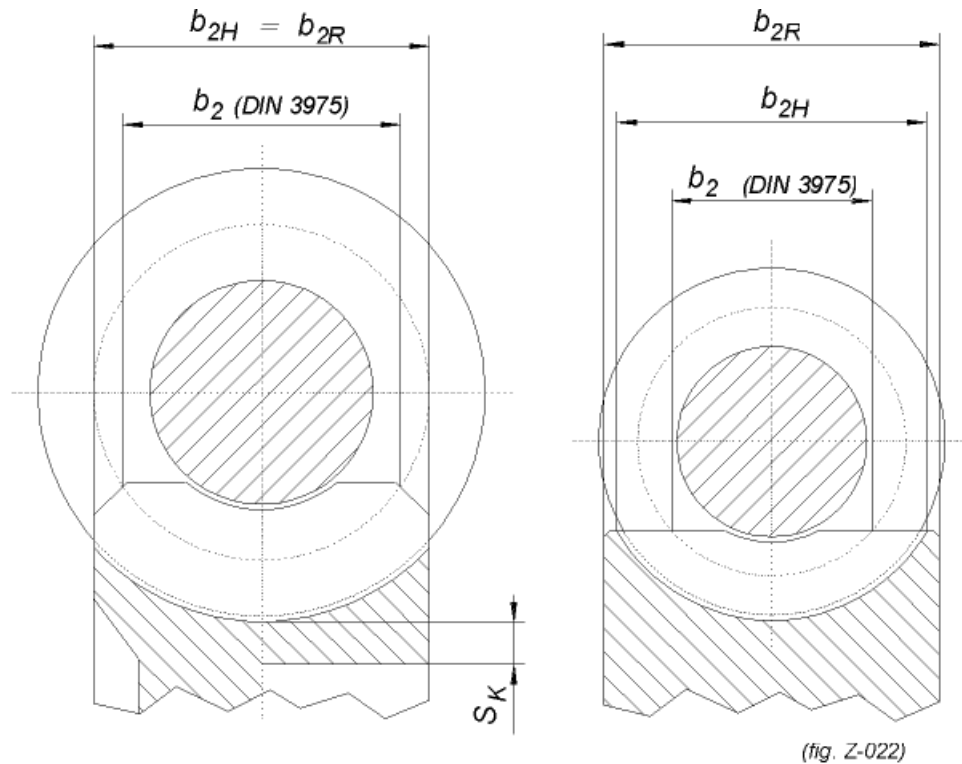


Abbildung 15.3: Bemessung Radzahn- und Radkranzbreite

### 15.2.7 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.

### 15.2.8 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 15.1 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 15.1: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

### 15.2.9 Details der Geometrie

Details der Geometrie definieren

Systemdaten

Flankenform: ZI

Raddaten

Zeichnungsnummer Schnecke: 0.000.0

Zeichnungsnummer Rad: 0.000.0

Kopfkehrradius Rad:  $r_k$  14.0000 mm

Aussendurchmesser Rad:  $d_{a2}$  181.4100 mm

Innendurchmesser Rad:  $d_{i2}$  134.4000 mm

OK Abbrechen

Abbildung 15.4: 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.

### 15.2.9.1 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.

### 15.2.9.2 Aussendurchmesser und Kopfkehlradius

Aussendurchmesser  $d_{a2}$  und Kopfkehlradius  $r_k$  können im Sinne der DIN 3975-1:2002-7 übergeben werden. Entsprechend Gln. (59) und (67) werden für die beiden Größen folgende Werte vorgeschlagen:

$$d_{a2} \approx d_{a2} + m_x$$

$$r_k \geq a - \frac{d_{a2}}{2}$$

mit:

$d_{a2}$  - Kopfkreisdurchmesser

$m_x$  - Axialmodul

$a$  - Achsabstand



### 15.2.10 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-210) geeignet, da teilweise Erfahrungswerte fehlen.

Die ISO 14521 ist ein Rechenverfahren für die Bestimmung von:

- ⚙ Wirkungsgrad
- ⚙ Verschleiss und Verschleiss-Sicherheit
- ⚙ Grübchensicherheit
- ⚙ Zahnfussicherheit
- ⚙ Durchbiegesicherheit
- ⚙ Temperatursicherheit

#### HINWEIS:

- ⚙ 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 Zahnfustragfähigkeit: 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.

### 15.2.11 Lebensdauer

Der Wert im Eingabefeld `Lebensdauer` wird verwendet, um, zusammen mit der Drehzahl, die Lastwechselzahl zu berechnen.

### 15.2.12 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 15.2. 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 15.2: Zuordnung Arbeitsweise → Anwendungsfaktor

### 15.2.13 Zulässige Qualitätsverschlechterung

Bauartbedingt stellt sich bei dem Schneckenrad über die Zeit durch Verschleiss eine Qualitätsabnahme ein, die nicht unter den in diesem Eingabefeld eingegebenen 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.

### 15.2.14 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-138) eingehalten wird.

## 15.2.15 Details der Festigkeit

**Details der Festigkeit definieren**

**Systemdaten**

Treibendes Rad:

Lagerung des Getriebes:

Lagerverlustleistung:  $P_{VLP}$   kW

Anzahl Radialdichtringe Schneckenwelle:  $n_{VD}$

☐ Verlust in Lagern, Dichtungen, Planschverlust nicht berücksichtigen

Zulässige Zahndickenabnahme:  $\Delta s^*$

Zulässiger Massenabtrag:  $\Delta m_{lim}$   kg

Gehäuse:

Schneckenrad:

Öleinspritzmenge (bei Einspritzschmierung):  $Q_{oil}$   l/s

Anzahl Startvorgänge pro Stunde:  $N_s$   1/h

**Paardaten**

Lagerdistanz der Schneckenwelle:  $l_1$   mm

Distanz der Schneckenwelle:  $l_{11}$   mm

**Raddaten**

|                       | Schnecke                               | Rad                                          |
|-----------------------|----------------------------------------|----------------------------------------------|
| Lastwechselzahl $N_L$ | <input type="text" value="2249.9990"/> | <input type="text" value="109.7561"/> $10^6$ |

OK Abbrechen

Abbildung 15.5: 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.

### 15.2.15.1 Lagerung des Getriebes

Für die Berechnung der Lagerverlustleistung der Schneckenwelle wird unterschieden zwischen unterschiedlichen Lagerungsarten.

### 15.2.15.2 Lagerverlustleistung

Bei Einsatz von Wälzlagern wird die Verlustleistung mit Überschlagsformeln gemäss ISO 15451 berechnet. Bei Gleitlagern muss die Verlustleistung eingegeben werden.

### 15.2.15.3 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).

### 15.2.15.4 Zulässige Zahndickenabnahme

Die zulässige Zahndickenabnahme (am Rad) wird für die Berechnung der Verschleissicherheit benötigt und bei der Berechnung der Zahnfußsicherheit berücksichtigt. Steht in diesem Eingabefeld der Wert 0, wird die zulässige Zahndickenabnahme nicht kontrolliert.

### 15.2.15.5 Zulässiger Massenabtrag

Der zulässige Massenabtrag in kg am Schneckenrad kann begrenzt werden (z. B. wegen Ölwechselintervallen). Die Verschleissicherheit 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.

### 15.2.15.6 Distanzen auf der Schneckenwelle

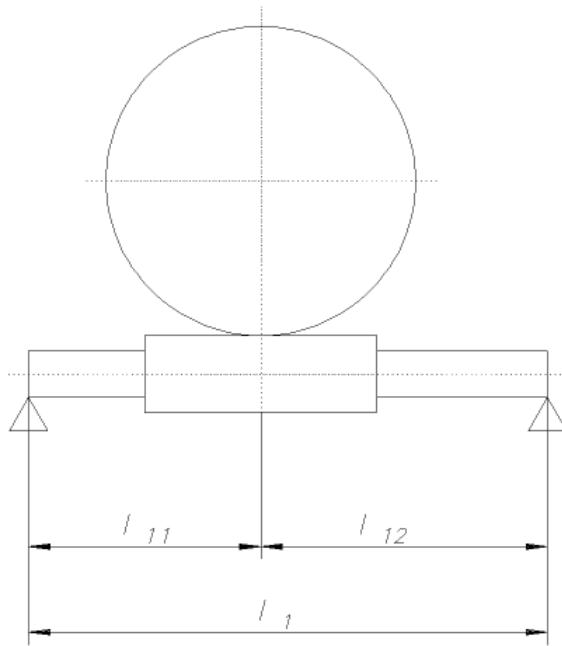


Abbildung 15.6: Bemessung Schnecke-Schneckenrad

$l_1$  Abstand zwischen den Lagern auf der Schneckenwelle

$l_{11}$  Abstand Lager 1 bis Mitte Schnecke

Diese Angaben werden für die Berechnung der Durchbiegesicherheit benötigt. Die Position des Antriebs hat keinen Einfluss auf die Berechnung.

### 15.2.16 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 Werkstoffen 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.

## 15.3 Toleranzen

Aufbau und Funktionsweise des Eingabefensters Toleranzen (siehe Seite II-60) im Berechnungsmodul Schnecken mit Globoid- Schneckenrad entspricht den Angaben des Stirnrades. 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].

## 15.4 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.

### 15.4.1 Allgemein

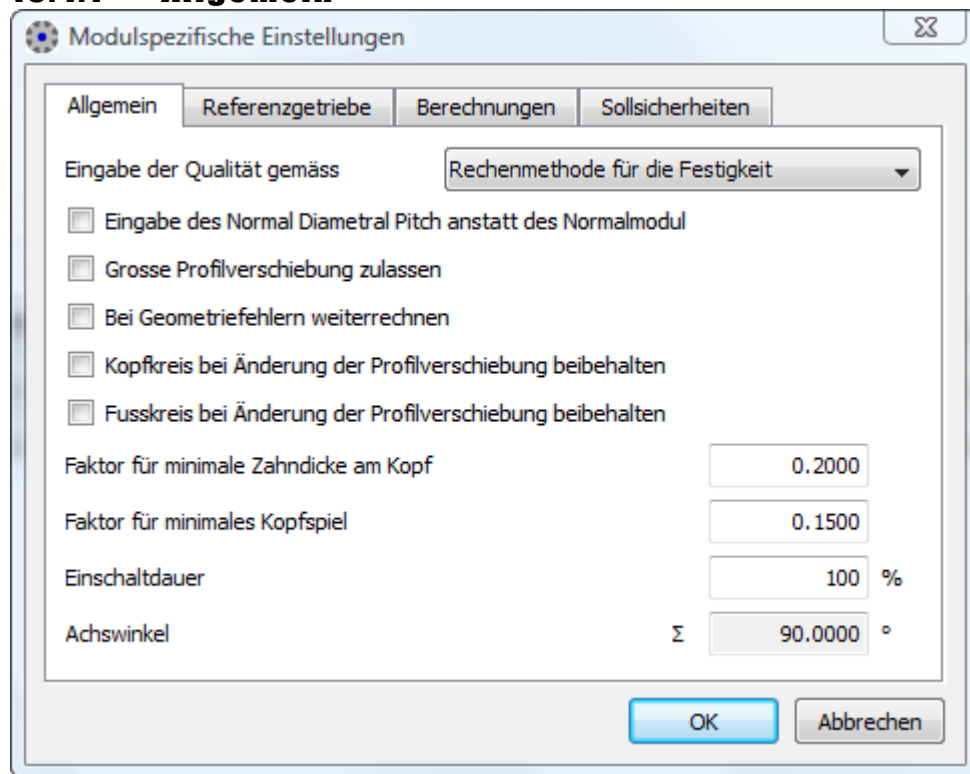


Abbildung 15.7: Tab Allgemein im Fenster Modulspezifische Einstellungen

(hier nicht besprochenen Eingaben (siehe Seite II-131))

#### 15.4.1.1 Einschaltdauer

Bei Berechnung der Lebensdauer wird die Einschaltdauer mit der Lastwechselzahl multipliziert. Die Temperaturberechnung berücksichtigt zusätzlich die Einschaltdauer bei der Berechnung der erzeugten Wärme.



### 15.4.1.2 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-218) erfolgen.

## 15.4.2 Referenzgetriebe

| Modulspezifische Einstellungen                      |            |         |                |
|-----------------------------------------------------|------------|---------|----------------|
| Referenzgetriebe                                    |            |         |                |
| Achsabstand                                         | $a_T$      | 3.9370  | in             |
| Zähnezahlverhältnis                                 | $u_T$      | 20.5000 |                |
| Mittlenkreisdurchmesser Schnecke                    | $d_{m1T}$  | 1.4173  | in             |
| Mittlenkreisdurchmesser Rad                         | $d_{m2T}$  | 6.4567  | in             |
| Kennwert für die mittlere Hertzsche Pressung        | $p^*_{mT}$ | 0.9620  |                |
| Kennwert für die minimale mittlere Schmierpaltdicke | $h^*_T$    | 0.0700  |                |
| Kennwert für den mittleren Gleitweg                 | $s^*_T$    | 30.8000 |                |
| Oberflächenrauigkeit Schnecke                       | $R_{sT}$   | 19.6850 | $\mu\text{in}$ |

OK Abbrechen

Abbildung 15.8: 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.

### 15.4.3 Berechnungen

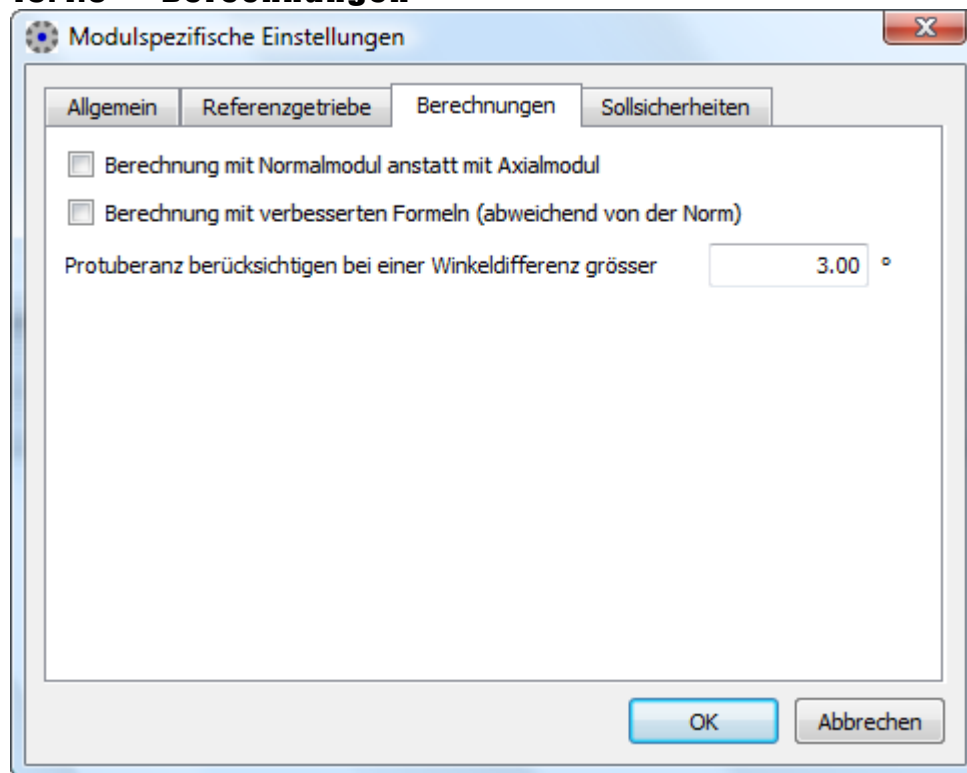


Abbildung 15.9: Tab Berechnungen im Fenster Modulspezifische Einstellungen

#### 15.4.3.1 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 beeinflusst. Die Profilverschiebung  $x_x^*$  ( $m_x$  für Axialmodul) hingegen wird nicht verändert.

Die Formel für den Kopfkreis ( $m_n$  für Normalmodul) lautet dann:

$$d_{a1} = d_{m1} + 2 \cdot m_n \cdot h_{aP}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_x \cdot x_2 + 2 \cdot m_n \cdot h_{aP}$$

Für den Fusskreis gilt:

$$d_{f1} = d_{m1} - 2 \cdot m_n \cdot h_{fp}$$

$$d_{f2} = d_2 + 2 \cdot m_x \cdot x_2 - 2 \cdot m_n \cdot h_{fp}$$

### 15.4.3.2 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

## 15.4.4 Sollsicherheiten

**Modulspezifische Einstellungen**

Algemein | Referenzgetriebe | Berechnungen | **Sollsicherheiten**

☒ Sicherheiten grössenabhängig

Sollsicherheiten

|                               | $m_n \leq 0.5 \text{ mm}$ | $m_n = 1.0 \text{ mm}$ | $m_n \geq 2.0 \text{ mm}$ |
|-------------------------------|---------------------------|------------------------|---------------------------|
| Zahnfussicherheit             | 1.10                      | 1.10                   | 1.10                      |
| Flankensicherheit             | 1.00                      | 1.00                   | 1.00                      |
| Sicherheit gegen Verschleiss  | 1.10                      | 1.10                   | 1.10                      |
| Sicherheit gegen Durchbiegung | 1.00                      | 1.00                   | 1.00                      |
| Sicherheit gegen Erwärmung    | 1.10                      | 1.10                   | 1.10                      |

OK Abbrechen

Abbildung 15.10: 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 |
| Verschleissicherheit | : 1.1 |
| Durchbiegesicherheit | : 1.0 |
| Temperatursicherheit | : 1.1 |

Es steht Ihnen frei, diese Grössen auf Grund Ihrer Erfahrung zu ändern.

# Kapitel 16

## Schraubräder und Feinwerk-Schnecken

Schraubräder sind Schrägstirnräder, die auf sich kreuzenden Achsen sitzen. Normalerweise beträgt der Achswinkel  $\Sigma = 90^\circ$ . Im Gegensatz zu der Linienberührung bei den zuvor besprochenen Verzahnungen 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 Schrägstirnrاد 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.

## 16.1 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.)

## 16.2 Basisdaten

| Geometrie                        |            |             |            |
|----------------------------------|------------|-------------|------------|
| Normalmodul                      | $m_n$      | 3.5000 mm   |            |
| Eingriffswinkel im Normalschnitt | $\alpha_n$ | 20.0000 °   |            |
| Rad 1 rechtssteigend             |            |             |            |
| Schrägungswinkel Teilkreis Rad 1 | $\beta_1$  | 57.6894 °   |            |
| Achsabstand                      | $a$        | 108.0000 mm |            |
| Zähnezahl                        | $z$        | 16          | 27         |
| Zahnbreite                       | $b$        | 18.0000     | 18.0000 mm |
| Profilverschiebungsfaktor        | $x^*$      | 0.0999      | -0.2182    |
| Qualität (ISO 1328)              | $Q$        | 6           | 6          |

| Festigkeit       |       |                                                         |  |
|------------------|-------|---------------------------------------------------------|--|
| Rechenmethode    |       | Schraubrad nach ISO6336:2006 und G.Niemann, Methode B/C |  |
| Lebensdauer      | $H$   | 1000.0000 h                                             |  |
| Anwendungsfaktor | $K_A$ | 1.0000                                                  |  |
| Bezugsrad        |       | Rad 1                                                   |  |
| Leistung         | $P$   | 4.6077 kW                                               |  |
| Drehmoment       | $T$   | 22.0000 Nm                                              |  |
| Drehzahl         | $n$   | 2000.0000 1/min                                         |  |

| Werkstoffe und Schmierung |                                                                                                              |  |  |
|---------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|--|
| Rad 1                     | 16 MnCr 5 (1), Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit $\geq 28\text{HRC}$ |  |  |
| Rad 2                     | 16 MnCr 5 (1), Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit $\geq 28\text{HRC}$ |  |  |
| Schmierung                | Öl: ESSO Spartan EP-220  Öl-Tauchschmierung                                                                  |  |  |

Abbildung 16.1: Eingabefenster Basisdaten

### 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.

### 16.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel  $\alpha_n = 20^\circ$ . 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.

### 16.2.3 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.

### 16.2.4 Achsabstand

Der Achsabstand wird auf Grund des Schrägungswinkels von Rad 1, Achswinkel, Profilverschiebung ( $x^*_1, x^*_2$ ) und Zähnezahlen berechnet.

### 16.2.5 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.

### 16.2.6 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-11) 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 Festhal-



ten des Achsabstandswerts ausgewählt ist. Überschreiben Sie einen ausgegrauten Wert, wird dieser aktiv und der des anderen Rads von KISSsoft berechnet.

### 16.2.7 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 16.1 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 16.1: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

## 16.2.8 Details der Geometrie definieren

Durch Klicken des Details...-Buttons im Bereich Geometrie können im Fenster Details der Geometrie definieren unten aufgeführte Parameter geändert werden.

|                              |               | Rad 1    | Rad 2                                         |
|------------------------------|---------------|----------|-----------------------------------------------|
| Paardaten                    |               |          |                                               |
| Achswinkel                   | $\Sigma$      | 90.0000° |                                               |
| Raddaten                     |               |          |                                               |
| Zeichnungsnummer             |               | 0.000.0  | 0.000.0                                       |
| Kopfkreiskürzung             | $k \cdot m_n$ | 0.0000   | 0.0000 mm <input checked="" type="checkbox"/> |
| Innendurchmesser             | $d_i$         | 0.0000   | 0.0000 mm                                     |
| Innendurchmesser der Bandage | $d_{bi}$      | 0.0000   | 0.0000 mm                                     |

Abbildung 16.2: Eingabefenster Details der Geometrie

### 16.2.8.1 Achswinkel

Der Achswinkel beträgt im Normalfall  $\Sigma = 90^\circ$ , kann aber beliebig gewählt werden.

### 16.2.8.2 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 16.3. Für Innenräder wird der Aussendurchmesser des Zahnkranzes eingegeben.

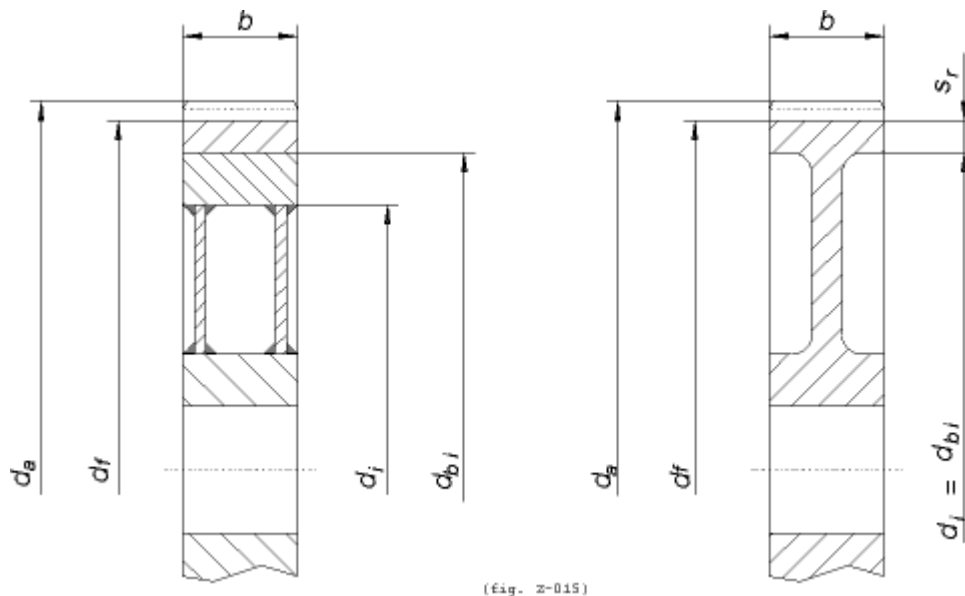


Abbildung 16.3: Bemessung der Durchmesser.

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 16.3.

### 16.2.9 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-226) Calculation of load capacity of spur and helical gears.

Für die Festigkeitsberechnung der Schnecken stehen Ihnen drei verschiedene Arten der Festigkeitsberechnung zur Verfügung:

### 16.2.9.1 Festigkeitsberechnung nach Hirn

Die Schneckenberechnung nach H.Hirn basiert auf einer veralteten Ausgabe von Niemanns Maschinenelemente. Es wird die Temperatursicherheit, die Flankensicherheit, die Fussicherheit 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  $\Sigma = 90^\circ$  und  $z_1 < 5$ .

### 16.2.9.2 Festigkeitsberechnung nach Hoechst

Für Schneckenräder aus Hostaform<sup>®</sup> (POM), gepaart mit einer Stahlschnecke, steht eine Festigkeitsberechnung nach Hoechst zur Verfügung [80]. Der zulässige Belastungskennwert  $c$  [N/mm<sup>2</sup>], siehe Gln. (16.1) ÷ (16.3), 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.

$$c = \frac{F_2}{f_z \cdot b \cdot m \cdot \pi} \quad (16.1)$$

$$b = \sqrt{d_{a1}^2 - d_m^2} \quad (16.2)$$

$$m = \frac{m_n}{\cos(\gamma_m)} \quad (16.3)$$

wobei

|            |                                   |
|------------|-----------------------------------|
| $F_2$      | Umfangskraft am Schneckenrad      |
| $f_z$      | Zähnezahlbeiwert                  |
| $b$        | Nutzbare Breite                   |
| $m_n$      | Normalmodul                       |
| $\gamma_m$ | Mittensteigungswinkel             |
| $d_{a1}$   | Kopfkreisdurchmesser der Schnecke |

$d_{m1}$ Mittenkreisdurchmesser der  
Schnecke**HINWEIS:**

Achswinkel  $\Sigma = 90^\circ$  und  $z_1 < 5$ . Die Berechnungsmethode sieht eine Schnecke aus Stahl und ein Schraubrad aus Kunststoff vor.

**16.2.9.3 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.

**16.2.10 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-141) möglich. Ausführliche Informationen zur Definition von Lastkollektiven finden Sie in Abschnitt 12.19 (siehe Seite II-141).

**HINWEIS**

Die Berechnung der Lebensdauer wird nur von Methode ISO 6336 unterstützt.

### 16.2.11 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 16.4. 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 16.4: Zuordnung Arbeitsweise - Anwendungsfaktor

### 16.2.12 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-138) eingehalten wird. Klicken des -Buttons neben dem Eingabefeld der Leistung ermöglicht im Fenster *Lastkollektiv definieren* (siehe Seite II-141) die Übergabe einer Häufigkeitsverteilung von Leistung, Drehmoment und Drehzahl.

### 16.2.13 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-68)). 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 Ein-*

gabe ermöglicht es Ihnen, die Werkstoffparameter einzeln übergeben, was dem Neuen Eintrag erstellen-Fenster des Datenbanktools entspricht.

## 16.3 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-127))



# Kapitel 17

## Menü Protokoll

## 17.1 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. an firmenspezifische Bedürfnisse angepasst werden.

## 17.2 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.

## **17.3 Bewertung**

Die Bewertung dient dem Vergleich der aktuellen Verzahnung mit den Resultaten der Feinauslegung.

## 17.4 Lebensdauer

Das Protokoll zeigt die wesentlichen Angaben bei der Berechnung der Lebensdauer mit oder ohne Lastkollektiv (siehe Seite II-141). 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.

## 17.5 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.

# Kapitel 18

## Menü Grafik

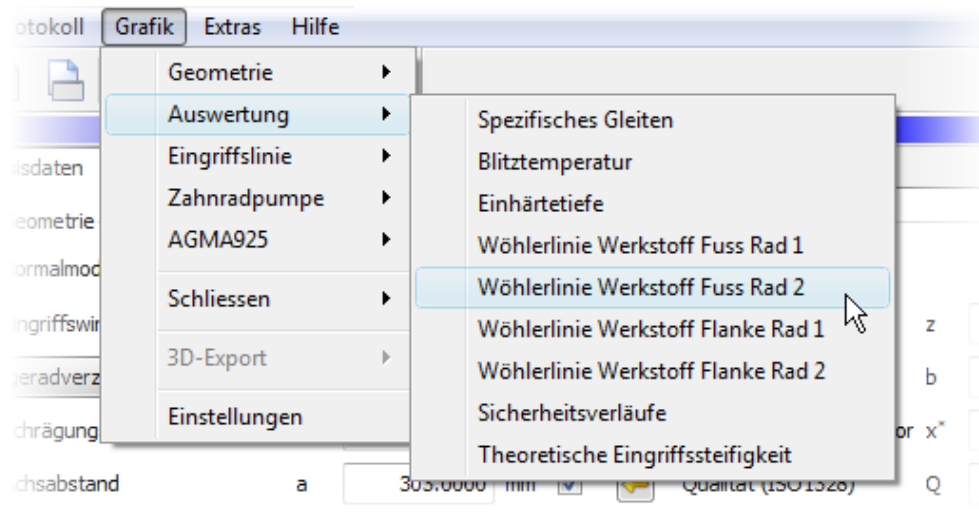


Abbildung 18.1: Menü Grafik in der Menüleiste der KISSsoft -Oberfläche

Im Menü Grafik erhalten Sie eine Auswahl von Menüpunkten zur Darstellung von Verzahnungen und Funktionsverläufen.

### HINWEIS

Festhalten der linken Maustaste und Bewegen der Maus in einem Grafikfenster spannt einen Bereich auf, der vergrößert werden soll. Klicken der rechten Maustaste öffnet ein Kontext- Menü mit weiteren Zoom-Funktionen.

In Tabelle 18.1 ist dargestellt, welche Optionen im Menü Grafik von den einzelnen Zahnradberechnungsmodulen unterstützt werden und wo Sie die entsprechende Dokumentation in diesem Kapitel dazu finden.

| Menüpunkt | Optionen              | Abs.   |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|-----------|-----------------------|--------|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|
| AGMA 925  | Temperatur im Kontakt | 18.1.1 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|           | Schmierfilmdicke      |        |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

|                |                             |         |  |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
|----------------|-----------------------------|---------|--|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
|                | Hertzsche Pressung          |         |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |   |
|                | Spezifische Filmdicke       |         |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |   |
| Auswertung     | Spezifisches Gleiten        | 18.4.7  |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Einhärtetiefe               | 18.3.3  |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Blitztemperatur             | 18.3.2  |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |   |
|                | Wöhlerlinie                 | 18.3.4  |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |   |
|                | Sicherheitsverläufe         | 18.3.5  |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |   |
|                | Theor. Eingriffssteifigkeit | 18.3.6  |  | ✓ |   | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |   |
|                | Spannungsverlauf            | 18.4.10 |  |   |   |   |   |   |   | ✓ |   |   |   |
|                | Berührlinie                 | 18.3.7  |  |   |   |   |   |   |   | ✓ |   |   |   |
|                | Sicherheit Fressen          | 18.3.9  |  |   |   |   |   |   |   | ✓ |   |   |   |
|                | Gleitgeschwindigkeit        | 18.3.9  |  |   |   |   |   |   |   | ✓ |   |   |   |
| Eingriffslinie | Kinematik                   | 18.4.6  |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Spez. Gleiten               | 18.4.7  |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Drehwegabweichung           | 18.4.1  |  |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Normalkraftverlauf          | 18.4.2  |  |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Drehmomentenverlauf         | 18.4.3  |  |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Steifigkeitsverlauf         | 18.4.4  |  |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Lagerkraftverlauf           | 18.4.5  |  |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Lagerkraftverlauf in %      | 18.4.5  |  |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Richtung der Lagerkräfte    |         |  |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Verlustleistung             | 18.4.8  |  |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Wärmeentwicklung            | 18.4.9  |  |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Spannungsverlauf            | 18.4.10 |  |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
| Geometrie      | Zahneingriff                | 18.2.4  |  |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |
|                | Zahnform                    | 18.2.1  |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |
|                | Werkzeug                    | 18.2.2  |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |
|                | Herstellung                 | 18.2.3  |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |
|                | Zeichnung                   |         |  | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   |   |   |   |
|                | Zusammenstellung            |         |  |   | ✓ |   | ✓ | ✓ | ✓ | ✓ |   | ✓ |   |

Tabelle18.1: 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)

## 18.1 AGMA 925

### 18.1.1 Schmierfilmdicke und spezifische Filmdicke

Der Verlauf der Schmierfilmdicke  $h_c$  nach AGMA 925 wird über dem Eingriffsverlauf dargestellt. Eine weitere Abbildung zeigt die spezifische Filmdicke  $\lambda$ , welche eine wichtige Kenngrösse für die Beurteilung des Risikos für Mikropitting ist.  $\lambda$  ist - vereinfacht ausgedrückt - das Verhältnis von Schmierfilmdicke zu Oberflächenrauigkeit.

## 18.2 Geometrie

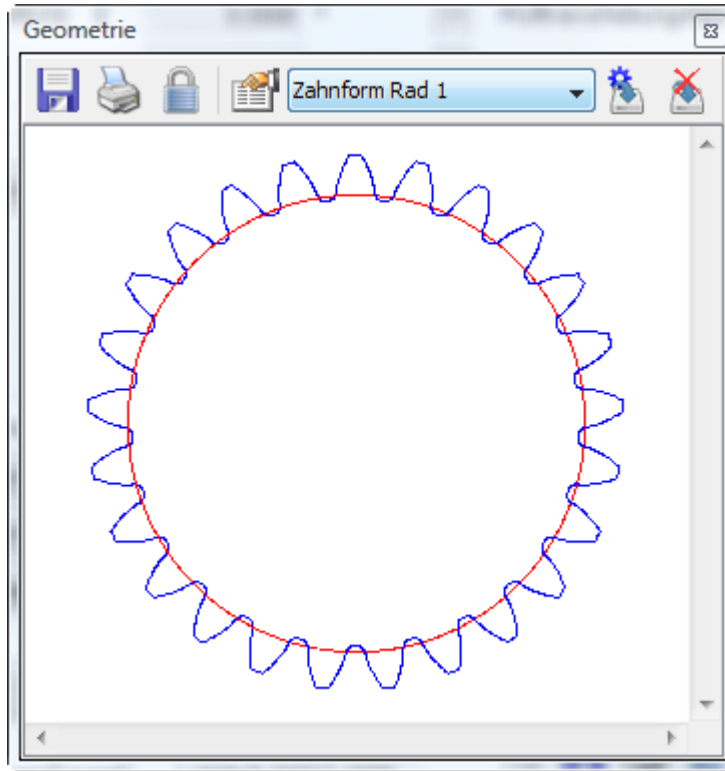


Abbildung 18.2: Grafikfenster Geometrie

Aus der Dropdownliste in der Symbolleiste des Grafikfensters *Geometrie* (s. Abb. 18.2) können verschiedene Ausgabemöglichkeiten gewählt werden:

### 18.2.1 Zahnform eines Rades

Darstellung der Zahnform eines Rads.

#### HINWEIS:

Über den Property-Knopf der Grafik kann die Anzahl der dargestellten Zähne vorgegeben werden; ebenfalls kann zwischen Darstellung im Stirnschnitt, Normalschnitt 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.

## 18.2.2 Werkzeug eines Rades

Darstellung des Werkzeugs eines Rades, falls vorhanden.

## 18.2.3 Herstellung eines Rades

Darstellung der Paarung Rad mit Werkzeug. Unten (blau) wird das Zahnrad dargestellt, oben (grün) das Werkzeug.

## 18.2.4 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. 18.3).

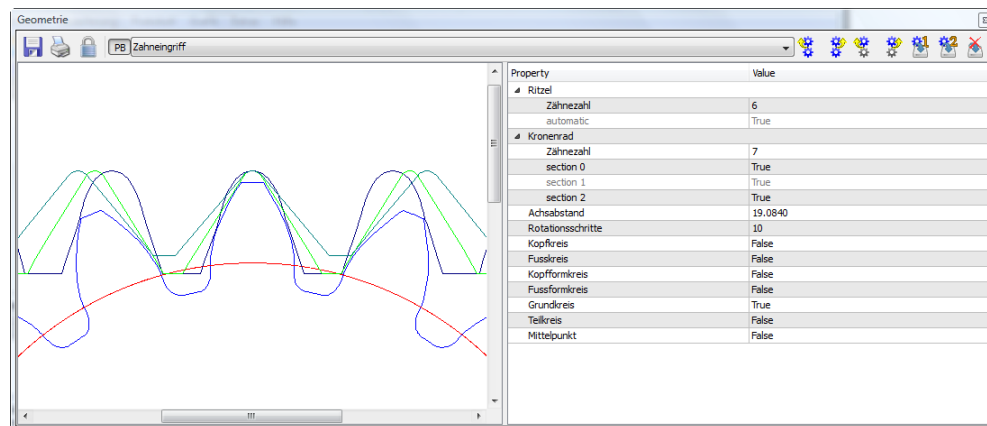


Abbildung 18.3: Grafikfenster Zahneingriff mit Property Browser

Der Unterschied zwischen Theorie und effektiver Zahnform bedeutet, dass der Zahn Unterschnitt aufweist! Dies ist in der 2D-Ansicht auch deutlich sichtbar.

## 18.3 Auswertung

### 18.3.1 Spezifisches Gleiten

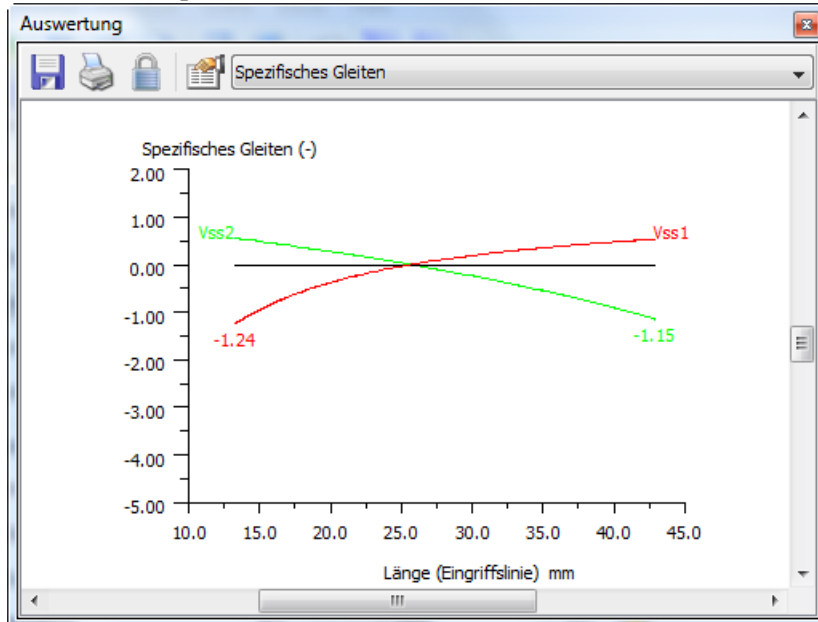


Abbildung 18.4: Darstellung Spezifisches Gleiten im Grafikfenster Auswertung

Der Verlauf des spezifischen Gleitens (Verhältnis von Gleit- zu Tangential-Geschwindigkeit) wird für Ritzel und Rad grafisch über der Eingriffsstrecke dargestellt. Dies umfasst die zwei Fälle maximale Zahndicke - minimaler Achsabstand sowie minimale Zahndicke - maximaler Achsabstand.

Bei der Eingabe der Profilverschiebung (s. Abschnitt "Profilverschiebungsfaktor" auf Seite II-11) erhalten Sie nach Klicken des -Buttons einen Vorschlag für ausgeglichenes spezifisches Gleiten.

### 18.3.2 Blitztemperatur

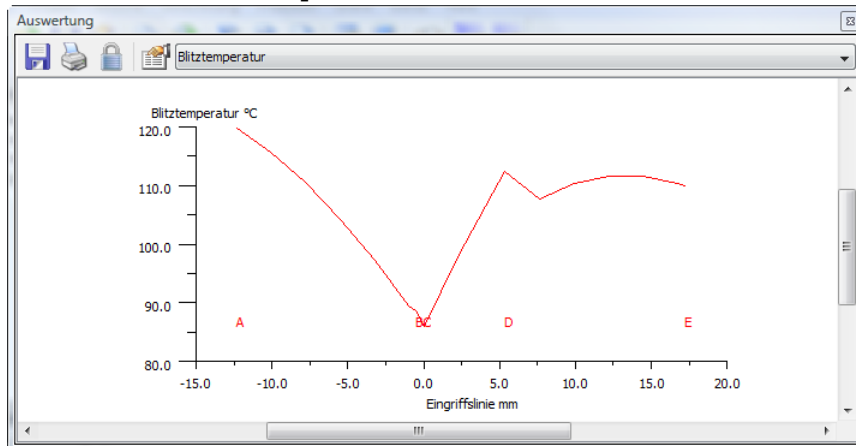


Abbildung 18.5: Option Blitztemperatur im Grafikfenster Auswertung

Die Blitztemperatur ist die lokale Temperatur auf der Zahnflanke im Moment des Kontaktes und wird grafisch über dem Zahneingriff dargestellt. Die Stelle mit der höchsten Temperatur ist damit ersichtlich, woraus Massnahmen für eine Verbesserung der Verhältnisse abgeleitet werden können, z.B. eine Profilkorrektur.

### 18.3.3 Einhärtetiefe

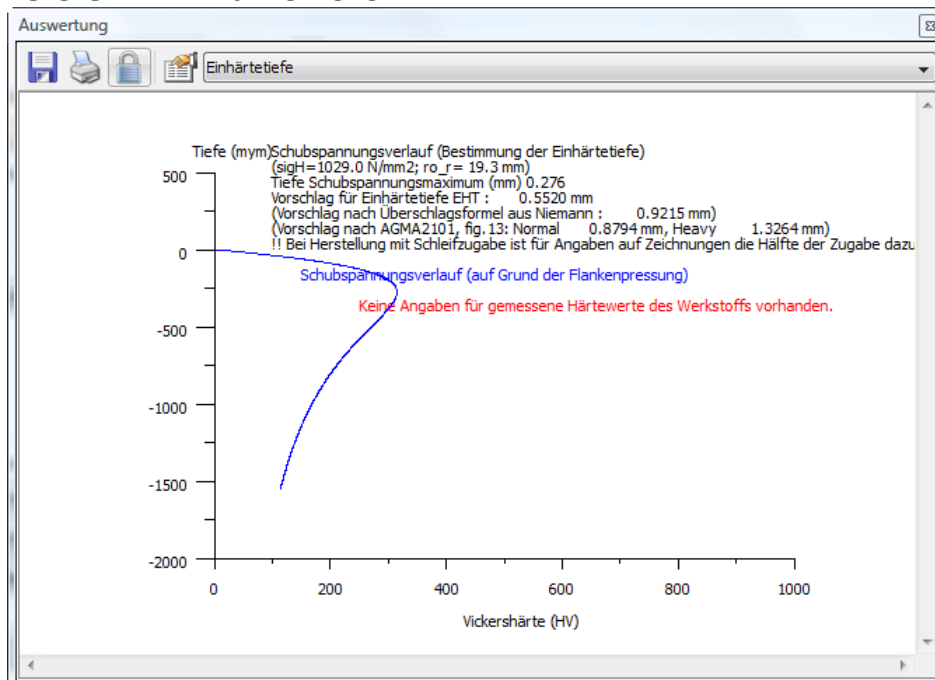


Abbildung 18.6: Option **Einhärtetiefe** im Grafikfenster **Auswertung**

Die optimale Eindhärtetiefe (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 Eindhärtetiefe 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.

Vorschläge für die Eindhärtetiefe nach Niemann, ISO 6336 und AGMA 2101-D04 werden in einem speziellen Protokoll angezeigt.

### 18.3.4 Wöhlerlinie Werkstoff

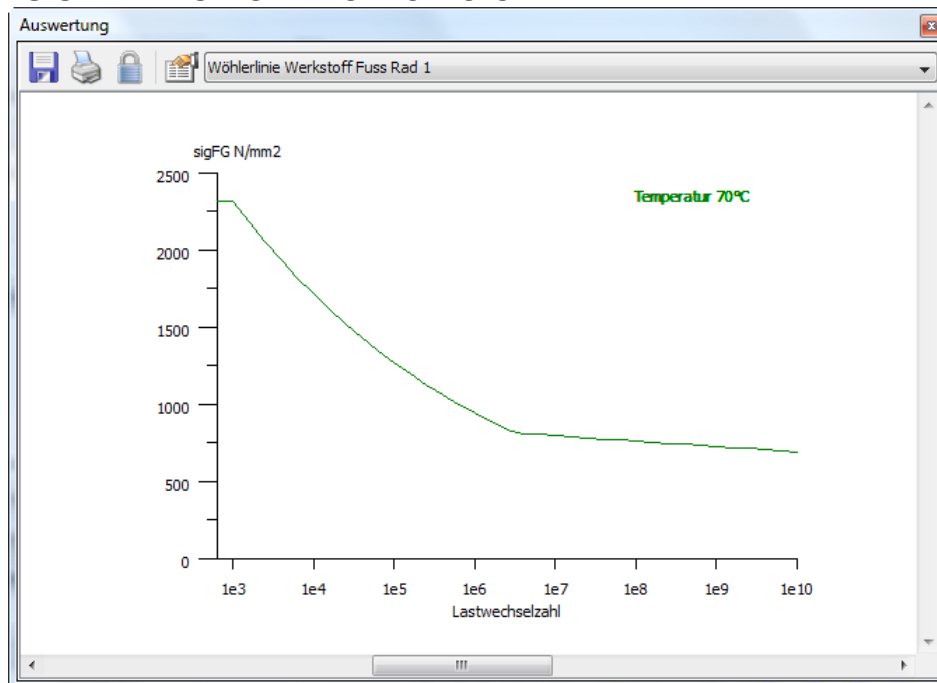


Abbildung 18.7: Option **Wöhlerlinie** im Grafikfenster **Auswertung**

Darstellung der Wöhlerlinie für Zahnfuss und Flanke. Die Berechnung erfolgt entsprechend der gewählten Berechnungsnorm.

### 18.3.5 Sicherheitsverläufe

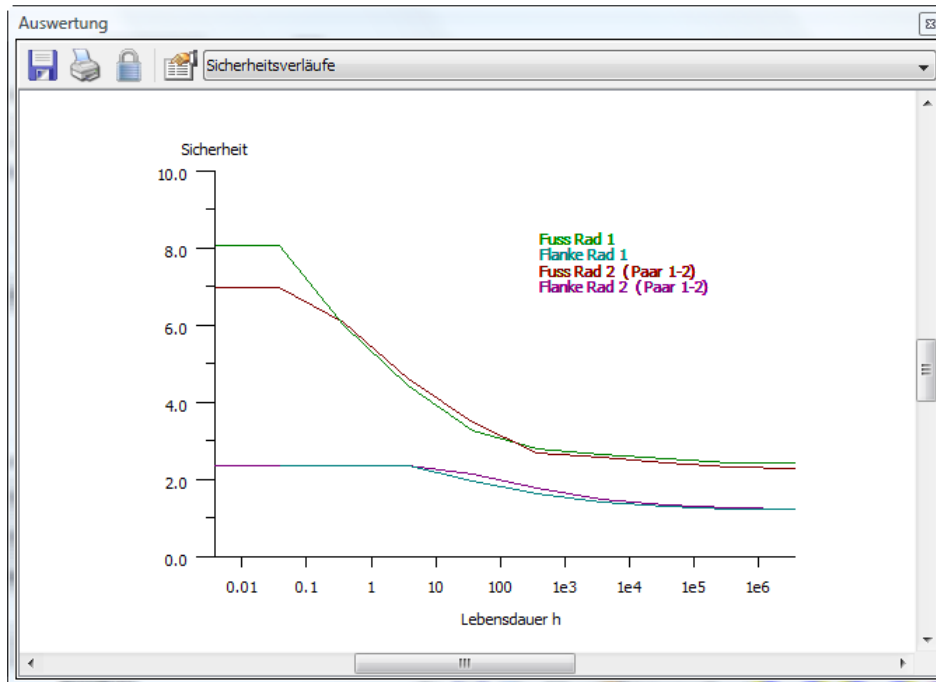


Abbildung 18.8: Option Sicherheitsverläufe im Grafikfenster Auswertung

Dargestellt wird der Verlauf der Sicherheit in Abhängigkeit der Lebensdauer.



### 18.3.6 Theoretische Eingriffssteifigkeit

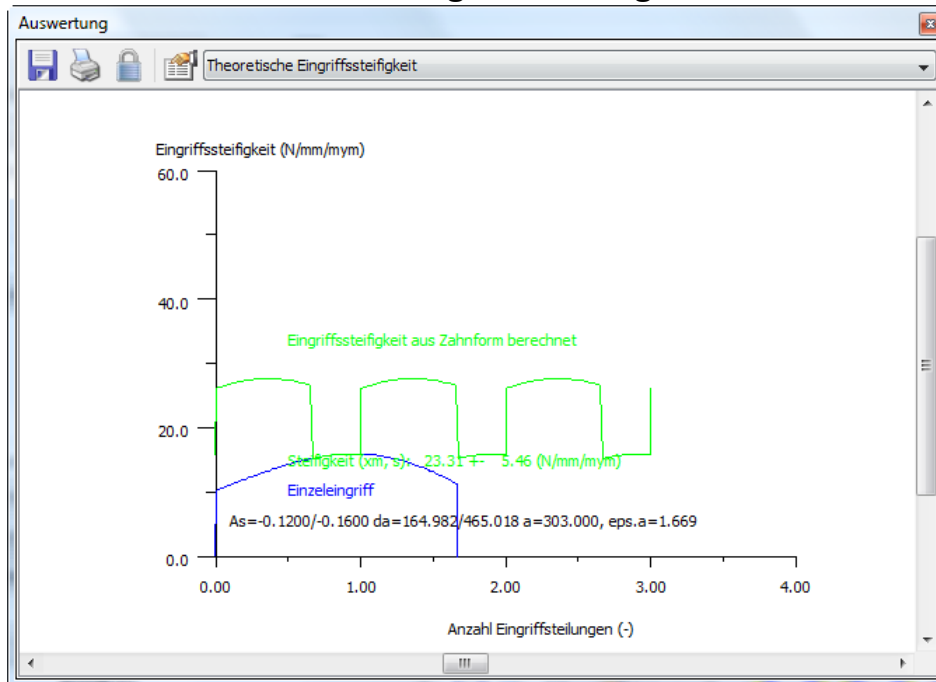


Abbildung 18.9: Option Theoretische Eingriffssteifigkeit im Grafikfenster Auswertung

Grafische Darstellung der Eingriffssteifigkeit. Die Berechnung der Eingriffssteifigkeit erfolgt auf Grund der echten Zahnformen. Berücksichtigt wird die Zahnverformung, Radkörperverformung und die Abplattung durch die Hertzschen Pressung. Berechnung nach Petersen [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 Umfangersrichtung  $\Delta s$  beträgt:

$$\Delta s = \left( \frac{F_{bt}}{b} \right) \cdot \left( \frac{q}{c'} \right) \quad (18.5)$$

$$F_{bt} = \frac{F_t}{\cos(\alpha_t)} \quad (18.6)$$

wobei  $(q/c')$  durch  $c_{gam}$  ersetzt wird.

**HINWEIS:**

Die theoretische Eingriffssteifigkeit kann sich deutlich von der Eingriffssteifigkeit der effektiven Verzahnung unter Last unterscheiden.

### 18.3.7 Berührlinie (Kronenrad)

Unter Grafik > Auswertung > Berührlinie Ritzel bzw. Berührlinie Kronrad kann der Verlauf der Berührungslinien am Ritzel und am Kronenrad dargestellt werden, siehe Abb. 18.10:

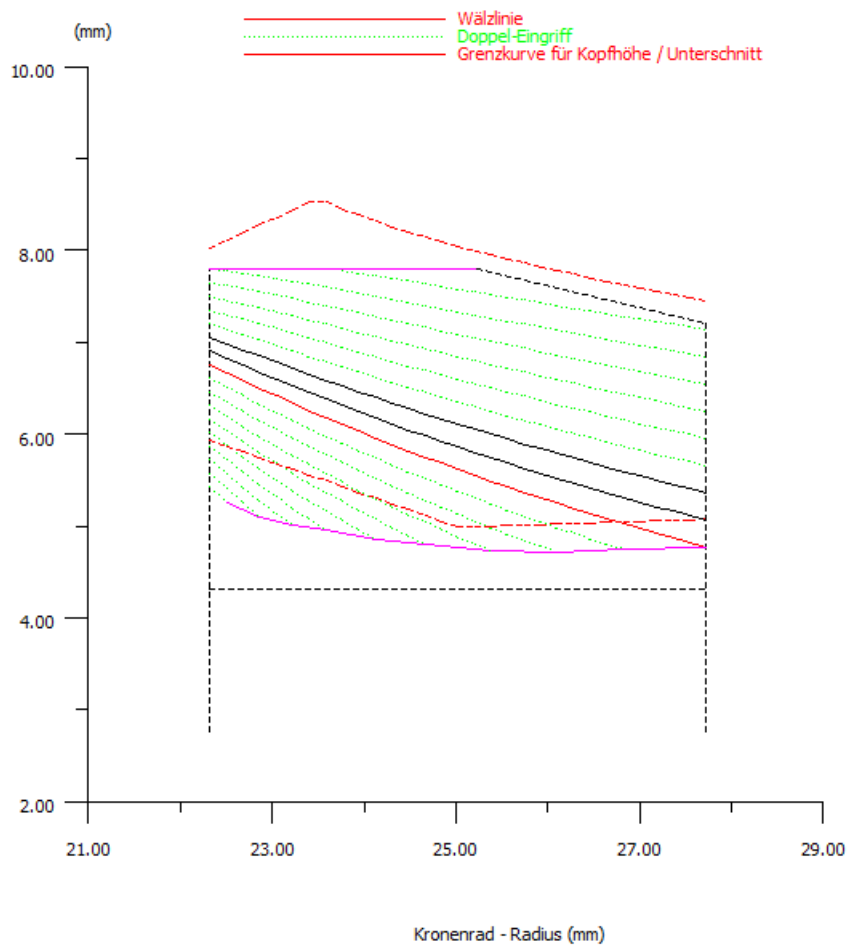


Abbildung 18.10:Grafikfenster Berührlinie Kronrad

### 18.3.8 Spannungsverlauf (Kronenrad)

Unter Grafik > Auswertung > Spannungsverlauf kann der Verlauf der Spannung über der Zahnbreite des Kronenrades berechnet und dargestellt werden (s. Abb. 18.11). Dabei wird die Zahnbreite in einzelne Segmente aufgeteilt, welche wahlweise nach ISO6336, DIN3990 oder AGMA2001 als Zahnstangen-Paarung berechnet werden. Für die Berechnung wird eine konstante Linienlast angenommen (damit ergibt sich für jedes Segment, auf Grund des unterschiedlichen Wälzkreises, ein leicht anderes Drehmoment).

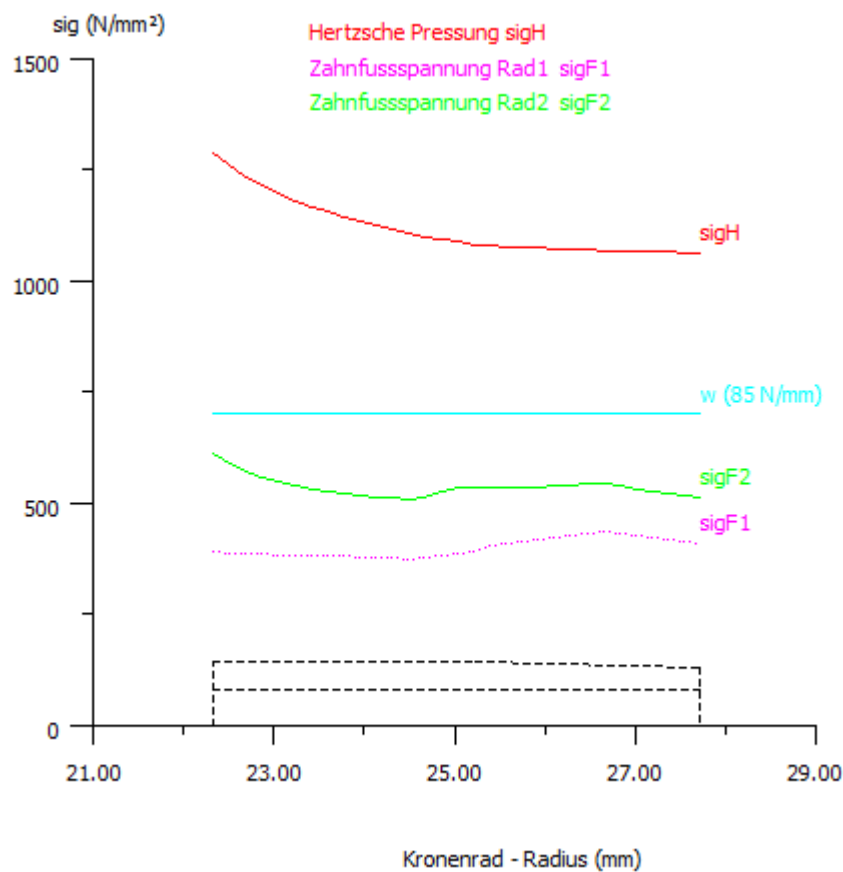


Abbildung 18.11: Grafikfenster Spannungsverlauf

Bei der Berechnung der Daten für die Abbildung der Berührlinien und des Spannungsverlaufs werden die wesentlichsten Daten in den einzelnen Schnitten berechnet und in zwei Tabellen geschrieben. Die Daten befinden sich in Datei Z60-H1.TMP und Z60-H2.TMP.

### 18.3.9 Fressen und Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad)

Unter Grafik > Auswertung > Sicherheit Fressen kann die Fresssicherheit dargestellt werden (s. Abb. 18.12). 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. Bild 18.12 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.

Unter Grafik > Auswertung > Gleitgeschwindigkeit kann die Gleitgeschwindigkeit dargestellt werden. Die Gleitgeschwindigkeiten sind für verschiedene Anwendungen (z.B. Kunststoff, Trockenlauf) wichtig.

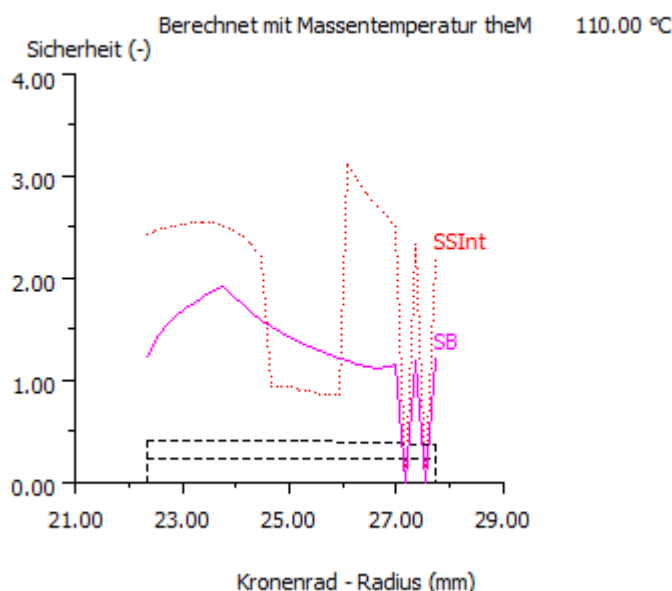


Abbildung 18.12: Grafikfenster Sicherheit Fressen

Unter Grafik > Auswertung > Gleitgeschwindigkeit kann die Gleitgeschwindigkeit dargestellt werden. Die Gleitgeschwindigkeiten sind für verschiedene Anwendungen (z.B. Kunststoff, Trockenlauf) wichtig.

## 18.4 Eingriffslinie

### HINWEIS:

Die üblichen Festigkeits- und Geschwindigkeitsberechnungen von Zahnrädern setzen meist eine evolventische Zahnform voraus. Mit Hilfe dieses Programmmoduls können hingegen beliebige Verzahnungen wie z.B. Zykloidenverzahnungen genauso gut beurteilt werden wie evolventische Zahnformen.

### 18.4.1 Drehwegabweichung

Die Drehwegabweichung ergibt sich aus der Berechnung der Eingriffslinie unter Last. Dargestellt wird der Verdrehweg ( $\mu$ ) des zweiten Rades auf dem Wälzkreis von der Position Mitte Zahnücke zum Kontakt. Der absolute Wert hängt damit im wesentlichen vom Flankenspiel ab.

Für die Geräuschanregung spielt die Amplitude der Drehwegabweichung eine Rolle, aber auch die Steigung sollte nicht vernachlässigt werden, da hohe Beschleunigungen hohe Zusatzlasten erzeugen.

### 18.4.2 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.

### 18.4.3 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.

### 18.4.4 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 Steifig-

keit des Zahneingriffs von zwei Zahnrädern zu erhalten muss der angegebene Wert ( $c_\gamma$ ) mit der tragenden Zahnbreite multipliziert werden.

### 18.4.5 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.

### 18.4.6 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

### 18.4.7 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.

### 18.4.8 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.

### **18.4.9 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.

### **18.4.10 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-31) bestimmt wird, dargestellt wird die maximale Spannung im Zahnfussbereich über dem Drehwinkel.



## 18.5 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-103) und Dokument KISS-soft-anl-035-E- GearPumpInstructions.doc [77] (auf Anfrage).

## 18.6 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-256) 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.

## 18.7 Einstellungen

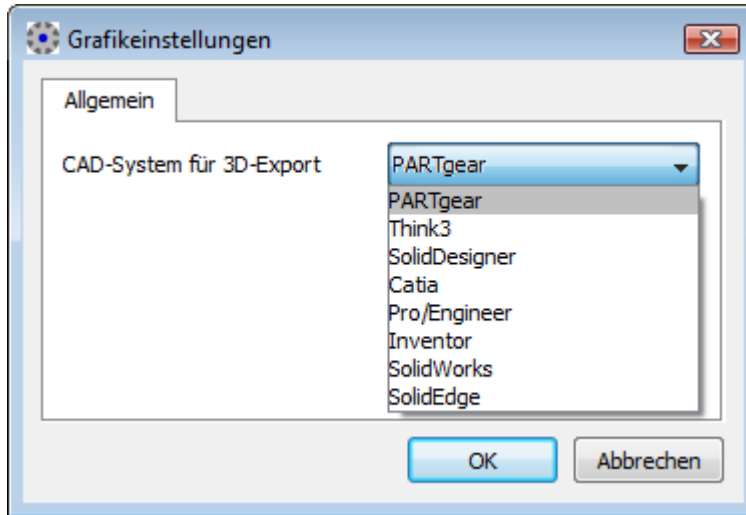


Abbildung 18.13: Dialogfenster Grafikeinstellungen zur Definition der CAD-Schnittstelle

Über den Menüpunkt **Grafik > Einstellungen** haben Sie Zugriff auf das Grafikeinstellungen-Fenster. Im Tab **Allgemein** finden Sie dort eine Dropdownliste zur Auswahl Ihres favorisierten CAD-Systems. In der Liste sind jene Schnittstellen aufgeführt, für die Sie Lizenzen erworben haben.

### HINWEIS:

Verwenden Sie "PARTgear", wenn Sie kein CAD installiert haben. PARTgear wird normalerweise zusammen mit KISSsoft automatisch mitinstalliert. Über PARTgear können Sie Neutral-Formate (IGES, STEP, SAT) erzeugen und exportieren.

# **Kapitel 19**

## **Antworten auf häufige Fragen**

## 19.1 Antworten zur Geometrieberechnung

### 19.1.1 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, VDI2545 oder DIN 3990, da für Feinwerkkräder 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-263)“ 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 Kopfrücknahme ( $k \cdot m_n$ ) nicht berücksichtigt. Die folgende Formel wird verwendet:

$$d_{\text{aoff}} = d + 2 \cdot m_n \cdot x_{\text{off}} + 2 \cdot m_n \cdot h_{\text{ap}} \quad (19.1)$$

### 19.1.2 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.  $m_n \cdot (1.25 + 1.0)$

Für Hochverzahnung: z. B.  $m_n \cdot (1.45 + 1.25)$

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 Zähnezahzahl 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 12.16.

### 19.1.3 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

### 19.1.4 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 der Zahnform berechnen (siehe Info (siehe Seite II-135)) 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.)

### 19.1.5 Zahndicke im Kopf

Die Zahndicke im 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 im Kopf mindestens  $0.2 \cdot \text{Modul}$  sein muss (nach DIN 3960). Wenn diese Grenze unterschritten wird, bringt KISSsoft eine entsprechende Warnung. Über Einstellungen  $> \text{Modul-Spezifisch}$  kann bei Bedarf diese Grenze ( $0.2 \cdot \text{Modul}$ ) verändert werden.

### 19.1.6 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 das Kapitel „Eingriffslinie“, 18.4.

### 19.1.7 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 | $h_{fP} = 1.25 + 0.25 \cdot m_n^{-2/3}$ | $h_{aP} = 1.0$ | $\rho_{fP} = 0.2$ |
| Profil IV  | $h_{fP} = 1.25 + 0.60 \cdot m_n^{-2/3}$ | $h_{aP} = 1.0$ | $\rho_{fP} = 0.2$ |

Über den Plus - Knopf (auf der Zeile "Fräser") im Tab `Bezugsprofil`, wenn die Konfiguration auf `Fräser` gestellt ist, wird 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 | $\text{Abmass} = +0.5 \cdot \sqrt[3]{m_n} \tan(\alpha_n)$ |
| Profil IV  | $\text{Abmass} = +1.2 \cdot \sqrt[3]{m_n} \tan(\alpha_n)$ |

Der Auslegungsknopf neben dem Feld `Aufmass` bei Vorbearbeitung (in Maske `Toleranzen`) schlägt jeweils das Abmass entsprechend Profil III vor.

Um die Berechnung mit Vorbearbeitungswerkzeug durchführen zu können ist unter `Einstellungen > Modul-Spezifisch > Berechnungen` die entsprechende Rechenmethode zu aktivieren.

### 19.1.8 Wälzabweichungen nach DIN 58405

Für Verzahnungen der Feinwerktechnik gibt DIN58405 Zahnweitenabmasse und zulässige Wälzfehler an. Das Bezugsprofil nach DIN58400 setzt dabei einen Eingriffswinkel von  $\alpha_n=20^\circ$  voraus. Bei einem von  $20^\circ$  abweichenden Betriebseingriffswinkel geben DIN58405 Blatt 3 Abschnitt 1.2.10 und 1.2.11 an, dass der zulässige Wälzfehler und die zulässige Wälzabweichung mit einem Faktor  $L = \tan(20^\circ)/\tan(\alpha_n)$  zu multiplizieren ist. Dies wird gemacht, da die Zahnweitenabmasse genormt sind, und sich bei Verkleinerung des Eingriffswinkels eine grössere Achsabstandsabweichung 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.



## 19.2 Antworten zur Festigkeitsberechnung

### 19.2.1 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 rechnet.

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.

### 19.2.2 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.

### 19.2.3 Berechnung nach Methode B oder C (DIN 3990, 3991)

#### Stirnräder:

Die Berechnung nach Methode B oder Methode C ist in ISO 6336 oder 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 12.3.16.3).

#### Kegelräder:

Die Berechnung der Zahnformfaktoren erfolgt gemäss Norm nach Methode C.

### 19.2.4 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 Fuss-sicherheit bei Berechnungen nach ISO6336  $SF_{min} = 1.56$  vorgeschrieben ist, bei Berechnungen nach AGMA hingegen  $SF_{min} = 1.0$  ausreicht. Dies entspricht unseren Erfahrungen, dass Berechnungen nach AGMA viel tiefere Fuss-sicherheiten er-

geben.

Dementsprechend kann für Industriegetriebe bei Berechnung nach AGMA analog ISO eine Mindestsicherheit von  $1.4 \cdot 1.0 / 1.65 = 0.90$  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.

## **19.2.5 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 Fresssickeit 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 Fresssickeit nach dem Blitztemperatur- und dem Integraltemperatur-Verfahren sehr unterschiedlich sind.

### 19.2.6 Werkstoffpaarungsfaktor (Verfestigung eines nicht gehärteten Rades)

Bei der Paarung eines gehärteten Zahnrad 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 Oberflächenrauigkeit des gehärteten Rades klein sein (geschliffene Oberfläche), ansonsten ergibt sich keine Tragfähigkeitssteigerung; im Gegenteil, die Zähne des weichen Rades können regelrecht weggeschliffen werden.

### 19.2.7 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.

## 19.3 Abkürzungen in der Zahnradberechnung

| Abk. in<br>Normen etc. | Abk. in<br>KISSsoft |                                                    |
|------------------------|---------------------|----------------------------------------------------|
| $a$                    | $a$                 | Achsabstand (mm)                                   |
| $a_d$                  | $a.d$               | Nullachsabstand (mm)                               |
| $A_a$                  | $A.a$               | Achsabstands-Abmass (mm)                           |
| $A_{se}$               | $As.e$              | Zahndickenabmass im Normalschnitt (mm)             |
| $\alpha_{en}$          | $alf.en$            | Kraftangriffswinkel (grad)                         |
| $\alpha_n$             | $alf.n$             | Eingriffswinkel im Normalschnitt (grad)            |
| $\alpha_{Pro}$         | $alf.Pro$           | Protuberanz-Winkel (grad)                          |
| $\alpha_t$             | $alf.t$             | Eingriffswinkel am Teilkreis (grad)                |
| $\alpha_{wt}$          | $alf.wt$            | Betriebseingriffswinkel (grad)                     |
| $b$                    | $b$                 | Zahnbreite (mm)                                    |
| $B_M$                  | $B.M$               | Therm. Kontaktkoeffizient (N/mm/s.5/K)             |
| $\beta$                | $beta$              | Schrägungswinkel am Teilkreis (grad)               |
| $\beta_b$              | $beta.b$            | Grundschrägungswinkel (grad)                       |
| $c$                    | $c$                 | Kopfspeil (mm)                                     |
| $c'$                   | $c'$                | Einzelfedersteifigkeit (N/mm . mm)                 |
| $c_\gamma$             | $c.g$               | Eingriffsfedersteifigkeit (N/mm . mm)              |
| $d$                    | $d$                 | 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)                    |
| $d_{Nf}$               | $d.Nf$              | Notwendiger Fuss- Nutzkreisdurchmesser (mm)        |
| $d_{Nf(0)}$            | $d.Nf(0)$           | Erzeugter Fussnutzkreis (Zahnstange) (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 e f f | Effektiver Messkörper- Durchmesser (mm)                       |
| $e_{fn}$             | e . fn      | Normal-Lückweite am Fusszylinder (mm)                         |
| $\eta_{tot}$         | eta . tot   | Gesamtwirkungsgrad                                            |
| $\varepsilon_\alpha$ | eps . a     | Profilüberdeckung                                             |
| $\varepsilon_\beta$  | eps . b     | Sprungüberdeckung                                             |
| $\varepsilon_\gamma$ | eps . g     | Gesamtüberdeckung                                             |
| $f_i$                | f . f       | Profilformabweichung (mm)                                     |
| $f_{H\beta}$         | f . Hb      | Flankenlinien- Winkelabweichung (mm)                          |
| $f_{ma}$             | f . ma      | Flankenlinien-Abweichung durch Fertigungstole-<br>ranzen (mm) |
| $f_{pe}$             | f . pe      | Eingriffsteilungsabweichung (mm)                              |
| $f_{sh}$             | f . sh      | Flankenlinien-Abweichung durch Verformung der<br>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)                                         |
| $g_\alpha$           | g . a       | Länge der Eingriffsstrecke (mm)                               |
| $\Gamma$             | Gamma       | Koordinate Gamma (Ort der höchsten Tempera-<br>tur)           |
| $h$                  | 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)                                   |
| $h_a$                | ha          | Höhe über der Sehne (mm)                                      |

|                 |                   |                                                          |
|-----------------|-------------------|----------------------------------------------------------|
| $H$             | H                 | Lebensdauer in Stunden                                   |
| $I$             | I                 | AGMA: Geometry factor for pitting resistance             |
| $Impuls$        | Impuls            | Rad treibend (+) / getrieben (-)                         |
| $j_n$           | $j \cdot n$       | Normalflankenspiel (mm)                                  |
| $j_t$           | $j \cdot t$       | Drehflankenspiel (Stirnschnitt) (mm)                     |
| $j_{tSys}$      | $j \cdot t_{Sys}$ | Verdrehspiel des ganzen Systems (mm); bei Planetenstufen |
| $k$             | k                 | Messzähnezahl                                            |
| $k * m_n$       | $k * m \cdot n$   | 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                                   |
| $l$             | l                 | Lagerdistanz l der Ritzelwelle (mm)                      |
| $m_n$           | $m \cdot n$       | Normalmodul (mm)                                         |
| $m_{Red}$       | $m \cdot Red$     | Reduzierte Masse (kg/mm)                                 |
| $m_t$           | $m \cdot t$       | 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)                   |

|              |                |                                                                        |
|--------------|----------------|------------------------------------------------------------------------|
| $\mu_m$      | mu . m         | Mittlere Reibungszahl (nach Niemann)                                   |
| $\mu_m$      | my . m         | Gemittelte Reibungszahl                                                |
| $\mu_m$      | my . my        | Reibungszahl                                                           |
| $n$          | n              | Drehzahl (UpM)                                                         |
| $v_{E1}$     | n . E1         | Resonanzdrehzahl ( $\text{min}^{-1}$ )                                 |
| $N$          | N              | Bezugsdrehzahl                                                         |
| $N_L$        | N . L          | Anzahl der Lastwechsel (in Mio.)                                       |
| $v_{100}$    | nu . 100       | Kinematische Nennviskosität Öl bei 100 Grad ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) |
| $v_{40}$     | nu . 40        | Kinematische Nennviskosität Öl bei 40 Grad ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )  |
| $p_{bt}$     | p . bt         | Grundkreisteilung (mm)                                                 |
| $p_{et}$     | p . et         | Stirneingriffsteilung (mm)                                             |
| $p_t$        | p . t          | Teilkreisteilung (mm)                                                  |
| $P$          | P              | Nennleistung (kW)                                                      |
| $P_{VZ}$     | P . VZ         | Zahnverlustleistung aus Zahnbelastung (kW)                             |
| $P_{VZtot}$  | P . VZto<br>t  | Gesamtverlustleistung (kW)                                             |
| $P_{WaelzL}$ | P . Wael<br>zL | Wälzleistung (kW)                                                      |
| $R_Z$        | R . Z          | Mittlere Rautiefe (mm)                                                 |
| $\rho_F$     | ro . F         | Zahnfussradius (mm)                                                    |
| $\rho_{fP}$  | ro . fP        | Fussradius Bezugsprofil (in Modul)                                     |
| $\rho_{Oil}$ | ro . Oil       | Spez. Dichte Öl bei 15 Grad ( $\text{kg}/\text{dm}^3$ )                |
| $s$          | 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<br>e/i  | Normalzahndickensehne mit Spiel (mm) (e: obere,<br>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)  |
| $\sigma_F$      | sig . F        | (Effektive) Zahnfuss-Spannung (N/mm <sup>2</sup> )        |
| $\sigma_{F0}$   | sig . F0       | Örtliche Zahnfuss-Spannung (N/mm <sup>2</sup> )           |
| $\sigma_{Flim}$ | sig . Fl<br>im | Dauerfestigkeit Zahnfussspannung (N/mm <sup>2</sup> )     |
| $\sigma_{FP}$   | sig . FP       | Zulässige Zahnfuss-Spannung (N/mm <sup>2</sup> )          |
| $\sigma_H$      | sig . H        | Flankenpressung am Wälzkreis (N/mm <sup>2</sup> )         |
| $\sigma_{H0}$   | sig . H0       | Nennwert der Flankenpressung (N/mm <sup>2</sup> )         |
| $\sigma_{HB/D}$ | sig . HB<br>/D | Flankenpressung Einzeleingriffspunkt (N/mm <sup>2</sup> ) |
| $\sigma_{Hlim}$ | sig . Hl<br>im | Dauerfestigkeit Hertzsche Pressung (N/mm <sup>2</sup> )   |
| $\sigma_{HP}$   | sig . HP       | Zulässige Flankenpressung (N/mm <sup>2</sup> )            |
| $\sigma_s$      | sig . s        | Streckgrenze (N/mm <sup>2</sup> )                         |
| $\sum x_i$      | Summe<br>x . i | Summe der Profilverschiebung                              |
| $T$             | T              | Drehmoment (Nm)                                           |
| $\theta_B$      | the . B        | Höchste Kontakttemperatur (°C)                            |
| $\theta_{int}$  | the . in<br>t  | Integral-Flankentemperatur (°C)                           |
| $\theta_m$      | the . m        | Massentemperatur (°C)                                     |
| $\theta_{M-C}$  | the . M-<br>C  | Massentemperatur (°C)                                     |
| $\theta_{Oil}$  | the . Oi<br>l  | Öltemperatur (°C)                                         |
| $\theta_s$      | the . s        | Fresstemperatur (°C)                                      |
| $\theta_{Sint}$ | the . Si<br>nt | Fress-Integraltemperatur (°C)                             |

|                   |                               |                                                 |
|-------------------|-------------------------------|-------------------------------------------------|
| $u$               | $u$                           | Zähnezahlverhältnis                             |
| $v$               | $v$                           | Umfangsgeschwindigkeit Teilkreis (m/s)          |
| $v_{ga}$          | $v \cdot ga$                  | Maximale Gleitgeschwindigkeit am Kopf (m/s)     |
|                   | $V_{qual}$                    | Verzahnungsqualität nach DIN 3962 oder ISO 1328 |
| $w$               | $w$                           | Nennumfangskraft Teilkreis pro mm (N/mm)        |
| $W_k$             | $W \cdot k$                   | Zahnweite spielfrei (mm)                        |
|                   | $W \cdot k$<br>$e/i$          | Effektive Zahnweite (mm) (e: obere, i: untere)  |
| $x$               | $x$                           | Profilverschiebungsfaktor                       |
| $x_E$             | $x \cdot E$                   | Erzeugungs-Profilverschiebung für $A_{se}$      |
| $X_{\alpha\beta}$ | $X \cdot \alpha f b$<br>$e t$ | Winkelfaktor                                    |
| $X_B$             | $X \cdot B$                   | Geometriefaktor                                 |
| $X_{BE}$          | $X \cdot BE$                  | Geometriefaktor                                 |
| $X_{Ca}$          | $X \cdot Ca$                  | Kopfrücknahmefaktor                             |
| $X_e$             | $X \cdot e$                   | Überdeckungsfaktor                              |
| $X_\Gamma$        | $X \cdot \Gamma$              | Aufteilungsfaktor                               |
| $X_M$             | $X \cdot M$                   | Blitzfaktor                                     |
| $X_Q$             | $X \cdot Q$                   | Eingriffsfaktor                                 |
| $X_S$             | $X \cdot S$                   | Schmierfaktor (Fressen)                         |
| $X_{WrelT}$       | $X \cdot Wrel$<br>$T$         | Relativer Gefügefaktor (Fressen)                |
| $y_a$             | $y \cdot a$                   | Einlaufbetrag ( $\mu\text{m}$ )                 |
| $y_b$             | $y \cdot b$                   | Einlaufbetrag ( $\mu\text{m}$ )                 |
| $Y$               | $Y$                           | AGMA: Zahnformfaktor                            |
| $Y_b$             | $Y \cdot b$                   | Schrägungsfaktor                                |
| $Y_{drel}$        | $Y \cdot drel$                | Stützziffer                                     |
| $Y_e$             | $Y \cdot e$                   | Überdeckungsfaktor                              |
| $Y_F$             | $Y \cdot F$                   | Zahnformfaktor                                  |
| $Y_{NT}$          | $Y \cdot NT$                  | Zeitfestigkeitsfaktor                           |

|                 |               |                                  |
|-----------------|---------------|----------------------------------|
| $Y_R$           | $Y \cdot R$   | Oberflächenfaktor                |
| $Y_S$           | $Y \cdot S$   | Spannungskorrekturfaktor         |
| $Y_{st}$        | $Y \cdot st$  | Spannungskorrekturfaktor Prüfrad |
| $Y_X$           | $Y \cdot X$   | Grössenfaktor (Zahnfuss)         |
| $z$             | $z$           | Zähnezahl                        |
| $z_n$           | $z \cdot n$   | Ersatz-Zähnezahl                 |
| $Z_\beta$       | $Z \cdot b$   | Schrägenfaktor                   |
| $Z_{B/D}$       | $Z \cdot B/D$ | Einzeleingriffsfaktor            |
| $Z_E$           | $Z \cdot E$   | Elastizitätsfaktor ( $N_5/mm$ )  |
| $Z_\varepsilon$ | $Z \cdot e$   | Überdeckungsfaktor               |
| $Z_H$           | $Z \cdot H$   | Zonenfaktor                      |
| $Z_L$           | $Z \cdot L$   | Schmierstofffaktor               |
| $Z_{NT}$        | $Z \cdot NT$  | Zeitfestigkeitsfaktor            |
| $Z_R$           | $Z \cdot R$   | Rauigkeitsfaktor                 |
| $Z_V$           | $Z \cdot V$   | Geschwindigkeitsfaktor           |
| $Z_W$           | $Z \cdot W$   | Werkstoffpaarungsfaktor          |
| $Z_X$           | $Z \cdot X$   | Grössenfaktor (Flanke)           |
| $\zeta_w$       | $zet \cdot W$ | Verschleissgleiten nach Niemann  |
| $\zeta_a$       | $zet \cdot a$ | Spezifisches Gleiten am Kopf     |
| $\zeta_f$       | $zet \cdot f$ | Spezifisches Gleiten am Fuss     |

**Teil *III***  
**Wellen und Lager**

# Kapitel 20

## Wellen definieren

Das Programm besteht aus einzelnen Modulen, die alle vom Grundmodul aus bedient werden. Einmal eingegebene Daten (Geometrie, Werkstoff, Kräfte, etc.) können deshalb in allen Rechenmodulen verwendet werden und müssen nicht jedes Mal wieder neu eingegeben werden.

Die folgenden Berechnungen stehen zur Verfügung:

- ⚙ Deformation, Kraft-, Momenten- und Spannungsverläufe
- ⚙ Eigenfrequenzen (Bieigungs-, Torsions-, Axialschwingungen)
- ⚙ Knicklasten
- ⚙ Statische und Ermüdungsfestigkeit
- ⚙ Wälzlagerberechnung
- ⚙ Gleitlagerberechnung (hydrodynamische)
- ⚙ Notwendige Breitenkorrektur von Ritzeln

Weiter stehen die folgenden Module zur Verfügung:

- ⚙ Grafische Wellendefinition
- ⚙ Grafische Darstellung der definierten, äusseren Kräfte

### Wellen-Grundmodul W01

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.

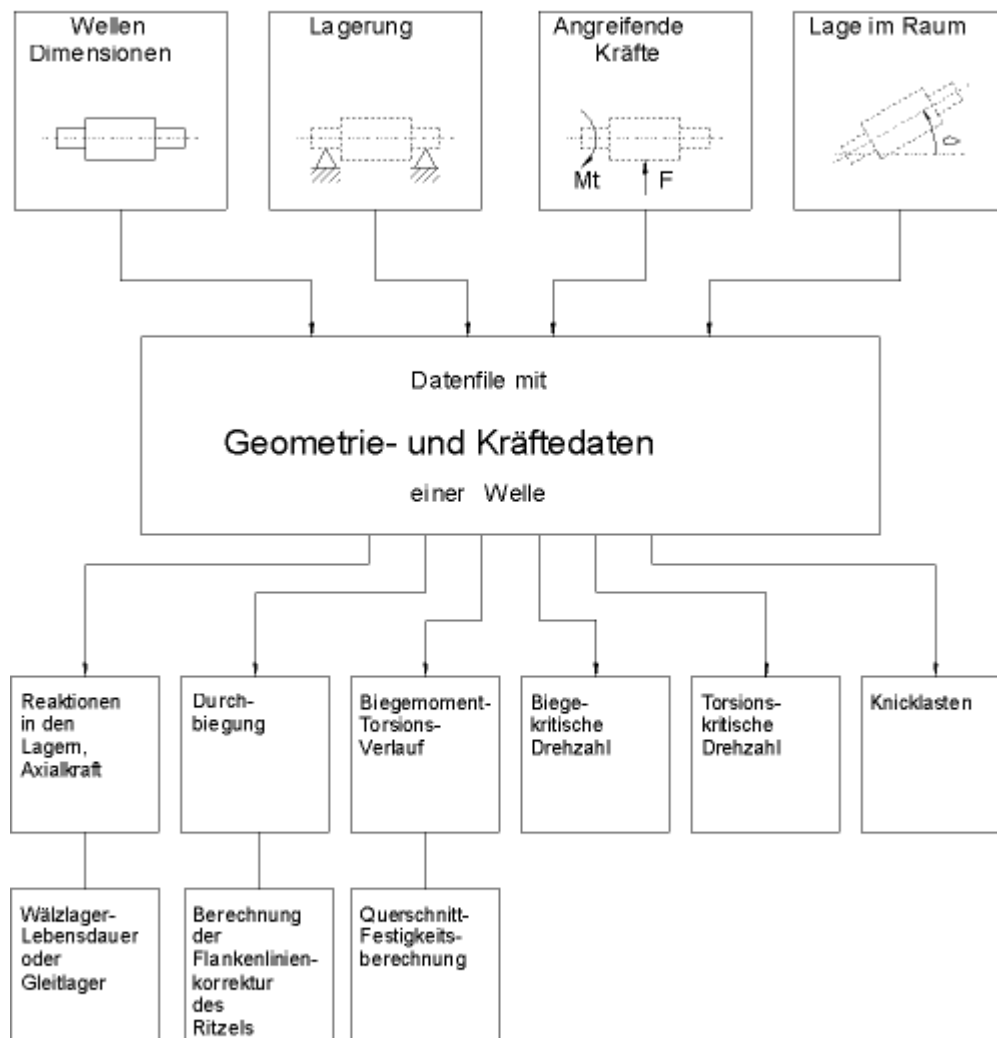
Die Eigenschaften der grafischen Welleneingabe sind:

- ⚙ 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:
  - Stirnräder
  - Kegelritzel/-rad
  - Schnecke
  - Schneckenrad
  - Kupplung
  - Seil- oder Riemenscheibe
  - Einzelne Radial-, Axial-Kräfte, Biege-, Torsions-Momente
  - Federn, Drehfedern
  - Äussere Massen mit Trägheitsmoment
  - Exzentrische Kraft
  - Verlustleistung
- ⚙ Berechnung von:
  - Wellengewicht
  - Trägheitsmoment

- Axialkraft
- Statische Torsionsverdrehung der Welle
- ⚙ Übersichtliche Darstellung der Geometriedaten und der berechneten Lager- und Randkräfte auf Bildschirm und Papier.

## EINGABE - DATEN



## BERECHNUNGEN

Abbildung 20.1: Vernetzung der Wellenberechnungsprogramme in KISSsoft.





## 20.1 Welleneditor

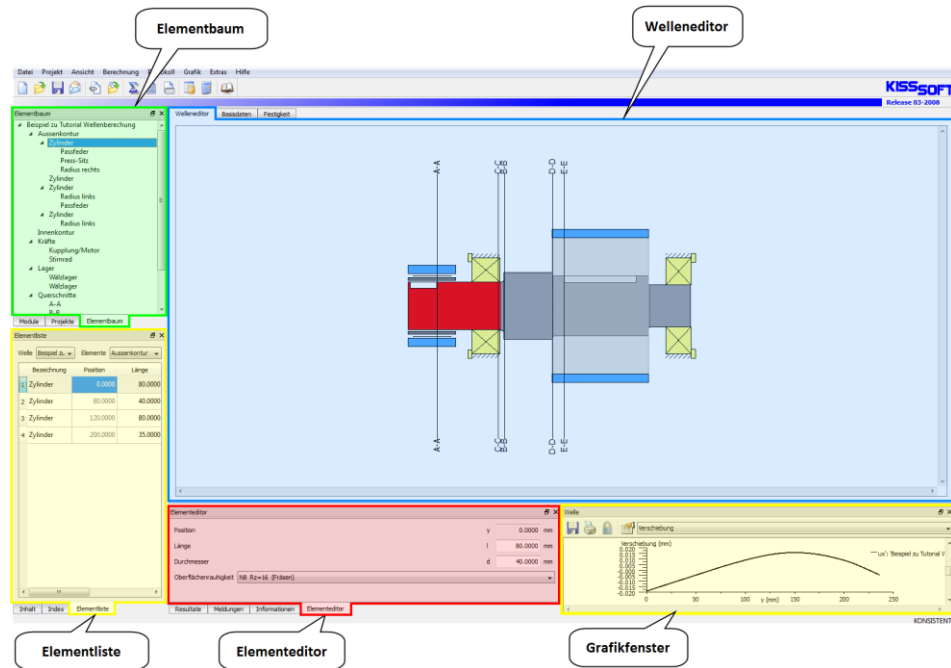


Abbildung 20.2: Benutzeroberfläche der Wellenberechnung

Im **Welleneditor** können Sie eine Welle oder Wellensysteme mit Lasten und Lagern modellieren. Sie gelangen dorthin, indem Sie den Tab **Welleneditor** im Eingabefenster der Wellenberechnung klicken. Zu einer vollständigen Wellendefinition gehört die Modellierung der Wellengeometrie, der Lasten und der Lager. Nutzen Sie dazu das Dockfenster **Elementbaum** links neben dem **Welleneditor**, wie dargestellt in Abb. 20.3.

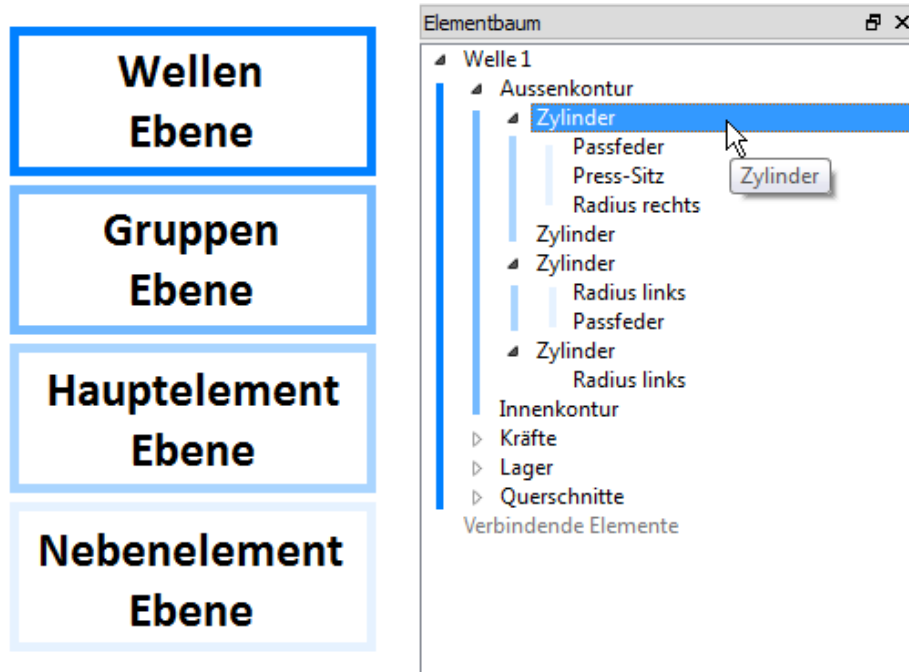


Abbildung 20.3: Dockfenster **Elementbaum** des Moduls **Wellenberechnung**

Der **Elementbaum** ist untergliedert in mehrere Ebenen. Die höchste ist die **Wellenebene**. Aufgelistet sind darin alle Wellen und, sofern mehr als eine Welle definiert wurde, die Verbindungen zwischen ihnen.

### 20.1.1 Eingabe von Wellen

Um im Welleneditor eine neue Welle zuzufügen, rechtsklicken Sie im Elementbaum auf eine bestehende Welle und wählen Sie im Kontextmenü die Option *Welle hinzufügen*. Es erscheint ein neuer Eintrag am Ende des Elementbaums. Ein Einfachklick auf das Wellenelement im Elementbaum ermöglicht die Parametrierung der Welle über das Dockfenster *Elementeditor*, wie dargestellt in Abb. 20.4.

The screenshot shows the 'Elementeditor' dialog box with the following parameters and values:

| Parameter        | Symbol | Value                                         | Unit              | Optional                 |
|------------------|--------|-----------------------------------------------|-------------------|--------------------------|
| Position         | Y      | 0.0000                                        | mm                |                          |
| Temperatur       | T      | 20.0000                                       | °C                |                          |
| Umgebungsichte   | $\rho$ | 1.2000                                        | kg/m <sup>3</sup> |                          |
| Drehzahl         | n      | 1500.0000                                     | 1/min             | <input type="checkbox"/> |
| Drehrichtung     |        | im Uhrzeigersinn                              |                   |                          |
| Werkstoff        |        | C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet |                   |                          |
| Rohmass          | d      | 0.0000                                        | mm                | <input type="checkbox"/> |
| Zeichnungsnummer |        |                                               |                   |                          |

Abbildung 20.4: Elementeditor zur Wellenparametrierung

Im folgenden finden Sie eine Erklärung aller Eingabefelder zum Parametrieren einzelner Wellen

#### 20.1.1.1 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.

### 20.1.1.2 Temperatur

Unterscheidet sich die Temperatur der Welle von der Referenztemperatur (auf Seite III-26), ergibt sich eine thermische Dehnung der Welle. Neben der Wärmedehnung der Welle kann auch die Wärmedehnung des Gehäuses über die Gehäusetemperatur (siehe Seite III-26) berücksichtigt werden.

### 20.1.1.3 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 KISS-soft 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 $\rho$ | 1.2  | 998    | 772 |

Tabelle 20.1: Dichten [kg/m<sup>3</sup>] einiger wichtiger Fluide bei  $\vartheta = 20^\circ\text{C}$  und  $p = 1016 \text{ mbar}$

#### 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.

### 20.1.1.4 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-24) im Eingabefenster Basisdaten übernommen.

### 20.1.1.5 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 Check-

box hingegen nicht aktiviert, wird der Wert aus dem Eingabefeld *Drehrichtung* (siehe Seite **III-25**) im Eingabefenster *Basisdaten* übernommen.

#### **20.1.1.6 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.

#### **20.1.1.7 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.

#### **20.1.1.8 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.

## 20.1.2 Eingabe von Wellen- oder Träger-Elemente

### 20.1.2.1 Definition der Aussenkontur

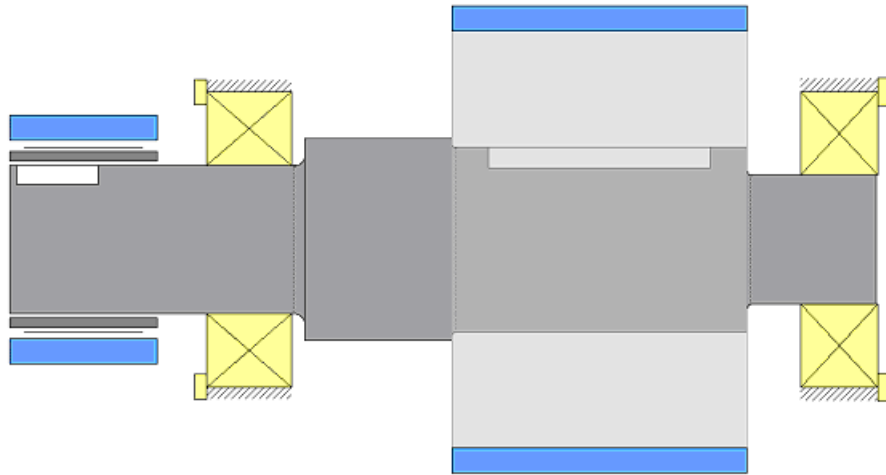
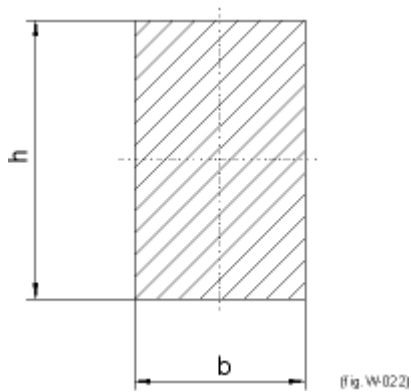


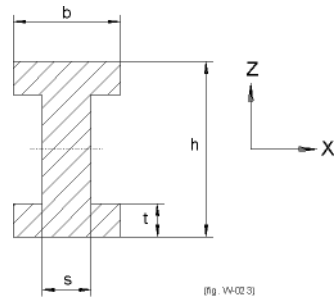
Abbildung 20.5: Darstellung der Aussenkontur im Welleneditor

Zur Definition der Wellengeometrie können als Gruppen-Elemente (Hohl-) Zylinder, (Hohl-) Kegel 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.

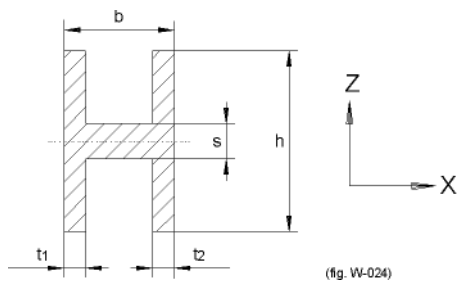
Mögliche Querschnitte für Trägerelemente sind:



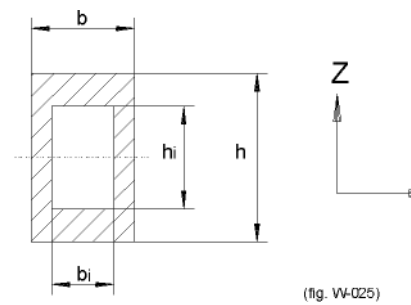
Rechteck-Profil



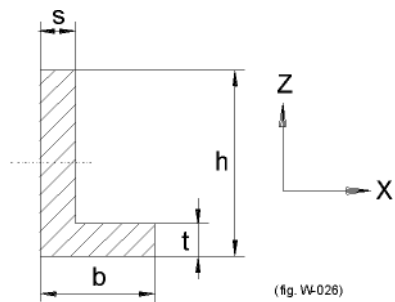
Doppel-T-Profil



H-Profil



Hohl-Rechteck-Profil



L-Profil

### 20.1.2.2 Definition der 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.

### 20.1.2.3 Löschen von Elementen

Um in einer bestehenden Kontur ein Element löschen zu können, muss das Element zuerst selektiert werden. Dann löschen Sie das Element mit der Entf -Taste (engl. Tastatur: Del- Taste).

### 20.1.2.4 Aktivieren von Elementen

Ein Element kann aktiviert werden, indem mit der linken Maustaste der blau gefüllte Bereich des entsprechenden Elements im Welleneditor oder im Elementbaum selektiert wird. Das aktivierte Element wird dann rot markiert.

### 20.1.2.5 Ändern von Eigenschaften der Elemente

Um die Daten eines Elements (Geometrie, Kräfte oder Lager) zu ändern, aktivieren sie das Element und ändern den gewünschten Parameter im Elementeditor.

### 20.1.2.6 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

**Längs-Nut**

Eingabegrößen:

- Nutlänge: Länge der Längsnut
- Oberflächen-Rauhigkeit: Längsnutoberfläche
- Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zum Beginn der Längsnut

**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: Querbohrungsoberfläche
- Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des ausgewählten 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 ausgewählten Elementes bis zum Beginn des Gewindes
- Oberflächen-Rauhigkeit: Gewindeoberfläche

 **Allgemeine Kerbwirkung**

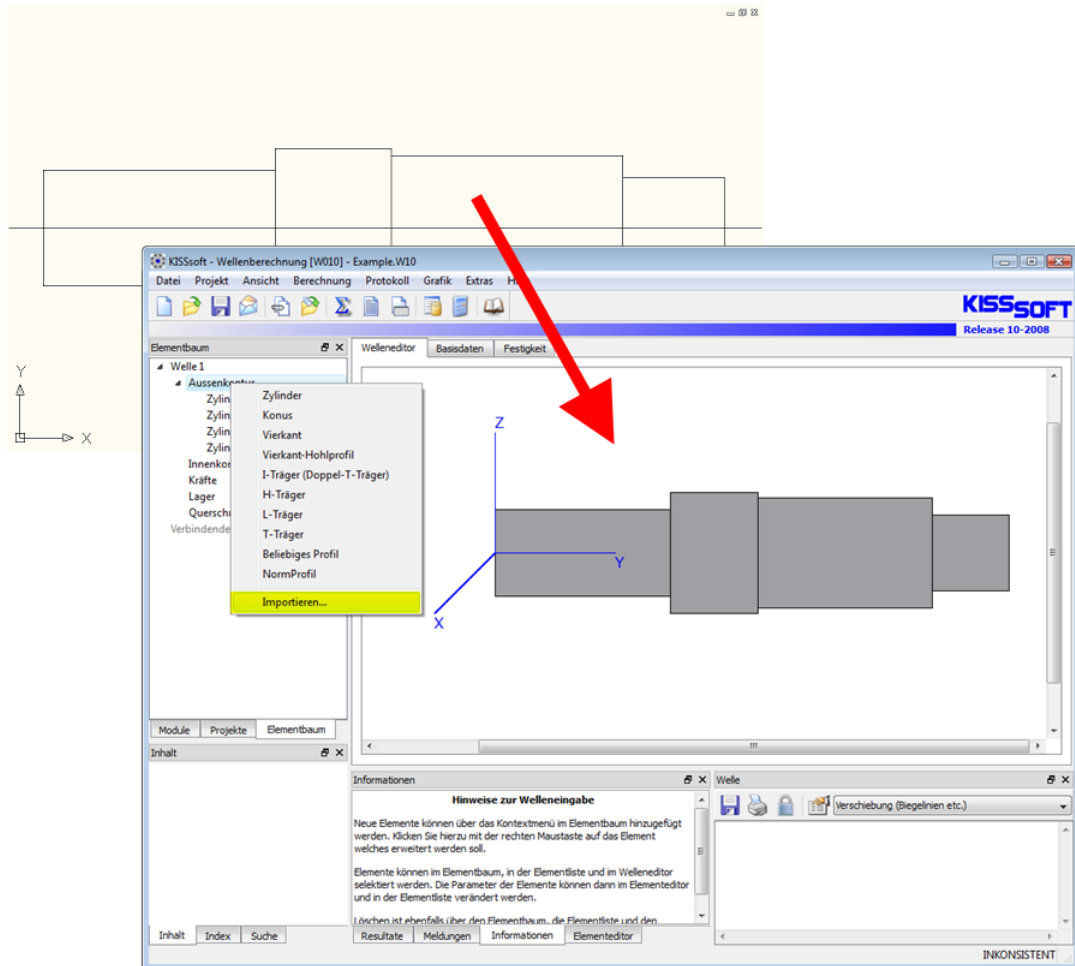
Eingabegrößen:

- 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 ausgewählten Elementes bis zur Mitte des allgemeinen Nebenelementes

Der Kerbtyp „Konischer Wellenabsatz“ kann direkt in der Festigkeitsberechnung (s. Abschnitt "Querschnittarten" auf Seite III-57) aktiviert werden.

### 20.1.2.7 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 DXF-Datei eingelesen werden.



Vorgehen beim Einlesen einer Datei:

- ⚙️ 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. Die Wellenkontur wurde somit eingelesen.

### 20.1.3 Lager

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.

### 20.1.4 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 Krafrichtung berücksichtigt werden. Die Lagersteifigkeit wird aus der Lagerdatenbank übernommen, wenn dort ein Eintrag vorhanden ist, oder die Steifigkeit kann ebenfalls überschrieben werden. Der ausgewählte Lagertyp kann zusammen mit den Belastungen an die Wälzlagerberechnung übergeben werden.

## 20.1.5 Äussere Kräfte und Massen

### 20.1.5.1 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 1.2.3.

Anmerkungen zu einigen speziellen Elementen:

#### Stirnrad

Position des Eingriffs: Angabe der Lage des Eingriffpunktes mit dem zugepaarten Rad gemäss Bild 20.3 auf Seite III-23 (an diesem Punkt greifen die Kräfte an).

Anstelle des Teilkreisdurchmessers ist genauer der Wälzkreisdurchmesser so-

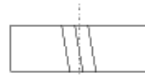
wie der Betriebseingriffswinkel statt des Eingriffswinkels einzugeben.  
Diese Werte können über den Auslegeknopf berechnet werden.

- ⚙ Kegelrad  
Position des Eingriffs: siehe bei Stirnrad.  
Bei Hypoidrädern wird zusätzlich eine Kraftkomponente durch Reibung ( $\mu = 0.05$ ) berücksichtigt.
- ⚙ 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 20.3 auf Seite III-23.

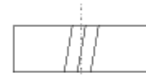
Die Richtungen von Schrägungswinkeln und Lage der Elemente sind in Bild 20.9 definiert.

### Stirnrad

Schrägungsrichtung



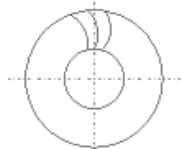
links



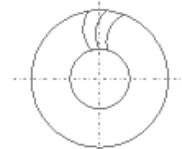
rechts

### Kegelrad

Spiralwinkel

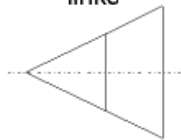


links

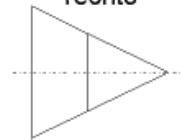


rechts

Kegelanordnung



links



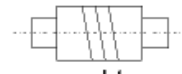
rechts

### Schnecke

Steigung



links



rechts

(fig. W-013)

Abbildung 20.9: Zur Definition von Richtungen bei Kraftelementen.

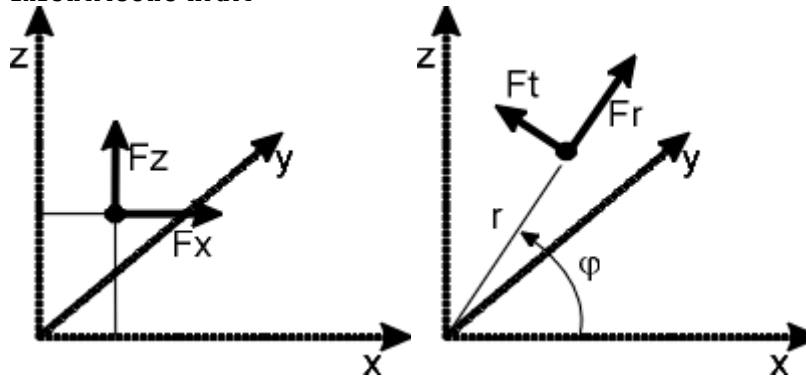
**Exzentrische Kraft**

Abbildung 20.10: Kartesische/Polarkoordinaten für die exzentrische Kraft

Die exzentrische Kraft kann in kartesischen oder in Polarkoordinaten eingegeben werden (siehe Abb. 20.10). 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 Paares 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 Wellenberechnung 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.

**20.1.5.2 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

$$F_t = \frac{M_t \cdot 2}{d} \quad (20.2)$$

$F_t$  = Umfangskraft

$M_t$  = Drehmoment

$d$  = Wirkungsdurchmesser

#### Radialkraftberechnung bei einer Kupplung:

$$F_r = K_2 \cdot F_t \quad (20.3)$$

$F_t$  = 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:

$$F_a = K_3 \cdot F_t \quad (20.4)$$

$F_t$  = Umfangskraft

$K_3$  = Axialkraftfaktor

Die Wirkrichtung der Axialkraft ist die Wellenmittellinie.

#### 20.1.5.3 Masse

Zusatzmassen, die auf der Welle sitzen, werden als Trägheit bei der Bestimmung der kritischen Drehzahlen und als Gewichtskraft berücksichtigt.

#### 20.1.5.4 Magnetischer Zug

Radiale und axiale Kräfte, die durch eine elektromagnetische Wicklung entstehen, werden berücksichtigt.



Radialkraftberechnung:

$$F_{\text{r}} = K_1 \cdot D \cdot L \cdot v \cdot \frac{f}{\delta l_0} \quad (20.5)$$

|                |   |                                                                                                                                                                                                                                   |
|----------------|---|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $K_1$          | = | 0.1 bei Drehstrommaschinen mit Polzahl 2<br>0.2 sonst                                                                                                                                                                             |
| $D$            | = | (mm) Ständerblech-Innendurchmesser bei Drehstrommaschinen<br>bzw. Läuferblech-Aussendurchmesser bei Gleichstrommaschinen                                                                                                          |
| $L$            | = | (mm) Länge des aktiven Blechpaketes (ohne Kühlschlitze)                                                                                                                                                                           |
| $v$            | = | Dämpfungsfaktor:<br>Drehstrom-Asynchronmaschine: Käfigläufer: $v = 0.25$<br>Drehstrom-Asynchronmaschine: Schleifringläufer: $v = 0.7$<br>Drehstrom-Synchronmaschine $v = 0.5$<br>Gleichstrommaschine mit Wellenwicklung $v = 1.3$ |
| $f/\delta l_0$ | = | Verhältnis von mittlerer Exzentrizität zum Nennluftspalt<br>= 0.2 für Drehstrommaschinen<br>= 0.1 für Gleichstrommaschinen                                                                                                        |

**Axialkraftberechnung:**

|          |   |                                                                                                                          |
|----------|---|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $K_3$    | = | $35 \cdot \alpha/D$                                                                                                      |
| $K_3$    | = | Axialkraftfaktor                                                                                                         |
| $T$      | = | Drehmoment (Nm)                                                                                                          |
| $\alpha$ | = | Axiale Nutschrägung (Grad)                                                                                               |
| $D$      | = | (mm) Ständerblech-Innendurchmesser bei Drehstrommaschinen<br>bzw. Läuferblech-Aussendurchmesser bei Gleichstrommaschinen |

## 20.2 Basisdaten

Abbildung 20.6: 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:

### 20.2.1 Lage der Wellenachse im Raum

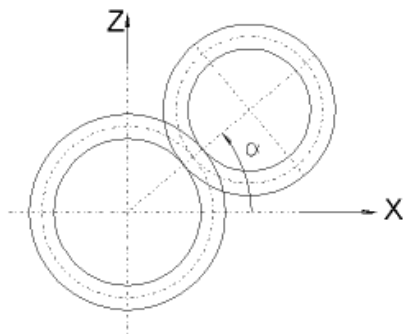
Die Lage der Wellenachse im Raum wird entsprechend Bild 20.7 definiert.

Die Lage der Welle im Raum (horizontal, vertikal oder in einem definierbaren Winkel zur Horizontale) hat als Konsequenz:

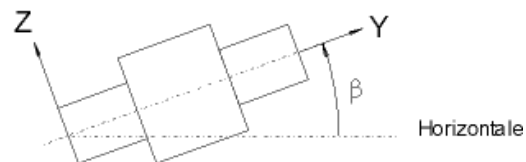
Das Gewicht der Welle wird (bei horizontaler Lage) bei der Berechnung der Durchbiegung als Gewichtskraft in der ZY -Ebene berücksichtigt; bei vertikaler Lage hingegen ergibt sich eine Axialkraft, die beispielsweise in der Wälzlagerberechnung berücksichtigt wird. Bei Schiefelage der Welle werden die entsprechenden Komponenten korrekt auf die ZY -Ebene und die Axialkraft verteilt.

Alternativ kann der Richtungsvektor der Gewichtskraft mit drei Koordinaten eingegeben werden.

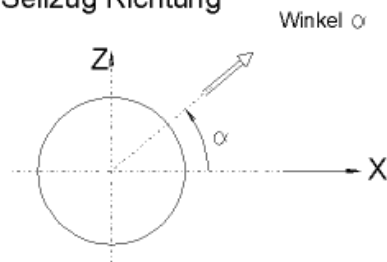
Position des Eingriffs



Lage der Welle im Raum



Seilzug Richtung



Winkel  $\alpha$

Winkel zur Horizontalen  $\beta$

(fig. W-012)

Abbildung 20.7: Zur Definition der Lage der Welle und der Position des Eingriffs.

### 20.2.2 Anzahl Eigenfrequenzen

Bestimmen Sie in diesem Eingabefeld die Anzahl der von KISSsoft zu ermittelnden Eigenfrequenzen (siehe Seite III-39).

### 20.2.3 Anzahl Knickfälle

Bestimmen Sie in diesem Eingabefeld die Anzahl der von KISSsoft zu ermittelnden Knickfälle (siehe Seite III-41).

### 20.2.4 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 Ha-

kens in die Checkbox rechts neben dem Eingabefeld der Drehzahl ermöglicht das Überschreiben der Drehzahl für eine Welle.

#### HINWEIS

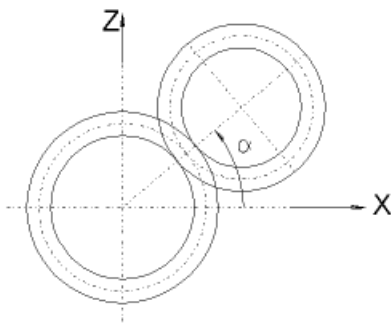
Die Änderung der Drehzahl ändert auch die wirkenden Drehmomente, bzw. Leistungen.

### 20.2.5 Drehrichtung

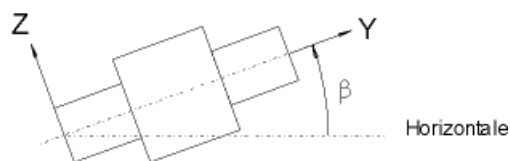
Die Wellenachse verläuft in positiver y-Richtung (von links nach rechts im grafischen Welleneditor). Die z-Achse zeigt im Welleneditor nach oben, die x-Achse aus dem Bildschirm heraus. Eine Rechtsdrehung der Welle um die y-Achse ist als „im Uhrzeigersinn“ einzugeben.

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-23) liegt.

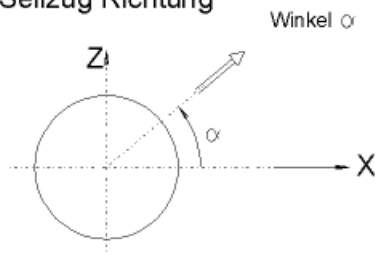
Position des Eingriffs



Lage der Welle im Raum



Seilzug Richtung



Winkel zur Horizontalen  $\beta$

(fig. W-012)

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).

### 20.2.6 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.

### 20.2.7 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.

### 20.2.8 Schmierstofftemperatur

Die *Schmierstofftemperatur* wird ausschliesslich zur Ermittlung der erweiterten Lagerlebensdauer verwendet. Die Schmierstofftemperatur verändert die Schmierstoffviskosität.

### 20.2.9 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 Lastniveau 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.

### 20.2.10 Zahnräder

Wählen Sie über diese Dropdownliste, wie Zahnräder in der Wellenberechnung behandelt werden sollen:

- ⚙ Zahnräder sind nur Lastenleitungen. Massen und Steifigkeiten der Zahnräder werden nicht berücksichtigt.
- ⚙ Zahnräder als Massen berücksichtigen. Das Zahnrad wird als Masse bei der Biegeberechnung 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.

#### HINWEIS

Bei auf Wellen mit festem Press-Sitz aufgesetzten Zahnradern 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.

### 20.2.11 Wälzlager

Die Dropdownliste `Wälzlager` ermöglicht die Wahl aus vier möglichen Optionen:

- ⚙ Wälzlager klassisch (Druckwinkel nicht berücksichtigen)  
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 frei gewählt werden und sind daher nicht vom Typ oder der Grösse des Lagers abhängig. Zusammenhänge zwischen Axial- und Radialkraft, die es bspw. bei Kegelrollenlager gibt, werden in diesem Fall vernachlässigt.
- ⚙ Wälzlager klassisch (Druckwinkel berücksichtigen) Es gilt hier sinngemäss Punkt Eins, mit dem Unterschied, dass die Abhängigkeit zwischen Axial- und Radialkraft, wie bspw. bei Kegelrollenlagern gegeben, in der Berechnung berücksichtigt wird.

- ⚙ Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie
- ⚙ Wälzlagerlebensdauer nach DIN/ISO 281 Beiblatt 4

Detaillierte Informationen in der Beschreibung der Lagerberechnung (siehe Seite III-64).

### 20.2.12 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.

#### HINWEIS

Die Wahl der Toleranzlage hat keinen Einfluss auf das Verhalten allgemeiner Lager.

### 20.2.13 Erweiterte Lebensdauerberechnung 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.

### 20.2.14 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-23) 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.

### 20.2.15 Kreiseleffekt berücksichtigen

Setzen eines Hakens in diese Checkbox berücksichtigt die Eigenschaft massebehalteter, 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.

## 20.2.16 Werkstoffe und Schmierung

### 20.2.16.1 Gehäuse

Der Gehäusewerkstoff wird nur für die Berechnung der Wärmedehnungen des Gehäuses verwendet. Die verfügbaren Gehäusewerkstoffe sind identisch mit den zur Verfügung stehenden Wellenwerkstoffen.

### 20.2.16.2 Schmierung

Die Wahl des Schmiermediums betrifft ausschliesslich die Lagerlebensdauerberechnung. Mit Hilfe des -Buttons kann auch eine Eigene Eingabe der Schmierstoffparameter erfolgen.

### 20.2.16.3 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  $0(\text{starkverschmutzt}) \leq e_C \leq 1(\text{ideal})$ . Die Auswahl der Option Eigene Eingabe ermöglicht nach Klicken des -Buttons die Übergabe selbstdefinierter  $e_C$ -Werte.

#### 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.



## 20.3 Modulspezifische Einstellungen

**Modulspezifische Einstellungen**

**Berechnungen**

☐ Welle nichtlinear

☐ Schubverformung berücksichtigen

Schubkorrekturfaktor  $K$

**Wälzlager**

Axialspiel  $U_A$   mm

Ausfallwahrscheinlichkeit  $a_1$   %

Geforderte Lebensdauer  $N_l$   h

Maximaler Lebensdauerbeiwert  $a_{150,max}$

Oberflächenrauigkeit Gehäuse

**Lagerhersteller**

☒ FAG ☒ NSK ☒ INA ☒ IBC

☒ Timken ☒ SKF ☒ Koyo ☒ KRW

Abbildung 20.8: Dialogfenster Modulspezifische Einstellungen

### 20.3.1 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.

### 20.3.2 Schubverformung berücksichtigen

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  $\kappa$  selbst wählen:

$$A' = A \cdot \frac{1}{\kappa} \quad (20.1)$$

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.

### 20.3.3 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.

### 20.3.4 Ausfallwahrscheinlichkeit

Die Ausfallwahrscheinlichkeit  $P$  wird in der Wälzlagerlebensdauerberechnung verwendet. Standardmässig beträgt sie 10%, kann aber hier anders definiert werden.

### 20.3.5 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.

### 20.3.6 Maximaler Lebensdauerbeiwert

Über dieses Eingabefeld definieren Sie eine Obergrenze für den Lebensdauerbeiwert  $a_{ISO}$ :

$$a_{ISO} = a_{ISO} \quad \text{falls} \quad a_{ISO} \leq a_{ISO,max}$$

$$a_{ISO} = a_{ISO,max} \quad \text{falls} \quad a_{ISO} \geq a_{ISO,max}$$

Der Standardwert beträgt laut ISO 281-2007  $a_{ISO,max} = 50$ .

### 20.3.7 Oberflächenrauigkeit Gehäuse

Die Oberflächenrauigkeit des Gehäuses wird für die Berechnung des Betriebsspiels bei Wälzlagern verwendet. Die Pressung wird für ein Gehäuse mit unendlich grossem Aussendurchmesser berechnet. Falls unterschiedliche Rauigkeiten für verschiedene Lager benötigt werden oder der Aussendurchmesser definiert werden soll, können Sie dafür eine zusätzliche Welle definieren.

### 20.3.8 Lagerhersteller

Es werden nur die Lager der ausgewählten Lagerhersteller bei den Auswahlmöglichkeiten berücksichtigt.

# Kapitel 21

## Wellen berechnen

Nach erfolgter Wellendefinition können Sie mittels des  $\Sigma$ -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. 21.1). Beachten Sie, dass sich in der Benutzeroberfläche unten rechts bereits ein geöffnetes Grafikfenster befindet (→ siehe Abbildung auf Seite III-6).

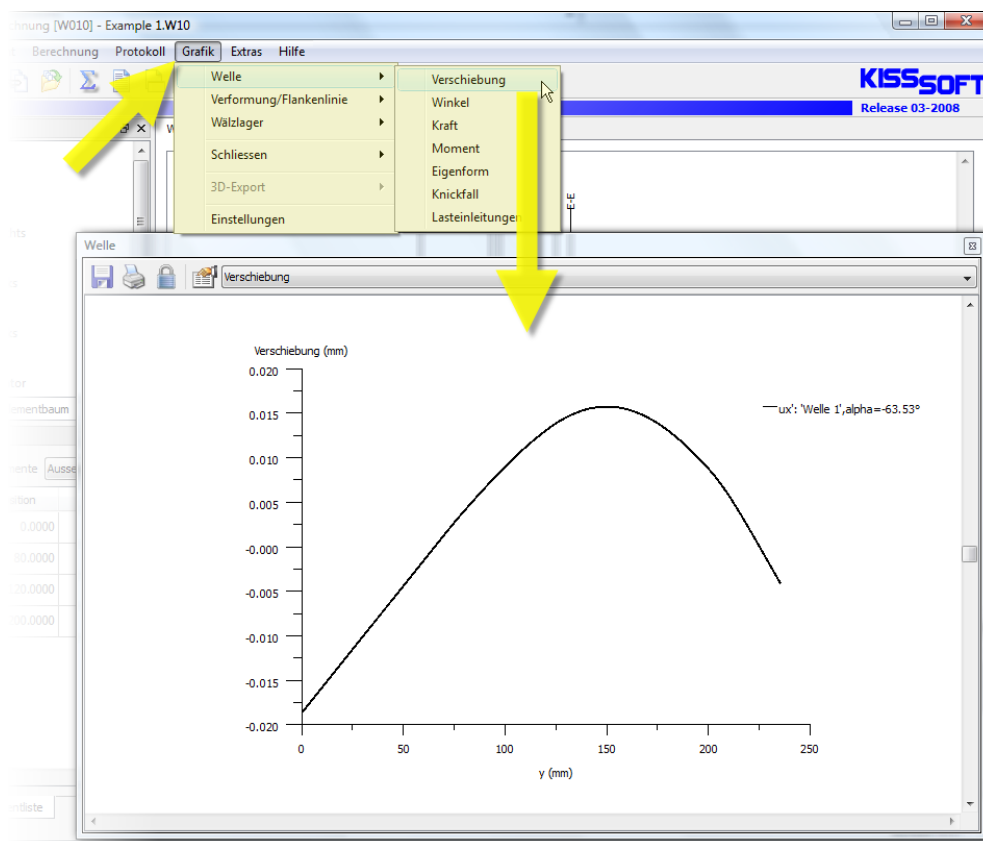


Abbildung 21.1: Öffnen des Grafikfensters über das Menü **Grafik**

Alternativ erhalten Sie im Menü Protokoll über die Option Biegelinie eine Liste der berechneten Grössen.

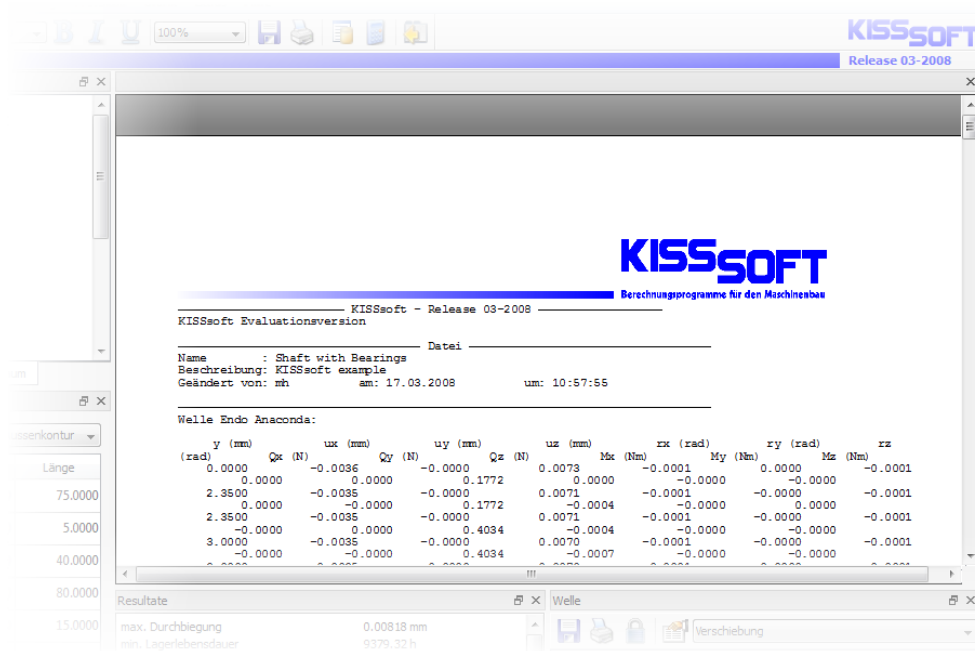


Abbildung 21.2: Berechnungsprotokoll Biegelinie

In den folgenden Abschnitten finden Sie detaillierte Informationen über den Berechnungshergang der interessierenden Grössen.

## 21.1 Durchbiegung und Lagerkräfte, Kraft- und

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.
- ⚙ Berechnung der Kräfte und Momente in Lagern (und Wellenenden) für beliebige Anzahl und Art von Lagerungen.
- ⚙ 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.

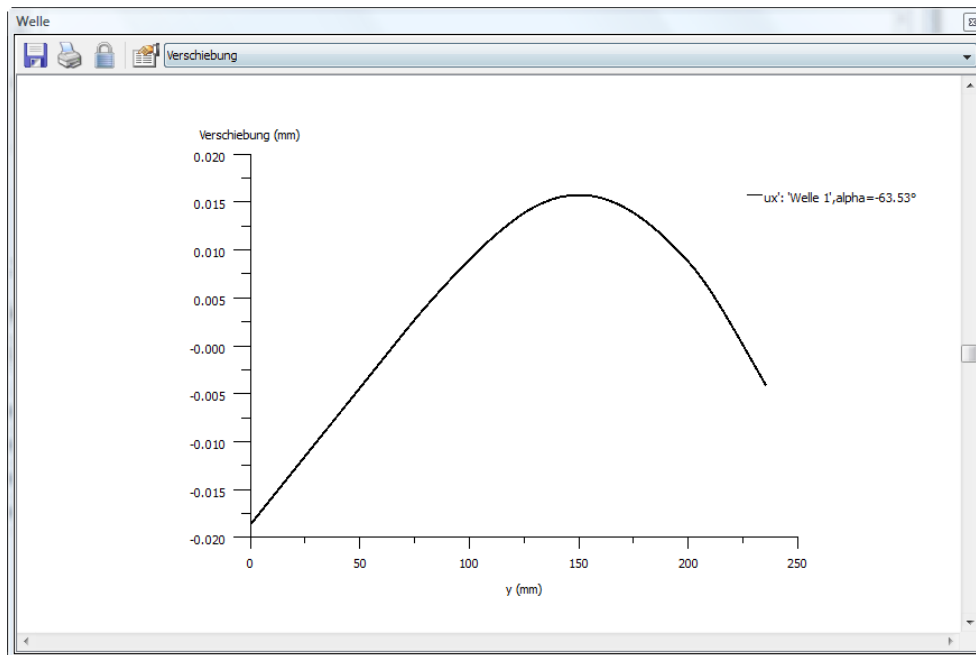


Abbildung 21.3: Grafikfenster Verschiebung mit einer Darstellung der Biegelinie in der Ebene  $\alpha = -63.53^\circ$

#### 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.

### 21.1.1 Kräfteberechnung bei Lagern mit Druckwinkel

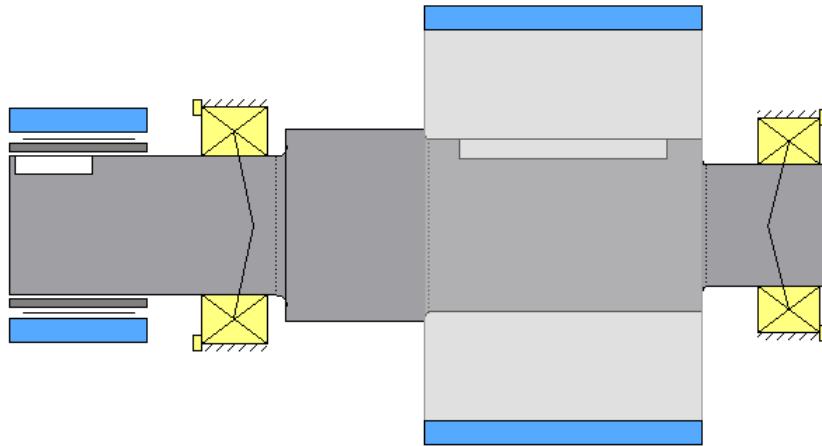


Abbildung 21.4: Darstellung von Lagern mit Druckwinkel

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-Hersteller katalogen 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 kräfte-



frei (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 ab Release 04-2004 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  $F_r \cdot 0.5/Y$  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  $F_a/C$ )). Falls der Faktor Y in der Lagerdatenbank nicht definiert ist, wird keine zusätzliche Axialkraft berücksichtigt. Der Rechengang entspricht somit der KISSsoft Lagerberechnung.

## 21.2 Eigenfrequenzen

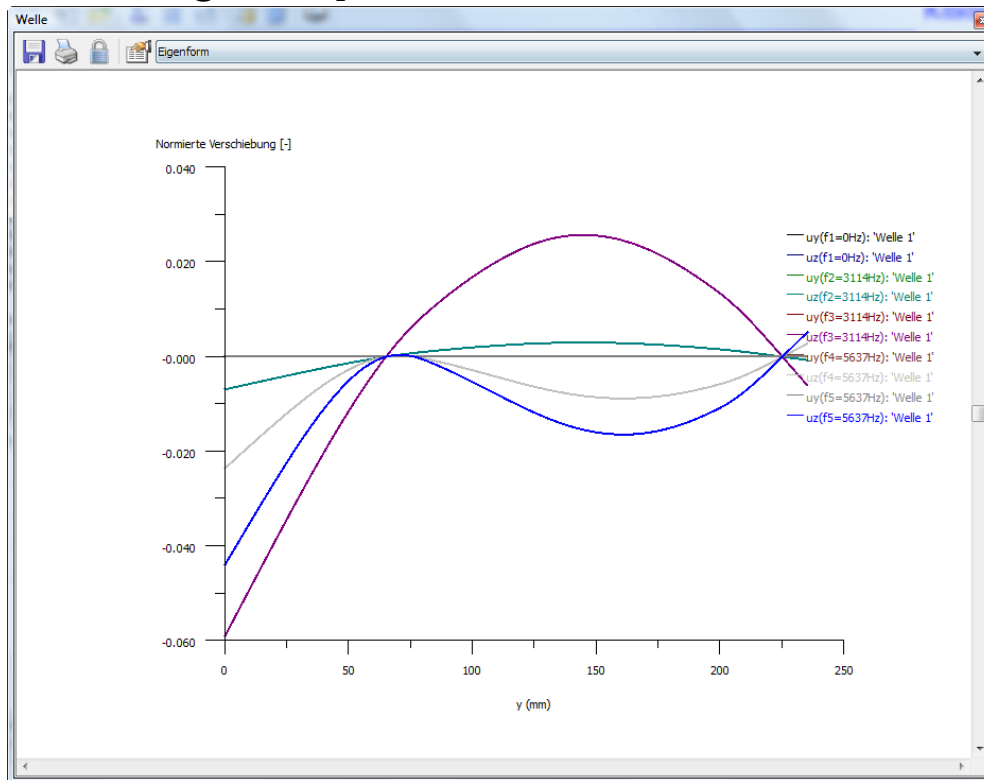


Abbildung 21.5: Grafikfenster Eigenfrequenzen

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<sup>6</sup>
- ⚙ Darstellung der Eigenfrequenzen
- ⚙ Der Kreiseffekt von grossen Schwungmassen wird berücksichtigt, wenn Sie im Eingabefenster Basisdaten die Checkbox **Kreiseffekt berücksichtigen** aktivieren. Berechnet werden die biegekritischen Drehzahlen für den Stillstand (Eigenfrequenz), den Gleich- und Gegenlauf. Im synchronen Gleichlauf erregt die Unwucht die Biegeschwingungen, weil die Winkelgeschwindigkeit der rotierenden Welle und die Winkelgeschwindigkeit des

<sup>6</sup> Nur begrenzt durch Rechenleistung.

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-27) berücksichtigt.

### 21.2.1 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.

### 21.2.2 Torsionskritische Drehzahlen

- ⚙ Berechnung der kritischen Dreheigenfrequenzen von Wellen.
- ⚙ Berechnung beliebig vieler Dreheigenfrequenzen.
- ⚙ Grafische Darstellung der Eigenschwingung.

## 21.3 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.

## 21.4 Festigkeit

In die Festigkeitsberechnung gelangt man über den Tab **Festigkeit** in der Benutzeroberfläche des Moduls Wellenberechnung.

**Berechnung**

Rechenmethode: DIN 743 (2000)

Beanspruchungsfall: Fall 2 (konstantes Spannungsverhältnis  $\sigma_1/\sigma_2$ )

Rechenart: Dauerfest

Sicherheit gegen Ermüdung: 1.2000

Lebensdauer: H 20000.0000 h

Sicherheit gegen Verformung: 1.2000

**Generelle Daten**

|                     | Biegung   | Torsion    | Zug/Druck  | Querkraft |
|---------------------|-----------|------------|------------|-----------|
| Spannung            | Wechselnd | Schwellend | Schwellend | Wechselnd |
| Spannungsverhältnis | -1.0000   | 0.0000     | 0.0000     | -1.0000   |
| Maximallastfaktor   | 1.7000    | 1.7000     | 1.7000     | 1.7000    |

**Werkstoff**

Oberflächenverfestigung: Keine

Werkstoffkennwerte (nur DIN, FKM): mit Bezugsdurchmesser

Zustand bei Wärmebehandlung: Vorgedreht auf Istdurchmesser

☐ Eigene Daten für Wöhlerlinie Definieren...

Abbildung 21.6: Eingabefenster **Festigkeit** im Modul Wellenberechnung mit zugehörigem Tab (oben)

Für die Festigkeitsberechnung von Wellen und Achsen in KISSsoft stehen Ihnen folgende Methoden zur Verfügung:

- ⚙️ **DIN 743:2004-04**  
Tragfähigkeit von Wellen und Achsen [9] inkl. FVA Vorschlag zur Erweiterung bezüglich Zeit- und Bruchfestigkeit []
- ⚙️ **FKM Richtlinie (2002)**  
*Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisen-  
guss- und Aluminiumwerkstoffen, 4. erweiterte Ausgabe 2002*

### ☼ Hänchen & Decker

Es kann jeweils ein statischer als auch ein Ermüdungsfestigkeitsnachweis erbracht werden. Für den Nachweis nach FKM und DIN steht auch ein Betriebsfestigkeitsnachweis zur Verfügung.

## 21.4.1 Rechenmethode

Diese Dropdownliste ermöglicht Ihnen die Wahl aus den o.g. Rechenvorschriften. In den folgenden Abschnitten sind die Richtlinien näher erläutert.

### 21.4.1.1 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-68) eintragen.

Berechnung der Vergleichsspannung

Für den Fall überlagerter Biegung und Torsion wird die Vergleichsspannung  $\sigma_v$  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

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \quad (21.1)$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (21.2)$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \quad (21.3)$$

A1) Vergleichsspannung Gewaltbruch und Verformung ( $\tau_t = 0$ )

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_z + \sigma_b)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_q)^2} \quad (21.4)$$

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A} \quad (21.5)$$

$$\tau_q = \frac{F_q}{A} \quad (21.6)$$

B) Berechnung der Sicherheit gegen Dauerbruch:

$$\sigma_{bWG} = \sigma_{bW} \cdot b_o \cdot \frac{b_d}{b_{kb}} \quad (21.7)$$

$$S_D = \frac{\sigma_{bWG}}{(\sigma_v \cdot f)} \quad (21.8)$$

|            |      |                        |                    |
|------------|------|------------------------|--------------------|
| $\alpha_0$ | a.0  | Anstrengungsverhältnis |                    |
| A          | A    | Querschnittfläche      | (cm <sup>3</sup> ) |
| $b_d$      | 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)                 |
| $\sigma_b$     | s.b   | Biegespannung               | (N/mm <sup>2</sup> ) |
| $\sigma_{bW}$  | s.bW  | Biegewechselfestig.         | (N/mm <sup>2</sup> ) |
| $\sigma_{bWG}$ | s.bWG | Gestaltbiegewechselfestigk. | (N/mm <sup>2</sup> ) |
| $\sigma_v$     | s.v   | Vergleichsspannung          | (N/mm <sup>2</sup> ) |
| $S_D$          | S.D   | Sicherheit gegen Dauerbruch |                      |
| $\tau_q$       | t.q   | Schubspannung (Querkraft)   | (N/mm <sup>2</sup> ) |
| $\tau_t$       | t.t   | Torsionsspannung            | (N/mm <sup>2</sup> ) |
| $W_b$          | W.b   | Axiales Widerst.moment      | (cm <sup>3</sup> )   |
| $W_t$          | W.t   | Polares Widerst.moment      | (cm <sup>3</sup> )   |

### Anstrengungsverhältnis

Werte für das Anstrengungsverhältnis finden Sie in Tab. 21.2.

|                 |            |           |            |           |          |          |
|-----------------|------------|-----------|------------|-----------|----------|----------|
| 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      |
| Vergütungsstahl | 0.63       | 0.79      | 1.00       | 1.6       | 1.0      | 1.0      |

Tabelle 21.2: Anstrengungsverhältnis  $\alpha_0$  nach Hänchen, S. 28 [42] oder Niemann, I, S. 76 [64]

#### 21.4.1.2 DIN 743 (2000)

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 Entlastungskerb 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: von der FVA (Forschungsvereinigung Antriebe) liegt ein Entwurf für die Erweiterung der DIN 743 um den Zeitfestigkeitsbereich vor. Dieser erfolgt in Anlehnung an die FKM Richtlinie und ist in KISSsoft implementiert.

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  $-40^{\circ}\text{C}$  und  $+150^{\circ}\text{C}$ .
- ⚙ 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 Lastannahmen oder Konsequenzen im Falle eines Versagens. Die geforderten Sicherheitsfaktoren sind daher zu überprüfen oder zwischen Kunden und Auftragnehmer zu vereinbaren.

#### **21.4.1.3 FKM-Richtlinie, Ausgabe 2002**

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  $100^{\circ}\text{C}$ .

Die Berechnung erfolgt nach der 4. Auflage (2002) der FKM-Richtlinie, gemäss den Ansätzen von Haibach [1].

#### 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-47) zur Verfügung.

### 21.4.2 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)
- ⚙ **Miner konsequent/elementar/erweitert.** Die Verfahren unterscheiden sich insbesondere im Ansatz für die Neigung der Wöhlerlinie oberhalb der Knickpunktzyklenzahl. Für nicht geschweisste Bauteile sollte Miner konsequent, für geschweisste Bauteile Miner Eurocode gewählt werden. Miner elementar kann in allen Fällen eingesetzt werden, dieses Verfahren ist strenger als die beiden anderen (ergibt tiefere Sicherheiten).

#### 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-141) können im KISSsoft -Datenbanktool definiert werden und müssen innerhalb der Berechnung nur noch ausgewählt werden.

### 21.4.3 Lebensdauer

Die geforderte Lebensdauer in Zyklen wird aus der geforderten Lebensdauer in Stunden berechnet.

## 21.4.4 Festigkeitsparameter nach Hächner und Decker

### 21.4.4.1 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.

### 21.4.4.2 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 $b_0 = 0$ , 50 bei $150 \text{ kp/mm}^2$ |
| gefräst/feingedreht | Kurve mit $b_0 = 0$ , 70 bei $150 \text{ kp/mm}^2$ |
| geschliffen         | Kurve mit $b_0 = 0$ , 94 bei $150 \text{ kp/mm}^2$ |
| poliert             | Kurve mit $b_0 = 0$ , 97 bei $150 \text{ kp/mm}^2$ |

- ⚙ 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.

#### 21.4.4.3 Lastfaktor dauerfeste Berechnung

Gesamtlastfaktor  $f$  (Hänchen [42], S. 24):

$$f = f_{un} \cdot f_{betr} \cdot f_{leb} \quad (21.9)$$

$f_{un}$  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)

#### 21.4.4.4 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.

### 21.4.5 Festigkeitsparameter nach FKM

#### 21.4.5.1 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  $-40^{\circ}\text{C} \div +500^{\circ}\text{C}$  berücksichtigt. Bei Temperaturen über  $100^{\circ}\text{C}$  (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.

### 21.4.5.2 Schutzschichtdicke Aluminium

Dieses Eingabefeld ermöglicht die Definition der Dicke der Aluminiumoxidschicht, sofern Sie Aluminium als Werkstoff gewählt haben.

### 21.4.5.3 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   |                          | $j_m = 2.0$ | $j_p = 1.5$ | $j_D = 1.5$ | $j_D = 1.5$ |
| GS, GGG | -nicht geprüft           | $j_m = 2.8$ | $j_p = 2.1$ | $j_D = 2.6$ | $j_D = 2.6$ |
|         | -zerstörungsfrei geprüft | $j_m = 2.5$ | $j_p = 1.9$ | $j_D = 2.4$ | $j_D = 2.4$ |
| GG, GT  | -nicht geprüft           | $j_m = 3.3$ | $j_p = 2.6$ | $j_D = 3.1$ | $j_D = 3.1$ |
|         | -zerstörungsfrei geprüft | $j_m = 3.0$ | $j_p = 2.4$ | $j_D = 2.9$ | $j_D = 2.9$ |

- $j_m, j_p$ : 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.

$j_D$ : 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.

#### **21.4.5.4 Beanspruchungsfall**

Der Beanspruchungsfall unterscheidet zwischen vier Szenarien für die Entwicklung des Spannungsverhältnis  $\sigma_a/\sigma_m$  bei weiterer Erhöhung der Belastung, ausgehend vom Betriebspunkt.

### **21.4.6 Festigkeitsparameter nach DIN**

#### **21.4.6.1 Beanspruchungsfall**

Der Beanspruchungsfall unterscheidet zwischen zwei Szenarien für die Entwicklung des Spannungsverhältnis  $\sigma_a/\sigma_m$  bei weiterer Erhöhung der Belastung, ausgehend vom Betriebspunkt.

#### **21.4.6.2 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.

### **21.4.7 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 Drop-downliste 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.

### 21.4.8 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:  $\sigma_o$   
 Kleinste Spannung pro Lastzyklus:  $\sigma_u$   
 Spannungsverhältnis  $R = \sigma_u / \sigma_o$

Mittelspannung:  $\sigma_m = (\sigma_o + \sigma_u) / 2$   
 $= (\sigma_o + R \cdot \sigma_o) / 2$   
 $= \sigma_o \cdot (1 + R) / 2$

Spannungsamplitude:  $\sigma_a = (\sigma_o - \sigma_u) / 2$   
 $= (\sigma_o - R \cdot \sigma_o) / 2$   
 $= \sigma_o \cdot (1 - R) / 2$

Somit gilt für

|                           |                          |          |
|---------------------------|--------------------------|----------|
| Reine Wechsellastspannung | $(\sigma_u = -\sigma_o)$ | $R = -1$ |
| 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.  $R = 0 \dots 1$ )

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-43) die eingegebenen Belastungen in eine Vergleichsspannung umgerechnet, die mit der Biege-wechselfestigkeit verglichen wird. Daher hat bei dieser Methode die Wahl des Spannungsverhältnisses nur einen Einfluss auf den Betrag des Anstrengungsverhältnis  $\alpha_0$ .

### 21.4.9 Maximallastfaktor

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:  $\sigma_{\max} = \sigma_0 \cdot f_{\max}$

Die Faktoren können für jede Spannungsart (Biegung, Zug/Druck etc.) einzeln definiert werden.

#### 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.

### 21.4.10 Oberflächenverfestigung

### 21.4.11 Zustand bei Wärmebehandlung

Zur Bestimmung des technologischen Grösseneinflussfaktors  $K_{1,\text{def}}$  können Sie hier aus zwei Optionen wählen:

- ⚙ Vorgesdreht auf Ist- Durchmesser. Der Rohdurchmesser hat keinen Einfluss auf den technologischen Grösseneinflussfaktor. Die Grösse  $K_{1,\text{def}}$  wird für jeden Querschnitt basierend auf dem für den Querschnitt gültigen Durchmesser neu berechnet.
- ⚙ Rohdurchmesser.  $K_{1,\text{def}}$  wird einmal aus dem Rohdurchmesser bestimmt und für alle Querschnitte verwendet.

#### HINWEIS

Das Feld Rohmass zur Vorgabe des Rohdurchmessers finden Sie im `Element-editor` der entsprechenden Welle nach Einfachklick derselben im Elementbaum



(→ s.h. Abb. 20.6 auf Seite III-6). Geben Sie hier diejenige Dimension des Rohmaterials ein, die bei der letzten Wärmebehandlung für die endgültigen Werkstoffeigenschaften verantwortlich ist. Verwenden Sie für eine Vollwelle den Aussendurchmesser des Rohlings, für ein Rohr die Wandstärke und für ein Gussteil die grösste Wanddicke.

### 21.4.12 Werkstoffkennwerte

Aus der Dropdownliste **Werkstoffkennwerte** können Sie wählen, wie KISSoft die festigkeitsrelevanten Werkstoffkenngrössen ermitteln soll:

mit Bezugsdurchmesser Werte werden aus Datenbank (bei Bezugsdurchmesser) übernommen und mit  $K_1$  beaufschlagt

1.  $R_p$ ,  $R_m$  laut Datenbank,  $s_W$  für Bezugsdurchmesser Die Grössen  $R_p$  und  $R_m$  werden grössenabhängig (ohne  $K_1$ ), die Wechselfestigkeit  $\sigma_W$  für den in der Datenbank angegebenen Bezugsdurchmesser ermittelt und mit  $K_1$  beaufschlagt.
2.  $R_p$ ,  $R_m$  laut Datenbank,  $\sigma_W$  konstant Die Grössen  $R_p$  und  $R_m$  werden grössenabhängig, die Wechselfestigkeit  $\sigma_W$  ohne Einfluss des geometrischen Grössenfaktors aus der Datenbank entnommen. Der Grössenfaktor  $K_1$  wird hier nicht berücksichtigt.
3.  $R_p$ ,  $R_m$  laut Datenbank,  $\sigma_W$  berechnet aus  $R_m$  Die Grössen  $R_p$  und  $R_m$  werden grössenabhängig aus der Datenbank entnommen,  $\sigma_W$  wird aus der Streckgrenze  $R_m$  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 EUNorm 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 Hänschen

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.

### 21.4.13 Eigene Daten für Wöhlerlinie

Setzen eines Hakens in die Checkbox `Eigene Daten für Wöhlerlinie` ermöglicht die Definition einer eigenen Wöhlerlinie im Dialogfenster `Wöhlerlinie definieren` nach Klicken des `Definieren...`-Buttons. 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.

### 21.4.14 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-6) 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.

|                         | Biegung | Torsion | Zug/Druck | Querkraft                       |
|-------------------------|---------|---------|-----------|---------------------------------|
| Kerbfaktor              | 2.9806  | 1.8071  | 2.9806    | 0.0000                          |
| Oberflächenverfestigung | 1.0000  | 1.0000  | 1.0000    | 0.0000 <input type="checkbox"/> |

Abbildung 21.7: Elementeditor zur Parametrierung des bedingten Querschnitts

Elementeditor

Position: y 24.1000 mm

Kommentar: A-A

Kerbwirkung: Passfeder

Durchmesser der Welle:  $d_s$  40.0000 mm ☒

Durchmesser der Bohrung:  $d_i$  0.0000 mm ☐

Norm: DIN 6885.3

Nutbreite: b 12.0000 mm

Nuttiefe: t 5.1000 mm

Anzahl Passfedern: i 1

Herstellverfahren: Fingerfräser

Oberflächenrauigkeit: N1 Rz=0,3

|                         | Biegung | Torsion | Zug/Druck | Querkraft                       |
|-------------------------|---------|---------|-----------|---------------------------------|
| Kerbfaktor              | 2.1500  | 0.0000  | 0.0000    | 0.0000                          |
| Oberflächenverfestigung | 1.0000  | 1.0000  | 1.0000    | 1.0000 <input type="checkbox"/> |

|                 | Dauerfest    |           | Statisch |    |                          |
|-----------------|--------------|-----------|----------|----|--------------------------|
|                 | Mittelwert   | Amplitude | Maximum  |    |                          |
| Biegemoment     | $M_b$ 0.0000 | 0.0280    | 0.0476   | Nm | <input type="checkbox"/> |
| Drehmoment      | $M_T$ 0.0000 | 2.2969    | 3.9048   | Nm | <input type="checkbox"/> |
| Zug-/Druckkraft | F 220.1576   | 220.1576  | 748.5357 | N  | <input type="checkbox"/> |
| Querkraft       | Q -0.0000    | 0.0000    | -0.0000  | N  | <input type="checkbox"/> |

Abbildung 21.8: Elementeditor zur Parametrierung des freien Querschnitts

#### 21.4.14.1 Oberflächenrauigkeit

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 Rauigkeit.

#### 21.4.15 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.

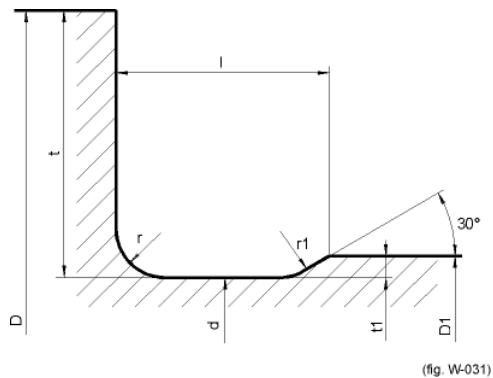
#### HINWEIS

Überprüfen Sie auf weitere Kerbwirkungen, die KISSsoft nicht finden kann, wie z.B. Gewinde oder Querbohrungen.

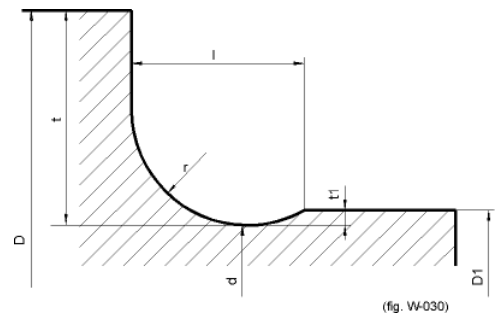
## 21.4.16 Querschnittarten

### Wellenabsatz

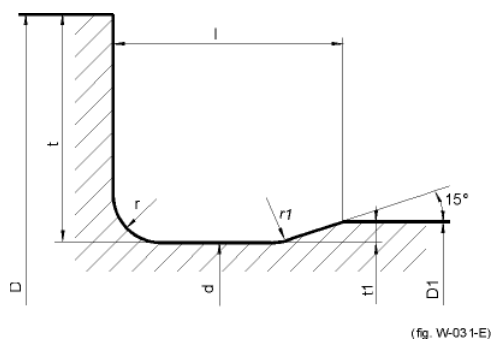
### Wellenabsatz mit Freistich



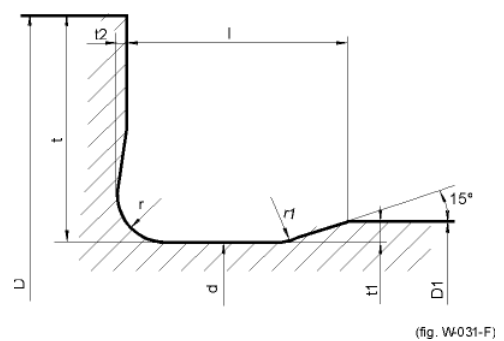
FKM Form B



FKM Form D

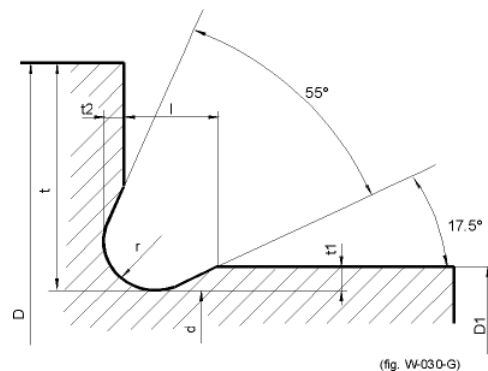


DIN 509 Form E

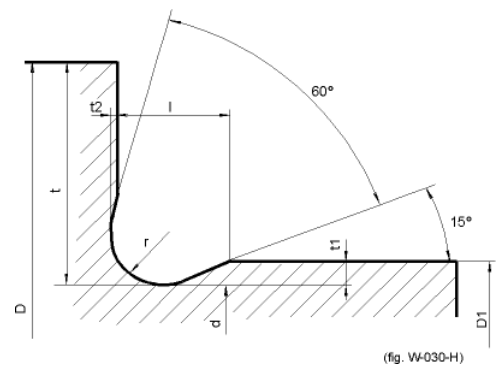


DIN 509 Form F

Nach FKM werden diese Formen wie die Form B behandelt.



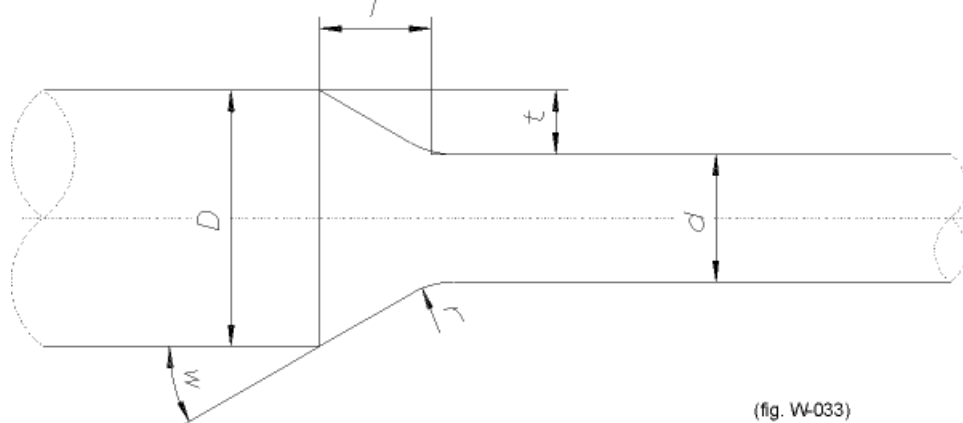
DIN 509 Form G



DIN 509 Form H

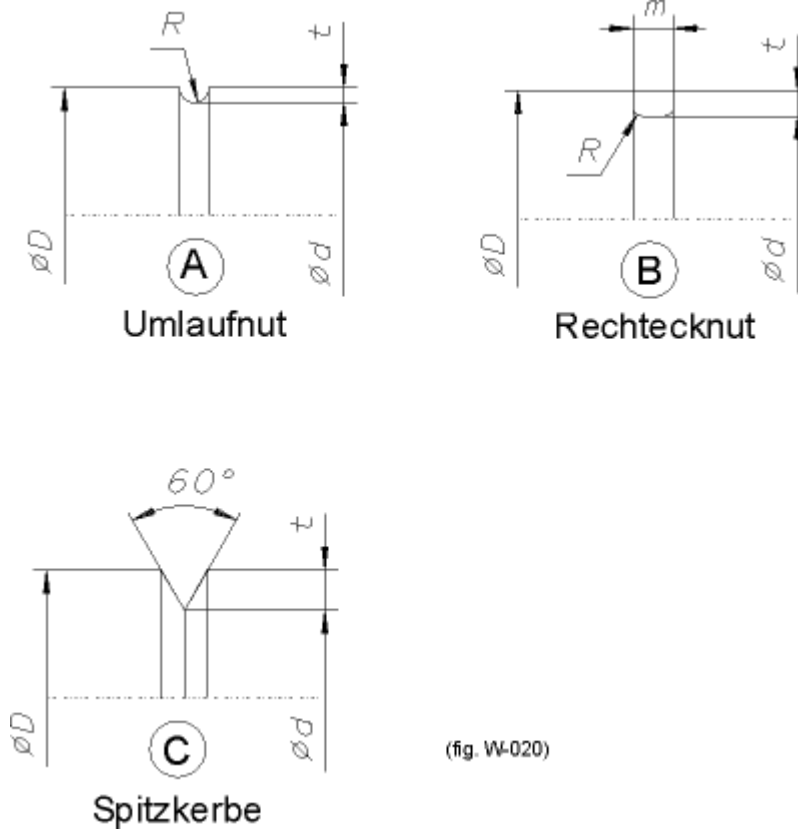
Nach FKM werden diese Formen wie die Form D behandelt.

### ⚙ Wellenabsatz mit konischem Übergang



### ☀ Welleneinstiche

Mit folgenden Varianten:

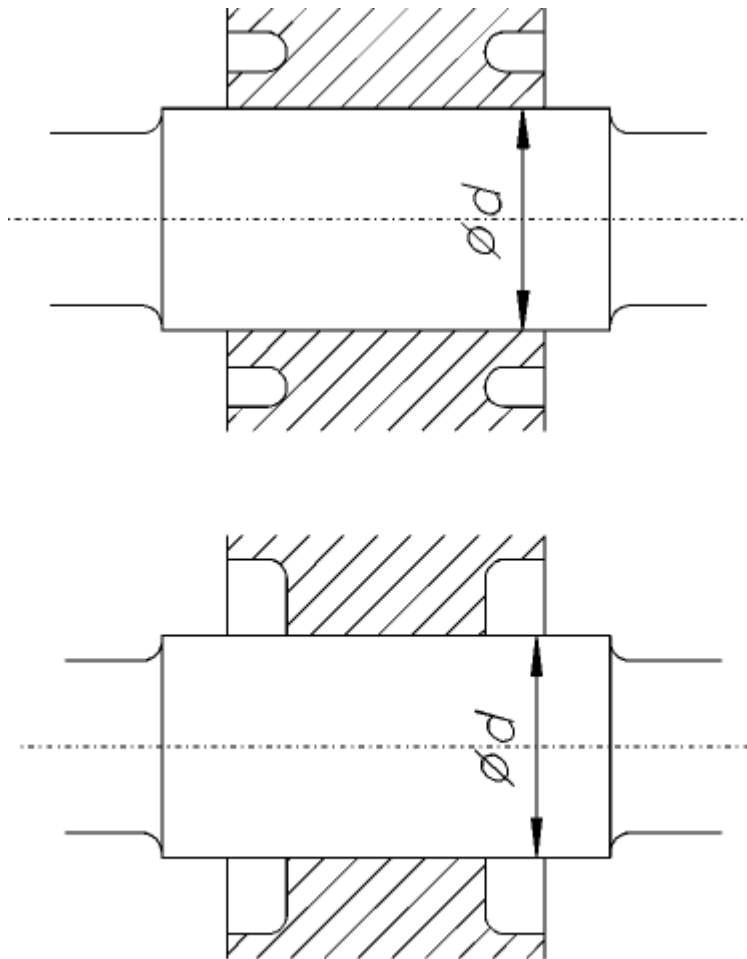


### ☀ Gewinde

Kerbfaktoren für Gewinde werden in der Literatur nicht speziell angegeben. Gewinde werden deshalb wie eine Umlaufnut behandelt.

### ☀ Press-Sitz

Press-Sitz (fester Press-Sitz, leichter Press-Sitz, Press-Sitz mit Entlastungsnut).



(fig. W-021)

Oben: Press-Sitz mit Entlastungskernen.

Unten: Press-Sitz mit Ausnahmen.

### ⚙ Passfeder

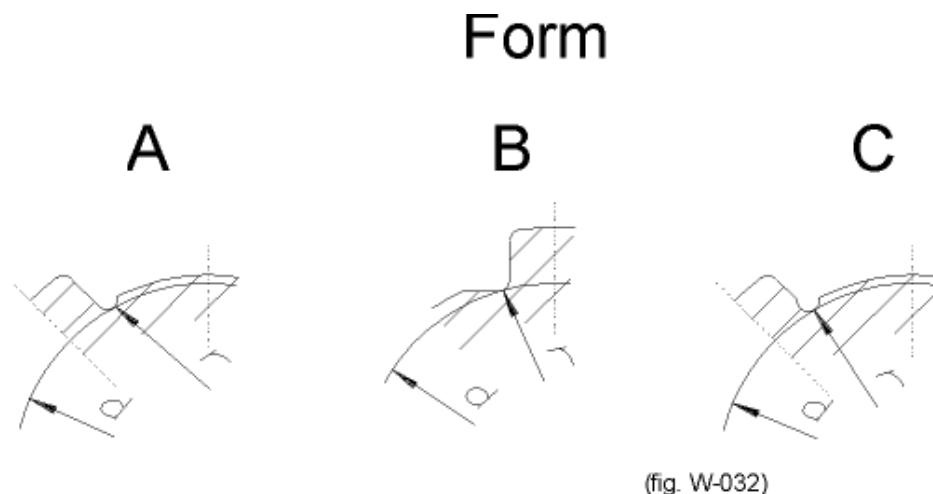
Das Widerstandsmoment für Biegung wird bei allen Methoden aus dem Welledurchmesser  $d$  bestimmt. Das Widerstandsmoment für Torsion wird bei Händchen aus dem eingeschriebenen Kreis  $d - t$ , bei FKM und DIN aus dem Wellenaussendurchmesser  $d$  bestimmt.

Die Kerbfaktoren sind in den verschiedenen Methoden dokumentiert. Bei Händchen 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 Ta-

bellern für Presssitz mit Passfeder).

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



#### 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: Aus dem Mittelwert ( $d_a/2 + d_f/2$ )

Bei FKM-Richtlinie und DIN 743: Aus dem Fusskreis

Die Kerbfaktoren sind in den verschiedenen Methoden dokumentiert.

### ⚙ 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-55)

⚙ **Überlagerung von Kerbwirkungen** (siehe Seite III-113)

## **21.4.17 Allgemeine Eingaben**

### **21.4.17.1 Dickenfaktoren aus dem Wellendurchmesser**

Durchmesserabhängige Werkstoffwerte können aus dem effektiven Wellendurchmesser oder aus der Dicke des Rohmaterials abgeleitet werden. Die erste Wahl ergibt etwas bessere Sicherheiten, kann aber nur verwendet werden, wenn die Welle im vorgedrehten Zustand vergütet wird.

## 21.5 Verformung

Für diverse Zwecke, z. B. für das Schleifen von Breitenballigkeit (im MAAG-Taschenbuch wird dies Längs- oder Flankenlinienkorrektur genannt) an Verzahnungen, ist es wichtig zu wissen, wie viel sich ein Punkt des Wellenquerschnitts durch elastische Deformation in einer bestimmten Richtung verschiebt. Dieses Programm berechnet die Verschiebung in einem bestimmaren Intervall längs der Achse und stellt die einzelnen Komponenten sowie die gesamte Verschiebung grafisch dar. Bei Verzahnungen wird zusätzlich die Flankenlinienabweichung durch Deformation berechnet, die für genaue Stirnradberechnungen benötigt wird. Grafische Darstellung der Verformungskomponenten auf dem Bildschirm.

# **Kapitel 22**

## **Lagerberechnung allgemein**

## 22.1 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 Querkraften und Längskräften in beiden oder einer Richtung und in Loslager, die eine Längsverschiebung zulassen.

### 22.1.1 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.

#### 22.1.1.1 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!).

#### 22.1.1.2 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 23

## Wälzlager

Für die Berechnung der Lebensdauer und der statischen Tragzahl 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.

**Basisdaten**

**Betriebsdaten**

Drehzahl  $n$  0.0000 1/min  
 Axialkraft  $F_a$  0.0000 N  
 Anzahl Lager  $n_b$  2  
 Geforderte Lebensdauer  $N_L$  20000.0000 h

**Lagerdaten**

|             | Lager 1                                                                   | Lager 2                                                                   |
|-------------|---------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|
| Bauform     | Rillenkugellager (einreihig)                                              | Rillenkugellager (einreihig)                                              |
| Durchmesser | <input checked="" type="radio"/> innen <input type="radio"/> aussen 10 mm | <input checked="" type="radio"/> innen <input type="radio"/> aussen 10 mm |
| Bezeichnung | SKF W 618/1 (d=1mm, D=3mm, B=1mm)                                         | SKF W 618/1 (d=1mm, D=3mm, B=1mm)                                         |
| Lagerart    | Loslager                                                                  | Loslager                                                                  |
| Radialkraft | 0.0000 N                                                                  | 0.0000 N                                                                  |
| Axialkraft  | 0.0000 N                                                                  | 0.0000 N                                                                  |

**Zusatzdaten**

☒ Erweiterte Lagerlebensdauer Definieren...  
☒ Lastkollektive berücksichtigen Definieren...  
 Lagerluft Normal  
 Kegel/Schräg/Spindel Einzel oder als Tandem

Abbildung 23.1: 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.

## 23.1 Auswahl des Wälzlagertyps

### 23.1.1 Eigenschaften der wichtigsten Lagerbaufo

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  $\alpha = 40^\circ$  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. 23.3.17.

☼ **Zweireihiges Schrägkugellager (DIN 628):**

Das zweireihige Schrägkugellager entspricht im Aufbau einem Paar spiegelbildlich zusammengesetzter einreihiger Schrägkugellager (O-Anordnung) mit  $\alpha = 25^\circ$  bzw.  $35^\circ$  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 kegeli-ger Bohrung (Kegel 1:12), das durch die hohlkuglige Laufbahn im Aussenring winklige Wellenverlagerungen und Fluchtfehler (bis ca.  $4^\circ$  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  $\alpha = 15^\circ(30^\circ)$  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 Kegelräderngetrieben.

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. 23.3.17. Als wichtige Funktion kann direkt die Berechnung der Lagerkräfte mit Berücksichtigung des Druckwinkels erfolgen.

#### ⚙ **Tonnen- und Pendelrollenlager (DIN 635):**

Bei den Tonnen- und Pendelrollenlagern mit zylindrischer oder kegeliger Bohrung (1:12) ermöglichen kugelige Laufbahnen in den Aussenringen und tonnenförmige 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 ( $\alpha = 10^\circ$ ) dagegen sind für höchste Radial- und Axialkräfte einsetzbar.

Verwendung: Für schwere Laufräder und Seilrollen, Schiffswellen, Ruderschäfte, Kurbelwellen und sonstige hochbelastete Lagerungen. Berechnung: Die Bestimmung der Axialkraft, die bei der Berechnung der dynamisch äquivalenten Belastung einzusetzen ist, wird genau nach Theorie ausgeführt (siehe z. B. FAG Wälzlager Katalog WL 41520DE (1995) auf S. 182).

### 23.1.2 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.

#### **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

### 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-Schräggugellager, einseitig wirkend
- r Axial-Schräggugellager, zweiseitig wirkend
- s Axial-Zylinderrollenlager
- t Axial-Pendelrollenlager

## 23.2 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.

### 23.2.1 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%).

### 23.2.2 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 die erforderliche statische Tragzahl:

|                       |                                                                                                                                    |
|-----------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $S_0 > 2$             | bei Stössen und Erschütterungen sowie hohen Anforderungen an Laufgenauigkeit und bei Axial-Pendelrollenlagern                      |
| $S_0 = 1$             | bei normalem Betrieb und Anforderungen an Laufruhe                                                                                 |
| $S_0 = 0.5 \dots 0.8$ | bei ruhigem, erschütterungsfreiem Betrieb bzw. bei geringen Anforderungen (unbelastete Lager mit Einstell- oder Schwenkbewegungen) |



## 23.3 Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl

Die Bestimmung der thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl wird in der DIN 732-2 (Entwurf) [8] beschrieben. Die Berechnung der thermischen Betriebsdrehzahl 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.

|                                 |                 | Lager 1                  | Lager 2                  | Lager 3                  | Lager 4                  |
|---------------------------------|-----------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| Beiwert                         | $f_{dr}$        | 0.0000                   | 0.0000                   | 0.0000                   | 0.0000                   |
| Beiwert                         | $f_i$           | 0.0000                   | 0.0000                   | 0.0000                   | 0.0000                   |
| Beiwert                         | $f_{1r}$        | 0.0000                   | 0.0000                   | 0.0000                   | 0.0000                   |
| Wärmeabführende Bezugsfläche    | $A_s$           | 0.0000                   | 0.0000                   | 0.0000                   | 0.0000 mm <sup>2</sup>   |
| Dynamisch äquivalente Belastung | $P_i$           | 0.0000                   | 0.0000                   | 0.0000                   | 0.0000 N                 |
| Werte eingeben                  |                 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Temperaturdifferenz             | $\Delta_\theta$ | 5.0000                   | 5.0000                   | 5.0000                   | 5.0000 °C                |
| Schmierstoffvolumenstrom        | $V_L$           | 0.5000                   | 0.5000                   | 0.5000                   | 0.5000 l/min             |

Abbildung 23.2: Tab Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl

### 23.3.1 Thermische Bezugsdrehzahl

Die Bestimmung der thermischen Bezugsdrehzahl wird in der DIN 732-1 [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.

### 23.3.2 Abgeführte Wärmeströme

Die Summe der abgeführten Wärmeströme wird berechnet aus den wälzlagerspezifischen Bezugswärmestromdichten  $q_{Sr}$  (über Lagersitz abgeführter Wärmestrom) und  $q_{Lr}$  (durch Schmierstoff abgeführter Wärmestrom) sowie der wärmeabführenden Bezugsfläche  $A_{Sr}$ .

$$Q_r = 10^{-6} * (q_{Sr} + q_{Lr}) * A_{Sr}$$

$q_{Sr}$ ,  $q_{Lr}$ ,  $A_{Sr}$  sind gemäss DIN 732-1 unter Bezugsbedingungen bestimmt.

### 23.3.3 Beiwerte $f_{0r}$ und $f_{1r}$

Die Beiwerte  $f_{0r}$  und  $f_{1r}$  für die Bestimmung der thermischen Bezugsdrehzahl sind je nach Lagertyp/ Baureihe (bei  $f_{0r}$  auch Schmierungsart) unterschiedlich, sie werden in der Tabelle 2 der Norm dargestellt. In der Tabelle sind nicht alle Lagertypen bzw. Lagerbauarten berücksichtigt.

### 23.3.4 Berechnung der thermischen Bezugsdrehzahl

Damit die Energiebilanz des Lagers stimmt, werden die abgeführten Wärmeströme und die Reibleistung gleichgesetzt. Die Gleichung für die Energiebilanz ist:

$$N_{Fr} = 10^3 * Q_r$$

$N_{Fr}$ : Reibleistung [W]

$Q_r$ : abgeführte Wärmeströme [kW]

Die somit zu berechnende Gleichung:

$$(\pi * n_{\theta r}) / 30 * (10^{-7} * f_{0r} * (v_r * n_{\theta r})^{2/3} * d_m^3 + f_{1r} * P_{1r} * d_m) = (q_{Sr} + q_{Lr}) * A_{Sr}$$

$n_{\theta r}$ : thermische Bezugsdrehzahl [1/min]

$f_{0r}$ : Beiwert aus Tabelle 2, DIN 732-1 [-]

$v_r$ : Bezugsviskosität [mm<sup>2</sup>/s]

$d_m$ : mittlerer Wälzlagerdurchmesser [mm]

$f_{1r}$ : Beiwert aus Tabelle 2, DIN 732-1 [-]

$P_{1r}$ : Bezugsbelastung [N]

$q_{Sr}$ : Wälzlagerspezifische Bezugswärmestromdichte (Lagersitzfläche) [kW/m<sup>2</sup>]

$q_{Lr}$ : Wälzlagerspezifische Bezugswärmestromdichte (Schmierstoff) [kW/m<sup>2</sup>]

$A_{Sr}$ : Wärmeabführende Bezugsfläche [mm<sup>2</sup>]

Aus dieser Gleichung kann  $n_{\theta r}$  bestimmt werden.

### 23.3.5 Berechnungsverfahren der thermisch zulässigen Bezugsdrehzahl nach 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  $\rho = 0,91 \text{ kg/dm}^3$  und spezifische Wärmekapazität  $c_L = 1,88 \text{ KJ/(kg} \cdot \text{K)}$  des Schmierstoffes sind fest vorgegeben.)

$Q_E$ : zusätzliche Wärmeströme (für die Berechnung  $Q_E = 0$  angenommen)

### 23.3.6 Reibungsbeiwerte $f_0$ und $f_1$

Die Beiwerte  $f_0$  und  $f_1$  sowie die dynamisch äquivalente Last  $P_1$  werden zur Bestimmung der Last- und Schmierfilmparameter benötigt und sind je nach Lagertyp/Baureihe, Schmierungsart oder Belastungsrichtung unterschiedlich, sie werden in der Tabelle 3 der Norm dargestellt. In der Tabelle sind nicht alle Lagertypen bzw. Lagerbauarten berücksichtigt. Bei Pendelkugel- und Pendelrollenlager wird die endgültige Norm 732-2 noch ergänzt, in KISSsoft wurden deshalb die fehlenden Daten dem FAG-Katalog entnommen. Aus den Kommentaren zu  $f_0$  der Tabelle 3 in der Norm wurde folgendes festgelegt (in KISSsoft eingebaut) für die verschiedenen Schmierarten:

- ⚙ Öl, Tauchschmierung, Lager im Ölnebel:  $f_0 = 0,5 \cdot f_0$  (Tabellenwert)
- ⚙ Öl, Tauchschmierung, Ölstand bis Mitte Lager:  $f_0 = 2,0 \cdot f_0$  (Tabellenwert)
- ⚙ Öl, Tauchschmierung, Ölstand bis Mitte des untersten Wälzkörpers:  $f_0 = 1,0 \cdot f_0$  (Tabellenwert)
- ⚙ Öl, Umlaufschmierung:  $f_0 = 2,0 \cdot f_0$  (Tabellenwert)
- ⚙ Fett, Eingelaufenes Lager:  $f_0 = 1,0 \cdot f_0$  (Tabellenwert)
- ⚙ Fett, Frisch befettet:  $f_0 = 2,0 \cdot f_0$  (Tabellenwert)

### 23.3.7 Berechnung der thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl

Die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl wird mit Hilfe des Drehzahlverhältnisses  $f_n$  aus der thermischen Bezugsdrehzahl berechnet.  $n_\theta = f_n \cdot n_{\theta r}$



Damit das Drehzahlverhältnis aus der folgenden Gleichung iteriert werden kann, müssen der Last- und Schmierfilmparameter berechnet werden.

$$KL * f_n^{5/3} + KP * f_n = 1$$

Lastparameter  $KL$ :

$$KL = 10^{-6} * (\pi/30) * n_{\theta r} * 10^{-7} * (f_{0r} * n^{2/3} * n_{\theta r}^{2/3} * dm^3) / Q$$

Schmierfilmparameter  $KP$ :

$$KP = 10^{-6} * (\pi/30) * n_{\theta r} * (f_1 * P_1 * dm) / Q$$

$n_{\theta r}$ : thermische Bezugsdrehzahl [1/min]

$f_0$ : Reibungsbeiwert aus Tabelle 3, DIN 732-2 [-]

$f_1$ : Reibungsbeiwert aus Tabelle 3, DIN 732-2 [-]

$n$ : Viskosität des Schmierstoffes [mm<sup>2</sup>/s]

$dm$ : mittlerer Wälzlagerdurchmesser [mm]

$P_1$ : Bezugsbelastung [N]

$Q$ : Summe der abgeführten Wärmeströme [kW]

## 23.4 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.

### 23.4.1 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 2004

Da bei dieser Berechnung sehr viele Faktoren und Einflüsse berücksichtigt werden, wird diese nur bei Wahl der erweiterten Lebensdauerberechnung durchgeführt, sonst wird das Reibungsmoment nach der Methode des SKF-Kataloges (s. Abschnitt "Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 1994" auf Seite III-80) 1994 bestimmt. Die Berechnung des Gesamtreibungsmomentes nach dem SKF-Katalog 2004 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

Die Formel des Gesamtreibmomentes:

$$M = \phi_{tsh} * \phi_{rs} * M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$$

**$\phi_{\text{ish}}$ : 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.

 **$\phi_{\text{rs}}$ : Schmierstoffverdrängungsfaktor**

Durch ständiges Überrollen wird der überschüssige Schmierstoff aus der Wälzkontaktzone verdrängt, dies vermindert die Schmierfilmdicke und setzt das Rollreibungsmoment herab.

 **$M_{\text{rr}}$ : Rollreibungsmoment**

Das Rollreibungsmoment ist abhängig von der Lagerart, dem mittleren Durchmesser, der Radial- und Axialbelastung, der Drehzahl und der Viskosität des Schmierstoffes. Die Faktoren zur Berechnung werden dem SKF-Katalog 2004 entnommen.

 **$M_{\text{sl}}$ : Gleitreibungsmoment**

Das Gleitreibungsmoment ist abhängig von der Lagerart, dem mittleren Durchmesser, der Radial- und Axialbelastung und der Schmierstoffart. Die Faktoren zur Berechnung werden dem SKF-Katalog 2004 entnommen.

 **$M_{\text{seal}}$ : Reibungsmoment schleifender Dichtungen**

Das Reibungsmoment schleifender Dichtungen ist abhängig von der Lagerart, der Lagergrösse, dem Durchmesser der Dichtlippen-Gegenlaufläche und der Dichtungsausführung. Da die Dichtungsart, der Durchmesser der Dichtlippen-Gegenlaufläche und die Dichtungsausführung je nach Hersteller unterschiedlich sind, gibt es bisher keine systematischen Daten. Deshalb wird das Reibungsmoment schleifender Dichtungen zu Null gesetzt.

 **$M_{\text{drag}}$ : Reibungsmoment bedingt durch Schmierverluste**

Dieses Reibungsmoment wird durch Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste bei der Ölbadschmierung verursacht. Da die Formeln zur Berechnung unvollständig sind, wird das Reibungsmoment bedingt durch Schmierverluste zu Null gesetzt.

**23.4.2 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:

$$M = M_0 + M_1 \quad (23.1)$$

$M_0$ : 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 Durchmesser des Lagers.

Für axial belastete Zylinderrollenlager wird die Formel um ein zusätzliches axiales lastabhängiges Reibungsmoment  $M_2$  erweitert.

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}_0 + \mathbf{M}_1 + \mathbf{M}_2 \quad (23.2)$$

$M_2$ : axial lastabhängiges Reibungsmoment

$M_2$  ist abhängig von einem Beiwert für Zylinderrollenlager, der Axialbelastung und vom mittleren Durchmesser des Lagers.

Die Faktoren  $f_0$ ,  $f_1$  (siehe Seite III-77) und  $P_1$  (von der Lagerart und Belastung des Lagers abhängige Werte) für die Berechnung werden der DIN 732-2 entnommen. Die Formeln, Exponenten und Beiwerte sind gemäss dem SKF-Katalog, Ausgabe 1994.

## 23.5 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 'Thermische Betriebsdrehzahl' 23.3.

## 23.6 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. >Kap24>.7) in Stunden berechnet. Die entsprechende Bezeichnung ist  $L_{10h}$  (h: Stunden; 10: Ausfall-Wahrscheinlichkeit).

### 23.6.1 Erweiterte Lebensdauerberechnung nach Beiblatt zu DIN ISO 281 (2007)

Das Beiblatt zur DIN ISO 281 enthält die Bestimmung der ‚modifizierten Lebensdauer‘, um Einflüsse wie Belastung, Schmierstoffzustand, Werkstoffeigenschaften, Bauart, Eigenspannungen der Werkstoffe und Umgebungsbedingungen zu berücksichtigen.

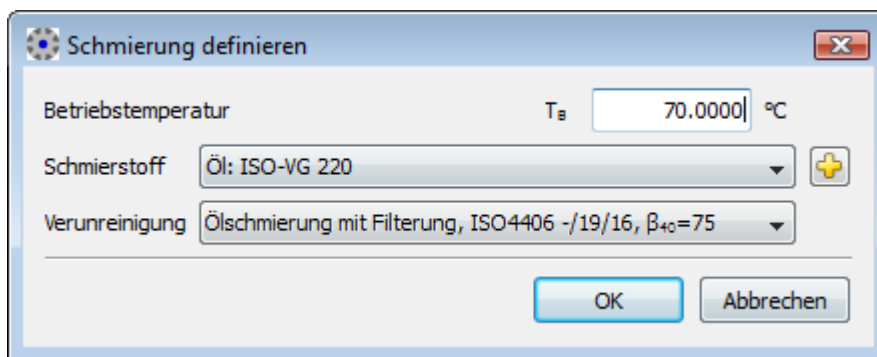


Abbildung 23.3: Dialog zur erweiterten Lebensdauerberechnung

Der Lebensdauerbeiwert  $a_{ISO}$  lässt sich wie folgt bestimmen:

$$a_{ISO} = f\left(\frac{ec \cdot Cu}{P}, \kappa\right) \quad (23.3)$$

|             |                                      |
|-------------|--------------------------------------|
| $a_{ISO}$ : | Lebensdauerbeiwert aus Diagramm [-]  |
| $ec$ :      | Verunreinigungskennwert [-]          |
| $Cu$ :      | Ermüdungsgrenzbelastung [N]          |
| $P$ :       | Dynamisch äquivalente Belastung [W]  |
| $\kappa$ :  | Viskositätsverhältnis = $n_u/n_{u1}$ |

- $n_{u1}$ : Diagramm Bezugsviskosität [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]  
 $n_u$ : V-T-Diagramm des Schmiermittels [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]

Die Ermüdungsgrenzbelastung  $C_u$  werden von den Lagerherstellern angegeben. Falls keine Werte bekannt sind, werden diese nach der Näherungsformel des Beiblattes der DIN ISO 281 gerechnet.

Der Verunreinigungskennwert  $e_c$  (zwischen 0...1) wird direkt aus dem Sauberkeitsgrad bestimmt.

### 23.6.2 Berechnung der Lebensdauer mit Lastkollektiven

Abbildung 23.4: 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.

$$n_m = \frac{n_1 \cdot q_1}{100} + \frac{n_2 \cdot q_2}{100} + \dots + \frac{n_k \cdot q_k}{100} \quad (23.4)$$

$$P_m = \sqrt[p]{\frac{P_1^p \cdot q_1}{100} + \frac{P_2^p \cdot q_2}{100} + \dots + \frac{P_k^p \cdot q_k}{100}} \quad (23.5)$$

$n_m$ : 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:

$$L_{hna} = \frac{100}{\frac{q_1}{L_{hna1}} + \frac{q_2}{L_{hna2}} + \dots + \frac{q_k}{L_{hna k}}} \quad (23.6)$$

$L_{hna i}$  Lebensdauer (Lastkollektiv-Element i) bei Drehzahl  $n_i$  und Belastung  $F_{ri}$ ,  $F_{ai}$

$L_{hna}$ : Gesamt-Lebensdauer



## 23.7 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 Berechnungen/Einstellungen vorgegeben werden.

## 23.8 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 ( $\leftrightarrow$ ) oder nur eine Axialkraft in Richtung der y-Achse ( $->$ ) oder der Gegenrichtung ( $<-$ ) aufnimmt.

## 23.9 Berechnung der Axialkräfte bei Lagern mit O- und X-Anordnung

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                                                                                                              |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$                                                                                  | $F_{aA} = F_a + \frac{F_{rB}}{2 \cdot Y_B}$ $F_{aB} = F_a - F_{aA}$                                                 |
| $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $F_a > \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$    | $F_{aA} = F_a + \frac{F_{rB}}{2 \cdot Y_B}$ $F_{aB} = F_a - F_{aA}$                                                 |
| $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $F_a \leq \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$ | $F_{aA} = F_a - F_{aB}$ $F_{aB} = \frac{F_{rA}}{2 \cdot Y_A} - F_a$                                                 |
| $F_{rA}, F_{rB}$<br><br>$Y_A, Y_B$<br><br>$F_a$<br><br>$F_{aA}, F_{aB}$                                                       | Radialkraft auf Lager A, B<br><br>Y-Faktor von Lager A, B<br><br>Äussere Axialkraft<br><br>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.

# Kapitel 24

## 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 bei kleineren und mittleren Drehzahlen bietet die DIN 31652 [33] eine sehr gute und detaillierte Berechnungsmethode.

## 24.1 Rechenmethoden

**Betriebsdaten**

Drehzahl  $n$  0.0000 1/min Anzahl Lager  $n_a$  1

Rechenmethode Öl: DIN 31654 (Low Speed) Wärmeabfuhr Über Schmierstoff

Bauform Vollumschlossen

**Lagerdaten**

Durchmesser  $D$  0.0000 mm Details...

Breite  $B$  0.0000 mm Schmierfilmdicke (im Betrieb)  $h_{\text{min}}$  0.00000 mm

Radialkraft  $F_r$  0.0000 N

Spiel (bei 20°C)  $s$  0.00000 mm

Werkstoff Welle C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet

Werkstoff Nabe C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet

**Schmierstoff**

Öl: ISO-VG 220

Ölzufuhrüberdruck  $p_{\text{in}}$  2.0000 bar

Öleintrittstemperatur  $T_{\text{in}}$  40.0000 °C

Abbildung 24.1: Basisdaten Radial-Gleitlager

Die Berechnung von ölgeschmierten, hydrodynamischen Radialgleitlagern kann nach zwei Rechenmethoden erfolgen:

- 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 Schmier-spaltgrösse nach [64] und nach [57]. Berechnung nur für druckgeschmierte Lager (Umlaufschmierung) mit Test auf Betriebssicherheit.
- Nach DIN 31652, Teil 1-3, 1983, [33].  
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 1983) für drucklos- und druckgeschmierte Lager. Die Art der Schmierstoffzufuhr (Schmierlöcher, Schmiernut, Schmiertaschen) wird berücksichtigt. Berechnet werden alle Betriebsdaten nach DIN 31652 wie Betriebstemperatur, minimale Schmier-spaltbreite, Verlustleistung, Öldurchsatz usw. Auch die Betriebssicherheit wird kontrolliert.

## 24.2 Modulspezifische Eingaben

Berechnung der volumenspezifischen Wärme des Schmierstoffs

Die volumenspezifische Wärme des Schmierstoffs kann auf zwei Arten berechnet werden:

- ⚙ Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit
- ⚙ Vereinfachte Annahme (wie in DIN 31652):  $1.8 \cdot 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3\text{K})$

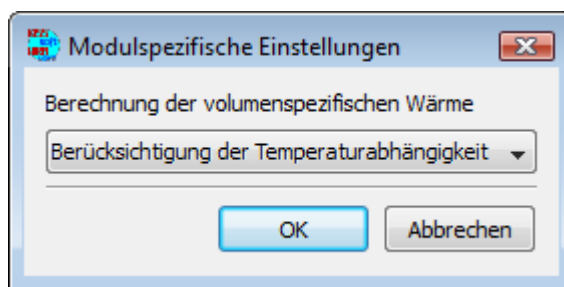


Abbildung 24.2: Modulspezifische Einstellungen

## 24.3 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 | $18 \cdot 10^{-6}$   |

## 24.4 Mittlere Flächenpressung

Angaben für zulässige Werte sind zu finden in:

- ⚙ Niemann, Band I, Tab. 15/1, [64]
- ⚙ DIN 31652, Teil 3, Tab. 2, [33]

Zulässige Maximalwerte für die Flächenpressung:

- ⚙ Weissmetall-Lager:  $1...3 \text{ N/mm}^2$
- ⚙ Bronze:  $1...8 \text{ N/mm}^2$



## 24.5 Schmierungsanordnung

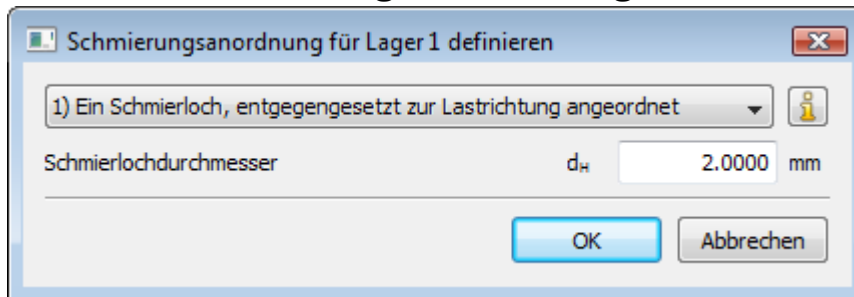


Abbildung 24.3: Auswahl der Schmierungsanordnung

Die verschiedenen Schmierungsanordnungen sind in den nächsten drei Abbildungen <Kap25.>.4, <Kap25.>.5 und <Kap25.>.6 dargestellt.

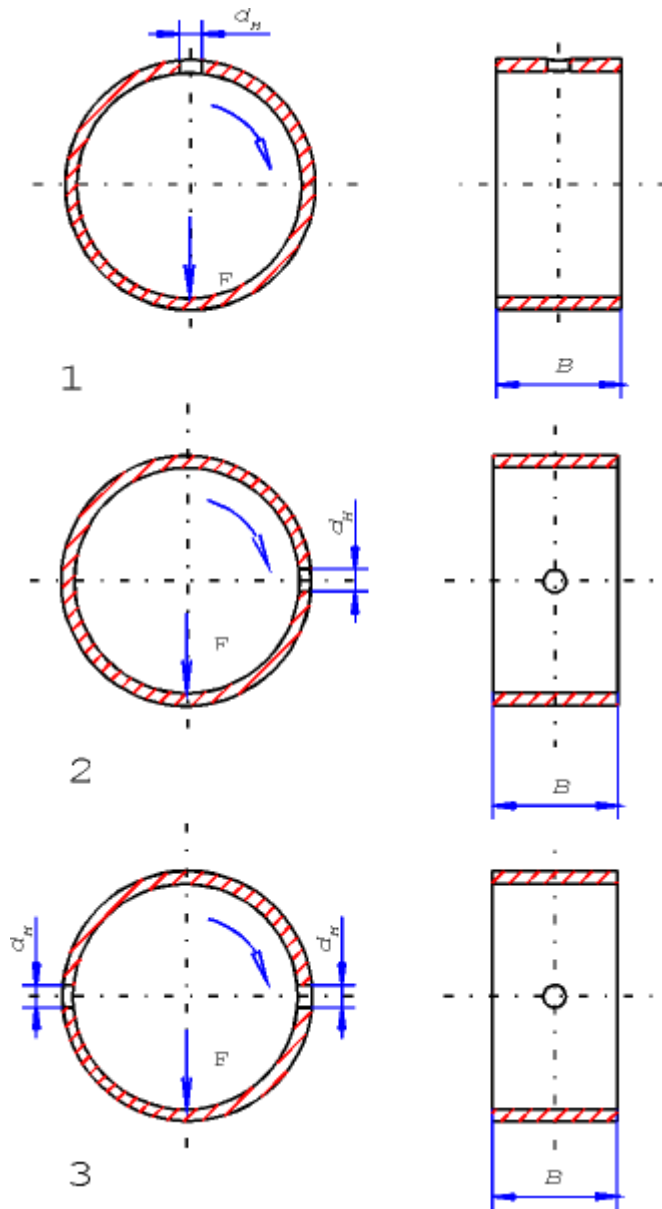


Abbildung 24.4:

- 1: Ein Schmierloch, entgegengesetzt zur Lastrichtung angeordnet.
- 2: Ein Schmierloch, um  $90^\circ$  gedreht zur Lastrichtung angeordnet.
- 3: Zwei Schmierlöcher, um  $90^\circ$  gedreht zur Lastrichtung angeordnet.

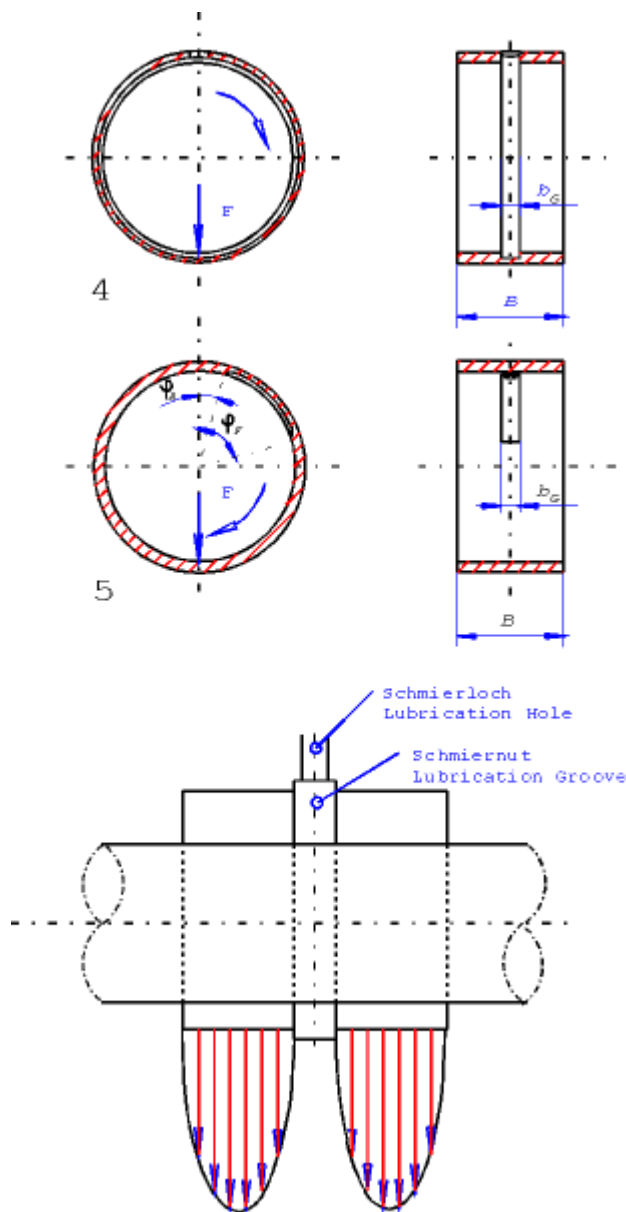


Abbildung 24.5:

4: Schmiernut (Ringnut).

5: Schmiernut (Umfangsnut).

Hinweis: Bei Schmierung durch Ringnut wird die Berechnung je Lagerhälfte mit der halben Belastung durchgeführt! (Vergleiche DIN 31652, Teil 1, Abschnitt 3.4, [33].)

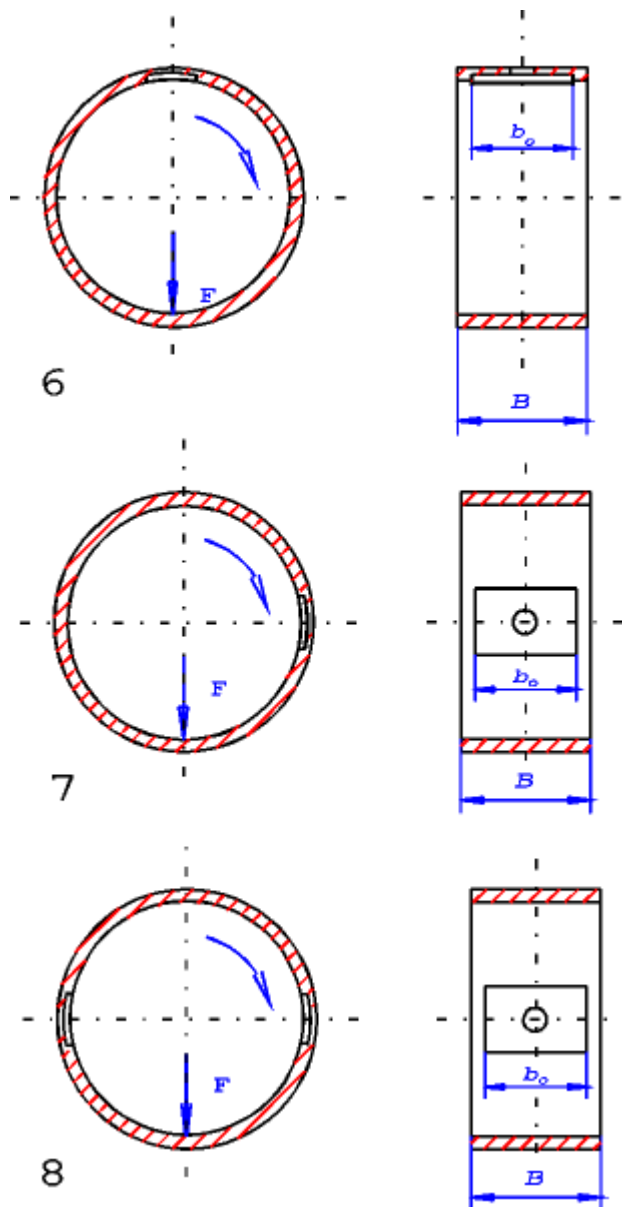


Abbildung 24.6:

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.

## 24.6 Wärmeabgebende Oberfläche

Falls die wärmeabgebende Oberfläche nicht genau bekannt ist, kann als Richtwert  $10 \cdot d \cdot b \dots 20 \cdot d \cdot b$  angenommen werden.

d : Lagerdurchmesser

b : Lagerbreite

## 24.7 Wärmeübergangskoeffizient

Falls der Wärmeübergangskoeffizient nicht genau bekannt ist, kann als Richtwert 15...20 (W/m<sup>2</sup>K) angenommen werden.

## 24.8 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

## 24.9 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 der 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 DIN 31652**

Vorschlag erfolgt für Metall-Lager im Maschinenbau nach DIN 31652, Teil 3, Tab. 4, [33].

Bei dieser Auslegung kann man entweder den Vorschlag nach DIN 31652 übernehmen oder das Spiel aus einer vorgegebenen Austritts-Temperatur (nur für Wärmeabfuhr über Schmierstoff) berechnen lassen.

### ⚙ **Vorschlag nach K.Spiegel**

Vorschlag für das Spiel nach K.Spiegel: Goettner-Gleichung

Spiel:  $(2.5 + 50.0/d) / 1000.0 * d$



## 24.10 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

## 24.11 Lagerbreite

Anhaltswert für die Lagerbreite in Niemann, Band I, Tab. 15/1, [64]

Normalbereich:  $b/d = 1..2$

Anhaltswert für die Lagerbreite nach DIN 31652, [33]

Normalbereich:  $b/d = 0.125..1$

$d$  : Lagerdurchmesser

$b$  : Lagerbreite

## 24.12 Zulässige Schmierfilmdicke

Der Vorschlag erfolgt nach DIN 31652, Teil 3, Tabelle 1, [33].

Diese Tabelle enthält Erfahrungswerte. Dabei werden eine gemittelte Rautiefe  $< 4\mu$ , geringe Formfehler und ausreichende Filterung des Schmierstoffes vorausgesetzt.

# Kapitel 25

## 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 <26>.2), welche durch einen Schmierfilm von den Spurscheiben getrennt werden.
- ⚙ Berechnung von Axialkippssegmentlagern nach DIN 31654 [35]: Diese Norm gilt für Lager mit beweglichen Kippelementen (siehe Bild <26>.3), welche durch einen Schmierfilm von den Spurscheiben getrennt werden.

Wenn man vom Einfluss des Druckmittelpunktes bei Axialkippssegmentlagern absieht, gilt für beide Normen derselbe Rechenablauf, deshalb wird die Berechnung nur einmal beschrieben. Abweichungen der beiden Normen werden dabei speziell erwähnt.

| Betriebsdaten                       |                  |                                   |       |
|-------------------------------------|------------------|-----------------------------------|-------|
| Drehzahl                            | $n$              | 0.0000                            | 1/min |
| Anzahl Lager                        | $n_b$            | 1                                 |       |
| Rechenmethode                       |                  | Öl: DIN 31653 (Axialsegmentlager) |       |
| Wärmeabfuhr                         |                  | Über Schmierstoff                 |       |
| Lagerdaten                          |                  |                                   |       |
| Aussendurchmesser (Tragring)        | $D_o$            | 0.0000                            | mm    |
| Innendurchmesser (Tragring)         | $D_i$            | 0.0000                            | mm    |
| Lagerkraft                          | $F_n$            | 0.0000                            | N     |
| Lagerkraft (Stillstand)             | $F_s$            | 0.0000                            | N     |
| Kleinste zulässige Schmierfilmdicke | $h_{\min}$       | 0.00000                           | mm    |
| Anzahl Segmente                     | $Z$              | 0                                 |       |
| Segmentlänge in Umfangsrichtung     | $L$              | 0.0000                            | mm    |
| Keillänge                           | $l_{\text{wed}}$ | 0.0000                            | mm    |
| Keiltiefe                           | $C_{\text{wed}}$ | 0.0000                            | mm    |
| Mischungsfaktor                     | $M$              | 0.5000                            |       |
| Schmierstoff                        |                  |                                   |       |
| Öl: ISO-VG 220                      |                  |                                   |       |
| Öleintrittstemperatur               | $T_{\text{in}}$  | 40.0000                           | °C    |
| Ölaustrittstemperatur               | $T_{\text{out}}$ | 50.0000                           | °C    |

Abbildung 25.1: Basisdaten Axialgleitlager

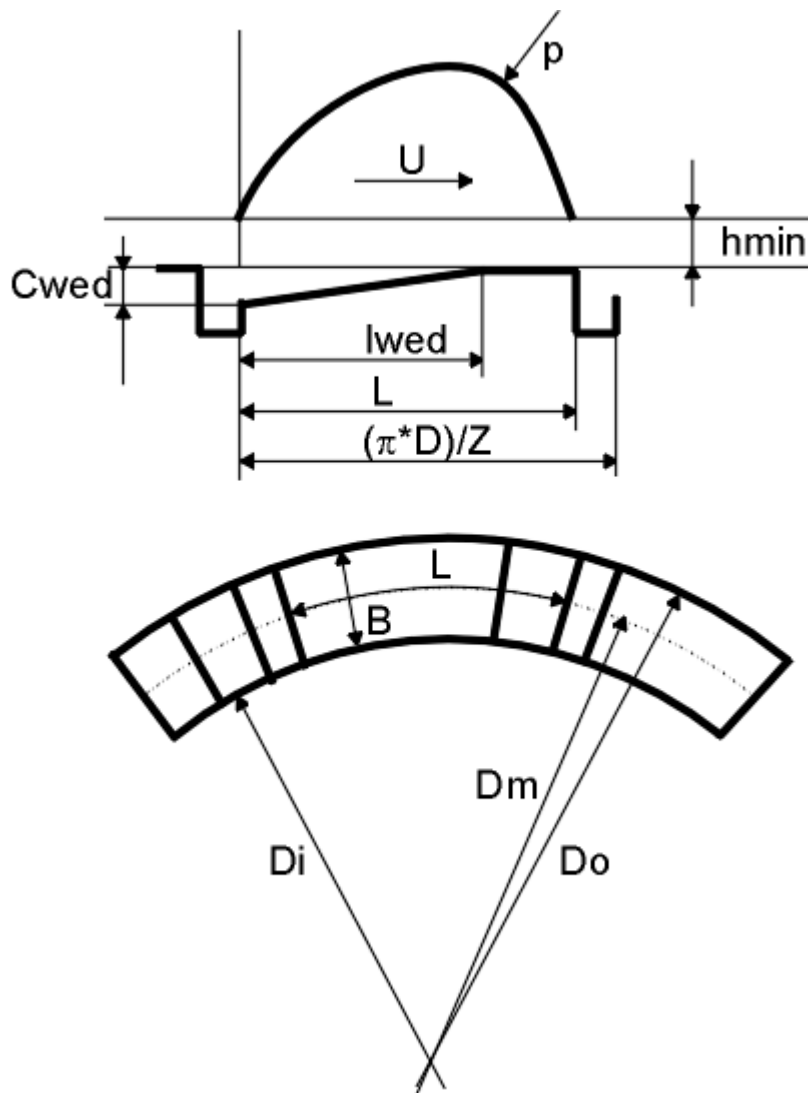


Abbildung 25.2: Axialsegmentlager nach DIN 31653

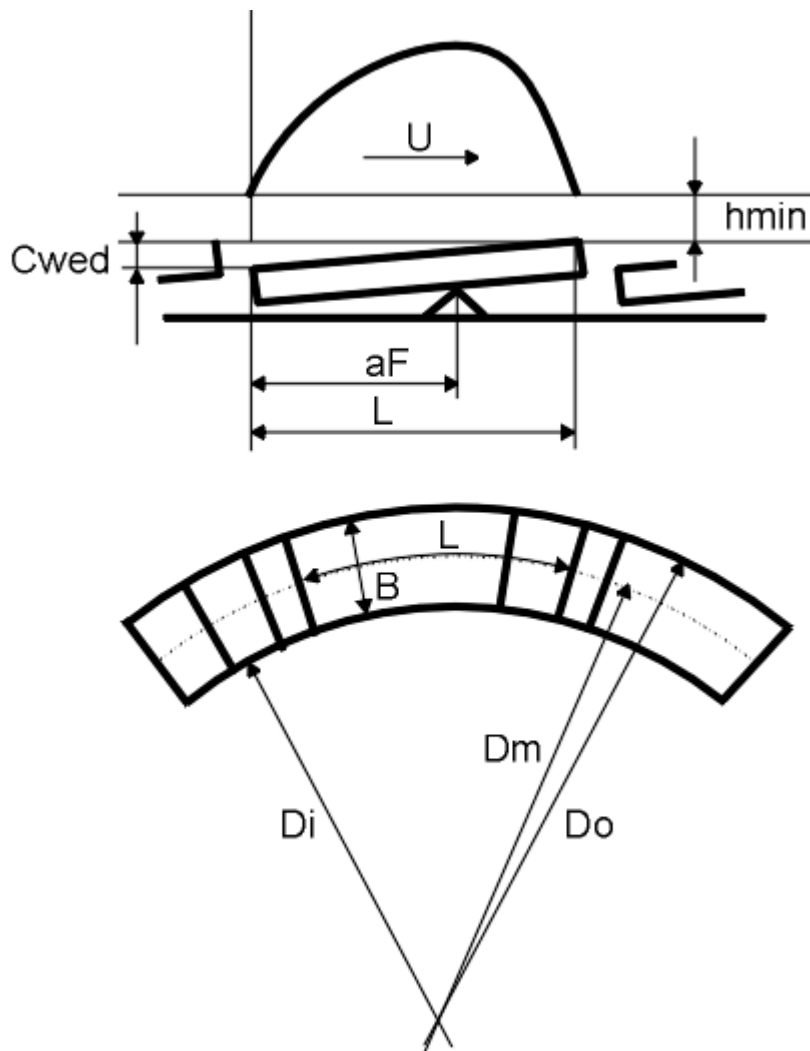


Abbildung 25.3: Axialkippssegmentlager nach DIN 31654

## 25.1 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  $k_A$  ist nach Norm zwischen 15. . . 20 W/(m<sup>2</sup>\*K), in der Software ist der Wert standardmässig 20 W/(m<sup>2</sup>\*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. Als Ansatz bei der Berechnung mit dem Mischungsfaktor gilt:  $DT1 = DT2 * (Q2 / (M*Q + (1-M)*Q3))$

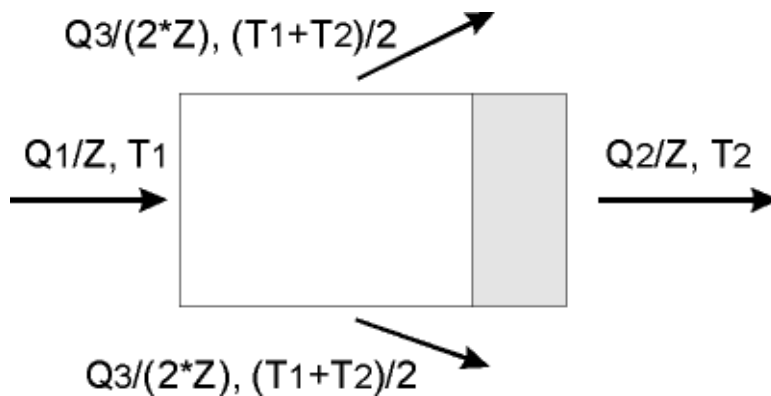


Abbildung 25.4: Schmierstoff- und Wärmebilanz eines Segmentes

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  $h_{min}/C_{wed}$  aus der Unterstützungsstelle des Kippsegments  $a_F$  berechnet, die Formel dazu befindet sich in der DIN 31654 Teil 2.

## 25.2 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  $h_{\min}$  berechnet.

Die kleinste mögliche Schmierfilmdicke  $h_{\min}$  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:

$$A = (15 \dots 20) \cdot B \cdot L \cdot Z$$

Der -Button neben dem Feld der Oberfläche berechnet nach der Formel  $A = 15 \cdot B \cdot L \cdot Z$ .

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.



## 25.3 Berechnung der volumenspezifischen Wärme

Die volumenspezifische Wärme kann unter Berechnungen/Einstellungen auf zwei Arten berechnet werden:

- ⚙ Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit
- ⚙ Vereinfachte Annahme (wie in DIN 31652):  $1.8 \cdot 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$

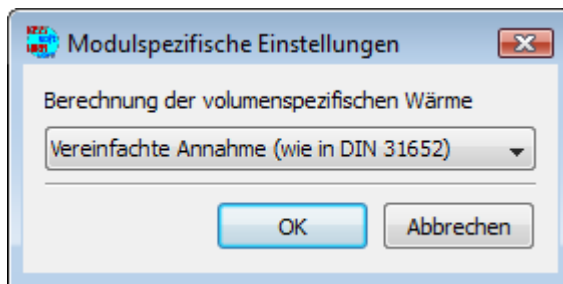


Abbildung 25.5: Modulspezifische Einstellungen

## 25.4 Grenzwerte der Berechnung

Die Normen gelten nur für laminare Strömung im Schmierpalt. Dazu muss die Reynoldszahl unter dem kritischen Wert von 600 sein.

Weiter werden die Resultate auf die höchstzulässige Lagertemperatur  $T_{lim}$ , die kleinste mögliche Schmierfilmdicke  $h_{lim}$  und die spezifische Lagerbelastung geprüft. Diese Grenzwerte sind in der Norm 31653/ 31654 Teil 3 festgelegt.

# **Kapitel 26**

## **Antworten auf häufige Fragen**

## 26.1 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  $K_f$ :

$$K_f = 1 + (K_{f1} - 1) + (K_{f2} - 1) \quad (26.1)$$

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-57) ausgeführt werden.

Die Berechnung der Gesamtkerbwirkungszahl  $K_f$  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)  $K_{f1}$  berechnet. Dazu unter *Details > Kerbwirkung* die Kerbart (Schulter) auswählen. Über den Flag *Anzeigen bei Kerbfaktor* werden die Kerbfaktoren 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  $K_f$  werden gemäss obiger Formel berechnet.
5. Nun werden die beiden Querschnitte A-A, B-B deaktiviert (Flag *Aktiv deaktivieren*) und ein dritter Querschnitt C-C mit derselben y-Koordinate wird aktiviert. Unter *Details* wird nun die Kerbform *Eigene Eingabe* gewählt und die unter 4. berechneten Gesamtkerbwirkungszahlen werden eingetragen.

## 26.2 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.

### 26.2.1 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.

### 26.2.2 Kerbe an der Innenkontur

Für Kerben an der Innenkontur sind die Kerbfaktoren aus den Berechnungsmethoden ungeeignet.

## 26.3 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.

Hänschen 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

$$\sigma_{zzW} \approx 0.45 \cdot \sigma_B \quad \text{oder} \quad \sigma_{zzW} = 0.5 \dots 0.6 \cdot \sigma_B$$

und für die Torsionswechselfestigkeit

$$\tau_{tW} \approx 0.55 \cdot \sigma_{bW} \quad \text{oder} \quad \tau_{tW} = 0.4 \dots 0.5 \cdot \sigma_{bW}$$

angegeben.

Nach DIN 743 gelten folgende Näherungen:

$$\sigma_{bW} \approx 0.5 \cdot \sigma_B \quad \sigma_{zzW} \approx 0.4 \cdot \sigma_B \quad \tau_{tW} \approx 0.3 \cdot \sigma_B$$

Die FKM-Richtlinie gibt für Vergütungsstähle an (für andere Werkstofftypen gelten andere Werte):

$$\sigma_{W,zz} \approx 0.45 \cdot R_m \quad \tau_{W,t} \approx 0.26 \cdot R_m$$

# **Teil *IV***

## **Verbindungen**

# Kapitel 27

## 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.

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-Rauigkeit 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 Ausendruck (z. B. [60], S.399, oder [64]).

| Betriebsdaten    |                |        |       |
|------------------|----------------|--------|-------|
| Nennmoment       | T              | 0.0000 | Nm    |
| Biegemoment      | M <sub>B</sub> | 0.0000 | Nm    |
| Anwendungsfaktor | K <sub>A</sub> | 1.0000 |       |
| Axialkraft       | F <sub>A</sub> | 0.0000 | N     |
| Radialkraft      | F <sub>R</sub> | 0.0000 | N     |
| Drehzahl         | n              | 0.0000 | 1/min |

| Geometrie                  |                |        |    |
|----------------------------|----------------|--------|----|
| Fugendurchmesser           | D <sub>f</sub> | 0.0000 | mm |
| Innendurchmesser Welle     | D <sub>i</sub> | 0.0000 | mm |
| Aussendurchmesser Nabe     | D <sub>a</sub> | 0.0000 | mm |
| Presssitzlänge             | l              | 0.0000 | mm |
| Herstellungstoleranz Welle |                |        |    |
| Herstellungstoleranz Nabe  |                |        |    |

| Werkstoffe und Oberflächenrauigkeiten |                                               |  |                       |
|---------------------------------------|-----------------------------------------------|--|-----------------------|
| Welle                                 | C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet |  | N6 Rz=4.8 (Schleifen) |
| Nabe                                  | C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet |  | N6 Rz=4.8 (Schleifen) |

| Temperaturen                                 |         |         |    |
|----------------------------------------------|---------|---------|----|
| Montagetemperatur Welle/Nabe θ <sub>M</sub>  | 20.0000 | 20.0000 | °C |
| Betriebstemperatur Welle/Nabe θ <sub>B</sub> | 20.0000 | 20.0000 | °C |

| Reibungskoeffizienten |                |        |  |
|-----------------------|----------------|--------|--|
| in Umfangsrichtung    | μ <sub>u</sub> | 0.1000 |  |
| in Axialrichtung      | μ <sub>a</sub> | 0.1000 |  |

Abbildung 27.1: 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:

$$p_b = \frac{9}{2} \frac{M_b}{d_f l_f^2} \quad p_r = \frac{F_r}{d_f l_f} \quad (27.1)$$

Damit kein Klaffen auftritt, muss diese zusätzliche Pressung ausserdem kleiner als die minimale Pressung der Verbindung sein ((p<sub>b</sub> + p<sub>r</sub>) < p<sub>min</sub>).

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 (auf Seite I-26)].

Anmerkung zur Berechnung nach Kollmann:

Grenzdrehmoment für Mikrogleiten nach Gleichung 2.110; mit  $k$  nach 2.107 und  $u$  nach 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 Fügenspiel erreicht wird. Das Fügenspiel 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  $-150^{\circ}\text{C}$ ).

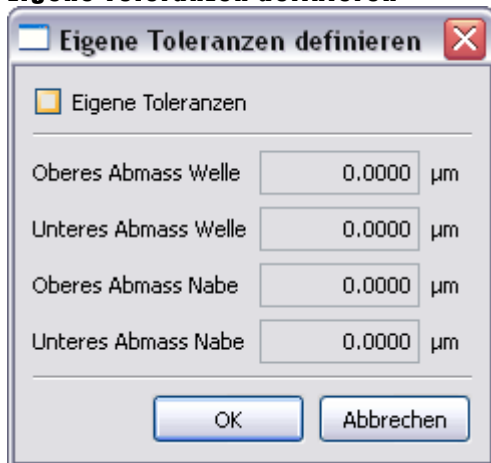
## 27.1 Toleranzeingabe

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



☒ Eigene Toleranzen

|                      |        |    |
|----------------------|--------|----|
| Oberes Abmass Welle  | 0.0000 | µm |
| Unteres Abmass Welle | 0.0000 | µm |
| Oberes Abmass Nabe   | 0.0000 | µm |
| Unteres Abmass Nabe  | 0.0000 | µm |

OK Abbrechen

Abbildung 27.2: Toleranzwerte

Nach Betätigen des  - Knopfes neben dem `Toleranz`-Feld erscheinen die aktuellen Abmasse. Diese können durch den Benutzer verändert werden.

## 27.2 Reibungskoeffizienten

In den Tabellen 27.2 und 27.4 werden die Werte für die Reibungskoeffizienten nach DIN 7190 angezeigt.

| Werkstoffe                               | Reibungskoeffizienten |            |            |            |
|------------------------------------------|-----------------------|------------|------------|------------|
|                                          | trocken               |            | geschmiert |            |
|                                          | $\nu_{ll}$            | $\nu_{rl}$ | $\nu_{ll}$ | $\nu_{rl}$ |
| 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       | -          |
| $\nu_{ll}$ : in Längsrichtung - Lösen    |                       |            |            |            |
| $\nu_{rl}$ : in Längsrichtung - Rutschen |                       |            |            |            |

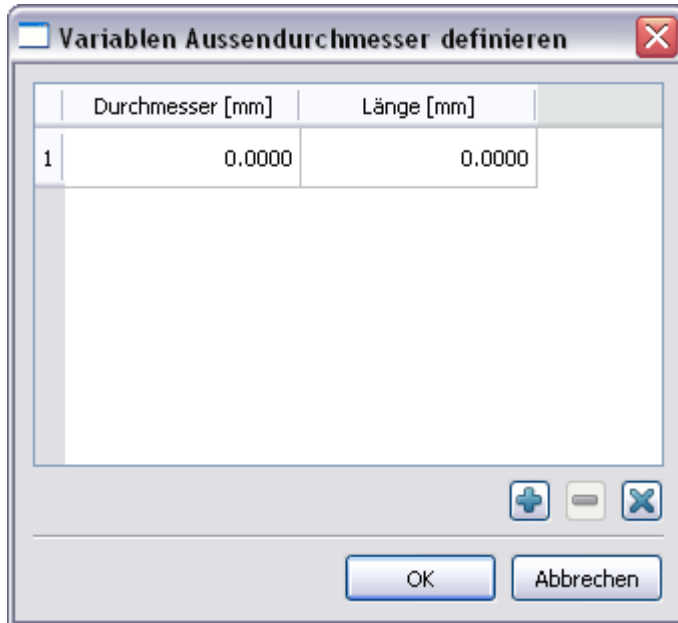
Tabelle 27.2: Reibungskoeffizienten von Längspressverbänden bei zügiger Beanspruchung nach DIN 7190

| Werkstoffpaarung, Schmierung, Fügung                                                       | Reibungskoeffizienten<br>$\nu_p, \nu_{rl}, \nu_u$ |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|
| Stahl-Stahl-Paarung:                                                                       |                                                   |
| Druckölverbände normal gefügt mit Mineralöl                                                | 0.12                                              |
| Druckölverbände mit entfetteten Pressflächen<br>mit Glyzerin gefügt                        | 0.18                                              |
| Schrumpfverband normal nach Erwärmung des<br>Aussenteils bis zu 300°C im Elektroofen       | 0.14                                              |
| Schrumpfverband mit entfetteten Pressflächen nach<br>Erwärmung im Elektroofen bis zu 300°C | 0.20                                              |
| 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 |
| $\nu_r$ : Rutschen                       |               |
| $\nu_{rl}$ : in Längsrichtung - Rutschen |               |
| $\nu_u$ : in Umfangsrichtung             |               |

Tabelle 27.4: Reibungskoeffizienten von Querpessverbänden in Längs- und Umfangsrichtung beim Rutschen nach DIN 7190

## 27.3 Variabler Aussendurchmesser der Nabe



|   | Durchmesser [mm] | Länge [mm] |
|---|------------------|------------|
| 1 | 0.0000           | 0.0000     |

Abbildung 27.3: 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.

## 27.4 Werkstoffe

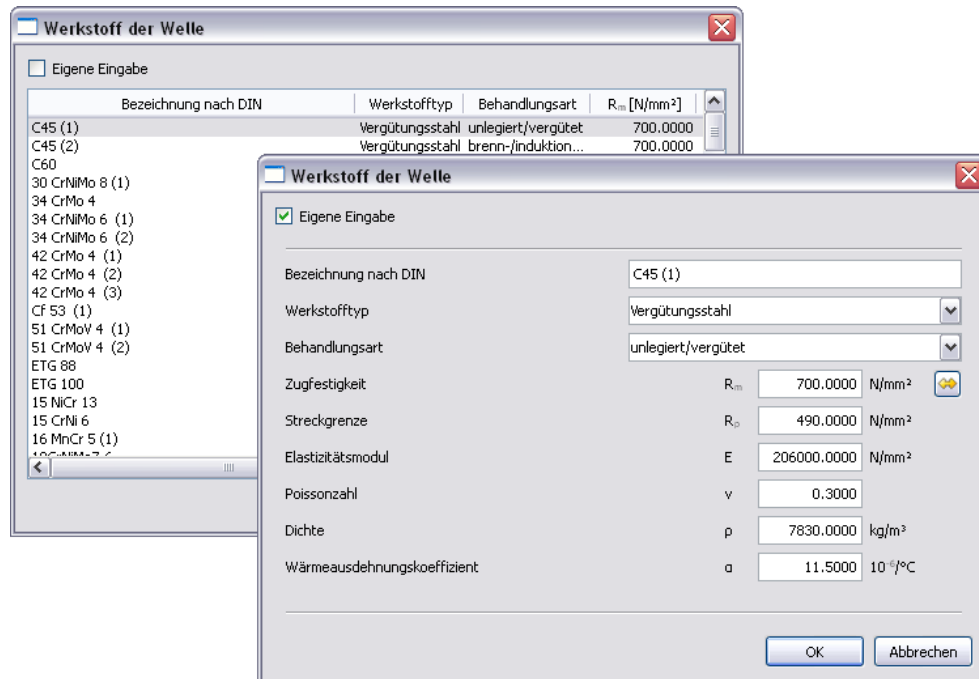


Abbildung 27.4: Werkstoffmaske Zylindrischer Presssitz

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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

## 27.5 Einstellungen

**Modulspezifische Einstellungen**

Hypothese der Vergleichsspannung nach: Gestaltänderungshypothese

**Berechnung der Fügetemperatur**

☒ Abhängig vom Fügedurchmesser Promille von  $d_f$  (gem. DIN7190) 1.0000

☐ Konstantes Fügspiel von 0.1000 mm

Sollsicherheit gegen Rutschen 1.2000

Sollsicherheit gegen Streckgrenze (Welle/Nabe) 1.0000 1.0000

Sollsicherheit gegen Bruchgrenze (Welle/Nabe) 1.5000 1.5000

☒ Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohmass bestimmen

OK Abbrechen

Abbildung 27.5: Einstellungen zylindrischer Presssitz

- ⚙ Auswahl der Vergleichsspannung  
Nach [64], mit der Gestaltänderungshypothese:  

$$\sigma_v = \max(|\sigma_{\phi\phi} - \sigma_{rr}|, |\sigma_{\phi\phi}|, |\sigma_{rr}|)$$
- ⚙ Nach [55], S.13, mit der Schubspannungshypothese:  

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$$
- ⚙ Berechnung der Fügetemperatur  
Man kann das Fügspiel entweder in Abhängigkeit vom Durchmesser der Fuge  $D_F$  (bei Erwärmung angepasst) oder als konstantes Fügspiel eingeben, daraus wird die Fügetemperatur des Aussenteils berechnet.
- ⚙ 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.
- ⚙ 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.



## 27.6 Auslegungen

⚙ Toleranz nach ISO/DIN

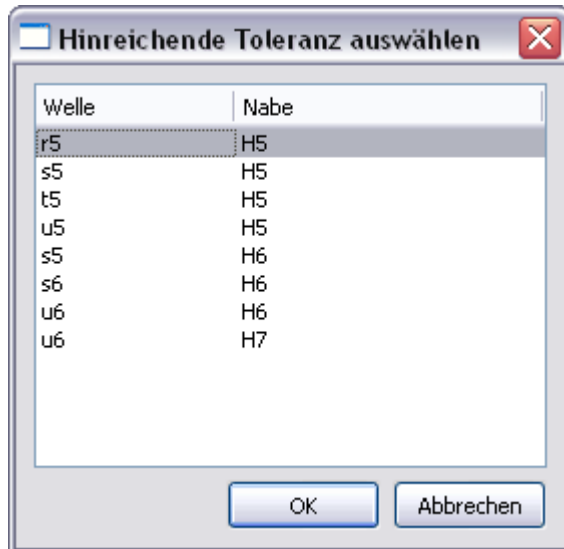


Abbildung 27.6: Anzeige der möglichen Toleranzpaarungen

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 Toleranzpaarungen 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 28

## Konischer Press-Sitz

Berechnung der Betriebssicherheit eines konischen Presssitzes. Bestimmung der Montage- Vorgaben. Methode nach Kollmann [55].

**Betriebsdaten**

Nennrehmoment  $T$  0.0000 Nm Anwendungsfaktor  $K_A$  1.0000

**Geometrie**

Grosser Kegeldurchmesser  $D_k$  0.0000 mm  
 Kleiner Kegeldurchmesser  $D_i$  0.0000 mm  
 Aussendurchmesser Nabe  $D_{a1}$  0.0000 mm  
 Kegellänge  $l$  0.0000 mm  
 Halber Kegelwinkel  $\beta$  0.0000 °  
 Maximale Abweichung  $y_{max}$  0.1000 °

**Werkstoffe und Oberflächenrauigkeiten**

Welle C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet N7 Rz=8.0 (Drehen mit Diamant)  
 Nabe C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet N7 Rz=8.0 (Drehen mit Diamant)

**Art der Berechnung**

☐ Auslegung  
☒ Nachrechnung

**Reibungskoeffizienten**

in Längsrichtung  $\mu_{L1}$  0.1000

**Montageart**

Axiales Verspannen mit Mutter  
 Montageaufschub  $a_1$  0.0000 mm

Abbildung 28.1: Basisdaten konischer Presssitz

**Kegelwinkel:** Unter dem Kegelwinkel wird der Winkel zwischen Kegelflanke und Mittelachse verstanden. Der Öffnungswinkel 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 und der Innenteil keine Bohrung im Bereich des Kegels aufweist.
- ⚙ 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 Belastung | Haftbeiwert |
|-------------------|--------------------------|-------------|
| 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.

## 28.1 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Stirnradberechnung:

| Arbeitsweise<br>der Antriebs-<br>maschine | Arbeitsweise der getriebenen Maschine |                   |                    |                  |
|-------------------------------------------|---------------------------------------|-------------------|--------------------|------------------|
|                                           | gleich-<br>mässig                     | mässige<br>Stösse | mittlere<br>Stösse | starke<br>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 28.2 Anwendungsfaktor bei Berechnungen nach DIN 6892; ausführlichere Angaben finden Sie in DIN 3990, DIN 3991, ISO 6336.

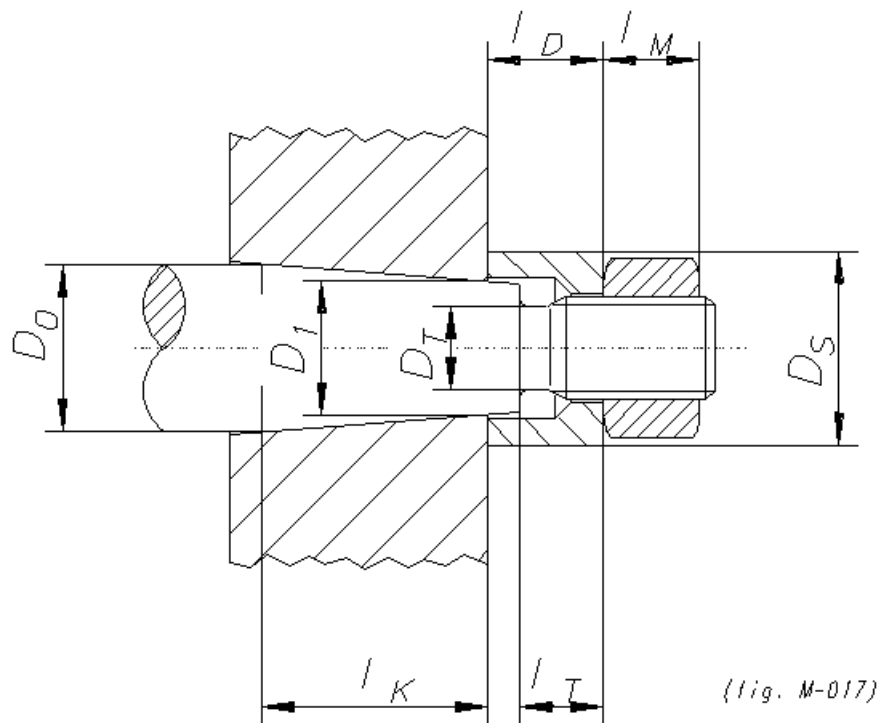
## 28.2 Axiales Verspannen mit Mutter

☐ Axiales Verspannen der Mutter definieren

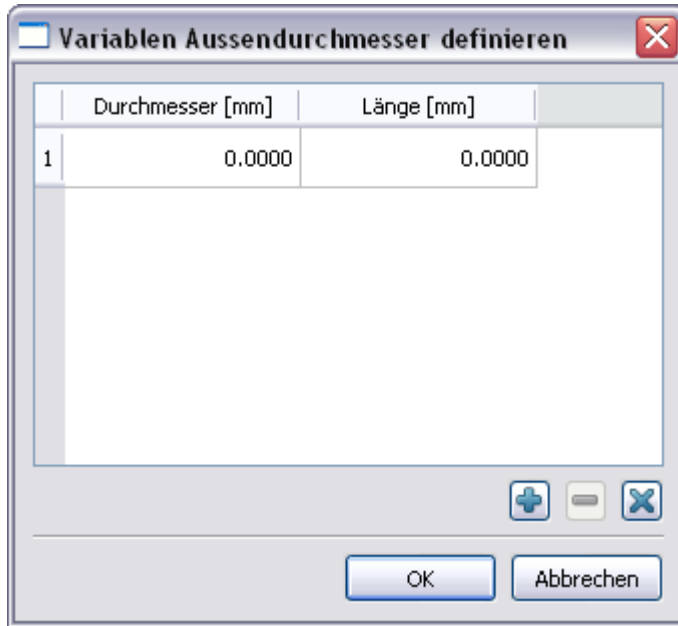
|                                  |       |                                     |    |                                                                                   |
|----------------------------------|-------|-------------------------------------|----|-----------------------------------------------------------------------------------|
| Länge der Hülse                  | $l_D$ | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |                                                                                   |
| Aussendurchmesser der Hülse      | $D_S$ | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |                                                                                   |
| Innendurchmesser der Hülse       | $D_I$ | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |                                                                                   |
| Länge zwischen Konus und Gewinde | $l_T$ | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |  |
| Durchmesser des Zwischenstücks   | $D_T$ | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |  |
| Länge der Mutter                 | $l_M$ | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |                                                                                   |
| Gewindedurchmesser               | $d_G$ | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |                                                                                   |
| Gewindesteigung                  | $p_G$ | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |                                                                                   |

Abbildung 28.2: 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.



## 28.3 Variabler Aussendurchmesser der Nabe



|   | Durchmesser [mm] | Länge [mm] |
|---|------------------|------------|
| 1 | 0.0000           | 0.0000     |

Abbildung 28.3: 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.

## 28.4 Konizität

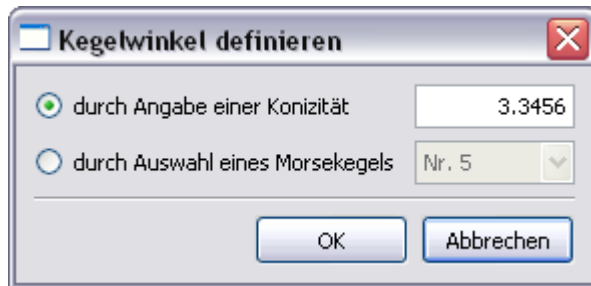


Abbildung 28.4: Konizität

In dieser Zusatzmaske gibt es zwei Arten zur Bestimmung des Konus:

- ⚙ Konizität:  
die Konizität ist wie folgt definiert:  
 $1/x = (D_0 - D_1)/l$ ; 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.



## 28.5 Werkstoffe

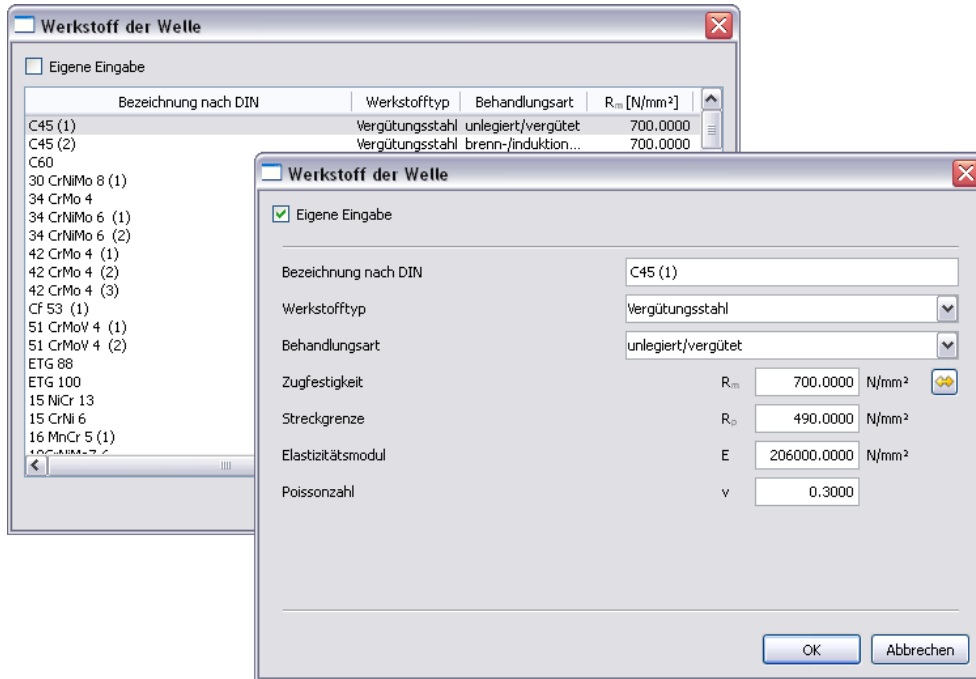


Abbildung 28.5: Werkstoffmaske Konischer Presssitz

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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

## 28.6 Einstellungen

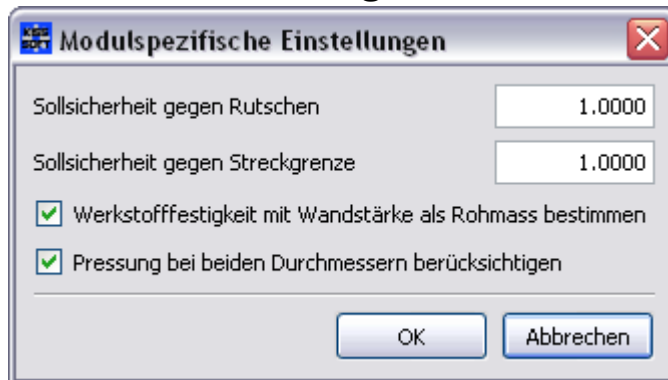


Abbildung 28.6: Einstellungen konischer Presssitz

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 gesetzt, wird die Pressung am grossen und am kleinen Kegeldurchmesser berücksichtigt, sonst wird nur die Pressung am grossen Durchmesser 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.

## **28.7 Auslegungen**

Das maximal übertragbare Drehmoment, der zulässige Kegelwinkel (für Selbsthemmung) und die Sitzlänge zur Übertragung des maximalen Drehmomentes können von KISSsoft ausgelegt werden.

# Kapitel 29

## 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.

Betriebsdaten

|                   |           |                                     |    |  |                                     |                                                 |                                       |
|-------------------|-----------|-------------------------------------|----|--|-------------------------------------|-------------------------------------------------|---------------------------------------|
| Nennmoment        | $T_N$     | <input type="text" value="0.0000"/> | Nm |  | Drehmomentverlauf                   | <input type="text" value="Kein Wechselmoment"/> |                                       |
| Maximalmoment     | $T_{max}$ | <input type="text" value="1.0000"/> | Nm |  | Häufigkeit der Lastrichtungswechsel | $N_W$                                           | <input type="text" value="1.0000"/>   |
| Reibschlussmoment | $T_R$     | <input type="text" value="0.0000"/> | Nm |  | Häufigkeit der Lastspitze           | $N_L$                                           | <input type="text" value="100.0000"/> |
| Anwendungsfaktor  | $K_A$     | <input type="text" value="1.0000"/> |    |  |                                     |                                                 |                                       |

Geometrie

|                                |                                                    |                                     |    |  |                                 |       |                                     |
|--------------------------------|----------------------------------------------------|-------------------------------------|----|--|---------------------------------|-------|-------------------------------------|
| Norm                           | <input type="text" value="DIN 6885.1 (Standard)"/> |                                     |    |  |                                 |       |                                     |
| Wellendurchmesser              | $d$                                                | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |  | Anzahl Passfedern               | $i$   | <input type="text" value="1"/>      |
| Kleiner Aussendurchmesser Nabe | $D_1$                                              | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |  | Abstand                         | $a_0$ | <input type="text" value="0.0000"/> |
| Grosser Aussendurchmesser Nabe | $D_2$                                              | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |  | Breite des Nabenteils mit $D_2$ | $c$   | <input type="text" value="0.0000"/> |
| Passfederlänge Welle           | $l_{1tr}$                                          | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |  | Kantenbruch an der Welle        | $s_1$ | <input type="text" value="0.0100"/> |
| Passfederlänge Nabe            | $l_{2tr}$                                          | <input type="text" value="0.0000"/> | mm |  | Kantenbruch an der Nabe         | $s_2$ | <input type="text" value="0.0100"/> |

Werkstoffe

|           |                                                                            |  |  |
|-----------|----------------------------------------------------------------------------|--|--|
| Welle     | <input type="text" value="C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet"/> |  |  |
| Nabe      | <input type="text" value="C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet"/> |  |  |
| Passfeder | <input type="text" value="C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet"/> |  |  |

Abbildung 29.1: Basisdaten Passfederverbindung

## 29.1 Hauptmaske

Für Passfedern nach

- ☼ DIN 6885.1 (ISO/R 773, VSM 15161)
- ☼ DIN 6885.2
- ☼ DIN 6885.3
- ☼ eigenen Eingaben

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 29.2:

- Zuleitung oder Ableitung des Drehmoments
- $o$  Beginn der Passfeder
- $F_u$  Mitte des Kraftangriffs an der Nabe

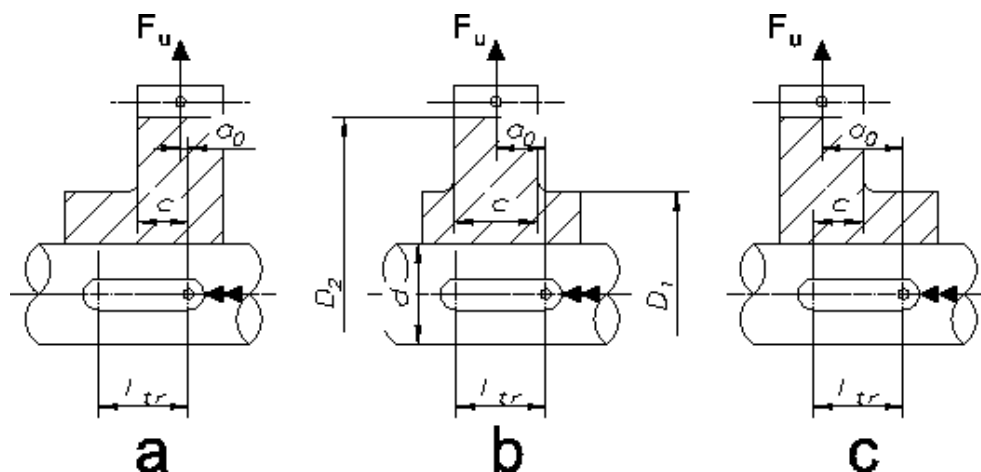


Abbildung 29.2: Passfeder: Krafteinleitung.

- ☼ 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.

### 29.1.1 Zusätzliche Eingaben für DIN 6892 Methode B

Wird die Rechenmethode nach DIN 6892 B gewählt, können folgende Angaben in einer Untermaske 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-24)
- ⚙ Drehmomentverlauf: Angabe, ob ein wechselndes Moment vorliegt oder nicht. Im Falle eines wechselnden Drehmoments kann, wenn das Reibschlussmoment grösser ist als das rückwärts wirkende Drehmoment, mit der Methode `Kein Drehmoment` gerechnet werden.
- ⚙ Häufigkeit des Lastrichtungswechsels  
 Eingegeben wird (nur bei wechselndem Drehmoment notwendig) die Anzahl der Drehmomentwechsel während der gesamten Lebensdauer.

## 29.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Stirnradberechnung:

| Arbeitsweise<br>der Antriebs-<br>maschine | Arbeitsweise der getriebenen Maschine |                   |                    |                  |
|-------------------------------------------|---------------------------------------|-------------------|--------------------|------------------|
|                                           | gleich-<br>mässig                     | mässige<br>Stösse | mittlere<br>Stösse | starke<br>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 29.2: 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 29.4 und 29.6.

| Art der<br>Maschine  | Kennzeichnende<br>Arbeitsweise                | Art der<br>Stösse | Betriebs-<br>faktor |
|----------------------|-----------------------------------------------|-------------------|---------------------|
| Turbinen, Gebläse    | gleichförmig umlaufende<br>Bewegungen         | leicht            | 1.0 . . . 1.1       |
| Brennkraftmaschine   | hin- und hergehende Be-<br>wegungen           | mittel            | 1.2 . . . 1.5       |
| Pressen, Sägegatter  | hin- und hergehende,<br>stosshafte Bewegungen | stark             | 1.6 . . . 2.0       |
| Hämmer, Steinbrecher | schlagartige Bewegungen                       | sehr stark        | 2.1 . . . 3.0       |

Tabelle 29.4: Anwendungsfaktor nach Roloff/Matek [61].

|               | Oberflächen<br>gegen einander<br>gepresst | Oberflächen<br>gegeneinander<br>gleitend ohne<br>Last | Oberflächen gegenei-<br>nander gleitend unter<br>Last |
|---------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|
| Last konstant | 1.0                                       | 2.0                                                   | 6.0                                                   |



|                                            |     |     |      |
|--------------------------------------------|-----|-----|------|
| <b>Last pulsierend<br/>mittlere Stösse</b> | 1.5 | 3.0 | 9.0  |
| <b>Last wechselnd<br/>mittlere Stösse</b>  | 3.0 | 6.0 | 18.0 |
| <b>Last pulsierend<br/>starke Stösse</b>   | 2.0 | 4.0 | 12.0 |
| <b>Last wechselnd<br/>starke Stösse</b>    | 6.0 | 8.0 | 36.0 |

Tabelle <Kap29.6>: Anwendungsfaktor mit Berücksichtigung des Lastverhaltens nach Professor Spinnler [72].

## 29.3 Tragfaktor

Tragfaktor nach DIN 6892, [27]:

$\phi = 1$  bei einer Feder

$\phi = 0.75$  bei zwei Federn

mehr als zwei Federn sind unüblich

Der Tragfaktor wird von KISSsoft aufgrund der Anzahl Federn gesetzt.

## 29.4 Eigene Eingaben

Mit der Option `Eigene Eingaben` können Sie für die Geometrie der Passfeder von der DIN 6885 abweichende Angaben machen.

### ACHTUNG

Für die Werte des Kantenbruchs und der beiden Nutentiefen sollte - wenn ein oberes und unteres Abmass bekannt ist - der Mittelwert angegeben werden.

## **29.5 Zulässige Pressung**

Die zulässigen Werte werden aufgrund der Streckgrenze (bzw. Bruchgrenze bei spröden Werkstoffen) berechnet.

## 29.6 Werkstoffe

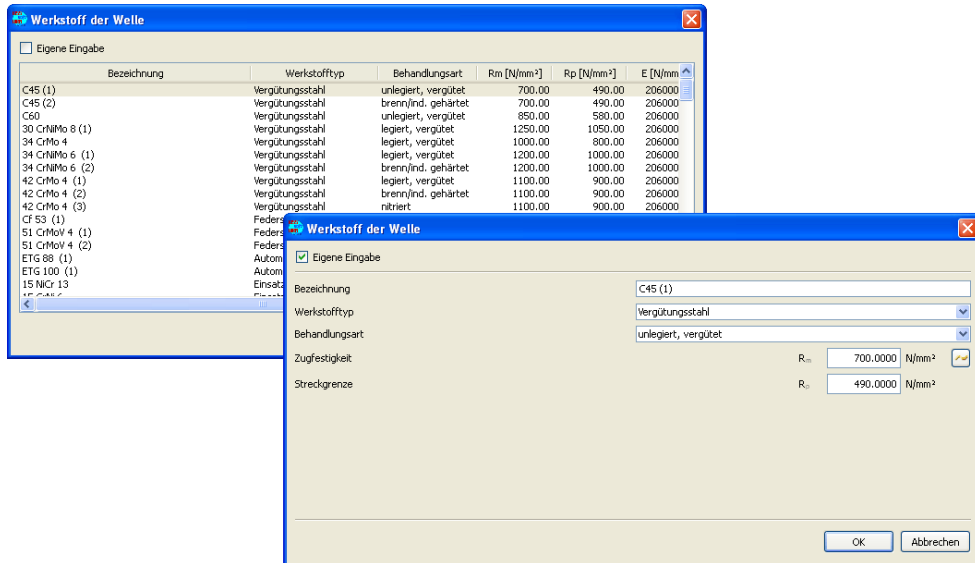


Abbildung 29.3: Werkstoffmaske Passfeder

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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

## 29.7 Einstellungen

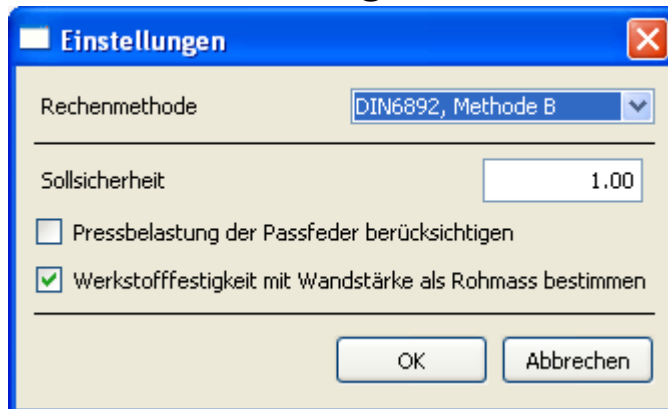


Abbildung 29.4: Einstellungen Passfederverbindung

- ⚙ Rechenmethode

Hier kann zwischen der DIN 3962 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.

## 29.8 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 30

## 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.

DIN ISO 14 (Leichte Reihe)

| d2 [mm] | nK | d1 [mm] | b [mm] |
|---------|----|---------|--------|
| 26.0000 | 6  | 23.0000 | 6.0000 |
| 30.0000 | 6  | 26.0000 | 6.0000 |
| 32.0000 | 6  | 28.0000 | 7.0000 |
| 36.0000 | 8  | 32.0000 | 6.0000 |
| 40.0000 | 8  | 36.0000 | 7.0000 |

**Betriebsdaten**

Nenn Drehmoment  $T_n$   Nm

Maximaldrehmoment  $T_{max}$   Nm

Anwendungsfaktor  $K_A$

Drehmomentverlauf

Häufigkeit der Laststrichungswechsel  $N_{Hl}$

Häufigkeit der Lastspitze  $N_L$

**Geometrie**

Tragende Länge  $l_T$   mm

Kleiner Aussendurchmesser Nabe  $D_1$   mm

Grosser Aussendurchmesser Nabe  $D_2$   mm

Herstellungstoleranz

Abstand  $a_s$   mm

Breite des Nabenteils mit  $D_2$   $c$   mm

**Werkstoffe**

Welle

Nabe

Abbildung 30.1: Basisdaten Keilwellen



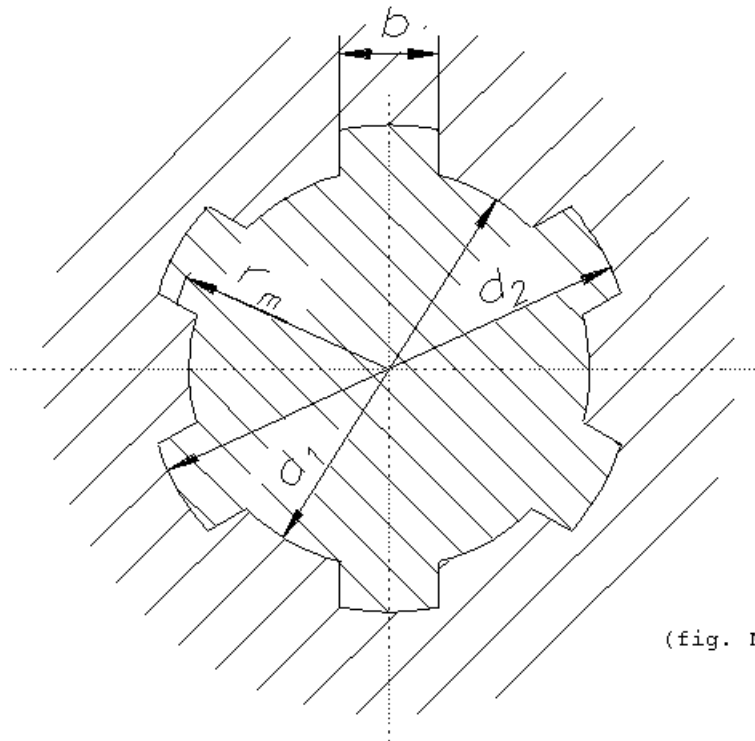
## 30.1 Normprofile

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.



(fig. M-013)

## 30.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

| Arbeitsweise<br>der Antriebs-<br>maschine | Arbeitsweise der getriebenen Maschine |                   |                    |                  |
|-------------------------------------------|---------------------------------------|-------------------|--------------------|------------------|
|                                           | gleich-<br>mässig                     | mässige<br>Stösse | mittlere<br>Stösse | starke<br>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 30.2: Anwendungsfaktor nach DIN 6892

### 30.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Last- richtungswechsel

Bei der Auswahl des Drehmomentverlaufs gibt es drei Positionen zur Auswahl:

1. Kein Wechselmoment
2. Wechselmoment mit langsamem Anstieg
3. Wechselmoment mit schnellem Anstieg

Bei Wahl der Positionen 2) und 3) 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.

## 30.4 Auftretende Flankenpressung

Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel, welche für die äquivalente und für die maximale Belastung durchgeführt wird:

$$p(\text{eq,max}) = k_{\varphi\beta}(\text{eq,max}) * k_1 * T * 2000 / (d_m * l_{tr} * h * z)$$

$k_{\varphi\beta}$ : Anteilfaktor

$l_{tr}$ : tragende Länge

$k_1$ : Längenfaktor

$h$ : Keilhöhe

$T$ : Drehmoment

$z$ : Anzahl Keile

$d_m$ : mittlerer Durchmesser

## 30.5 Längenfaktor

Zur Belastung wird ein Längenfaktor  $k_l$  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.

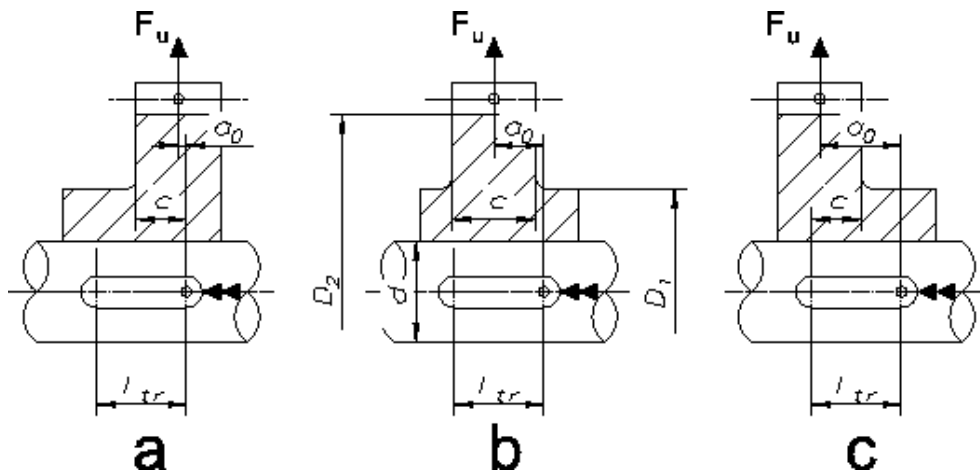


Abbildung 30.2: Keilwellen: Krafteinleitung.

## 30.6 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.

| Form-<br>schluss-<br>verbindung | Zahnwellenverbindung mit Evolventenflanken |            |            |            |              |                 |
|---------------------------------|--------------------------------------------|------------|------------|------------|--------------|-----------------|
|                                 | Toleranzfelder nach DIN 5480               |            |            |            |              |                 |
|                                 | H5/IT<br>4                                 | H7/IT<br>7 | H8/IT<br>8 | H9/IT<br>9 | H11/IT1<br>1 | Gröss-<br>twert |
| $k_{\varphi\beta\text{eq}}$     | 1.1                                        | 1.3        | 1.5        | 2          | 4            | $z/2$           |
| $k_{\varphi\beta\text{max}}$    | 1                                          | 1.1        | 1.3        | 1.7        | 3            | $z/2$           |

Tabelle 30.4: Anteilfaktor nach Niemann

## 30.7 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:

$$p_{eq} = f_s * R_m$$

| Bau-<br>stahl | 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 20.6: 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 Kernfestigkeit 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.

## 30.8 Werkstoffe

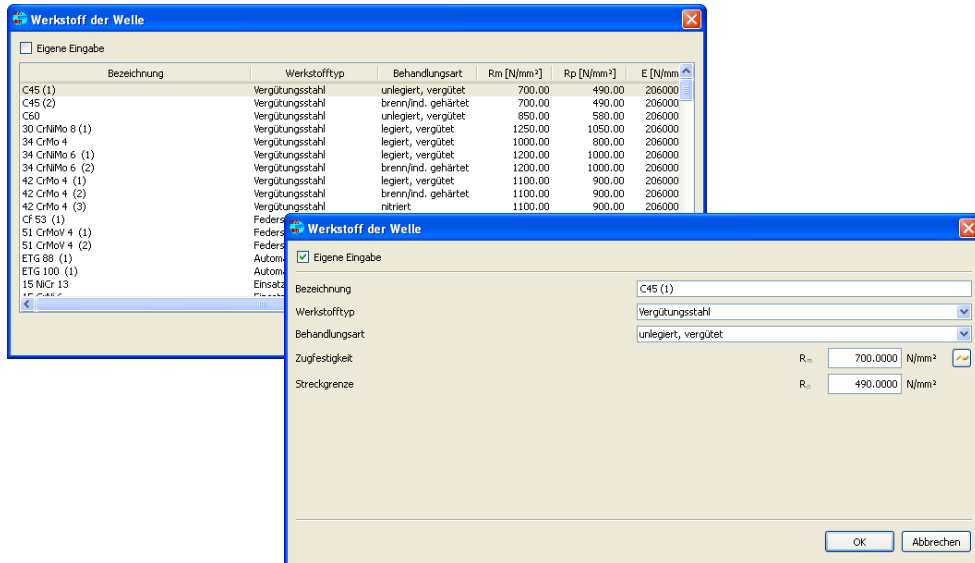


Abbildung 30.3: Werkstoffmaske Keilwelle

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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.



## 30.9 Einstellungen

Unter den Einstellungen kann man die Sollsicherheit für die Verbindung eingeben. Anhand der Sollsicherheit werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt.



Abbildung 30.4: Einstellungen Keilwellen

Wählt man Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohmass bestimmen wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

## 30.10 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 31

## Zahnwelle (Festigkeit)

Zahnwellen sind Stirnradverzahnungen mit verkürzter Zahnhöhe und einem grossen Eingriffswinkel (normalerweise  $30^\circ$ ). 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-57)) 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]).

ISO4156,  $30^\circ$ , (flacher Fuss - Vorzugsreihe)

| da1 [mm] | da2 [mm] | m [mm] | z  | x      |
|----------|----------|--------|----|--------|
| 6.0000   | 5.1100   | 0.5000 | 11 | 0.0000 |
| 6.0000   | 4.7700   | 0.7500 | 7  | 0.0000 |
| 7.0000   | 6.0900   | 0.5000 | 13 | 0.0000 |
| 7.0000   | 5.4300   | 1.0000 | 6  | 0.0000 |
| 8.0000   | 7.0800   | 0.5000 | 15 | 0.0000 |
| 8.0000   | 6.3600   | 1.0000 | 7  | 0.0000 |

Betriebsdaten

Nennmoment  
 $T_n$  15000.0000 Nm

Drehmomentverlauf  
Kein Wechselmoment

Maximalmoment  
 $T_{max}$  15000.0000 Nm

Häufigkeit der Lastrichtungswechsel  
 $N_H$  1

Anwendungsfaktor  
 $K_A$  1.0000

Häufigkeit der Lastspitze  
 $N_L$  100

Geometrie

Tragende Länge  
 $l_t$  100.0000 mm

Herstellungstoleranz  
H7

Kleiner Aussendurchmesser Nabe  
 $D_1$  100.0000 mm

Abstand  
 $a_d$  0.0000 mm

Grosser Aussendurchmesser Nabe  
 $D_2$  100.0000 mm

Breite des Nabenteils mit  $D_2$   
 $c$  0.0000 mm

Werkstoffe

Welle 18CrNiMo7-6 (1) ( $\geq 28\text{HRC}$  Kern), Einsatzstahl, einsatzgehärtet

Nabe 34 CrMo 4, Vergütungsstahl, legiert, vergütet

Abbildung 31.1: Basisdaten Zahnwelle (Festigkeit)

## 31.1 Normprofile

Folgende Normen stehen in der Auswahlliste zur Verfügung:

- ⚙ DIN 5480
- ⚙ DIN 5481
- ⚙ 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.

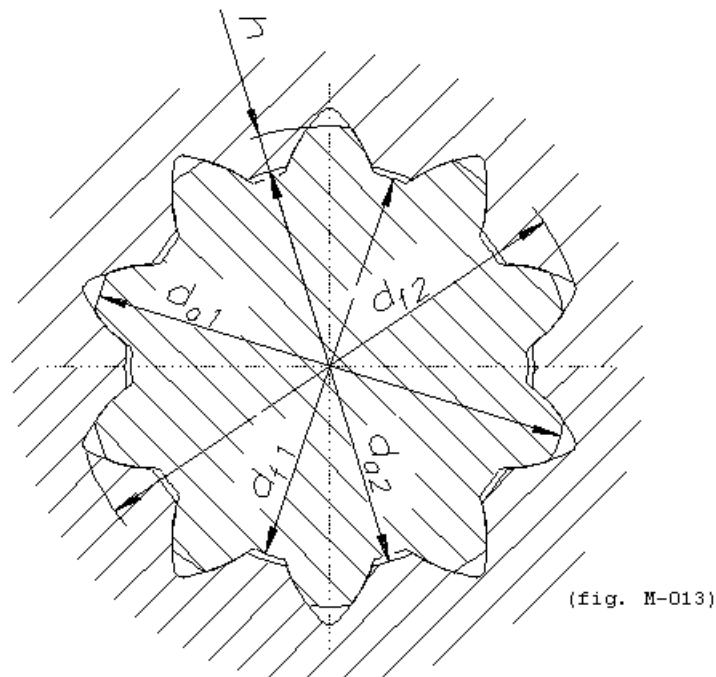
$d_{a1}$ : Kopfkreisdurchmesser der Welle

$z$ : Zähnezahl

$d_{a2}$ : Kopfkreisdurchmesser der Nabe

$x$ : Profilverschiebungsfaktor

$m$ : Modul



**Eigene Eingabe:** Mit der Option Eigene Eingabe können Sie für die Kerbverzahnung eigene Eingaben machen. Wichtig dabei ist vor allem, dass der Kopf-

kreisdurchmesser der Welle grösser ist als derjenige der Nabe, wenn nicht wird ein Fehler ausgegeben.

## 31.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

| Arbeitsweise<br>der Antriebs-<br>maschine | Arbeitsweise der getriebenen Maschine |                   |                    |                  |
|-------------------------------------------|---------------------------------------|-------------------|--------------------|------------------|
|                                           | gleich-<br>mässig                     | mässige<br>Stösse | mittlere<br>Stösse | starke<br>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 31.2: Anwendungsfaktor nach DIN 6892

### 31.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Last- richtungswechsel

Bei der Auswahl des Drehmomentverlaufs gibt es drei Positionen zur Auswahl:

1. Kein Wechselmoment
2. Wechselmoment mit langsamem Anstieg
3. Wechselmoment mit schnellem Anstieg

Bei Wahl der Positionen 2) und 3) 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.

## 31.4 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

$l_{tr}$ : tragende Länge

$k_1$ : Längenfaktor

$h$ : Keilhöhe

$T$ : Drehmoment

$z$ : Anzahl Keile

$d_m$ : mittlerer Durchmesser



## 31.5 Längenfaktor

Zur Belastung wird ein Längenfaktor  $k_l$  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.

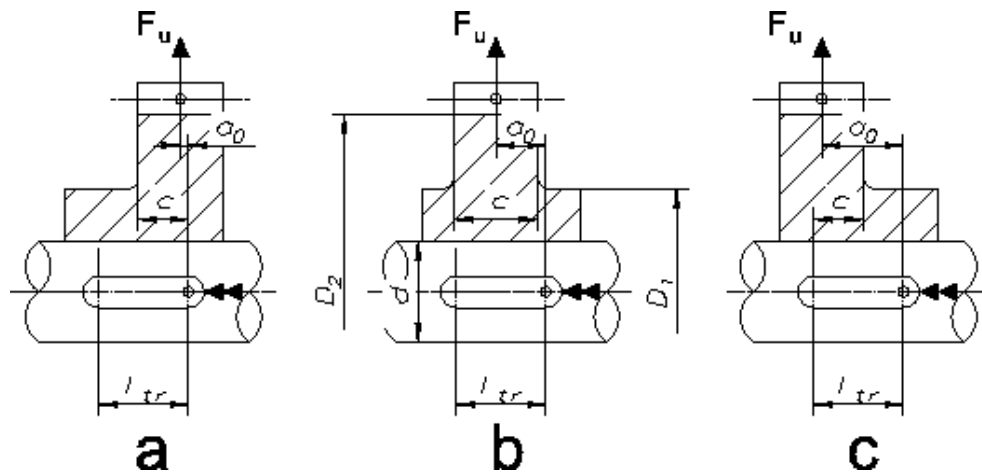


Abbildung 31.2: Kerbverzahnung: Krafteinleitung.

## 31.6 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.

| Form-<br>schluss-<br>verbindung | Zahnwellenverbindung mit Evolventenflanken |            |            |            |              |                 |
|---------------------------------|--------------------------------------------|------------|------------|------------|--------------|-----------------|
|                                 | Toleranzfelder nach DIN 5480               |            |            |            |              |                 |
|                                 | H5/IT<br>4                                 | H7/IT<br>7 | H8/IT<br>8 | H9/IT<br>9 | H11/IT1<br>1 | Gröss-<br>twert |
| $k_{\varphi\beta\text{eq}}$     | 1.1                                        | 1.3        | 1.5        | 2          | 4            | $z/2$           |
| $k_{\varphi\beta\text{max}}$    | 1                                          | 1.1        | 1.3        | 1.7        | 3            | $z/2$           |

Tabelle 31.4: Anteilfaktor nach Niemann

## 31.7 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:

$$p_{eq} = f_s * R_m$$

| Bau-<br>stahl | 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 31.6: 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 Kernfestigkeit 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.

## 31.8 Werkstoffe

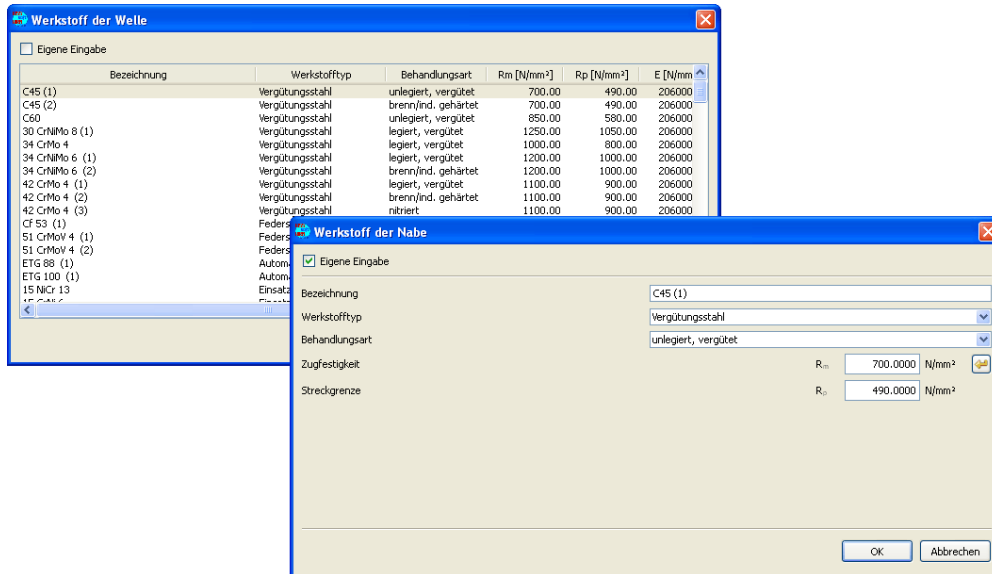


Abbildung 31.3: Werkstoffmaske Kerbverzahnung

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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

## 31.9 Einstellungen



Abbildung 31.4 Einstellungen Kerbverzahnung

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.

## 31.10 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 32

## 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. Das Toleranzsystem nach DIN 5480, Blatt 14 ist vollständig implementiert. Eine Festigkeitsberechnung nach Niemann oder DIN 5466 ist ebenfalls enthalten.

## 32.1 Berechnungsgrundlagen

### 32.1.1 Allgemeines

Für Kupplungen werden häufig evolventische Kurzverzahnungen verwendet. Sehr verbreitet sind Verzahnungen mit einem grossen Eingriffswinkel  $\alpha_n = 30^\circ$  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.

### 32.1.2 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 AUSSEN-zentriert, 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 Checkboxes 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 H9/e9 empfohlen.

## 32.2 Basisdaten

| Geometrie                        |            | Welle   |    | Nabe                      |       | Details... |             |
|----------------------------------|------------|---------|----|---------------------------|-------|------------|-------------|
| DIN 5480 (Vorzugsreihe)          |            |         |    |                           |       |            |             |
| Normalmodul                      | $m_n$      | 3.0000  | mm | Zähnezahl                 | $z$   | 22         | -22         |
| Eingriffswinkel im Normalschnitt | $\alpha_n$ | 30.0000 | °  | Zahnbreite                | $b$   | 100.0000   | 100.0000 mm |
| geradverzahnt                    |            |         |    | Profilverschiebungsfaktor | $x^*$ | 0.1167     | -0.1167     |
| Schrägungswinkel am Teilkreis    | $\beta$    | 0.0000  | °  | Qualität                  | $Q$   | 6          | 7           |

| Festigkeit       |               | Bezugsgrad |  | Details...              |       |           |
|------------------|---------------|------------|--|-------------------------|-------|-----------|
| Rechenmethode    | Nur Geometrie | Welle      |  |                         |       |           |
| Anwendungsfaktor | $K_A$         | 1.2500     |  | Nennmoment              | $T_n$ | 0.0000 Nm |
|                  |               |            |  | Resultierende Querkraft | $F_Q$ | 0.0000 N  |

| Werkstoffe |                                                                                                            | Details... |  |
|------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|--|
| Welle      | 18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, DIN 3990-5 Bild 4a/4b (MQ), Kernfestigkeit $\geq 28\text{HRC}$ |            |  |
| Nabe       | 34CrMo 4, Vergütungsstahl, legiert, vergütet, DIN 3990-5 Bild 3a/3b (MQ)                                   |            |  |

Abbildung 32.1: Eingabefenster Basisdaten im Modul Zahnwellen (Geometrie und Festigkeit)

### 32.2.1 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 (s. Abschnitt "Externe Tabellen" auf Seite I-75) 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:

$$d_{a1} \mid d_{a2} \mid m_n \mid z \mid i^*$$

wobei

$d_{a1}$  Kopfkreisdurchmesser Welle

$d_{a2}$  Kopfkreisdurchmesser Nabe

$m_n$  Normalmodul

|       |                                 |
|-------|---------------------------------|
| $z$   | Zähnezahl                       |
| $x^*$ | Profilverschiebungsfaktor Welle |

**BEISPIEL:**

```

KISSsoft Protokoll
#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
7.00|6.09|.5|13|0.00

```

27. February 2008, 09:35:12

**KISSSOFT**  
 Calculation program for machine design

Abbildung 32.2: Beispieleintrag in M02C- 001.dat

Der markierte Eintrag in KISSedit (s. Abb. 32.2) steht für  $d_{a1} = 5.5\text{mm}$ ,  $d_{a2} = 4.62\text{mm}$ ,  $m_n = 0.5\text{mm}$ ,  $z = 10$  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.

### 32.2.2 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.

### 32.2.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt an

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Kerbverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel üblicherweise  $\alpha_n = 30^\circ$ .

### 32.2.4 Zähnezahl

Bei einem Innenzahnrad muss gemäss DIN 3960 die Zähnezahl negativ angegeben werden. Die Zähnezahlen von Welle und Nabe sind betragsmässig gleich gross.

### 32.2.5 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.

### 32.2.6 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 BS 436/2.

Erreichbare Qualitäten sind in Tabelle 32.1 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 32.1: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

### 32.2.7 Details der Geometrie

Details der Geometrie definieren

**Allgemein**

Zeichnungsnummer Welle: 0.000.0

Zeichnungsnummer Nabe: 0.000.0

Durchmesser Wellenbohrung  $d_1$ : 0.0000 mm

Grosser Aussendurchmesser Nabe  $D_2$ : 83.0000 mm

**Rechenmethode Niemann/Winter**

☐ abgesetzte Nabe

Kleiner Aussendurchmesser Nabe  $D_1$ : 83.0000 mm

Breite des Nabenteils mit  $D_2$   $c$ : 100.0000 mm

Abstand  $a_0$ : 0.0000 mm

OK Abbrechen

Abbildung 32.3: Dialogfenster Details der Geometrie definieren

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

- ⚙ Zeichnungsnummern Welle und Nabe
- ⚙ 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  $a_0$  eingegeben werden. Hat man eine abgesetzte Nabe müssen zusätzlich der kleine Aussendurchmesser der Nabe  $D_1$  und die Breite des Nabenteils mit  $D_2$ . Wie diese Werte definiert sind zeigt folgende Skizze:

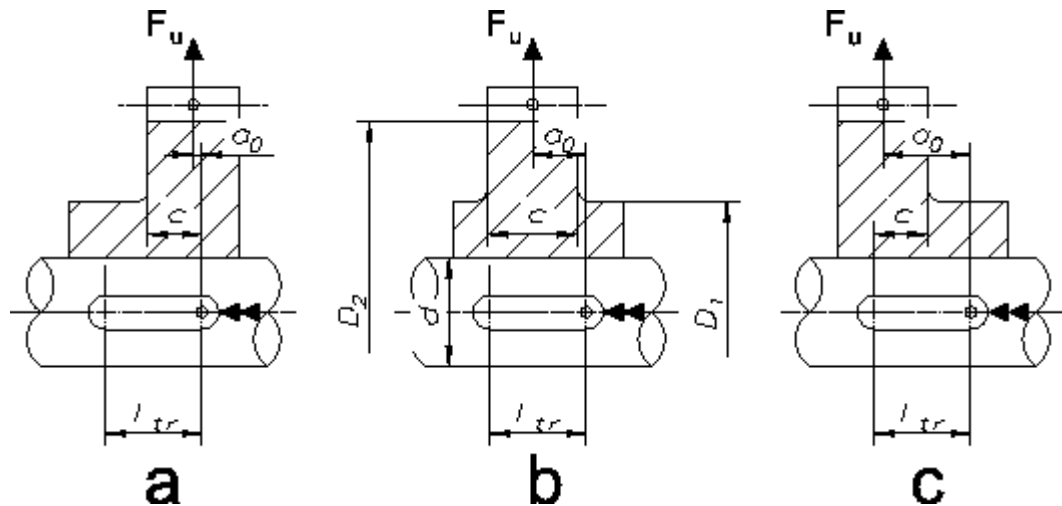


Abbildung 32.4: Parameterdefinition Niemann

### 32.2.8 Rechenmethode Festigkeit

Die Festigkeitsberechnung wird entweder nach Niemann [64] oder nach DIN 5466 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 im Dialogfenster Details der Festigkeit definieren (siehe Seite **IV-67**) erforderlich.

### 32.2.9 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 32.2. Ausführlichere Angaben finden Sie in ISO 6336, DIN 3990, DIN 3991.

| Arbeitsweise<br>der Antriebs- | Arbeitsweise der getriebenen Maschine |         |          |        |
|-------------------------------|---------------------------------------|---------|----------|--------|
|                               | gleich-                               | mässige | mittlere | starke |

| <b>maschine</b> | 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 32.2: Zuordnung Arbeitsweise - Anwendungsfaktor

### **32.2.10 Resultierende Querkraft**

Querkräfte senkrecht zur Wellenachse verursachen einen beidseitigen Flankenkontakt auf der gegenüberliegenden Seite des Angriffspunkts. (DIN 5466)



### 32.2.11 Details der Festigkeit definieren

Durch Klicken des Details...-Buttons im Bereich Festigkeit können im Fenster Details der Festigkeit definieren die im folgenden aufgeführten Parameter geändert werden.

**Details der Festigkeit definieren**

Maximaldrehmoment  $T_{\max}$  0.0000 Nm

Lastverlauf Kein Wechselmoment

Häufigkeit der Lastrichtungswechsel  $N_w$  1

Häufigkeit der Lastspitze  $N_L$  100

OK Abbrechen

---

**Details der Festigkeit definieren**

Tragverhalten Kontakt in Normallage

Reibungskoeffizient zwischen den Flanken  $\mu$  0.1000

Aufteilungsfaktor der Reibkraft  $G$  0.0670

Breitenfaktor  $k_b$  1.0000 ☐

Umfangsfaktor  $k_\phi$  1.0000 ☐

Axialkraft  $F_{ax}$  0.0000 N

Biegemoment (an der Welleneinspannung)  $M_{z2}$  0.0000 Nm

Biegemoment (im ungestörten Bereich)  $M_{z0}$  0.0000 Nm

Drehzahl  $n$  0.0000 1/min

Spannungsverhältnis Drehmoment  $R_t$  0.0000

Spannungsverhältnis Querkraft  $R_q$  -1.0000

Spannungsverhältnis Biegemoment  $R_b$  -1.0000

Spannungsverhältnis Axialkraft  $R_{ax}$  0.0000

Verzahnter Überstand der Welle  $L_1$  2.0000 mm

Teilungsgesamtabweichung  $F_p$  25.0000  $\mu\text{m}$

OK Abbrechen

Abbildung 32.4: Dialogfenster Details der Festigkeit definieren für die Rechenmethoden nach Niemann (links) und DIN 5466 (rechts)

Die Festigkeitsmethode nach Niemann wird im Kapitel Kerbverzahnung (siehe Seite IV-45) genauer beschrieben.

### 32.2.11.1 35.2.12.1 Lastverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel

Bei der Auswahl des Lastverlaufs bei Lastverlauf gibt es drei Positionen zur Auswahl:

1. Kein Wechselmoment
2. Wechselmoment mit langsamem Anstieg
3. Wechselmoment mit schnellem Anstieg

Bei Wahl der Positionen 2) und 3) wird zusätzlich mit der Häufigkeit der Lastrichtungswechsel  $N_W$  nach DIN 6892/ Bild 6 ein Lastrichtungswechselkoeffizient  $f_w$  bestimmt. Bei Position 1) wird der Faktor auf 1.0 gesetzt. Diese Eingaben sind nur für die Berechnung nach Niemann.

### 32.2.11.2 35.2.12.2 Häufigkeit der Lastspitze

$f_L$  ist der Lastspitzenfaktor, welcher von der Werkstoffart und der Häufigkeit der Lastspitze  $N_L$  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:

$$p_{\max} = f_L \cdot p_{\text{eq}}$$

### 32.2.11.3 Spannungsverhältnis R

Spannungsverhältnisse sind das Verhältnis von Unter- und Oberspannung bzgl. einer bestimmten Lastart, wie z.B. dem Drehmoment. Dabei bezieht  $R = -1$  ein rein wechselndes,  $R = 0$  ein rein schwellendes Spannungsverhältnis.

### 32.2.11.4 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.

### 32.2.12 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-68) 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.

## 32.3 Toleranzen

| Abmasse                                           |          |                    |            | Welle |  | Nabe                       |                    |
|---------------------------------------------------|----------|--------------------|------------|-------|--|----------------------------|--------------------|
| Zahndickentoleranz                                |          | DIN5480 f (Z9-105) |            |       |  | DIN5480 H (Z9-122)         |                    |
| Zahndickenabmasse (Welle)/Zahnückenabmasse (Nabe) |          |                    |            |       |  |                            |                    |
| Effective (oberes/unteres)                        | $s_v$    | -0.0250            | mm         |       |  | $e_v$                      | 0.0000 mm          |
| Actual (oberes/unteres)                           | $s$      | -0.0350            | -0.0530 mm |       |  | $e$                        | 0.0150 0.0400 mm   |
| Kopfkreisabmass (oberes/unteres)                  | $A_{es}$ | 0.0000             | -0.1900 mm |       |  |                            | 0.0000 -0.1900 mm  |
| Fusskreisabmass (oberes/unteres)                  | $A_{ef}$ | -0.0606            | -0.0918 mm |       |  |                            | -0.0260 -0.0693 mm |
| Einstellungen                                     |          |                    |            |       |  |                            |                    |
| Messzähnezahl Welle                               | $k_1$    | 4                  |            |       |  | Messzähnezahl Nabe         | $k_2$ -4           |
| Messkörperdurchmesser Welle                       | $D_{V1}$ | 6.0000 mm          |            |       |  | Messkörperdurchmesser Nabe | $D_{V2}$ 5.5000 mm |

Abbildung 32.5: Eingabefenster Toleranzen im Berechnungsmodul Zahnwellen

### 32.3.1 Zahndickentoleranz

Über die Dropdownliste Zahndickentoleranz stehen Ihnen die unten aufgeführten Optionen zur Verfügung.

#### 32.3.1.1 DIN 5480

Mit dem Toleranzsystem nach DIN 5480, Teil 14, können entweder die Toleranzen für eine Einzelmessung oder für Lehren berechnet werden. Die Kontrolle der Verzahnung erfolgt durch Messen der Zahnweite oder mittels Rollen.

#### HINWEIS

Die Toleranzbreite bei den Angaben für Lehren sind grösser auf Grund des Taylor-schen Grundsatz [25].

#### 32.3.1.2 ANSI 92.1 und ISO4156/ANSI 92.2M

Falls Sie sich für die Eigene Eingabe der Zahndickentoleranz entschieden haben, sollten Sie folgende Punkte beachten:

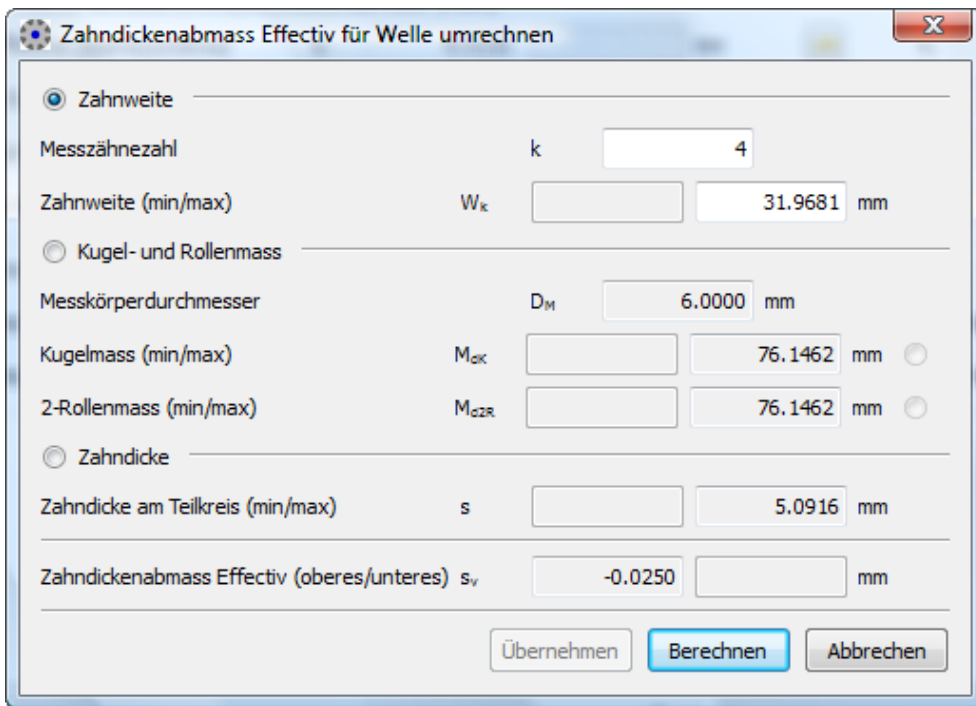
Entsprechend dem üblichen Toleranz-System für Stirnräder wird das Zahndickenabmass  $s_v$  für die Effective Zahndicke bei Gesamtmessung (Kaliber) eingegeben. Die Actual Zahndicke  $s$  bei Einzelmessung wird entsprechend den folgenden Gleichungen ermittelt.

$$s_{\max} = s_{v,\max} - \lambda \quad (32.1)$$

$$s_{\min} = s_{v,\min} - \lambda \quad (32.2)$$

### 32.3.2 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. (siehe Bild)



**Zahndickenabmass Effectiv für Welle umrechnen**

☒ Zahnweite

Messzähnezahl k 4

Zahnweite (min/max)  $W_k$  31.9681 mm

☐ Kugel- und Rollenmass

Messkörperdurchmesser  $D_M$  6.0000 mm

Kugelmass (min/max)  $M_{0K}$  76.1462 mm ☐

2-Rollenmass (min/max)  $M_{02R}$  76.1462 mm ☐

☐ Zahndicke

Zahndicke am Teilkreis (min/max) s 5.0916 mm

Zahndickenabmass Effectiv (oberes/unteres)  $s_v$  -0.0250 mm

Übernehmen Berechnen Abbrechen

Abbildung 32.6: Dialogfenster Zahndickenabmass Effective (Actual) für Welle umrechnen

### 32.3.3 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.

## 32.4 Lehren

Zahnwellenverbindungen werden häufig mit Lehren kontrolliert.

Gutlehren sind immer vollverzahnt (Zähne rundherum) und prüfen die Toleranzgrenze **effective**. Diese ist bei Naben die Zahnücke **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 Zahnücke **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.

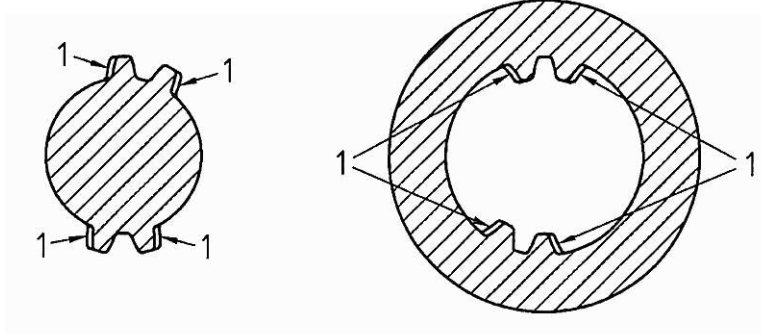


Abbildung 32.7: Darstellung von Lehren

Die Abmasse von Lehren für ISO4156 werden von KISSsoft alle berechnet, dazu muss unter ‚Protokolle‘ die ‚Konstruktion von Lehren‘ aufgerufen werden. Für Profile nach DIN oder ANSI gibt es keine automatische Berechnung der Lehrenmasse. Diese können jedoch ohne weiteres gemäss den Vorgaben der DIN5480-15 durchgeführt werden.

# Kapitel 33

## 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.

Die Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) mit der Bestimmung der Sicherheiten erfolgt nach der klassischen Literatur ([64]).

Polygon P3G-Profil DIN 32711

| d1 [mm] | d2 [mm] | d3 [mm] | e [mm] | y      |
|---------|---------|---------|--------|--------|
| 14.0000 | 14.8800 | 13.1200 | 0.4400 | 1.4400 |
| 16.0000 | 17.0000 | 15.0000 | 0.5000 | 1.4400 |
| 18.0000 | 19.1200 | 16.8800 | 0.5600 | 1.4400 |
| 20.0000 | 21.2600 | 18.7400 | 0.6300 | 1.4400 |
| 22.0000 | 23.4000 | 20.6000 | 0.7000 | 1.4400 |
| 25.0000 | 26.6000 | 23.4000 | 0.8000 | 1.4400 |
| 28.0000 | 29.8000 | 26.2000 | 0.9000 | 1.4400 |
| 30.0000 | 32.0000 | 28.0000 | 1.0000 | 1.4400 |
| 32.0000 | 34.2400 | 29.7600 | 1.1200 | 1.4400 |

**Betriebsdaten**

Nenn Drehmoment  $T_n$   Nm

Maximaldrehmoment  $T_{max}$   Nm

Anwendungsfaktor  $K_A$

Drehmomentverlauf

Häufigkeit der Lastrichtungswechsel  $N_{W1}$

Häufigkeit der Lastspitze  $N_L$

**Geometrie**

Tragende Länge  $l_T$   mm

Aussendurchmesser Nabe  $D_1$   mm

**Werkstoffe**

Welle

Nabe

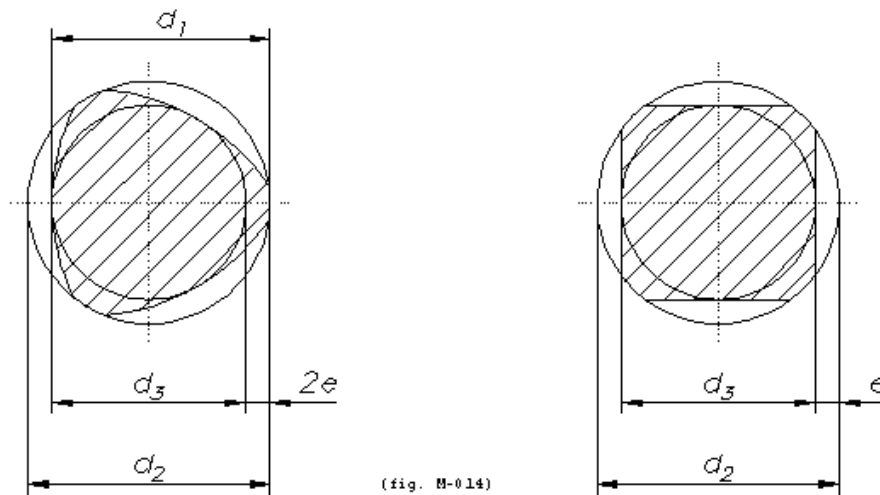
Abbildung 33.1: Basisdaten Polygon



## 33.1 Normprofile

Folgende Normen stehen in der Auswahlliste zu Verfügung:

- ⚙ DIN 32711 (P3G-Profil)
- ⚙ DIN 32712 (P4C-Profil)



Beim P3G-Profil werden nach der Normauswahl in der Liste der Mittelkreisdurchmesser  $d_1$ , der Aussenkreisdurchmesser  $d_2$ , der Innenkreisdurchmesser  $d_3$ , die Exzentrizität  $e$  und der Faktor  $y$  angezeigt.

Beim P4C-Profil werden in der Liste der Aussenkreisdurchmesser  $d_2$ , der Innenkreisdurchmesser  $d_3$ , die Exzentrizität  $e$  und der Faktor  $y$  angezeigt.

## 33.2      Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

| Arbeitsweise<br>der Antriebs-<br>maschine | Arbeitsweise der getriebenen Maschine |                   |                    |                  |
|-------------------------------------------|---------------------------------------|-------------------|--------------------|------------------|
|                                           | gleich-<br>mässig                     | mässige<br>Stösse | mittlere<br>Stösse | starke<br>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 nach DIN 6892

### 33.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Last- richtungswechsel

Bei der Auswahl des Drehmomentverlaufs gibt es drei Positionen zur Auswahl:

1. Kein Wechselmoment
2. Wechselmoment mit langsamem Anstieg
3. Wechselmoment mit schnellem Anstieg

Bei Wahl der Positionen 2) und 3) 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.

## 33.4 32.4 Auftretende Flankenpressung

Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel, welche für die äquivalente und für die maximale Belastung durchgeführt wird:

$$p_{(eq,max)} = T * 2000 / (0.5 * D_1 * \text{Kontaktfläche})$$

$$\text{Kontaktfläche} = l_{tr} * (2 * c * \pi + 0.1 * D_1)$$

$D_1$ : Mittelkreisdurchmesser       $T$ : Drehmoment

$l_{tr}$ : tragende Länge       $c$ : Exzentrizität

## 33.5 Auftretende Flankenpressung

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:

$$p_{eq} = f_s * R_m$$

| Bau-<br>stahl | 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 33.6: 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 Kernfestigkeit 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.

## 33.6 Werkstoffe

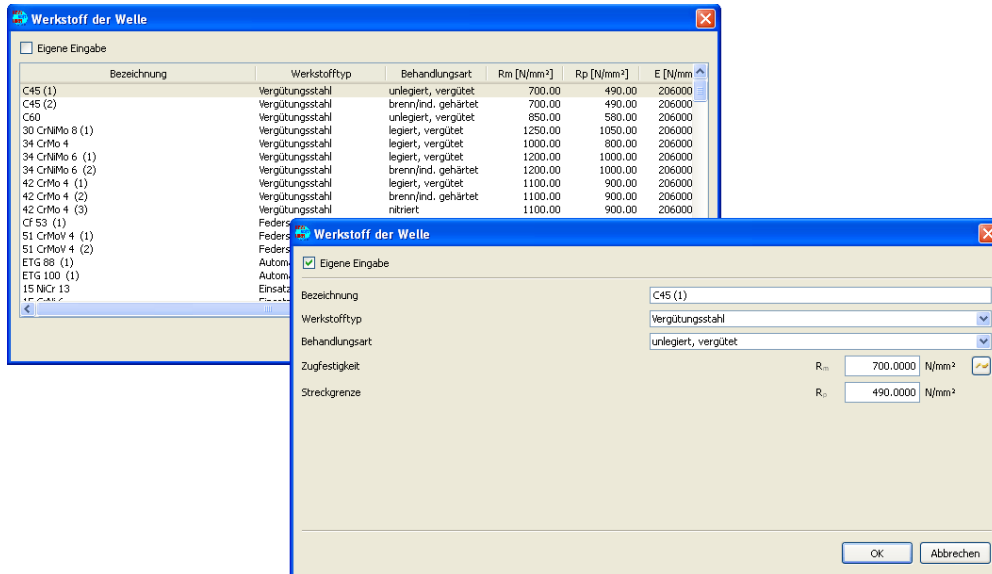


Abbildung 33.2: Werkstoffmaske Polygon

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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

## 33.7 Einstellungen



Abbildung 33.3: Einstellungen Polygon

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.

## 33.8 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  $T_{\max}$
- ⚙ tragende Länge  $l_{tr}$



# Kapitel 34

## 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.

| Betriebsdaten    |           |           |                                      |
|------------------|-----------|-----------|--------------------------------------|
| Nennmoment       | $T_n$     | 0.0000 Nm | Drehmomentverlauf                    |
| Maximalmoment    | $T_{max}$ | 0.0000 Nm | Kein Wechselmoment                   |
| Anwendungsfaktor | $K_A$     | 1.0000    | Häufigkeit der Laststrichungswechsel |
|                  |           |           | $N_W$ 1.0000                         |
|                  |           |           | Häufigkeit der Lastspitze            |
|                  |           |           | $N_L$ 100.0000                       |

| Geometrie                      |                   |           |                                 |
|--------------------------------|-------------------|-----------|---------------------------------|
| Norm                           | DIN 6888, Reihe A |           |                                 |
| Wellendurchmesser              | $d$               | 0.0000 mm | Anzahl Scheibenfedern           |
| Kleiner Aussendurchmesser Nabe | $D_1$             | 0.0000 mm | $i$ 1                           |
| Grosser Aussendurchmesser Nabe | $D_2$             | 0.0000 mm | Abstand                         |
|                                |                   |           | $a_D$ 0.0000 mm                 |
|                                |                   |           | Breite des Nabenteils mit $D_2$ |
|                                |                   |           | $c$ 0.0000 mm                   |

| Werkstoffe    |                                               |
|---------------|-----------------------------------------------|
| Welle         | C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet |
| Nabe          | C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet |
| Scheibenfeder | C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet |

Abbildung 34.1: Basisdaten Scheibenfeder

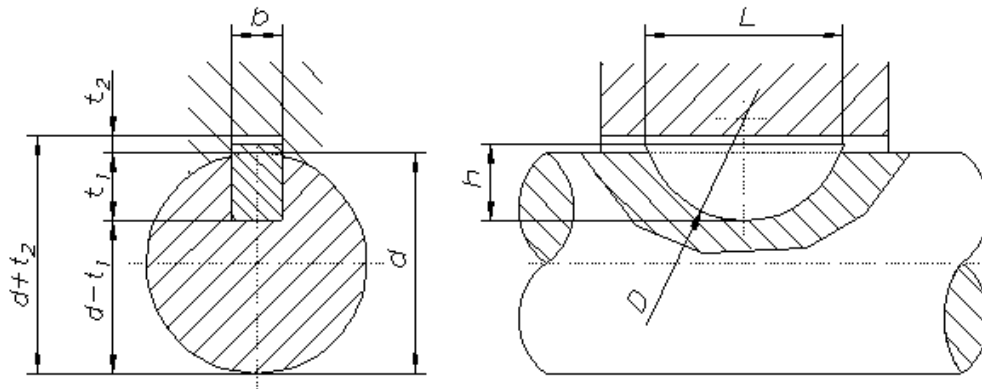
## 34.1 Normprofile

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



(fig. M-015)

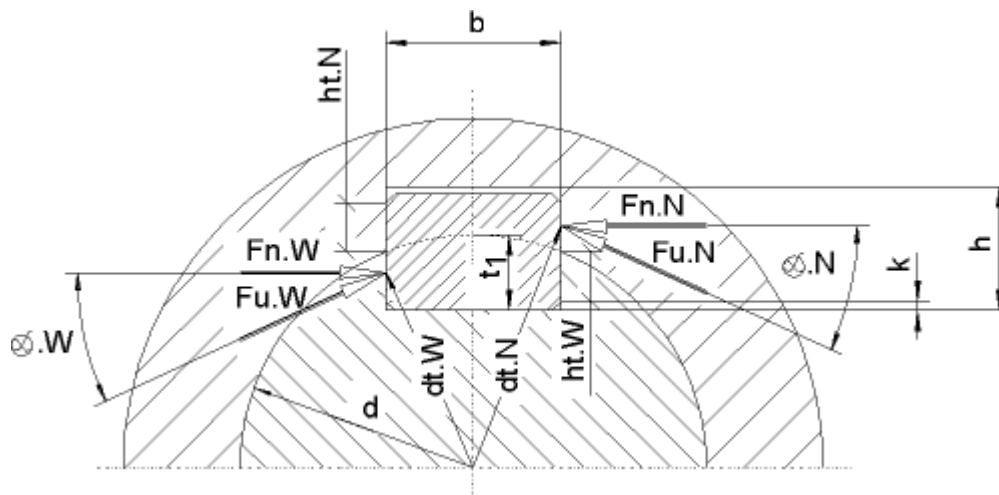


Abbildung 34.2: Scheibenfeder mit Umfangs- und Normalkräften für die Berechnung nach Niemann

Eigene Eingabe: Mit der Option Eigene Eingabe können beliebige Scheibenfedern definiert werden.

## 34.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

| Arbeitsweise<br>der Antriebs-<br>maschine | Arbeitsweise der getriebenen Maschine |                   |                    |                  |
|-------------------------------------------|---------------------------------------|-------------------|--------------------|------------------|
|                                           | gleich-<br>mässig                     | mässige<br>Stösse | mittlere<br>Stösse | starke<br>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 34.2: Anwendungsfaktor nach DIN 6892

### 34.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Last- richtungswechsel

Bei der Auswahl des Drehmomentverlaufs gibt es drei Positionen zur Auswahl:

1. Kein Wechselmoment
2. Wechselmoment mit langsamem Anstieg
3. Wechselmoment mit schnellem Anstieg

Bei Wahl der Positionen 2) und 3) 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.

## 34.4 Auftretende Flankenpressung

Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel, welche für die äquivalente und für die maximale Belastung durchgeführt wird:

$$p(\text{eq,max}) = k_{\varphi\beta}(\text{eq,max}) * k_1 * T * 2000 / (d * l_{\text{tr}} * h_{\text{tw}} * z)$$

$k_{\varphi\beta}$ : Anteilfaktor

$l_{\text{tr}}$ : tragende Länge

$k_1$ : Längenfaktor

$h_{\text{tw}}$ : tragende Höhe (Welle)

$T$ : Drehmoment

$z$ : Anzahl Scheibenfedern

$d$ : Wellendurchmesser

## 34.5 Längenfaktor

Zur Belastung wird ein Längenfaktor  $k_l$  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.

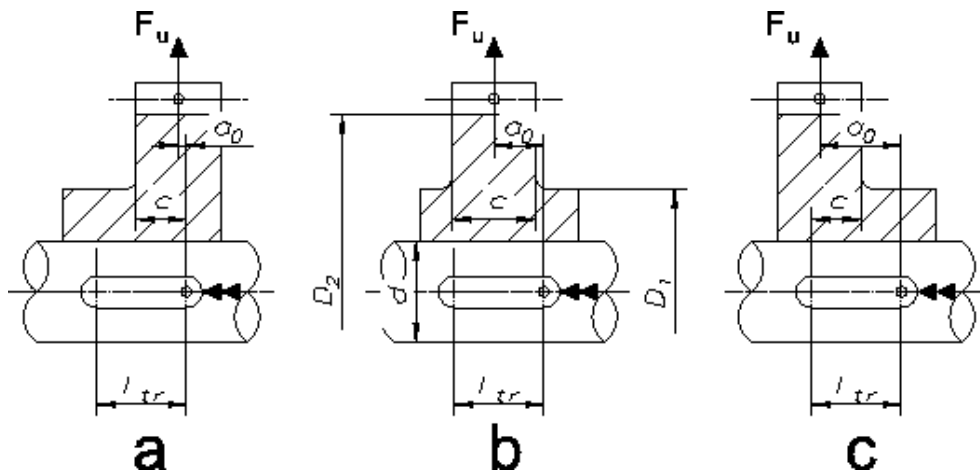


Abbildung 34.3: Scheibenfeder: Krafteinleitung.

## 34.6 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.

| Form-<br>schluss-<br>verbindung | Zahnwellenverbindung mit Evolventenflanken |            |            |            |              |                 |
|---------------------------------|--------------------------------------------|------------|------------|------------|--------------|-----------------|
|                                 | Toleranzfelder nach DIN 5480               |            |            |            |              |                 |
|                                 | H5/IT<br>4                                 | H7/IT<br>7 | H8/IT<br>8 | H9/IT<br>9 | H11/IT1<br>1 | Gröss-<br>twert |
| $k_{\varphi\beta\text{eq}}$     | 1.1                                        | 1.3        | 1.5        | 2          | 4            | $z/2$           |
| $k_{\varphi\beta\text{max}}$    | 1                                          | 1.1        | 1.3        | 1.7        | 3            | $z/2$           |

Tabelle 34.4: Anteilfaktor nach Niemann



## 34.7 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:

$$p_{eq} = f_s * R_m$$

| Bau-<br>stahl | 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 Kernfestigkeit 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.

## 34.8 Werkstoffe

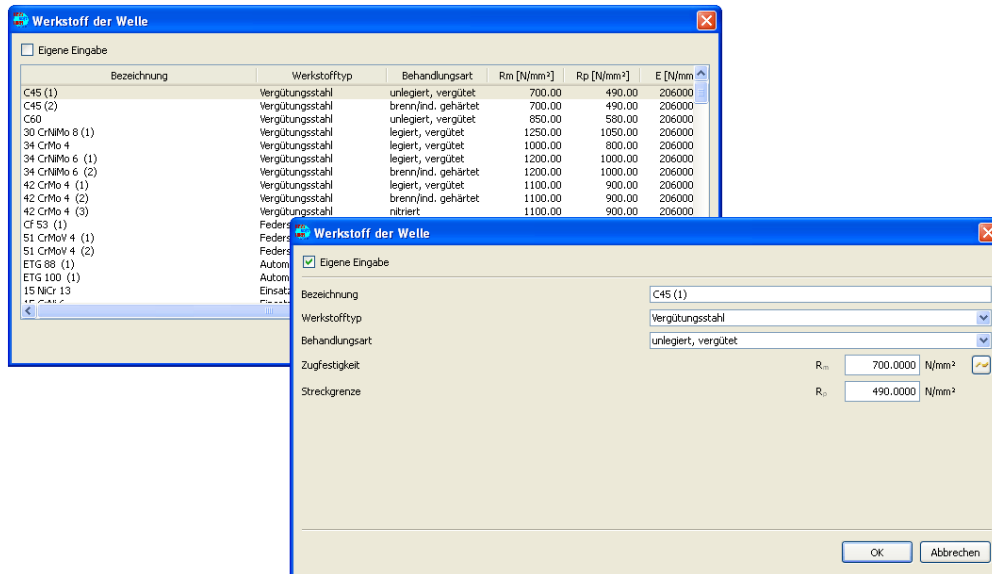


Abbildung 34.4: Werkstoffmaske Scheibenfeder

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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

## 34.9 Einstellungen

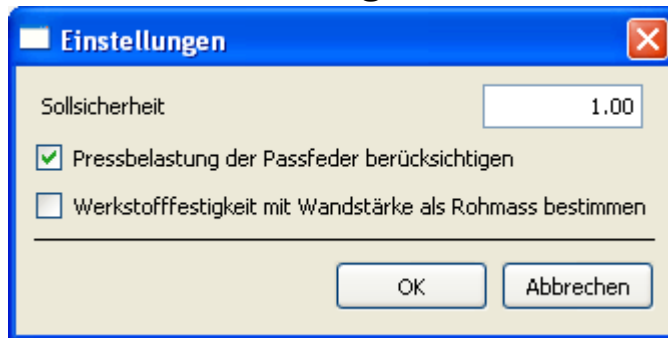


Abbildung 34.5: Einstellungen Scheibenfeder

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.

## 34.10 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 35

## Bolzen und Stifte

**Betriebsdaten**

Konfiguration Querstift unter Drehmoment

Nenn Drehmoment  $T_n$   N

Anwendungsfaktor  $K_n$

Belastungsart ruhend

**Geometrie**

Stiftart Vollstift/Bolzen

Stiftdurchmesser  $d$   mm

Wellendurchmesser  $d_w$   mm

Dicke der Nabenwand  $s$   mm

**Werkstoffe**

Stift/Bolzen C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet

Welle C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet

Nabe C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet

Abbildung 35.1: 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.

Die Berechnung der Belastungen von Bolzen, Welle und Nabe (oder Bauteil) mit der Bestimmung der Sicherheiten erfolgt nach der klassischen Literatur (Niemann, Maschinenelemente I, 3. Auflage, 2001[64]).

## 35.1 Einflussfaktoren

Bei der Berechnung der einzelnen Verbindungen werden einige Faktoren benötigt, die je nach Belastung, Bauart etc. festgelegt sind:

- ⚙ Anwendungsfaktor
- ⚙ Dynamikfaktor:  
ruhende Last:  $C_d = 1$ ; Schwelllast:  $C_d = 0,7$ ; Wechsellast:  $C_d = 0,5$ ;
- ⚙ Minderungsfaktoren für Vollstift/ Kerbstift  
Vollstift:  $C_k = 1$ ; Kerbstift (Biegung, Schub):  $C_k = 0,7$ ; Kerbstift Pressung:  
 $C_{kp} = 0,8$ ;

Da die zulässigen Werkstoffwerte in der Literatur sehr tief liegen, wurden zusätzliche Werkstofffaktoren eingeführt, mit welchen man dann die Tabellenwerte erreicht.

## 35.2 Werkstoffe

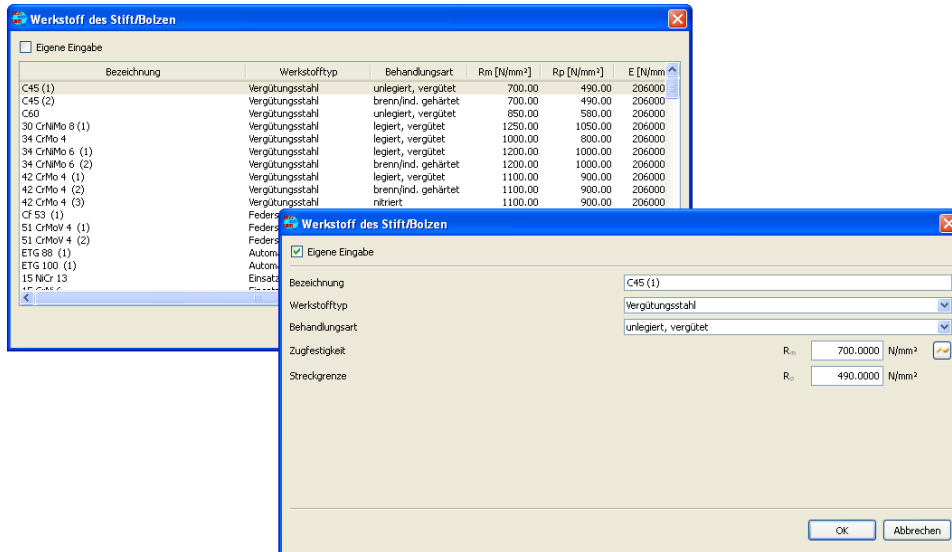


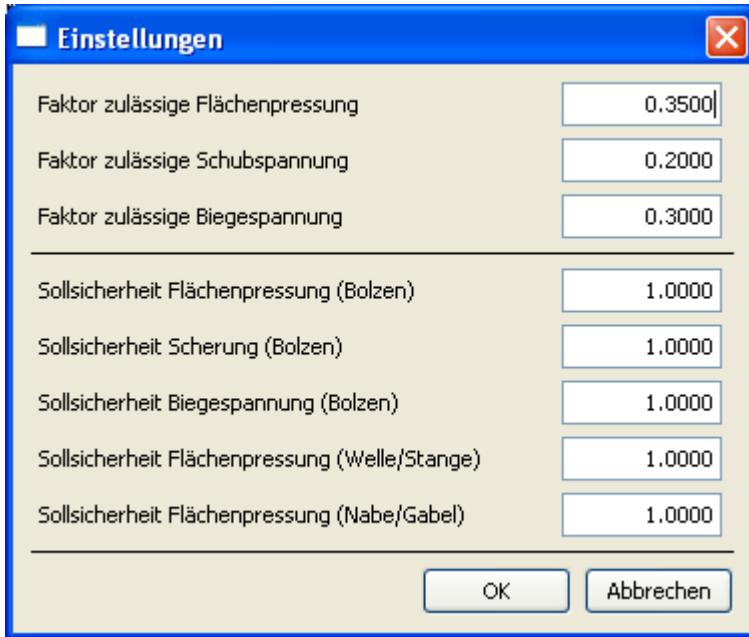
Abbildung 35.2: Werkstoffmaske Bolzen und Stifte

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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.



## 35.3 Einstellungen



| Einstellungen                                                              |        |
|----------------------------------------------------------------------------|--------|
| Faktor zulässige Flächenpressung                                           | 0.3500 |
| Faktor zulässige Schubspannung                                             | 0.2000 |
| Faktor zulässige Biegespannung                                             | 0.3000 |
| <hr/>                                                                      |        |
| Sollsicherheit Flächenpressung (Bolzen)                                    | 1.0000 |
| Sollsicherheit Scherung (Bolzen)                                           | 1.0000 |
| Sollsicherheit Biegespannung (Bolzen)                                      | 1.0000 |
| Sollsicherheit Flächenpressung (Welle/Stange)                              | 1.0000 |
| Sollsicherheit Flächenpressung (Nabe/Gabel)                                | 1.0000 |
| <hr/>                                                                      |        |
| <input type="button" value="OK"/> <input type="button" value="Abbrechen"/> |        |

Abbildung 35.3: Einstellungen Bolzen und Stifte

Die Werkstofffaktoren und die Sollsicherheiten der einzelnen Berechnungen können in diesem Unterfenster angesehen und verändert werden.

## 35.4 Auslegungen

Mit den -Buttons neben dem Durchmesser und der Belastung, können die daneben stehenden Werte nach den Sollsicherheiten ausgelegt werden.

## Kapitel 36

# Schrauben

Schraubenverbindungen werden in KISSsoft nach der VDI 2230 (2003) berechnet. Die implementierte Schraubenberechnung hilft dem User sich im Tabellen und Datenwald der Norm besser zu Recht zu finden. 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 auf der Festigkeit der Schraube, die Montagevorspannkraft  $F_{Mmin}$  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  $\phi$ , dem Setzverlust  $F_Z$ , den thermischen Kräften  $F_{Vth}$  und der erforderlichen Klemmkraft  $F_{Kerf}$  errechnet.  $F_{Mmax}$  kann mit Beachtung der Streuung der Reibwerte und des Anziehverfahrens (Anziehungsfaktor  $\alpha_A$ ) aus  $F_{Mmin}$  errechnet werden.

$$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin} \quad (36.1)$$

$$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot [F_{Kerf} + (1 - \phi) \cdot F_A + F_Z + \Delta F_{vth}] \quad (36.2)$$

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  $F_{Mzul}/\alpha_A$ :

$$F_{Mmax} < F_M \quad F_{Mmin} < \frac{F_M}{\alpha_A} \quad (36.3)$$



## 36.1 Eingaben zu den Basisdaten

Die Eingaben im Reiter Basisdaten gehören zu den Betriebs- und Schraubendaten, der Art der Verschraubung, den Unterlegscheiben sowie dem Anziehverfahren.

The screenshot shows the 'Basisdaten' tab with the following data:

| Betriebsdaten                         |                                                          |
|---------------------------------------|----------------------------------------------------------|
| Konfiguration                         | Schraubenverbindung unter Längskraft (einzelne Schraube) |
| Minimale Axialkraft $F_{A,min}$       | -340.0000 N                                              |
| Maximale Axialkraft $F_{A,max}$       | 4340.0000 N                                              |
| Notwendige Klemmkraft $F_{KQ}$        | 460.0000 N                                               |
| Klemmkraft für Dichtfunktion $F_{KP}$ | 0.0000 N                                                 |

| Schraubendaten                   |                                                |
|----------------------------------|------------------------------------------------|
| Schraubentyp                     | Sechskantschraube mit Schaft (A B) EN ISO 4014 |
| Nenn Durchmesser $d$             | 8.0000 mm                                      |
| Schraubenlänge $l$               | 65.0000 mm                                     |
| Oberflächenrauigkeit Gewinde     | N6 Rz=4.8 (Schleifen)                          |
| Oberflächenrauigkeit Kopfauflage | N6 Rz=4.8 (Schleifen)                          |
| Festigkeitsklasse                | 10.9                                           |

| Art der Verschraubung                   |               |
|-----------------------------------------|---------------|
| <input type="radio"/> Sackloch          | Definieren... |
| <input checked="" type="radio"/> Mutter | Definieren... |

| Unterlegscheiben                                        |               |
|---------------------------------------------------------|---------------|
| <input checked="" type="checkbox"/> unter Schraubenkopf | Definieren... |
| <input checked="" type="checkbox"/> unter Mutter        | Definieren... |

| Anziehverfahren |                 |
|-----------------|-----------------|
| Anziehverfahren | Schlagschrauber |
| Anziehfaktor    | 2.5000          |

Abbildung 36.1: Eingabereiter Basisdaten.

### 36.1.1 Betriebsdaten

Die Eingabe der Betriebsdaten wird im Reiter 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. Konsolverbindung mit beliebiger Schraubenposition

Aus den Betriebsdaten wird jeweils eine Axialbelastung  $F_{Amax}, F_{Amin}$  und eine notwendige Klemmkraft  $F_{Kerf}$  bestimmt.

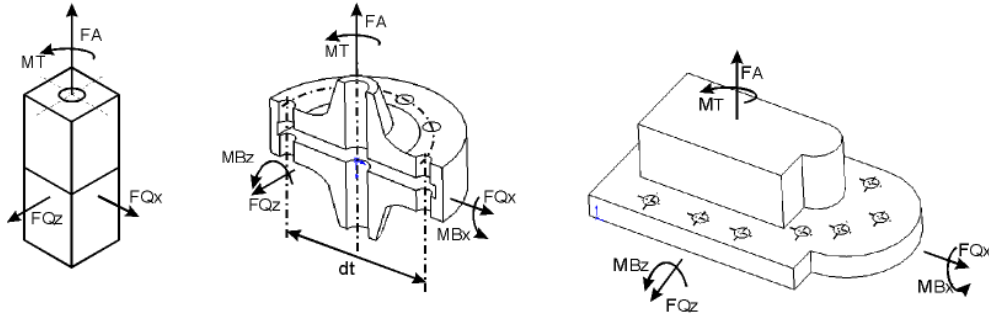


Abbildung 36.2: Verspannungskonfigurationen: 1/2, 3 und 4

### 36.1.1.1 Schraubenverbindung unter Längskraft

Die auftretenden Axialkräfte  $F_{Amax}$  und  $F_{Amin}$  werden direkt eingegeben. Die erforderliche Klemmkraft  $F_{Kerf}$  wird gemäss

$$F_{Kerf} = \max(F_{KA} + F_{KP}, F_{KQ}) \quad (36.4)$$

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.

### 36.1.1.2 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:

$$F_{KQ} = \frac{1}{\mu \cdot q_T} \cdot \left( F_Q + \frac{2000 \cdot M_T}{d} \right) \quad (36.5)$$

$$F_{Kor} = \max(F_{KA} + F_{KD}, F_{KQ}) \quad (36.6)$$

|          |                                                                                                                             |
|----------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $F_{KQ}$ | 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)                                    |
| $\mu_T$  | Haftreibungszahl in der Trennfuge (bei Auftreten von Querkraften oder Drehmomenten), → siehe Abbildung auf Seite IV-105.    |

### 36.1.1.3 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:

$$F_{KQa} = \frac{1}{n \cdot \mu_T} \left( \frac{2000 \cdot M_T}{d} + F_Q \right) \quad (36.7)$$

$$F_{KPa} = \frac{F_{KP}}{n} \quad (36.8)$$

$$F_{Kor} = \max(F_{KA} + F_{KPa}, F_{KQa}) \quad (36.9)$$

$$F_{Ba} = \frac{1}{n} \left( F_{Amax} + \frac{4000 \cdot M_B}{d} \right) \quad (36.10)$$

$$F_{Bu} = \frac{1}{n} \left( F_{Amin} - \frac{4000 \cdot M_B}{d} \right) \quad (36.11)$$

|            |                                                                                                                  |
|------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $d$        | Schraubenkreis-Durchmesser                                                                                       |
| $n$        | Anzahl Schrauben                                                                                                 |
| $\mu_T$    | Reibkoeffizient zwischen den verschraubten Bauteilen, siehe Abb. 36.3                                            |
| $F_Q$      | Querkraft auf Konfiguration                                                                                      |
| $F_{Amax}$ | Axialkraft auf Konfiguration (maximal)                                                                           |
| $F_{Amin}$ | Axialkraft auf Konfiguration(minimal)<br>Resultierende Betriebskraft auf der am höchsten beanspruchten Schraube: |

|             |                                                                              |
|-------------|------------------------------------------------------------------------------|
| $F_{Bo}$    | oberer Grenzwert                                                             |
| $F_{Bu}$    | unterer Grenzwert                                                            |
| $F_{KP}$    | Dichtkraft für Konfiguration                                                 |
| $F_{Kerf?}$ | Erforderliche Klemmkraft                                                     |
| $M_B$       | Biegemoment auf Konfiguration                                                |
| $M_T$       | Drehmoment auf Konfiguration                                                 |
| $F_{Kerf}$  | Erforderliche Klemmkraft                                                     |
| $F_{KQe}$   | Notwendige Klemmkraft (z. B. für Reibschluss)                                |
| $F_{KPe}$   | 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 ( $t_t$ ) und den Schraubenradius ( $t_{rs}$ ) generiert.

Die Ergebnisse der VDI 2230 bei Flanschverbindungen sind erfahrungsgemäss zu- meist sehr pessimistisch. Um realistischere Ergebnisse zu erzielen, bietet sich an, den Reibwert zwischen den Teilen heraufzusetzen.

| Werkstoffpaarung           | Haftreibungszahl im Zustand |               |
|----------------------------|-----------------------------|---------------|
|                            | trocken                     | geschmiert    |
| Stahl - Stahl/Stahlguss    | 0.1 bis 0.23                | 0.07 bis 0.12 |
| Stahl - GG                 | 0.12 bis 0.24               | 0.06 bis 0.1  |
| GG - GG                    | 0.15 bis 0.3                | 0.2           |
| Bronze - Stahl             | 0.12 bis 0.28               | 0.18          |
| GG - Bronze                | 0.28                        | 0.15 bis 0.2  |
| Stahl - Kupferlegierung    | 0.07                        |               |
| Stahl - Aluminiumlegierung | 0.1 bis 0.28                | 0.05 bis 0.18 |
| Aluminium - Aluminium      | 0.21                        |               |

Abbildung 36.3: Haftreibungszahlen in der Trennfuge nach [75]



### 36.1.1.4 Konsolverbindung mit beliebiger Schraubenposition

Bei der Konsolverbindung 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. Ein Faktor für die Steifigkeit lässt zu, unterschiedliche Schraubendurchmesser abzubilden (doppelter Durchmesser ist vierfache Steifigkeit).

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 notwendigen Klemmkräfte für Querkraftübertragung werden ebenfalls in der Tabelle angezeigt.

|   | x-Koordinate [mm] | y-Koordinate [mm] | Faktor | Axialkraft $F_{z1}$ [N] | Axialkraft $F_{z2}$ [N] | Notwendige Klemmkraft $F_{kerr}$ [N] |
|---|-------------------|-------------------|--------|-------------------------|-------------------------|--------------------------------------|
| 1 | 60.000            | 0.000             | 1.00   | 0.000                   | 0.000                   | 0.000                                |
| 2 | 37.409            | 46.910            | 1.00   | 0.000                   | 0.000                   | 0.000                                |
| 3 | -13.351           | 58.496            | 1.00   | 0.000                   | 0.000                   | 0.000                                |
| 4 | -54.058           | 26.033            | 1.00   | 0.000                   | 0.000                   | 0.000                                |
| 5 | -54.058           | -26.033           | 1.00   | 0.000                   | 0.000                   | 0.000                                |

Einlesen...

**Vorgaben**

Faktor für Druckschrauben: 1.0000

Nachweis für Schraube Nr. 1

☐ Maximal erforderliche Klemmkraft verwenden

☐ Vorzeichen der Querkraft berücksichtigen

**Vorschau**

Abbildung 36.4: 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. Die Wahl des Faktors setzt aber Erfahrung voraus. In [62] wird unter dem Stichwort Konsolanschlüsse z.B. ein Druckmittelpunkt von 1/4 Plattenhöhe angenommen. Mit dem Faktor für Druckschrauben liesse sich dieser Zustand einstellen.

Automatisch wird die Schraube mit der höchsten Axiallast für die Berechnung gewählt. Als Standard wird die maximale notwendige Klemmkraft aller Schrauben verwendet, womit die Berechnung auf der sicheren Seite liegt. Dies kann aber durch eine Option abgeschaltet werden.

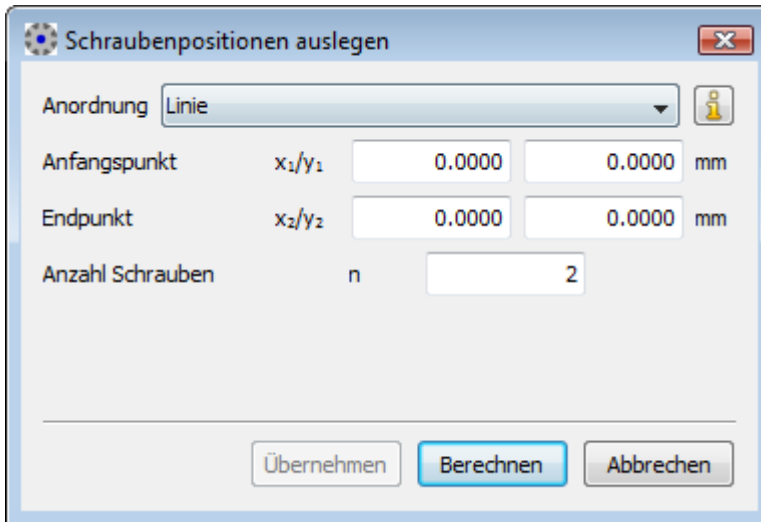
Für die Berechnung der notwendigen Klemmkraft kann das Vorzeichen der Querkräfte optional berücksichtigt werden. Schubkräfte durch Torsion und Querkraft

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)



**Schraubenpositionen auslegen**

Anordnung: Linie 

Anfangspunkt  $x_1/y_1$  0.0000 0.0000 mm

Endpunkt  $x_2/y_2$  0.0000 0.0000 mm

Anzahl Schrauben  $n$  2

Übernehmen
Berechnen
Abbrechen

Abbildung 36.5: Schraubenposition auslegen

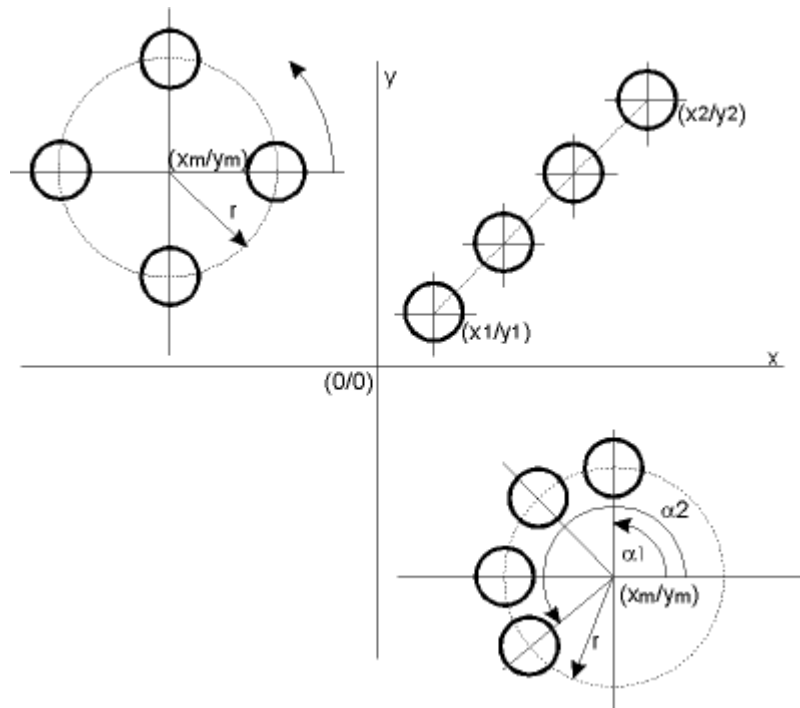


Abbildung 36.6: Möglichkeiten der Positionsauslegung

Die Positionen werden beim Übernehmen den vorhandenen Positionen zugefügt, wenn also nur die Positionen aus der Konfiguration gewünscht sind, müssen die Anderen gelöscht werden.

### 36.1.2 Schraubendaten

Als Schraubendaten können Typ, Geometrie, Oberflächenrauigkeiten und Festigkeitsklasse der Schraube definiert werden.

**Schraubentyp:** Zur Definition des Schraubentyps kann auf folgende Normschrauben aus der Datenbank zurückgegriffen werden:

|                              |                                                                              |
|------------------------------|------------------------------------------------------------------------------|
| EN ISO 4762/<br>DIN 912      | Zylinderschraube mit Innensechskant<br>Regelgewinde M1.6 - M64               |
| EN ISO 4014/<br>DIN EN 24014 | Sechskantschrauben mit Schaft (früher DIN 931 T1)<br>Regelgewinde M1.6 - M64 |
| EN ISO 4017/                 | Sechskantschraube mit Gewinde bis Kopf (früher DIN 933)                      |

|                        |                                                                                |
|------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|
| DIN EN 24017           | Regelgewinde M1.6 - M64                                                        |
| EN ISO 1207/<br>DIN 84 | Zylinderschraube mit Schlitz<br>Regelgewinde M1.0 - M10                        |
| EN ISO 8765            | Sechskantschraube mit Schaft<br>Feingewinde M8.0 - M64                         |
| EN ISO 8676            | Sechskantschraube ohne Schaft<br>Feingewinde M8.0 - M64                        |
| EN 1662                | Sechskantschraube mit Flansch, leichte Reihe Form F<br>Regelgewinde M5.0 - M16 |
| EN 1662                | Sechskantschraube mit Flansch, leichte Reihe Form U<br>Regelgewinde M5.0 - M16 |
| EN 1665                | Sechskantschraube mit Flansch, schwere Reihe Form F<br>Regelgewinde M5.0 - M20 |
| EN 1665                | Sechskantschraube mit Flansch, schwere Reihe Form U<br>Regelgewinde M5.0 - M20 |

**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.

**Oberflächenrauigkeit Gewinde/Kopfaufklage:** Die Oberflächenrauigkeiten beeinflussen den Setzbetrag und somit den Vorspannkraftverlust der Schraubenverbindung.

**Festigkeitsklasse:** Hinter der Eingabe für die normierten Festigkeitsklassen, können über den  Knopf eigene Festigkeitswerte definiert 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.

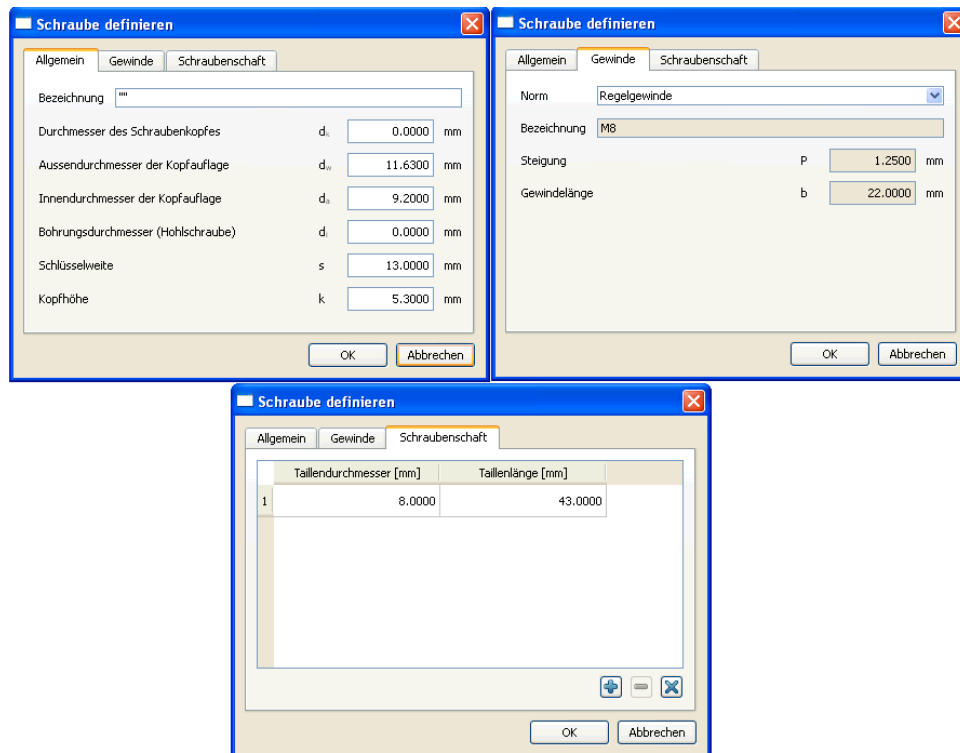


Abbildung 36.7: Dialog mit drei Reitern zur Definition eigener Schraubengeometrie.

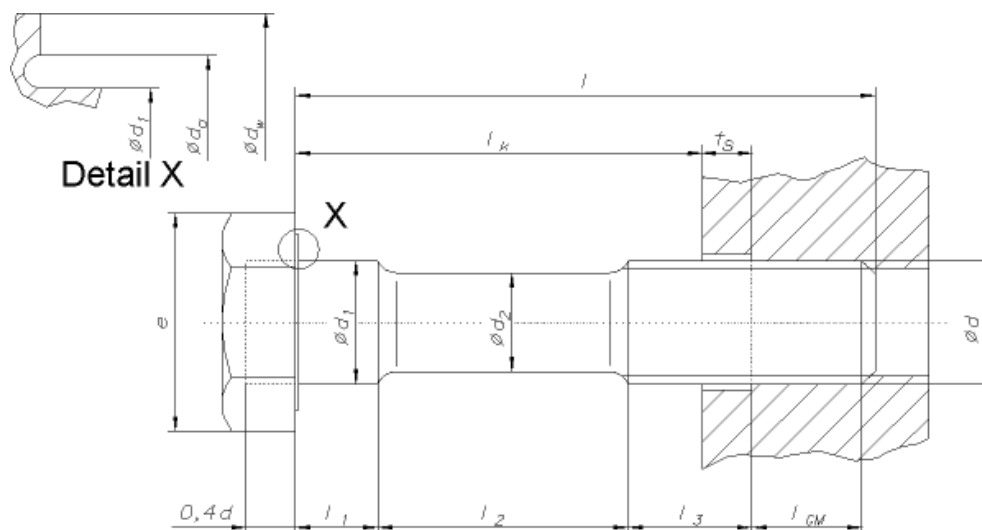
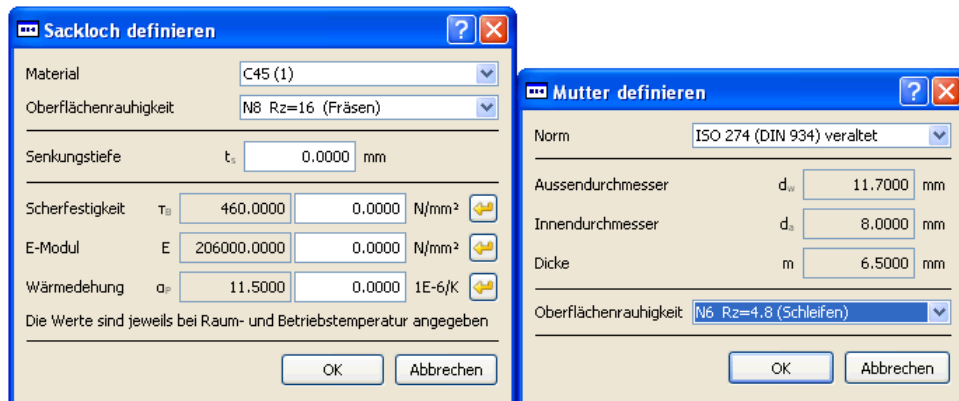


Abbildung 36.8: Schraubengeometrie

1. **Allgemein:** Angabe der Dimensionen des Schraubenkopfes, sowie dem Bohrungsdurchmesser, falls eine Schraube mit Bohrung vorhanden ist.
2. **Gewinde:** Angabe zur Norm, der Grösse des Gewindes der Steigung sowie der Gewindelänge.
3. **Allgemein:** Angaben der einzelnen Schraubenquerschnitte.  Knopf fügt einen neuen Querschnitt zu,  Knopf entfernt den angewählten. Mit dem Knopf  werden alle Querschnitte gelöscht.

### 36.1.3 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.



The image shows two side-by-side dialog boxes from a software application. The left dialog is titled 'Sackloch definieren' (Define Blind Hole) and the right is 'Mutter definieren' (Define Nut).

**Sackloch definieren:**

- Material: C45 (1)
- Oberflächenrauigkeit: N8 Rz=16 (Fräsen)
- Senkungstiefe  $t_s$ : 0.0000 mm
- Scherfestigkeit  $\tau_B$ : 460.0000 N/mm²
- E-Modul  $E$ : 206000.0000 N/mm²
- Wärmedehung  $\alpha_p$ : 11.5000 1E-6/K
- Buttons: OK, Abbrechen

**Mutter definieren:**

- Norm: ISO 274 (DIN 934) veraltet
- Aussendurchmesser  $d_w$ : 11.7000 mm
- Innendurchmesser  $d_s$ : 8.0000 mm
- Dicke  $m$ : 6.5000 mm
- Oberflächenrauigkeit: N6 Rz=4.8 (Schleifen)
- Buttons: OK, Abbrechen

Abbildung 36.9: Eingabedialog für Daten zu geschnittenem Gewinde und Mutter

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-109).

### 36.1.4 Unterlegscheiben

Eine Unterlegscheibe wird zwischen Mutter und Teil oder/und Kopf und Teil angebracht, wenn die jeweiligen Flags aktiviert werden. Definieren ermöglicht weitere Eingaben

Abbildung 36.10: Definition von Unterlegscheiben.

### 36.1.5 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  $\alpha_A$  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 $\alpha_A$ | Anziehverfahren                                        | Einstellverfahren          |
|-------------------------|--------------------------------------------------------|----------------------------|
| 1,0                     | Streckgrenzgesteuertes Anziehen motorisch oder manuell |                            |
| 1,0                     | Drehwinkelgesteuertes                                  | Versuchsmässige Bestimmung |

|             |                                                                                                                                                 |                                                                                                                                        |
|-------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|             | Anziehen motorisch oder manuell                                                                                                                 | 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                                                                               |



## 36.2 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.

The screenshot shows the 'Verspannte Teile' (Preloaded Parts) mask. It has three tabs: 'Basisdaten', 'Verspannte Teile' (selected), and 'Vorgaben'. The 'Verspannte Teile' tab contains a table for material properties and a section for eccentric loading and force transmission.

|   | Material<br>Oberflächenrauigkeit         | Legendicke<br>[mm] | Zulässige Pressung<br>[N/mm²] | E-Modul<br>[N/mm²]         | Wärmedehnung<br>[1E-6/K] |
|---|------------------------------------------|--------------------|-------------------------------|----------------------------|--------------------------|
| 1 | 34 CrNiMo 6 (1)<br>N6 Rz=4.8 (Schleifen) | 25.0000            | 1080.0000<br>700.0000         | 206000.0000<br>206000.0000 | 11.5000<br>11.5000       |
| 2 | C45 (1)<br>N6 Rz=4.8 (Schleifen)         | 25.0000            | 630.0000<br>700.0000          | 206000.0000<br>206000.0000 | 11.5000<br>11.5000       |

Klemmlänge (ohne Unterlagsscheibe) l: 50.0000 mm

**Abstände bei exzentrischer Belastung/Verspannung**

Krafteinleitung a: 0.0000 mm

Schraubenachse s: 0.0000 mm

Randabstand des Aufklopppunktes u: 0.0000 mm

Abstände gemessen von der Schwerpunktschse

**Krafteinleitung**

Krafteinleitungsfaktor 0.7000

Verbindungstyp SV 1

Länge des Anschlusskörpers l: 0.0000 mm

Abstand des Anschlusskörpers a: 0.0000 mm

Abbildung 36.11: Eingabereiter Verspannte Teile.

### 36.2.1 Geometrie der verspannten Teile

Verschiedene Grundformen für die verspannten Teile sind erhältlich:

- ⚙ Platten
- ⚙ Zylinder
- ⚙ Prismatischer Körper
- ⚙ Kreisringsegment

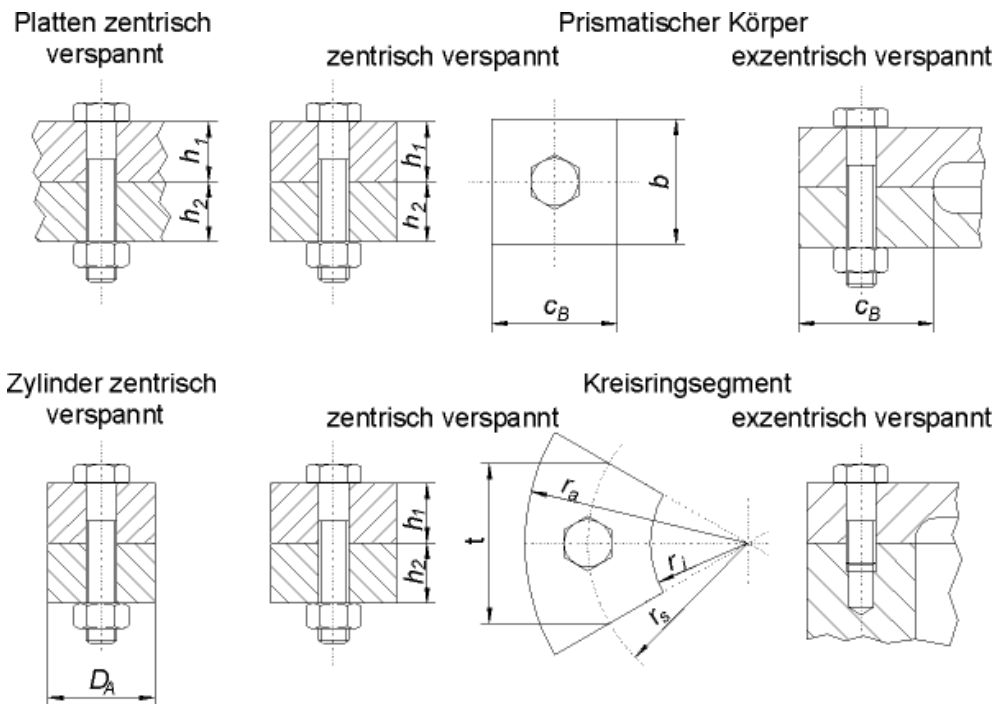


Abbildung 36.12: Verspannte Teile.

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.

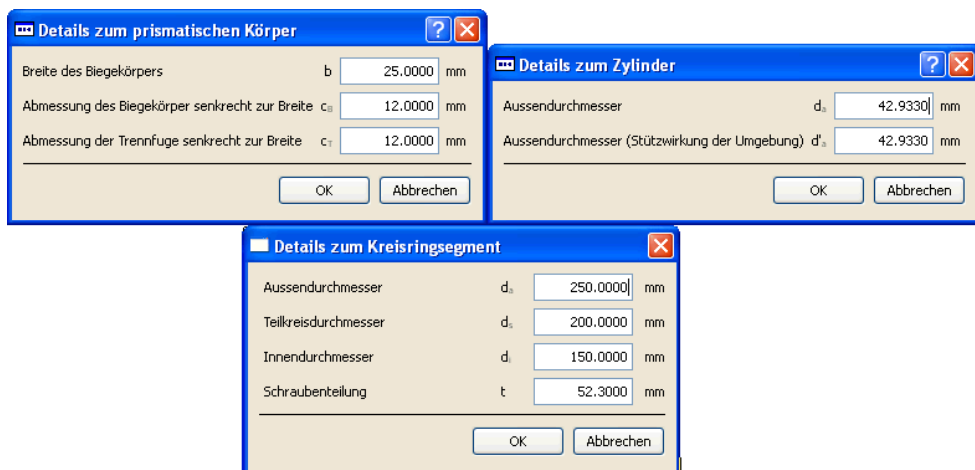


Abbildung 36.13: Geometrieeingaben zum Zylinder, prismatischen Körper und Kreisringsegment.

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.

**Bohrung definieren**

Norm: ISO 273 (DIN 273) fein

Durchmesser  $d_h$ : 8.4000 mm

Fase beim Kopf: 0.0000 mm

Fase bei der Mutter: 0.0000 mm

OK Abbrechen

Abbildung 36.14: 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.

### 36.2.2 Abstände bei exzentrischer Verspannung / Belastung

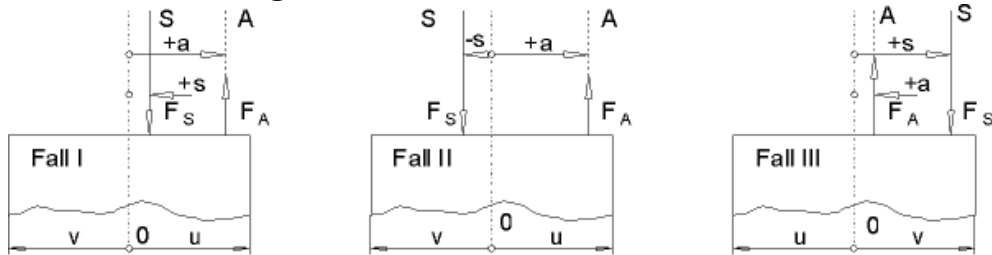


Abbildung 36.15: Mögliche Belastungsfälle bei exzentrischer Verspannung.

Wie aus der Abbildung 36.12 ersichtlich ist, legt die Schwerpunktsachse des Verspannungskörpers 0 - 0 den Nullpunkt der x-Achse fest. Der Abstand  $a$  zwischen Kraftwirkungslinie A - A und Schwerpunktsachse 0 - 0 ist stets positiv einzusetzen. Der Abstand  $s$  zwischen Schraubenachse S - S und Schwerpunktsachse 0 - 0 wird positiv eingesetzt, wenn die Schraubenachse S - S und die Kraftwirkungslinie A - A auf derselben Seite der Schwerpunktsachse 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 36.12 der Abstand zur rechten Seite in den Fällen 1 und 2 aber der Abstand zur linken Seite im Fall 3.

### 36.2.3 Krafteinleitung

In der VDI-Richtlinie von 2003 sind Gleichungen zur Berechnung des Krafteinleitungsfaktors angegeben. Es ist eine Konfiguration gemäss Abbildung 36.13 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 36.14 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  $h_{\text{ESV}}$  bis zur Trennfuge genommen werden.

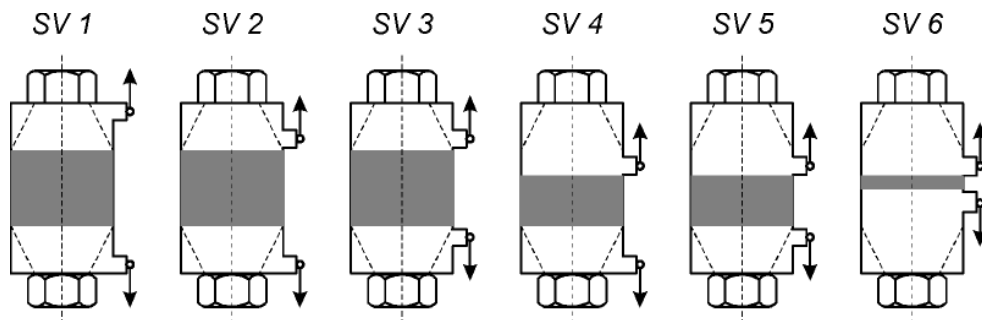


Abbildung 36.16: Konfigurationen für die Bestimmung des Krafteinleitungsfaktors analog VDI 2230 (Ausgabe 2003).

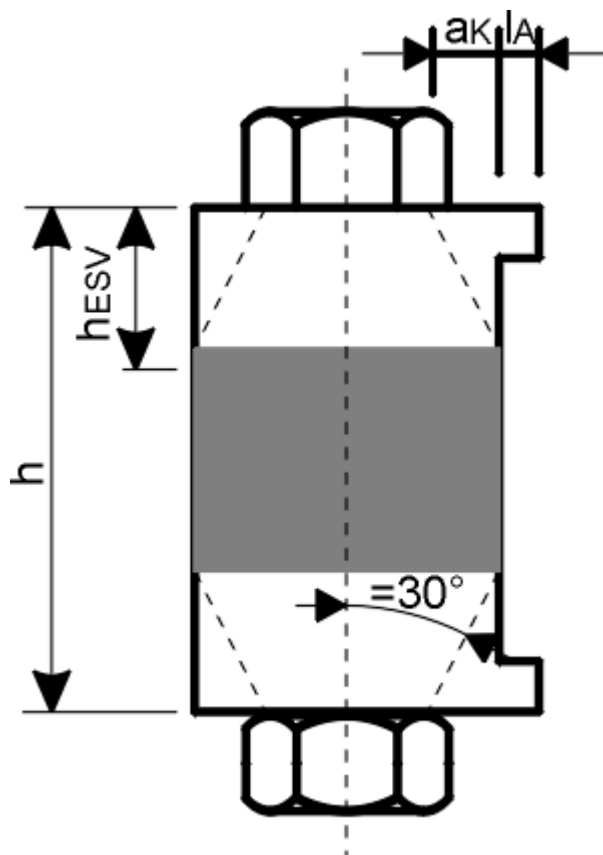


Abbildung 36.17: Eingaben für die Bestimmung des Krafteinleitungsfaktors analog VDI 2230 (Ausgabe 2003).



### 36.3 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 Anziehdrehmoment 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.

| Betriebsdaten                        |                             |              |                                      |
|--------------------------------------|-----------------------------|--------------|--------------------------------------|
| Konfiguration                        | Ausnutzung der Streckgrenze |              |                                      |
| Maximales Anziehdrehmoment           | $M_{A,max}$                 | 31.9490 Nm   | Lastwechselzahl                      |
| Minimales Anziehdrehmoment           | $M_{A,min}$                 | 12.7796 Nm   | $N_b$                                |
| Zulässige Montagevorspannkraft       | $F_{H,zul}$                 | 28058.7413 N | Setzbetrag                           |
| Minimale Ausnutzung der Streckgrenze | $\nu$                       | 90.0000 %    | $f_s$                                |
|                                      |                             |              | $f_z$                                |
|                                      |                             |              | Zusätzlicher Setzbetrag              |
|                                      |                             |              | $F_z$                                |
|                                      |                             |              | Vorspannkraftverlust                 |
|                                      |                             |              | $F_z$                                |
|                                      |                             |              | Maximale Ausnutzung der Streckgrenze |
|                                      |                             |              | $\nu_{max}$                          |

| Drehwinkelgesteuertes Anziehen |           |                       |            |
|--------------------------------|-----------|-----------------------|------------|
| Anzahl Schritte                | 1         | Plastische Verformung | 0.0000 %   |
| Vorspannung                    | 10.0000 % | Maximale Streckgrenze | 100.0000 % |

| Temperaturen                |       | Reibungskoeffizienten          |               |
|-----------------------------|-------|--------------------------------|---------------|
| Montagetemperatur           | $T_H$ | Im Gewinde (min/max)           | 0.1000 0.1000 |
| Betriebstemperatur Schraube | $T_S$ | In der Kopfauflage (min/max)   | 0.1000 0.1000 |
| Betriebstemperatur Teile    | $T_P$ | In der Mutterauflage (min/max) | 0.1000 0.1000 |

Abbildung 36.18: 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.

#### 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 Wärmeausdehnungskoeffizienten, 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.

### 36.3.1 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  $F_M/\alpha_A$  verwendet. Der Maximalwert hat damit einen Einfluss auf die Streuung der Anziehmomente.

| μ            | Gewinde   |            | Aussengewinde   |                                |         |                                      |                  |                           |         |                           |         |           |         |         |       |      |      |      |      |   |
|--------------|-----------|------------|-----------------|--------------------------------|---------|--------------------------------------|------------------|---------------------------|---------|---------------------------|---------|-----------|---------|---------|-------|------|------|------|------|---|
|              | Gewinde   | Werkstoff  | Oberfläche      | Stahl                          |         |                                      |                  |                           |         |                           |         | A2        |         |         |       |      |      |      |      |   |
|              |           |            |                 | schwarzvergütet / phosphatiert |         |                                      |                  | galvanisch verzinkt (ZnB) |         | galvanisch cad mern (CdB) |         | Klebstoff |         |         |       |      |      |      |      |   |
|              |           |            |                 | gewalzt                        |         | ge-schnitten                         |                  | geschnitten oder gewalzt  |         |                           |         |           |         |         |       |      |      |      |      |   |
|              |           |            |                 | Schmie-rung                    | trocken | geölt                                | MoS <sub>2</sub> | geölt                     | trocken | geölt                     | trocken | geölt     | trocken | trocken | geölt |      |      |      |      |   |
| Innengewinde | Werkstoff | Oberfläche | Gewinde-fergung | Stahl                          | blank   | galvanisch galvanisch cad mern (CdB) | blank            | geschnitten               | trocken | 0,12                      | 0,10    | 0,08      | 0,10    | -       | 0,10  | -    | 0,08 | 0,16 | -    | - |
|              |           |            |                 |                                |         |                                      |                  |                           |         | 0,10                      | -       | -         | -       | 0,12    | 0,10  | -    | -    | 0,14 | -    | - |
|              |           |            |                 |                                |         |                                      |                  |                           |         | 0,08                      | -       | -         | -       | -       | -     | 0,12 | 0,12 | -    | -    | - |
|              |           |            |                 |                                |         |                                      |                  |                           |         | -                         | 0,10    | -         | 0,10    | -       | 0,10  | -    | 0,08 | -    | -    | - |
|              |           |            |                 |                                |         |                                      |                  |                           |         | -                         | 0,08    | -         | -       | -       | -     | -    | -    | 0,32 | 0,28 |   |
|              |           |            |                 |                                |         |                                      |                  |                           |         | A2                        | -       | -         | -       | -       | -     | -    | -    | 0,26 | 0,12 |   |

Abbildung 36.19: Reibungszahlen im Gewinde.



[illegible]

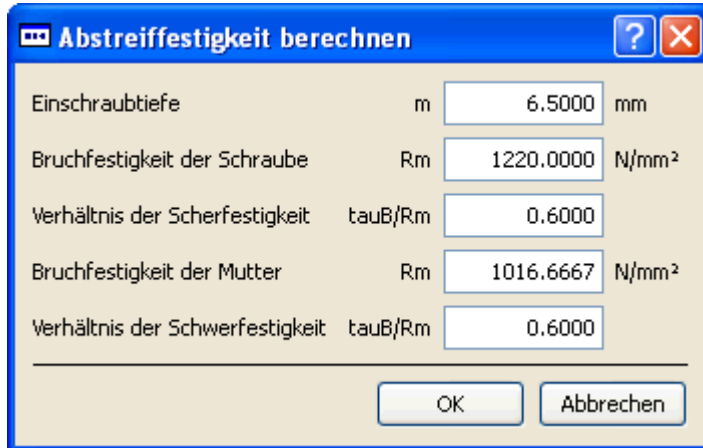
Abbildung 36.20: Reibungszahlen in Kopf- und Mutterauflage.

### 36.3.2 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.

## 36.4 Abstreiffestigkeit

Unter Menü `Protokolle/Abstreiffestigkeit` kann die Abstreiffestigkeit des Gewindes nach VDI 2230 Kapitel 5 überprüft werden.



| Parameter                       | Einheit | Wert      | Einheit |
|---------------------------------|---------|-----------|---------|
| Einschraubtiefe                 | m       | 6.5000    | mm      |
| Bruchfestigkeit der Schraube    | Rm      | 1220.0000 | N/mm²   |
| Verhältnis der Scherfestigkeit  | tauB/Rm | 0.6000    |         |
| Bruchfestigkeit der Mutter      | Rm      | 1016.6667 | N/mm²   |
| Verhältnis der Schwerfestigkeit | tauB/Rm | 0.6000    |         |

Buttons: OK, Abbrechen

Abbildung 36.21: Eingabe zur Berechnung der Abstreiffestigkeit

Eingegeben werden hier Daten zur Einschraubtiefe, Bruchfestigkeit der Schraube/Mutter und das Verhältnis der Scherfestigkeit Schraube/Mutter. Bei einem Aufruf, stehen Daten von der Schraubenberechnung drin. Diese Daten können noch modifiziert werden.

In einem Protokoll werden die Spannungen, die Mindest-Einschraubtiefe und die Sicherheit gegen Abscheren bei Belastung mit der maximalen Vorspannkraft der Verbindung angezeigt.

## 36.5 Einstellungen

Unter Berechnungen > Einstellungen können zusätzliche Einstellungen aktiviert werden:

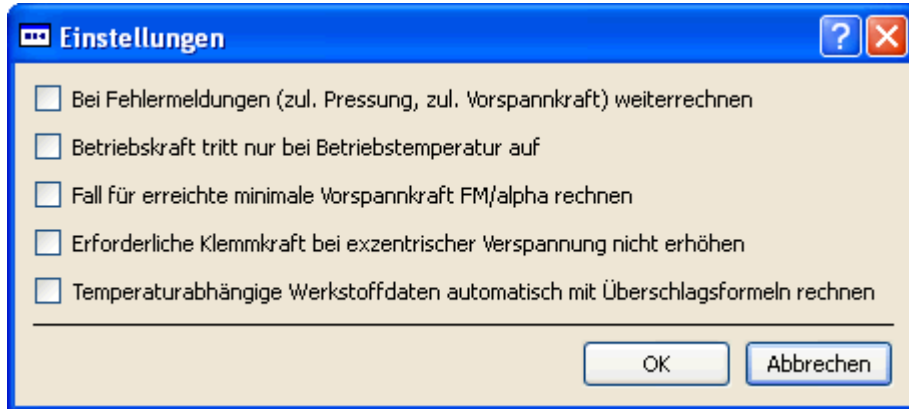


Abbildung 36.22: Reibungszahlen im Gewinde.

- ⚙ **Bei Fehlermeldungen weiterrechnen**  
Bei Fehlermeldungen, wie Überschreiten der Streckgrenze oder der zulässigen Pressung, wird trotzdem weitergerechnet, wenn dieser Flag gesetzt ist.
- ⚙ **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.
- ⚙ **Minimal erreichte Vorspannkraft  $F_M/\alpha_A$  berechnen**  
Wenn dieser Flag gesetzt ist, wird der Lastfall  $F_M/\alpha_A$  zusätzlich berechnet. Die Vorspannkraft  $F_M/\alpha_A$  ist die Vorspannkraft, die mindestens vorhanden ist, wenn mit der eingegebenen Vorspannkraft  $F_M$  angezogen wird.  $\alpha_A$  ist der Anziehungsfaktor; 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!



### **Temperaturabhängige Werkstoffdaten automatisch bestimmen**

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.

# Kapitel 37

## Schweisssverbindungen

Berechnungsgrundlagen: DIN 18800, Teil 1, Ausgabe November 1990, insbesondere Kap. 8.4 „Verbindungen mit Lichtbogenschweissen“

Betriebsdaten

Nahtart

Stumpfnahht durchgeschweisst ( $a=t_1$ )

Normalkraft

$F_N$

1000.0000

N

Querkraft (rechtwinklig)

$Q_{\perp}$

2000.0000

N

Querkraft (parallel)

$Q_{\parallel}$

0.0000

N

Geometrie

Nahtdicke

$a$

5.0000

mm

Nahtlänge

$l$

20.0000

mm

Beiwert

$\gamma_{\text{H}}$

1.10

Beiwert

$\alpha_{\text{H}}$

1.00

Werkstoff

S235J2G3 (St37.3 N)

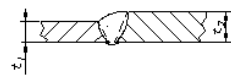
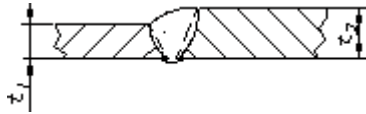


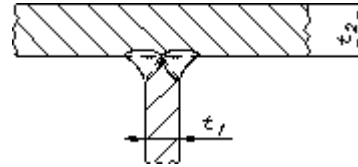
Abbildung 37.1: Basisdaten Schweisssverbindungen

## 37.1 Schweißnähte

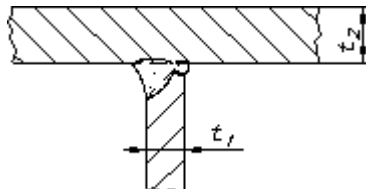
Bei der Berechnung nach DIN 18800 stehen folgende Nahtarten zur Verfügung:



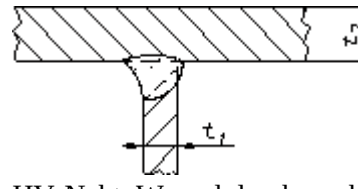
Stumpfnahht durchgeschweisst



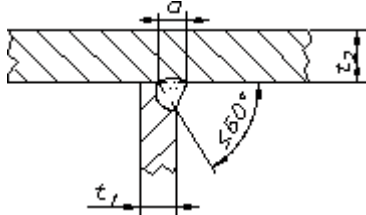
Doppel-HV-Nahht gegengeschweisst



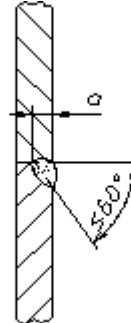
HV-Nahht, Kaplage gegengeschweisst



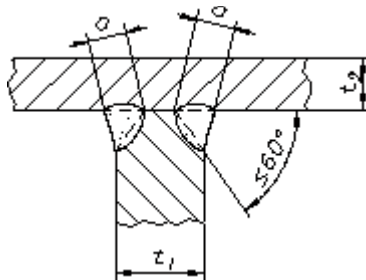
HV-Nahht, Wurzel durchgeschweisst



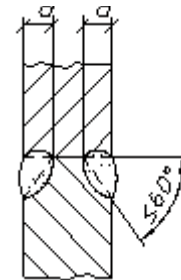
HY-Nahht mit Kehlnahht, nicht durchgeschweisst



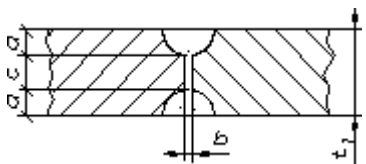
HY-Nahht nicht durchgeschweisst



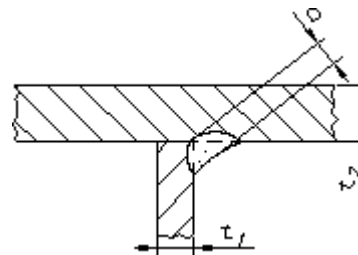
Doppel-HY-Nahht mit Kehlnahht, nicht durchgeschweisst



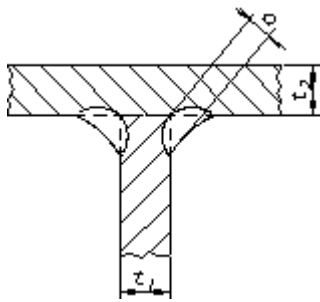
Doppel-HY-Nahht, nicht durchgeschweisst



Doppel-I-Nahht, nicht durchgeschweisst



Kehlnahht nicht durchgeschweisst



Doppel-Kehlnaht nicht durchgeschweisst

## **37.2      Schweissnahtlänge**

In der Tabelle 20 der DIN 18800 sind verschiedene Konfigurationen mit der Schweissnahtlänge  $l$  dargestellt.



### 37.3 Schweissnahtvergleichsspannung

Die Vergleichsspannung für Stumpf- und Kehlnähte wird mit folgender Formel berechnet:

$$\sigma_{w,v} = \sqrt{\sigma_r^2 + \tau_r^2 + \tau_p^2} \quad (37.1)$$

$\sigma_{w,v}$ : Vergleichsspannung [N/mm<sup>2</sup>]

$\sigma_r$ : Normalspannung (senkrecht zur Schweissnaht) [N/mm<sup>2</sup>]

$\tau_r$ : Scherspannung (senkrecht zur Schweissnaht) [N/mm<sup>2</sup>]

$\tau_p$ : Scherspannung (parallel zur Schweissnaht) [N/mm<sup>2</sup>]

## 37.4 Grenzscheissnahtspannung

Die Grenzscheissnahtspannung  $\sigma_{w,R,d}$  wird berechnet mit:

$$\sigma_{w,R,d} = \alpha_w \cdot \frac{R_p}{\gamma_M} \quad (37.2)$$

$\sigma_{w,R,d}$ : Grenzscheissnahtspannung [N/mm<sup>2</sup>]

$\alpha_w$ : Grenzscheissnahtbeiwert [-]

$R_p$ : Streckgrenze [N/mm<sup>2</sup>]

$\gamma_M$ : Teilsicherheitsbeiwert [-]

## **37.5 Teilsicherheitsbeiwert**

Der Teilsicherheitsbeiwert  $\gamma_M$  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.

## 37.6 Grenzscheissnahtbeiwert

Der Grenzscheissnahtbeiwert  $\alpha_w$  wird nach der Tabelle 21 der Norm bestimmt:

| Nah-<br>tart | Nahtgüte                    | Beanspru-<br>chung-<br>sart | St37-2<br>und ähn-<br>lich | St52-3<br>und ähn-<br>lich |
|--------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| 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                       |

## 37.7 Werkstoffe

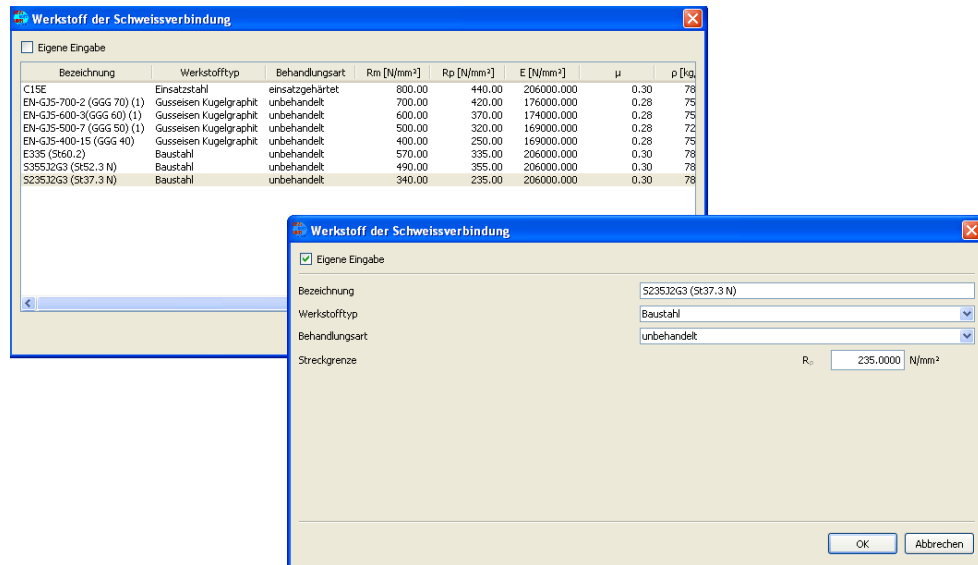


Abbildung 37.2: Werkstoffmaske Schweißverbindungen

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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

# Kapitel 38

## Kleb- und Lötverbindungen

Berechnungsgrundlage: [64]. Die Berechnung der Kleb- und Lötverbindungen erfolgt für Verbindungen, die auf Schub belastet sind.

The screenshot shows a software interface for calculating adhesive and solder joints. It is divided into three main sections: Betriebsdaten, Geometrie, and Werkstoffe. To the right of the input fields is a schematic diagram of a joint.

**Betriebsdaten**

- Konfiguration: Lötverbindung unter Drehmoment
- Drehmoment: M = 0.0000 Nm
- Belastungsart: ruhend

**Geometrie**

- Durchmesser: d = 0.0000 mm
- Breite: b = 0.0000 mm

**Werkstoffe**

- Grundmaterial: Ck 45N
- Lötwerkstoff: Weichlot LSn40, LSn60 kurzzeitige Last

The schematic diagram on the right shows a cross-section of a joint. It consists of two rectangular blocks, one with diagonal hatching and one with horizontal hatching, joined by a central layer. The width of the blocks is labeled 'b' and the thickness of the joint layer is labeled 'd'.

Abbildung 38.1: 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.

## 38.1 Grundwerkstoffe

Diese Materialien 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.



## 38.2 Einstellungen

Die Sollsicherheit und mit welcher Scherfestigkeit ausgelegt werden soll, kann in diesem Unterfenster angesehen und verändert werden.

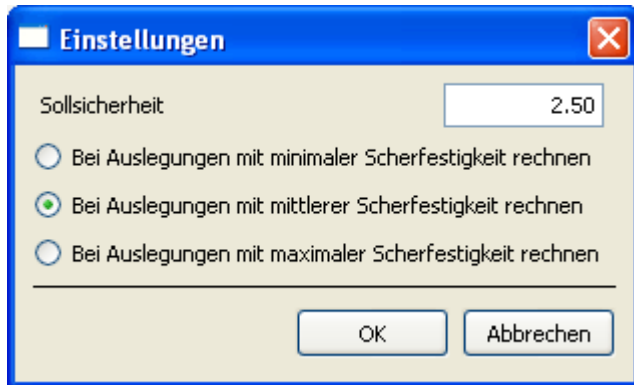


Abbildung 38.2: Einstellungen Kleb- und Lötverbindungen

## 38.3 Auslegungen

- ⚙ Auslegung der Breite aufgrund des Grundmaterials  
Auslegung der Klebbreite (bei Wellen-Naben), bzw. der Kleblänge (bei Laschen), aufgrund der Festigkeit des Grundmaterials. Die Zerreissfestigkeit 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 Zerreissfestigkeit der Verbindung wird so ausgelegt, dass sie unter Berücksichtigung der eingegebenen Sollsicherheit die angreifenden Kräfte übertragen kann.

## **38.4 Laschenverbindung**

Berechnung einer Kleb- oder Lötverbindung mit Blechen oder Platten. Eingeben müssen Sie die Zug- oder Druckkraft, die Kleblänge und die Blech- oder Plattendicke.

## 38.5 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 39**

## **Antworten auf häufige Fragen**

## 39.1 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

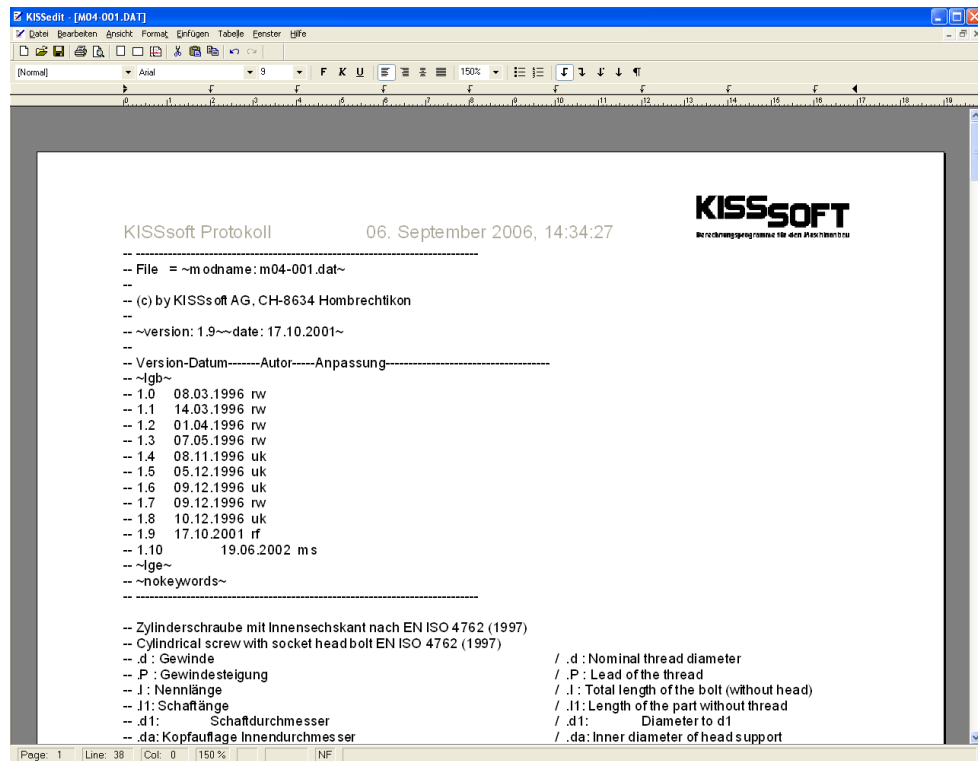
Für jeden dieser Schraubentypen sind die verschiedenen Grössen in Tabellen aufgelistet (= Schraubenreihe). Der Name der Datei, welche die Daten dieser Schraubenreihe enthält, befindet sich in der Datenbank (siehe Seite I-68).

Sie können innerhalb eines vorhandenen Schraubentyps eine neue Grösse eingeben, d. h. die Schraubenreihe erweitern (siehe Seite IV-144), oder Sie können einen neuen Schraubentyp (siehe Seite IV-147) eingeben.

### 39.1.1 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.

|    |      |    |      |    |      |       |    |   |     |
|----|------|----|------|----|------|-------|----|---|-----|
| 5  | 0,8  | 40 | 18   | 5  | 5,7  | 8,03  | 5  | 4 | 8,5 |
| 5  | 0,8  | 45 | 23   | 5  | 5,7  | 8,03  | 5  | 4 | 8,5 |
| 6  | 1    | 10 | 3    | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 6  | 1    | 12 | 3    | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 6  | 1    | 16 | 3    | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 6  | 1    | 20 | 3    | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 6  | 1    | 25 | 3    | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 6  | 1    | 30 | 3    | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 6  | 1    | 35 | 11   | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 6  | 1    | 40 | 16   | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 6  | 1    | 45 | 21   | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 6  | 1    | 50 | 26   | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 6  | 1    | 55 | 31   | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 6  | 1    | 60 | 36   | 6  | 6,8  | 9,38  | 6  | 5 | 10  |
| 8  | 1,25 | 12 | 3,75 | 8  | 9,2  | 12,33 | 8  | 6 | 13  |
| 8  | 1,25 | 16 | 3,75 | 8  | 9,2  | 12,33 | 8  | 6 | 13  |
| 8  | 1,25 | 20 | 3,75 | 8  | 9,2  | 12,33 | 8  | 6 | 13  |
| 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  |
| 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  |
| 10 | 1,5  | 50 | 18   | 10 | 11,2 | 15,33 | 10 | 8 | 16  |
| 10 | 1,5  | 55 | 23   | 10 | 11,2 | 15,33 | 10 | 8 | 16  |
| 10 | 1,5  | 60 | 28   | 10 | 11,2 | 15,33 | 10 | 8 | 16  |
| 10 | 1,5  | 65 | 33   | 10 | 11,2 | 15,33 | 10 | 8 | 16  |
| 10 | 1,5  | 70 | 38   | 10 | 11,2 | 15,33 | 10 | 8 | 16  |
| 10 | 1,5  | 80 | 48   | 10 | 11,2 | 15,33 | 10 | 8 | 16  |



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).

|  | 5  | 0.8  | 40  | 18   | 5  | 5.7  | 8.03  | 5  | 4 | 8.5 |
|--|----|------|-----|------|----|------|-------|----|---|-----|
|  | 5  | 0.8  | 45  | 23   | 5  | 5.7  | 8.03  | 5  | 4 | 8.5 |
|  | 6  | 1    | 10  | 3    | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 6  | 1    | 12  | 3    | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 6  | 1    | 16  | 3    | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 6  | 1    | 20  | 3    | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 6  | 1    | 25  | 3    | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 6  | 1    | 30  | 3    | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 6  | 1    | 35  | 11   | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 6  | 1    | 40  | 16   | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 6  | 1    | 45  | 21   | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 6  | 1    | 50  | 26   | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 6  | 1    | 55  | 31   | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 6  | 1    | 60  | 36   | 6  | 6.8  | 9.38  | 6  | 5 | 10  |
|  | 8  | 1.25 | 12  | 3.75 | 8  | 9.2  | 12.33 | 8  | 6 | 13  |
|  | 8  | 1.25 | 16  | 3.75 | 8  | 9.2  | 12.33 | 8  | 6 | 13  |
|  | 8  | 1.25 | 20  | 3.75 | 8  | 9.2  | 12.33 | 8  | 6 | 13  |
|  | 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  |
|  | 10 | 1.5  | 50  | 18   | 10 | 11.2 | 15.33 | 10 | 8 | 16  |
|  | 10 | 1.5  | 55  | 23   | 10 | 11.2 | 15.33 | 10 | 8 | 16  |
|  | 10 | 1.5  | 60  | 28   | 10 | 11.2 | 15.33 | 10 | 8 | 16  |
|  | 10 | 1.5  | 65  | 33   | 10 | 11.2 | 15.33 | 10 | 8 | 16  |
|  | 10 | 1.5  | 70  | 38   | 10 | 11.2 | 15.33 | 10 | 8 | 16  |

- Speichern Sie die Datei.
- Dokumentieren Sie gegebenenfalls Ihre Änderungen für andere Benutzer.

### 39.1.2 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 40

## Druckfedern

Die Druckfederberechnung basiert auf der Norm EN 13906-1 (2002)[30].

**Betriebsdaten**

Kleinere Federkraft  $F_1$   N ☒

Kleinerer Federweg  $s_1$   mm ☐

Querfederkraft  $F_2$   N ☒

Querfederweg  $s_2$   mm ☐

Betriebstemperatur  $T_B$   °C

Grössere Federkraft  $F_2$   N ☒

Grösserer Federweg  $s_2$   mm ☐

Beanspruchung

Lagerung

**Geometrie**

DIN2098 Beiblatt 1

| d [mm] | D [mm] | n     | $L_0$ [mm] | $D_1$ [mm] | $D_2$ [mm] | $n_u$ |
|--------|--------|-------|------------|------------|------------|-------|
| 0.500  | 2.500  | 18.50 | 17.500     | 0.000      | 0.000      | 0.00  |
| 0.500  | 2.500  | 12.50 | 12.000     | 0.000      | 0.000      | 0.00  |
| 0.500  | 2.500  | 8.50  | 8.700      | 0.000      | 0.000      | 0.00  |

Federenden

Herstellung

Ungefederter Windungen  $n_u$

Toleranzen

**Werkstoff**

Draht D (DIN 17223-1), Federstahl, unbehandelt ☐ kugelgestrahlt

Abbildung 40.1 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 Berech-

nung 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.

## 40.1 Festigkeitswerte

Die Festigkeitswerte sind durchmesserabhängig in Dateien abgelegt. Entweder wird eine Schubfestigkeit in den Tabellen angegeben, wie in EN 13906-1 für warmgeformte Federn, oder die Schubfestigkeit wird aus der vorgegebenen Bruchfestigkeit als  $\tau_{\text{zul}} = 0.56 \cdot R_m$  berechnet.

Für die Berechnung der Dauerfestigkeit wird entweder das Goodman-Diagramm nach 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 EN 13906-1 angegebenen Diagrammen, die Sicherheiten sollten allerdings konservativ betrachtet werden.

## 40.2 Schubspannungswerte

Bei der Berechnung der höchsten Schubspannung wird sowohl die Axial- als auch Querverfederung miteingerechnet.

$$\tau_{\max} = \frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot [F(D + s_Q) + F_Q \cdot (L - d)] \quad (40.1)$$

$\tau_{\max}$ : Höchste Schubspannung [N/mm<sup>2</sup>]

d: Drahtdurchmesser [mm]

F: Federkraft [N]

D: Windungsdurchmesser [mm]

$s_Q$ : Querverfederweg [mm]

$F_Q$ : Querverfederkraft [N]

L: Federlänge [mm]

Die höchste korrigierte Schubspannung wird berechnet mit:

$$\tau k_{\max} = k \cdot \tau_{\max} \quad (40.2)$$

$\tau k_{\max}$ : Höchste korrigierte Schubspannung [N/mm<sup>2</sup>]

$\tau_{\max}$ : Höchste Schubspannung [N/mm<sup>2</sup>]

k: Spannungskorrekturfaktor

(abhängig vom Wickelverhältnis D/d)

### 40.3 Lagerungsbeiwert

Die Wahl der Lagerung bestimmt die Grösse des Lagerungsbeiwertes  $v$ , welcher in der Abb. 40.2 dargestellt wird.

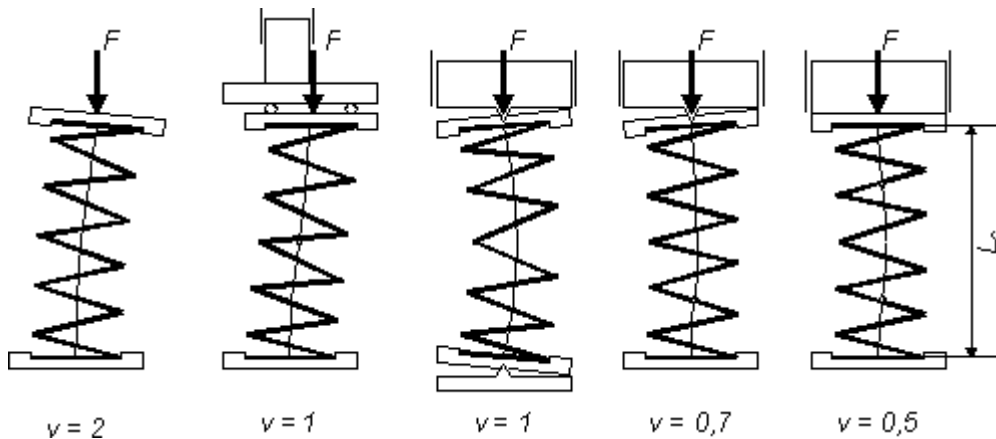


Abbildung 40.2: Lagerungen mit den zugehörigen Lagerungsbeiwerten von axial beanspruchten Schraubendruckfedern

Der Lagerungsbeiwert  $v$  wird für die Berechnung des Knickfederweges  $s_k$  verwendet. Wird die Knicksicherheit nicht erfüllt muss die Feder geführt werden, da die Feder sonst knickt.



## 40.4 Werkstoffe

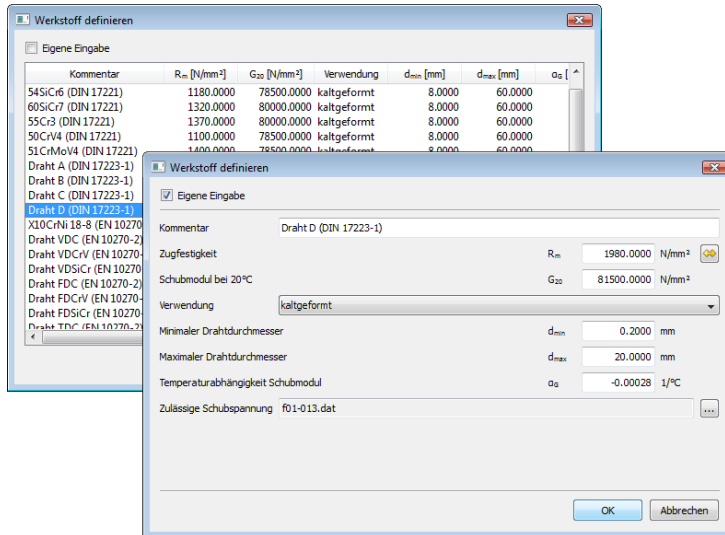


Abbildung 40.3: Werkstoffmaske Druckfedern

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus den Normen DIN 17221, DIN 17223-1, DIN 10270-1, DIN 10270-1 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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

## 40.5 Toleranzen

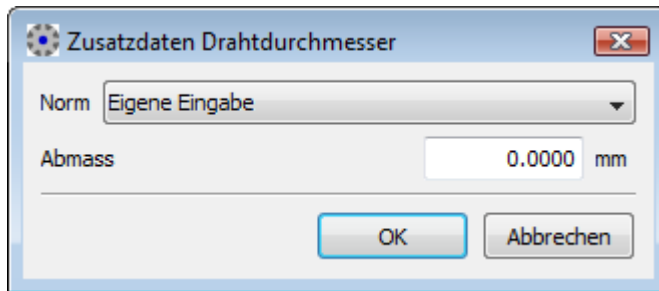


Abbildung 40.4: Zusatzdaten Drahtdurchmesser Druckfedern

Wählt man eine Feder der Tabelle (nach DIN 2098 Beiblatt 1) aus, wird die Toleranz des Durchmessers nach DIN 2076 C verwendet. Man kann die Durchmesser-toleranz 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), DIN 2077 (1979), EN 10270-1 (2001), EN 10270-2 (2001), EN 10270-3 (2001) 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 2095 (1973)[14] oder DIN 2096 Teil 1 (1981)[15] gewählt werden.

## 40.6 Auslegungen

**Drahtdurchmesser und wirksame Windung...**

Federkraftdifferenz  $\Delta F$  0.0000 N

Federhub  $\Delta s$  0.0000 mm

Federrate  $R$  nan N/mm

☒ d minimal aufgrund von T2, n aufgrund von R

Drahtdurchmesser  $d$  0.0000 mm

Wirksame Windungen  $n$  0.0000

☐ Drahtdurchmesser  $d$  aufgrund der Federrate  $R$

Drahtdurchmesser  $d$  0.0000 mm

☐ Wirksame Windungen  $n$  aufgrund der Federrate  $R$

Wirksame Windungen  $n$  0.0000

Übernehmen Berechnen Abbrechen

Abbildung 40.5: Auslegungsmaske Druckfedern

Stellt man die Liste unter Geometrie auf **Eigene Eingabe** erscheinen Eingabefelder anstatt der Tabelle mit den Werten nach Norm. Neben dem Drahtdurchmesser und den wirksamen Windungen kann folgende Auslegung über den -Button aufgerufen werden.

Aufgrund vorgegebener Federrate  $R = \Delta F / \Delta s$  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 41

## Zugfedern

Die Zugfederberechnung ist in der Norm EN 13906-2 (2002)[31] beschrieben.

The screenshot shows a software interface for calculating spring data, organized into three main sections:

- Betriebsdaten (Operating Data):**
  - Smaller spring force  $F_1$ : 0.0000 N (radio button selected)
  - Smaller spring travel  $s_1$ : 0.0000 mm (radio button selected)
  - Load: statisch (dropdown menu)
  - Manufacture: auf Federwindeautomat gewunden (dropdown menu)
  - Larger spring force  $F_2$ : 0.0000 N (radio button selected)
  - Larger spring travel  $s_2$ : 0.0000 mm (radio button selected)
  - Operating temperature  $T_B$ : 20.0000 °C
  - Inner pre-tension force  $F_0$ : 0.0000 N (checkbox icon)
- Geometrie (Geometry):**
  - Coil diameter  $D$ : 0.0000 mm (radio button selected, icon)
  - Inner diameter  $D_i$ : 0.0000 mm (radio button selected)
  - Outer diameter  $D_o$ : 0.0000 mm (radio button selected)
  - Wire diameter  $d$ : 0.00 mm (dropdown menu, icon)
  - Manufacture: kaltgeformt (dropdown menu)
  - Tolerances: DIN 2097 Gütegrad 1 (dropdown menu)
  - Spring length  $L_0$ : 0.0000 mm (radio button selected)
  - Spring length  $L_1$ : 0.0000 mm (radio button selected)
  - Spring length  $L_2$ : 0.0000 mm (radio button selected)
  - Effective coils  $n$ : 0.0000 (icon)
  - Unloaded coils  $n_u$ : 0.0000
  - Double German eye (dropdown menu, icon)
- Werkstoff (Material):**
  - Wire D (DIN 17223-1), Federstahl, unbehandelt (dropdown menu, icon)

Abbildung 41.1: Basisdaten Zugfedern

### Betriebsdaten

Bei der Vorgabe der Belastungen besteht die Auswahl einer Eingabe als Federkraft oder als Federweg.

Als *innere Vorspannkraft*  $F_0$  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.

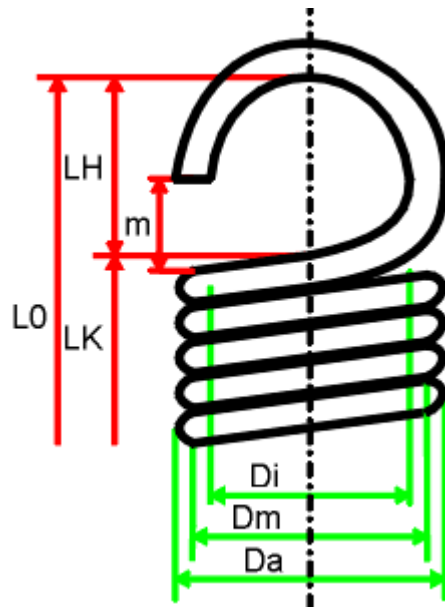


Abbildung 41.2: Definitionen der Zugfeder

## 41.1 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  $\tau_{zul} = 600 \text{ N/mm}^2$  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.

## 41.2 Schubspannungswerte

Die Berechnung der Schubspannung  $\tau$  für die Auslegung von statisch und quasistatisch beanspruchten Federn:

$$\tau = \frac{8 \cdot D \cdot F}{\pi \cdot d^3} \quad (41.1)$$

$\tau$ : Schubspannung [N/mm<sup>2</sup>]

D: mittlerer Windungsdurchmesser [mm]

F: Federkraft [N]

d: Drahtdurchmesser [mm]

Die Berechnung der Schubspannung für dynamisch beanspruchte Federn:

$$\tau_k = k \cdot \tau \quad (41.2)$$

$\tau_k$ : Korrigierte Schubspannung [N/mm<sup>2</sup>]

$\tau$ : Schubspannung [N/mm<sup>2</sup>]

k: Spannungskorrekturfaktor

(abhängig vom Wickelverhältnis D/d)

## 41.3 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 EN 13906-2, wird für den jeweiligen Herstellungsfall eine Formel für die zulässige innere Schubspannung  $\tau_0$  angegeben.



## 41.4 Ösenmaske

Zusatzdaten Ösenform

Länge der Öse  $L_H$   mm

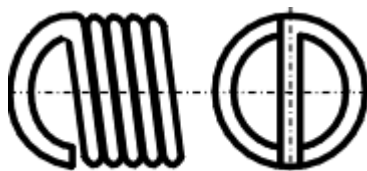
Hakenöffnungsweite  $m$   mm

OK Abbrechen

Abbildung 41.3: Definitionen der Öse

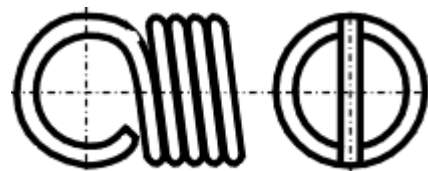
Durch die Definitionen von der Länge der Öse  $L_H$  in dieser Maske kann die Gesamtlänge der Feder ermittelt werden. Die Hakenöffnungsweite  $m$  ist dagegen ein protokollierter Wert, welcher für die Berechnung nicht verwendet wird.

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.



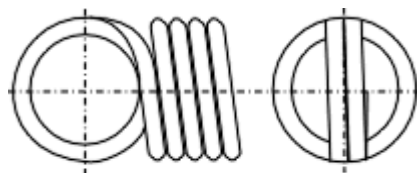
$$L_H = 0,55D_i - 0,8D_i$$

Halbe deutsche Öse



$$L_H = 0,8D_i - 1,1D_i$$

Ganze deutsche Öse



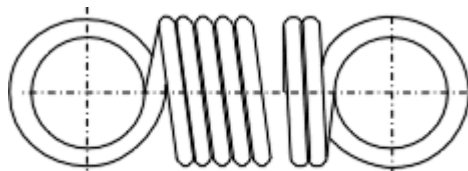
$$L_H = 0,8D_i - 1,1D_i$$

Doppelte deutsche Öse



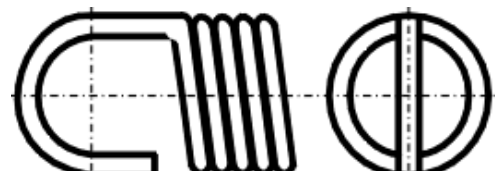
$$L_H \sim D_i$$

Ganze deutsche Öse seitlich hochgestellt

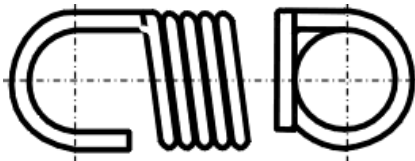


$$L_H \sim D_i$$

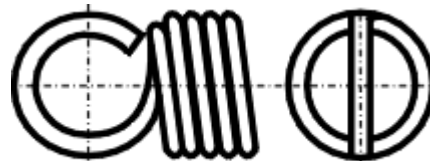
Doppelt deutsche Öse seitlich hochgestellt



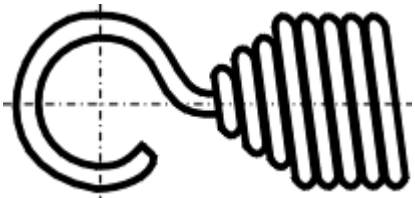
Hakenöse



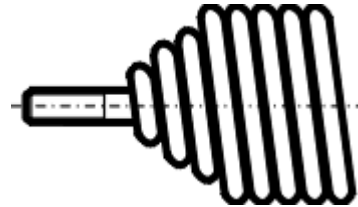
Hakenöse seitlich hochgestellt



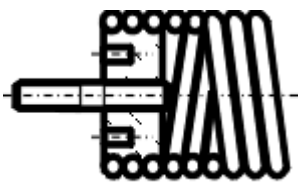
LH ~ 1,1 Di  
Englische Öse



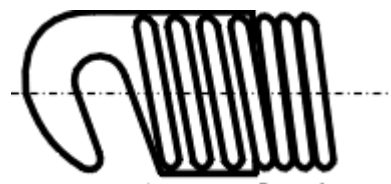
Haken ingerollt



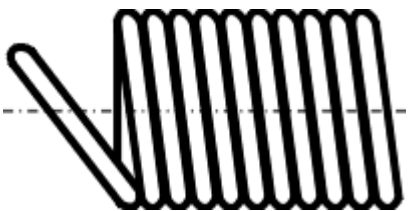
Gewindebolzen ingerollt



$nt - n = 2 - 4$   
Gewindestopfen eingeschraubt



$nt - n = 2 - 4$   
Schraubflasche eingeschraubt



Ganze deutsche Öse schräg hochgestellt

## 41.5 Werkstoffe

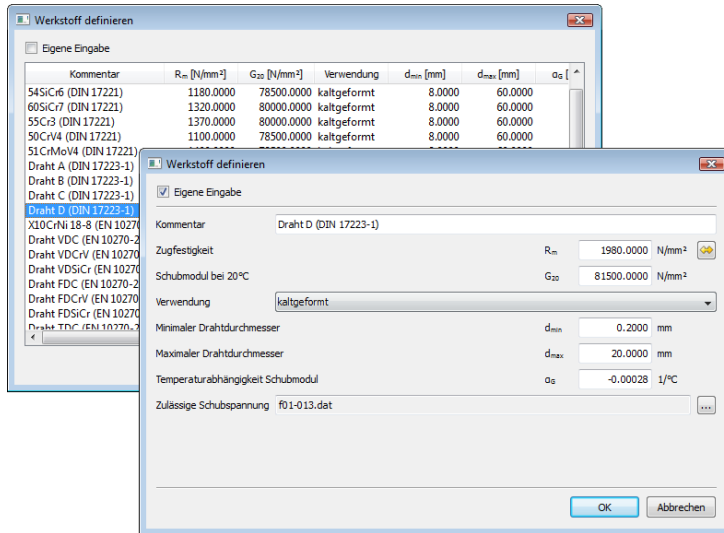


Abbildung 41.4: Werkstoffmaske Zugfedern

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus den Normen DIN 17221, DIN 17223-1, DIN 10270-1, DIN 10270-1 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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

## 41.6 Einstellungen

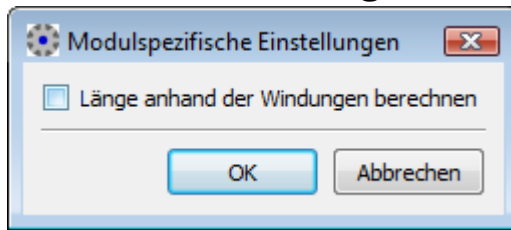


Abbildung 41.5: Einstellungen Zugfedern

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.

## 41.7 Toleranzen

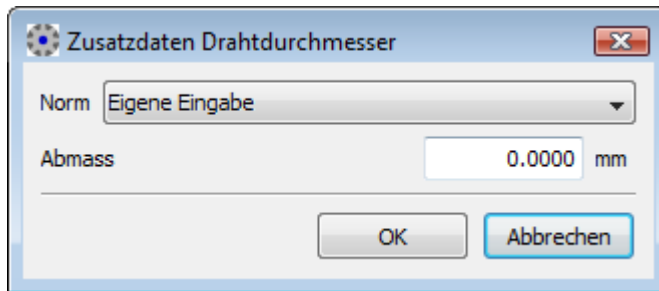


Abbildung 41.6: Zusatzdaten Drahtdurchmesser Zugfedern

Über den -Button neben dem Drahtdurchmesser lässt sich die Toleranzmaske öffnen. In dieser Maske kann beim Drahtdurchmesser zwischen der DIN 2076 (1984), DIN 2077 (1979), EN 10270-1 (2001), EN 10270-2 (2001), EN 10270-3 (2001) 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.

## 41.8 Auslegungen

Drahtdurchmesser und wirksame Windung...

Federkraftdifferenz  $\Delta F$  0.0000 N

Federhub  $\Delta s$  0.0000 mm

Federrate  $R$  nan N/mm

☒ d minimal aufgrund von T2, n aufgrund von R

Drahtdurchmesser  $d$  0.0000 mm

Wirksame Windungen  $n$  0.0000

☐ Drahtdurchmesser  $d$  aufgrund der Federrate  $R$

Drahtdurchmesser  $d$  0.0000 mm

☐ Wirksame Windungen  $n$  aufgrund der Federrate  $R$

Wirksame Windungen  $n$  0.0000

Übernehmen Berechnen Abbrechen

Abbildung 41.7: 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 42

## Schenkelfedern

Die Schenkelfederberechnung ist in der EN 13906-3 (2002)[32] beschrieben.

| Betriebsdaten                                                                                                          |                  |            |                                  |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|------------|----------------------------------|
| Kleinere Federkraft                                                                                                    | $F_1$            | 0.0000 N   | <input checked="" type="radio"/> |
| Kleinerer Federwinkel                                                                                                  | $\alpha_1$       | 0.0000 °   | <input type="radio"/>            |
| Kleineres Federmoment                                                                                                  | $T_1$            | 0.0000 Nmm | <input type="radio"/>            |
| Ausführung mit abgebogenen Schenkeln  |                  |            |                                  |
| Abbiegeradius bewegter Arm                                                                                             | $r_1$            | 0.0000 mm  |                                  |
| Abbiegeradius ruhender Arm                                                                                             | $r_2$            | 0.0000 mm  |                                  |
| Länge des bewegten Hebelarms                                                                                           | $R_1$            | 0.0000 mm  |                                  |
| Länge des ruhenden Hebelarms                                                                                           | $R_2$            | 0.0000 mm  |                                  |
| Grössere Federkraft                                                                                                    | $F_2$            | 0.0000 N   | <input checked="" type="radio"/> |
| Grösserer Federwinkel                                                                                                  | $\alpha_2$       | 0.0000 °   | <input type="radio"/>            |
| Grösseres Federmoment                                                                                                  | $T_2$            | 0.0000 Nmm | <input type="radio"/>            |
| Versetzungswinkel                                                                                                      | $\alpha_0$       | 0.0000 °   |                                  |
| Betriebstemperatur                                                                                                     | $T_B$            | 20.0000 °C |                                  |
| Führung der Feder                                                                                                      | fest eingespannt |            |                                  |
| Belastung                                                                                                              | im Windungssinn  |            |                                  |
| Beanspruchung                                                                                                          | statisch         |            |                                  |

| Geometrie           |                     |           |                                                                                       |
|---------------------|---------------------|-----------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| Windungsdurchmesser | $D$                 | 0.0000 mm | <input type="radio"/>                                                                 |
| Innendurchmesser    | $D_i$               | 0.0000 mm | <input checked="" type="radio"/>                                                      |
| Aussendurchmesser   | $D_e$               | 0.0000 mm | <input type="radio"/>                                                                 |
| Drahtdurchmesser    | $d$                 | 0.00 mm   |    |
| Herstellung         | kaltgeformt         |           |                                                                                       |
| Toleranzen          | DIN 2194 Gütegrad 2 |           |                                                                                       |
| Windungsabstand     | $a$                 | 0.0000 mm |                                                                                       |
| Wirksame Windungen  | $n$                 | 0.0000    |  |

| Werkstoff                                                                                                                            |  |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|
| Draht D (DIN 17223-1), Federstahl, unbehandelt  |  |

Abbildung 42.1: 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  $\alpha_0$  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.

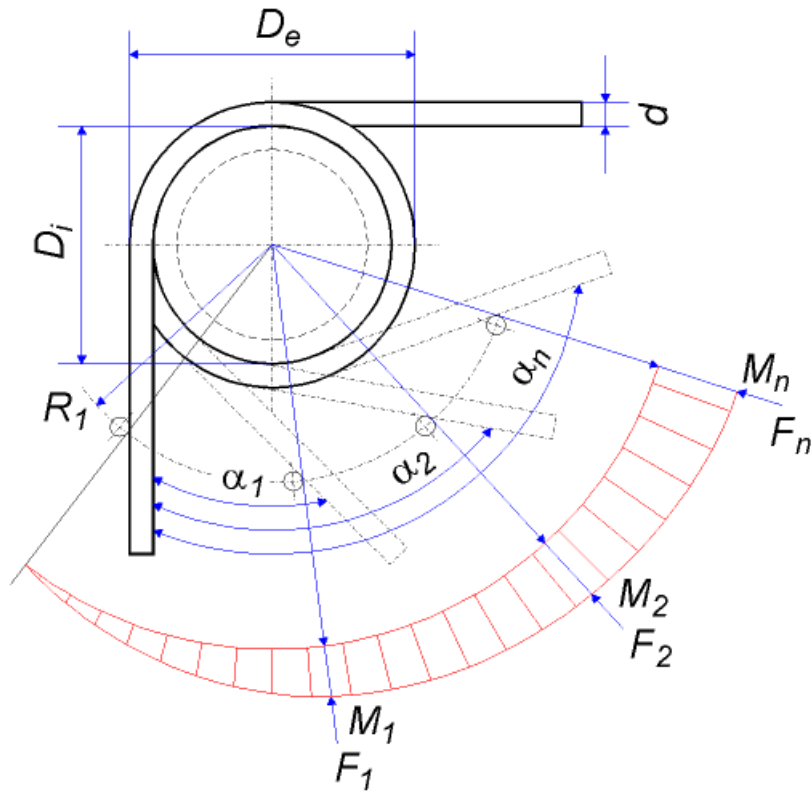


Abbildung 42.2: Definitionen der Schenkelfeder



## 42.1 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 Spannung (dynamischer Fall) annähernd ermitteln zu können wird ein Spannungsbeiwert  $q$  miteingerechnet.

## 42.2 Biegespannungswerte

Die Berechnung der Biegespannung  $\sigma$  für die Auslegung von statisch und quasistatisch beanspruchten Federn:

$$\sigma = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (42.1)$$

$\sigma$ : Schubspannung [N/mm<sup>2</sup>]

$T$ : Federmoment [Nm]

$d$ : Drahtdurchmesser [mm]

Die Berechnung der Biegeschubspannung für dynamisch beanspruchte Federn:

$$\sigma_q = q \cdot \sigma \quad (42.2)$$

$\sigma_q$ : Korrigierte Biegeschubspannung [N/mm<sup>2</sup>]

$\sigma$ : Biegeschubspannung [N/mm<sup>2</sup>]

$q$ : Spannungskorrekturfaktor

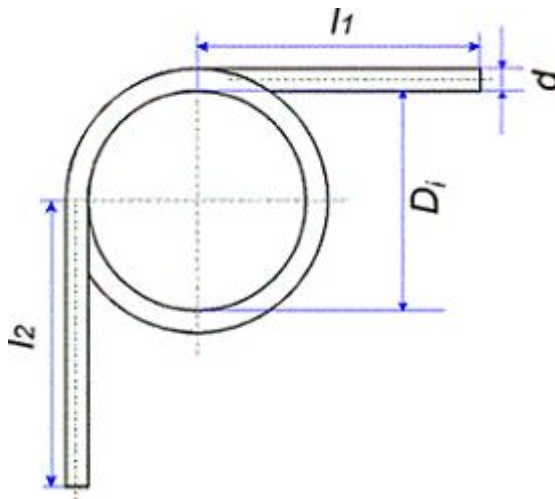
(abhängig vom Wickelverhältnis D/d)

## 42.3 Ausführung des Federkörpers

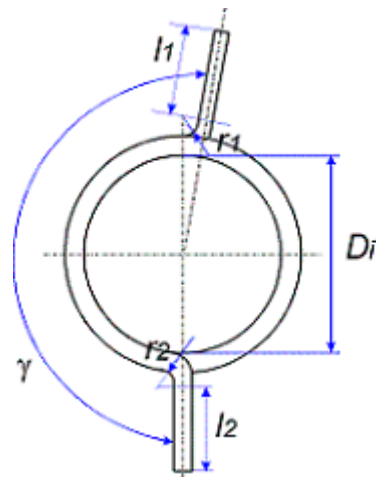
Um Reibungskräfte zu vermeiden, sollten möglichst die Windungen nicht oder nur mit geringer Spannung anliegen. Für den grössten erreichbaren lichten Windungsabstand gilt:

$$a_{\max} = (0.24 \cdot w - 0.64) \cdot d^{0.83}$$

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

## **42.4 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.

## 42.5 Werkstoffe

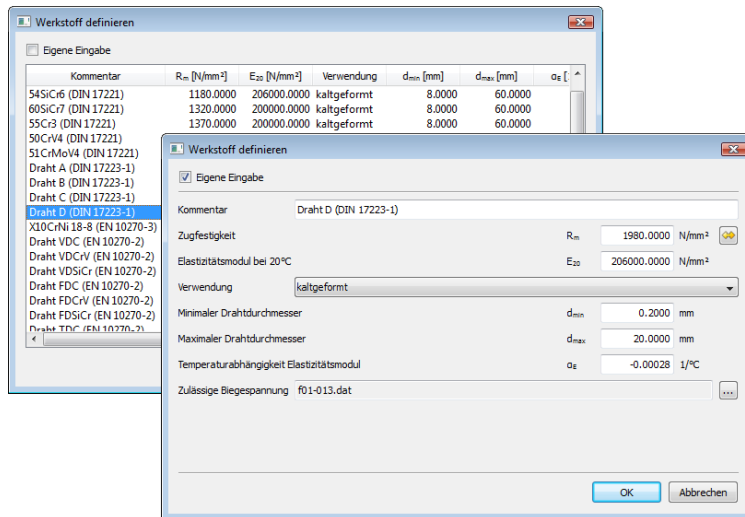


Abbildung 42.3: Werkstoffmaske Schenkelfedern

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus den Normen DIN 17221, DIN 17223-1, DIN 10270-1, DIN 10270-1 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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

## 42.6 Toleranzen

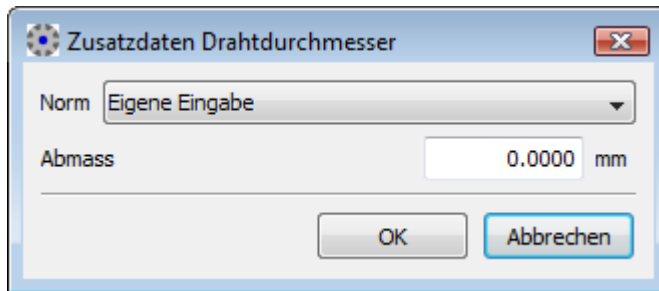


Abbildung 42.4: Zusatzdaten Drahtdurchmesser Schenkelfedern

Über den -Button neben dem Drahtdurchmesser lässt sich die Toleranzmaske öffnen. In dieser Maske kann beim Drahtdurchmesser zwischen der DIN 2076 (1984), DIN 2077 (1979), EN 10270-1 (2001), EN 10270-2 (2001), EN 10270-3 (2001) 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.

## 42.7 Auslegungen

**Drahtdurchmesser und wirksame Windungen...**

Maximaler Federwinkel  $\alpha_2$   °

Maximales Federmoment  $T_2$   Nmm

Federmomentrate  $R_{MR}$   Nmm/°

☒ d minimal aufgrund von  $T_2$  sowie n aufgrund von  $R_{MR}$

Drahtdurchmesser d  mm

Wirksame Windungen n

☐ d aufgrund von  $R_{MR}$

Drahtdurchmesser d  mm

☐ n aufgrund von  $R_{MR}$

Wirksame Windungen n

Abbildung 42.5: 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 43

## Tellerfedern

Die Tellerfederberechnung ist in der DIN 2092 (2006)[12] beschrieben. Die Masse und Qualitätsanforderungen werden nach DIN 2093[13] behandelt.

**Betriebsdaten**

Kleinere Federkraft  $F_1$  1500.0000 N ☒ Grössere Federkraft  $F_2$  2010.0000 N ☒  
 Kleinerer Federweg  $s_1$  0.4080 mm ☐ Grösserer Federweg  $s_2$  0.5920 mm ☐  
 Betriebstemperatur  $T_B$  20.0000 °C Beanspruchung dynamic

**Geometrie**

DIN2093 Reihe B (mittel)

| Gruppe | $D_e$ [mm] | $D_i$ [mm] | $t$ [mm] | $t'$ [mm] | $L_{oe}$ [mm] |
|--------|------------|------------|----------|-----------|---------------|
| 2      | 31.500     | 16.300     | 1.250    | 1.250     | 2.150         |
| 2      | 35.500     | 18.300     | 1.250    | 1.250     | 2.250         |
| 2      | 40.000     | 20.400     | 1.500    | 1.500     | 2.650         |
| 2      | 45.000     | 22.400     | 1.750    | 1.750     | 3.050         |
| 2      | 50.000     | 25.400     | 2.000    | 2.000     | 3.400         |
| 2      | 56.000     | 28.500     | 2.000    | 2.000     | 3.600         |
| 2      | 63.000     | 31.000     | 2.500    | 2.500     | 4.250         |
| 2      | 71.000     | 36.000     | 2.500    | 2.500     | 4.500         |

Anzahl Federn pro Federpaket  $n$  1.0000 Anzahl Pakete pro Federsäule  $i$  1.0000

**Werkstoff**

Eigene Eingabe

Abbildung 43.1: 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.

### 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, das 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 ein-



geben 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.

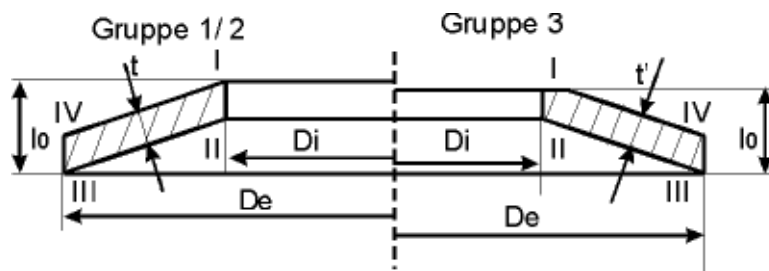


Abbildung 43.2: Abmasse der Tellerfeder

## 43.1 Festigkeitswerte

Bei der statisch oder quasistatisch ( $N \leq 10^4$ ) 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  $F_n$  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  $F_n$  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. Weiter werden die Spannungen an den Randpunkten 1 - 4 gerechnet. Die Punkte 1 und 4 sind auf Druck, die Punkte 3 und 4 auf Zug belastet. Bei der dynamischen Belastung wird dann von der maximalen Spannung (entweder am Punkt 2 oder 3) 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.

## 43.2 Spannungswerte

Die Berechnung der Spannungen wird für die Randpunkte 1-4 ausgeführt.

Stelle I:

$$\sigma_I = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[ K_4 \cdot K_2 \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + K_3 \right] \quad (43.1)$$

Stelle II:

$$\sigma_{II} = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[ K_4 \cdot K_2 \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) - K_3 \right] \quad (43.2)$$

Stelle III:

$$\sigma_{III} = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[ K_4 \cdot (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) - K_3 \right] \quad (43.3)$$

Stelle IV:

$$\sigma_{IV} = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[ K_4 \cdot (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + K_3 \right] \quad (43.4)$$

$\sigma_I - \sigma_{IV}$ : Spannung an den Stellen I-IV [N/mm<sup>2</sup>]

$E$ : Elastizitätsmodul [N/mm<sup>2</sup>]

$\mu$ : Poissonzahl [-]

$D_e$ : Aussendurchmesser [mm]

$s$ : Federweg eines Einzeltellers [mm]

$t$ : Dicke eines Einzeltellers [mm]

$h_0$ : Federweg bis zur Planlage [mm]

$\delta$ : Durchmesser Verhältnis ( $D_e/D_i$ )

$K_1 - K_4$ : Kennwerte aus Formeln berechnet (DIN 2092)

## 43.3 Werkstoffe

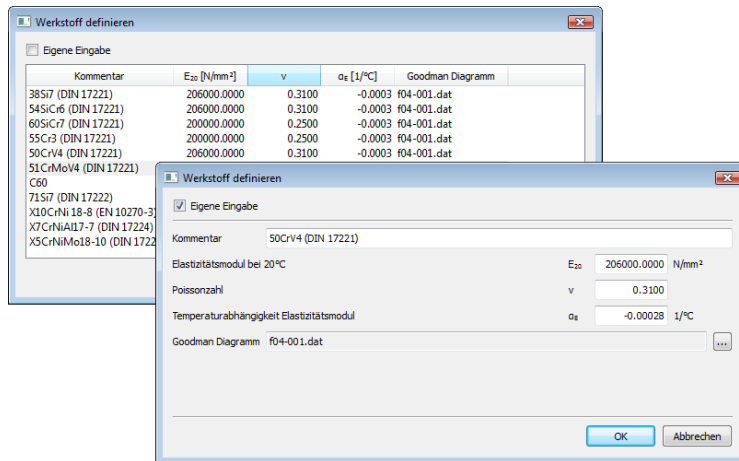
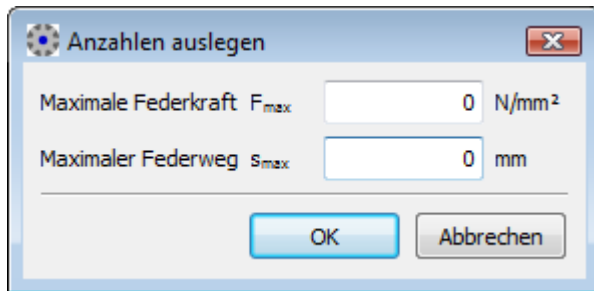


Abbildung 43.3: Werkstoffmaske Tellerfedern

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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

## 43.4 Anzahl berechnen



The image shows a software dialog box titled "Anzahlen auslegen". It has a standard Windows-style title bar with a close button. Inside the dialog, there are two rows of input fields. The first row is labeled "Maximale Federkraft  $F_{max}$ " and has a text box containing the number "0" followed by the unit "N/mm<sup>2</sup>". The second row is labeled "Maximaler Federweg  $s_{max}$ " and has a text box containing the number "0" followed by the unit "mm". At the bottom of the dialog, there are two buttons: "OK" and "Abbrechen".

Abbildung 43.4: 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.

## 43.5 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 44

## Drehstabfedern

Die Drehstabfederberechnung ist in der DIN 2091 (1981)[11] beschrieben.

| Betriebsdaten                                  |            |                                      |    |
|------------------------------------------------|------------|--------------------------------------|----|
| Kleinerer Verdrehwinkel                        | $\theta_1$ | <input type="text" value="0.0000"/>  | °  |
| Kleineres Torsionsmoment                       | $T_1$      | <input type="text" value="0.0000"/>  | Nm |
| Betriebstemperatur                             | $T_B$      | <input type="text" value="20.0000"/> | °C |
| Grösserer Verdrehwinkel                        | $\theta_2$ | <input type="text" value="0.0000"/>  | °  |
| Grösseres Torsionsmoment                       | $T_2$      | <input type="text" value="0.0000"/>  | Nm |
| <input type="checkbox"/> Vorgesetzter Drehstab |            |                                      |    |

| Geometrie            |       |                                         |                   |
|----------------------|-------|-----------------------------------------|-------------------|
| Drehstabdurchmesser  | $d$   | <input type="text" value="0.0000"/>     | mm                |
| Kopfkreisdurchmesser | $d_k$ | <input type="text" value="0.0000"/>     | mm                |
| Fusskreisdurchmesser | $d_f$ | <input type="text" value="0.0000"/>     | mm                |
| Schubmodul           | $G$   | <input type="text" value="78500.0000"/> | N/mm <sup>2</sup> |
| Schaftlänge          | $l_s$ | <input type="text" value="0.0000"/>     | mm                |
| Drehstablänge        | $L$   | <input type="text" value="0.0000"/>     | mm                |
| Kopfausführung       |       | <input type="text" value="vierkant"/>   |                   |
| Radius der Hohlkehle | $R_n$ | <input type="text" value="0.0000"/>     | mm                |

Abbildung 44.1: 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  $\tau_{zul}$  des Drehstabes.

Weiter kann gewählt werden ob die Feder statisch, quasistatisch oder dynamisch beansprucht wird.

### 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.

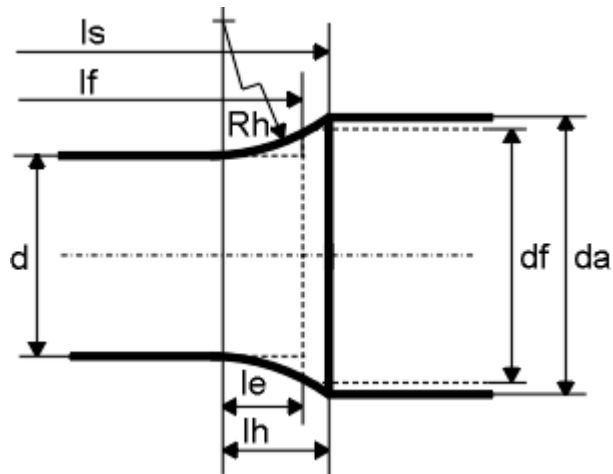


Abbildung 44.2: Definitionen des Drehstabes



## 44.1 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.

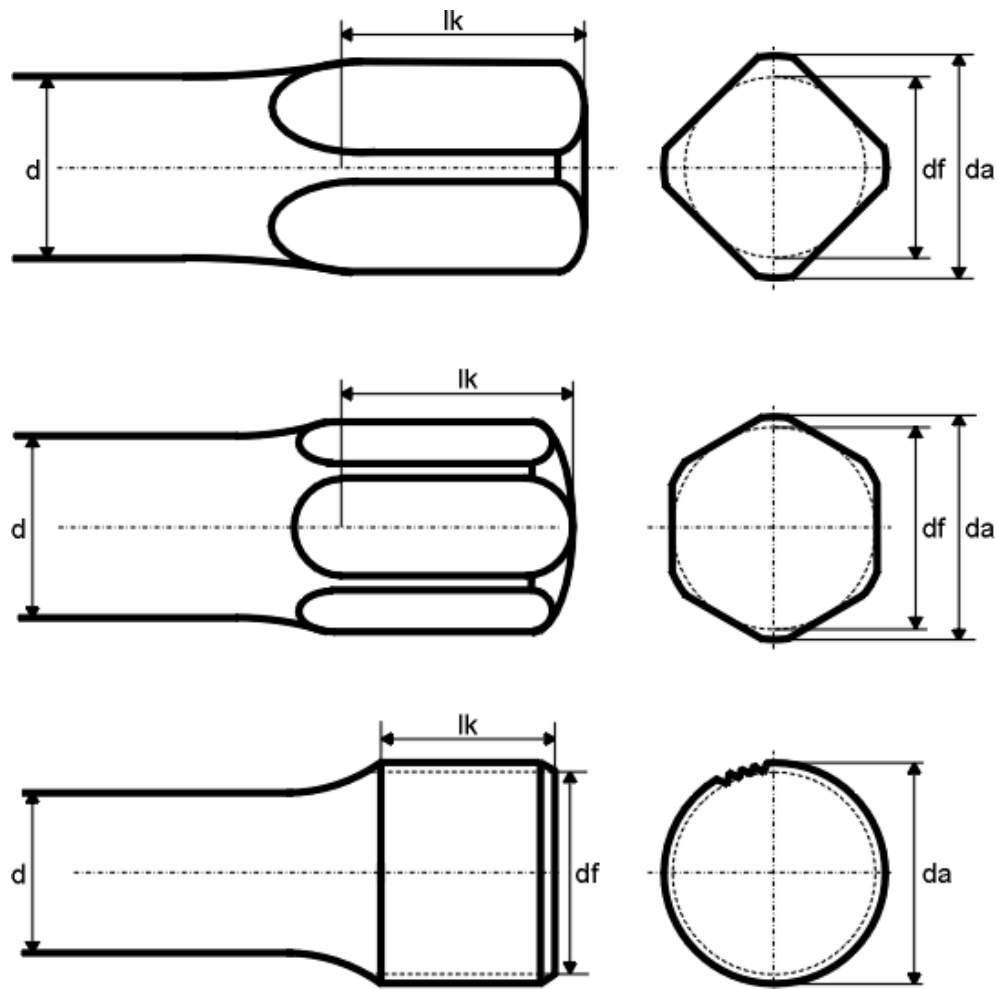


Abbildung 44.3: Ausführungsformen der Drehstabköpfe (vierkant, sechskant, verzahnt)

## 44.2 Festigkeitswerte

Definitionen der DIN 2091:

Die DIN 2091 gilt nur für Werkstoffe der DIN 17221.

Die zulässigen Schubspannungen:

Für nicht vorgesetzte Stäbe:  $\tau_{zul} = 700 \text{ N/mm}^2$

Für vorgesetzte Stäbe:  $\tau_{zul} = 1020 \text{ N/mm}^2$

Die Vergütungsfestigkeit für diese Werte beträgt:  $R_m = 1600 - 1800 \text{ N/mm}^2$

Für den Schubmodul wird als Standard  $G = 78500 \text{ N/mm}^2$  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.

## 44.3 Schubspannung

Die Berechnung der Schubspannung  $\tau$ :

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (44.1)$$

$\tau$ : Schubspannung [N/mm<sup>2</sup>]

$T$ : Torsionsmoment [Nm]

$d$ : Drahtdurchmesser [mm]

## 44.4 Grenzwerte

Für die Drehstabfedern gelten folgende Grenzverhältnisse für Drehstabsköpfe: 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  $0.5-1.5 \cdot d$  betragen.

Das Verhältnis  $R_h/d$  sollte zwischen 1-50 sein.

## 44.5 Auslegungen

**Drehstabdurchmesser und Schaftlänge auslegen**

Maximaler Verdrehwinkel  $\theta_2$   °

Maximales Torsionsmoment  $T_2$   Nm

Torsionsfederrate  $R_t$   Nm/°

☒ d minimal aufgrund von  $T_2$  sowie  $l_s$  aufgrund von  $R_t$

Drehstabdurchmesser  $d$   mm

Schaftlänge  $l_s$   mm

☐ d aufgrund von  $R_t$

Drehstabdurchmesser  $d$   mm

☐  $l_s$  aufgrund von  $R_t$

Schaftlänge  $l_s$   mm

Abbildung 44.4: 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  $l_s$  ausgelegt werden kann. Bei der Auslegung von  $d$  und  $l_s$  wird zuerst  $d$  mit dem zulässigen Schubspannungswert berechnet, dann wird aus dem Stabdurchmesser  $d$  die Schaftlänge  $l_s$  berechnet. Damit eine Auslegung möglich ist, werden verschiedene Annahmen getroffen. (vierkant, verzahnt:  $df = 1.35 \cdot d$ ; Sechskant:  $df = 1.3 \cdot d$ ;  $da = df + df/7$ ;  $R_h = (da - d) \cdot 1.2$ )

Diese Werte werden nicht in die Hauptmaske übertragen.

**Teil *VI***  
**Riemen und Ketten**

# Kapitel 45

## 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 Trummszug 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 Eingabe der Position wird interaktiv am grafischen Bildschirm definiert. Die Lage der Rolle kann wahlweise aussen- oder innenanliegend sein.

The screenshot shows the 'Keilriemen' software interface with the following sections and fields:

- Betriebsdaten (Operating Data):**
  - Nennleistung  $P_n$ : 0.0000 kW
  - Anwendungsfaktor  $f_1$ : 1.0000
  - Drehzahl Antrieb  $n_1$ : 0.0000 mm (selected)
  - Drehzahl Abtrieb  $n_2$ : 0.0000 mm (not selected)
- Geometrie (Geometry):**
  - Riementyp: SPZ-Schmalkeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V)
  - Riemenanzahl  $n_z$ : 0
  - Achsabstand  $a$ : 0.0000 mm
  - Riemenlänge  $l$ : 0.0000 mm
  - Übersetzung  $i$ : 1.0000
  - Durchmesser  $d_1$ : 0.0000 mm
  - Durchmesser  $d_2$ : 0.0000 mm (selected)
- Spannrolle (Tensioning Roller):**
  - Konfiguration: ohne Spannrolle
  - Durchmesser  $d_3$ : 0.0000
  - X-Koordinate: 0.0000 mm
  - Y-Koordinate: 0.0000 mm

Abbildung 45.1: Basisdaten Keilriemenberechnung

## 45.1 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).

## 45.2 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

### 45.3 Spannrollenkonfiguration

Hier können Sie wählen zwischen:

- ⚙ keine Spannrolle
- ⚙ Spannrolle innen
- ⚙ Spannrolle aussen

Falls Sie Spannrolle innen/ausen gewählt haben, müssen Sie mit auf den Tab *Konfiguration* wechseln, um Spannscheiben- Durchmesser und Position (x/y) der Spannrolle einzugeben. Über die grafische Eingabemöglichkeit kann die Position der Spannrolle bequem festgelegt werden.

### 45.4 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 $600 \text{ min}^{-1}$ für tägliche Betriebsstunden: |                    |           | Antriebsmotoren mit hohem Anlaufmoment, Verbrennungsmotoren und Turbinen mit $n$ über $600 \text{ min}^{-1}$ 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                                                                                                                                             | 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 45.2: Anwendungsfaktor Keilriemen

### 45.5 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.

### 45.6 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.

## 45.7 Effektive Anzahl Keilriemen

Die effektive Anzahl Keilriemen wird aus der theoretischen Anzahl berechnet, indem dieser Wert auf die nächsthöhere ganze Zahl aufgerundet wird.

## 45.8 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  $1.33 \cdot d$  bei Lage aussen, bzw.  $1.0 \cdot d$  bei Lage innen, betragen ( $d$ : Durchmesser der kleineren Scheibe).

Weitere Angaben zu Spannrollen sind je nach Riemenhersteller etwas unterschiedlich.

## 45.9 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. Bei der grafischen Eingabe findet eine Prüfung über die Realisierbarkeit der eingegebenen Position statt.

## 45.10 Inspektion von Keilriemen

(Riemendurchbiegungs-Test)

Für die Praxis sinnvoll ist die Berechnung 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 46

## 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 Eingabe der Position wird interaktiv am grafischen Bildschirm definiert. Die Lage der Rolle kann wahlweise aussen- oder innenanliegend sein.

| Betriebsdaten          |           |
|------------------------|-----------|
| Nennleistung $P_n$     | 0.0000 kW |
| Anwendungsfaktor $f_1$ | 1.0000    |
| Drehzahl Antrieb $n_1$ | 0.0000 mm |
| Drehzahl Abtrieb $n_2$ | 0.0000 mm |

| Geometrie              |                        |
|------------------------|------------------------|
| Riementyp              | XL-ISORAN-RPP-(FENNER) |
| Riemen Zähnezahl $z_s$ | 0                      |
| Riemenbreite $b$       | 0.0000 mm              |
| Achsabstand $a$        | 0.0000 mm              |
| Übersetzung $i$        | 1.0000                 |
| Zähnezahl $z_1$        | 0                      |
| Zähnezahl $z_2$        | 0                      |

| Spannrolle      |                 |
|-----------------|-----------------|
| Konfiguration   | ohne Spannrolle |
| Zähnezahl $z_3$ | 0.0000          |
| X-Koordinate    | 0.0000 mm       |
| Y-Koordinate    | 0.0000 mm       |

Abbildung 46.1: Basisdaten Zahnriemenberechnung

## 46.1 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                |

Die Berechnung der Kräfte im Leer- und Lasttrumm erfolgt nach [66], Gleichung 27/23.

$$F_v = \frac{F_1 + F_2}{2} \quad (46.1)$$

$$F_1 = F_v + \frac{F_t}{2} \tag{46.2}$$

$$F_2 = F_v - \frac{F_t}{2} \tag{46.3}$$

## 46.2 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)
- ⚙ RP8mm-Pirelli RPP-HPR
- ⚙ RP14mm-Pirelli RPP-HPR
- ⚙ PG3mm-Power Grip-HTD
- ⚙ PG5mm-Power Grip-HTD
- ⚙ PG8mm-Power Grip-HTD
- ⚙ PG14mm-Power Grip-HTD
- ⚙ 8mmMGT-Poly Chain-GT2
- ⚙ 14mmMGT-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.*

## 46.3 Mögliche Auslegungen/ Vorschläge

Folgende Auslegungen sind durch Anwahl der verschiedenen -Buttons möglich:

| Variable             | Beeinflussende/notwendige Variablen                         |
|----------------------|-------------------------------------------------------------|
| Riemenprofil         | Leistung<br>Drehzahl (kleine Scheibe)<br>Betriebsfaktor     |
| Riemenzähnezahl      | Achsabstand<br>Zähnezahl der Scheiben                       |
| Achsabstand          | Riemenzähnezahl<br>Zähnezahlen der Scheiben (alle)          |
| Übersetzung          | Achsabstand<br>Sollübersetzung<br>Drehzahl (kleine Scheibe) |
| Zähnezahl Spannrolle | Zähnezahl (kleine Scheibe)                                  |

## 46.4 Spannrollenkonfiguration

Hier können Sie wählen zwischen:

- ☐ keine Spannrolle
- ☐ Spannrolle innen
- ☐ Spannrolle aussen

Falls Sie Spannrolle innen/aussen gewählt haben, müssen Sie mit auf den Tab `Konfiguration` wechseln, um Spannscheiben- Durchmesser und Position (x/y) der Spannrolle einzugeben. Über die grafische Eingabemöglichkeit kann die Position der Spannrolle bequem festgelegt werden.



## 46.5 Anwendungsfaktor und Summand für Arbeits

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   |

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    |
| intermittierend oder mit wechselnder Belastung | -0.1    |

## 46.6 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.

## 46.7 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.

## 46.8 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:

$$f_b = \frac{\text{Betriebsleistung}}{\text{Nennleistung nach Katalog}}$$

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).

## 46.9 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  $1.2 \cdot d$  bei Lage aussen, bzw.  $1.0 \cdot d$  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 ( $z > 5$ )   | 25 mm ( $z > 5$ )   |
|        | mit Spannrolle aussen: | 50 mm ( $z > 10$ )  | 50 mm ( $z > 10$ )  |
| AT10mm | mit Spannrolle innen:  | 50 mm ( $z > 5$ )   | 50 mm ( $z > 5$ )   |
|        | mit Spannrolle aussen: | 120 mm ( $z > 12$ ) | 120 mm ( $z > 12$ ) |
| AT20mm | mit Spannrolle innen:  | 120 mm ( $z > 6$ )  | 120 mm ( $z > 6$ )  |
|        | mit Spannrolle aussen: | 180 mm ( $z > 9$ )  | 180 mm ( $z > 9$ )  |

## 46.10 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. Bei der grafischen Eingabe findet eine Prüfung über die Realisierbarkeit der eingegebenen Position statt.

# Kapitel 47

## Kettentrieb

Berechnung von Kettentrieben mit Rollenketten nach 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 Eingabe der Position wird interaktiv am grafischen Bildschirm definiert. Die Lage der Rolle kann wahlweise aussen- oder innenanliegend sein.

Kettentrieb

Betriebsdaten

Nennleistung  $P_n$  0.0000 kW
Drehzahl Antrieb  $n_1$  0.0000 mm
Anwendungsfaktor  $f_1$  1.0000
Drehzahl Abtrieb  $n_2$  0.0000 mm

Geometrie

| Bezeichnung   | Typ | p [mm] | $n_s$ |
|---------------|-----|--------|-------|
| ISO 606 04C-2 | 04C | 6.3500 | 2     |
| ISO 606 04C-3 | 04C | 6.3500 | 3     |
| ISO 606 06C-1 | 06C | 9.5250 | 1     |
| ISO 606 06C-2 | 06C | 9.5250 | 2     |
| ISO 606 06C-3 | 06C | 9.5250 | 3     |
| ISO 606 05B-1 | 05B | 8.0000 | 1     |

Gliederanzahl  $N_L$  0
Übersetzung  $i$  1.0000
Achsabstand  $a$  0.0000 mm
Zähnezahl  $z_1$  0
Zähnezahl  $z_2$  0

Spannrolle

Konfiguration ohne Spannrolle
X-Koordinate 0.0000 mm
Zähnezahl  $z_3$  0.0000
Y-Koordinate 0.0000 mm

Abbildung 47.1: Basisdaten Kettenberechnung

## 47.1 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.



## **47.2 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.

## 47.3 Norm

Norm der Kettenprofile:

⚙ Rollenkette ISO 606

In der Rollenkettennorm 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.

## 47.4 Kettentyp

Folgende Daten sind vom Kettentyp abhängig:

- ⚙ Teilung der Kette.
- ⚙ Maximal zulässige Drehzahl des kleinen Rades.
- ⚙ Nennleistung bei maximal zulässiger Drehzahl.

Tabellen in ISO 606 S. 8-10.

## **47.5 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.

## 47.6 Anwendungsfaktor

Richtwerte nach DIN ISO 10823, Tabelle 2:

| Charakteristik der angetriebenen Maschine | Charakteristik der treibenden Maschine |                            |                            |
|-------------------------------------------|----------------------------------------|----------------------------|----------------------------|
|                                           | Gleichförmig stossfreier Lauf          | Lauf unter leichten Stößen | Lauf unter mässigen Stößen |
| Gleichförmig stossfreier Lauf             | 1,0                                    | 1,1                        | 1,3                        |
| Lauf unter mässigen Stößen                | 1,4                                    | 1,5                        | 1,7                        |
| Lauf unter starken Stößen                 | 1,8                                    | 1,9                        | 2,1                        |

Abbildung 47.2: Anwendungsfaktor Kettenberechnung

## 47.7 Drehzahl/Zähnezahl/Übersetzung

Übersetzungsbereich:

Günstig ist  $i = 1 \dots 5$ ,

gut ist  $i = 1 \dots 7$ ,

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. Vordzugsgrößen der Zähnezahlen von Kettenrädern (ISO 606) sind: 17, 19, 21, 23, 25, 38, 57, 76, 95, 114.

Für Spann- oder Umlenkkräder sollten mindestens 3 Zähne verwendet werden.

## 47.8 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. Diese Eingabe kann interaktiv über die Maus erfolgen. Die veränderbare Grafik ist auf dem Tab 'Konfiguration' zu finden.

## 47.9 Achsabstand

Empfohlener Achsabstand:  $a = 30 \cdot p \dots 50 \cdot p$  ( $p$ : Teilung)

Zu vermeiden ist:  $a < 20 \cdot p$  und  $a > 80 \cdot p$

Der Achsabstand kann über den -Button aus der Kettengliederzahl berechnet werden.



## 47.10 Polygoneffekt

Bei der Kettenberechnung wird sowohl für den Teilkreis als auch für den Achsabstand der Polygoneffekt berücksichtigt.

⚙ Formel für den Teilkreis:

$$d = \frac{\text{Teilung}}{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)} \quad (47.1)$$

⚙ (siehe auch [66], Gleichungen 26/46)

⚙ Formel für den Achsabstand:

Die Umschlingungslänge am Kettenrad wird gegenüber der Formel für Keilriemen/Zahnriemen wie folgt geändert:

$$l_{UK} = l_{UR} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)}{\frac{\pi}{z}} \quad (47.2)$$

⚙  $l_{UK}$ : Umschlingungslänge Kette

$l_{UR}$ : Umschlingungslänge Keilriemen

## 47.11 Gliederzahl

Im Normalfall sollte die Gliederzahl eine gerade Zahl sein.

Die Gliederzahl kann über den -Button aus dem Achsabstand berechnet werden.

## 47.12 Kettenradgeometrie

Die Kettenradgeometrie nach ISO 606 kann in KISSsoft als Grafiken dargestellt und ausgegeben werden. Die Grafiken werden mit den mittleren Abmassen erstellt.

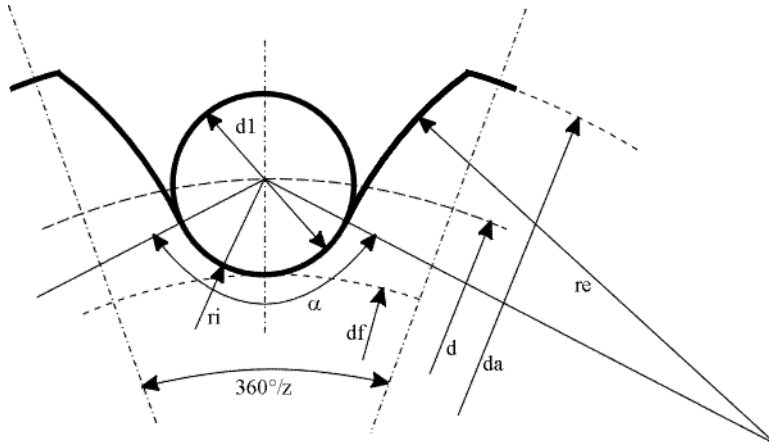


Abbildung 47.3: Geometrie des Kettenrades

Zusätzlich werden im Protokoll weitere Werte des Kettenrades ausgegeben. In den Bildern zu diesem Kapitel werden die einzelnen Ausgaben des Protokolls dargestellt.

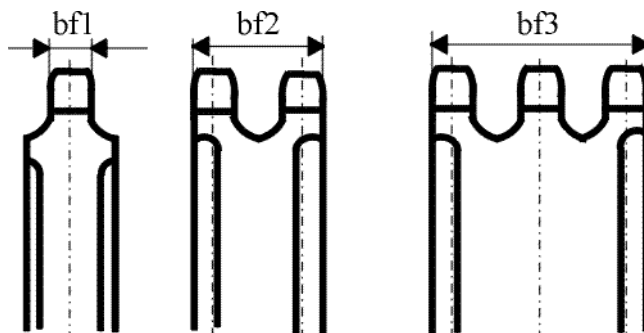


Abbildung 47.4: Breiten der Kettenräder

**Teil** ***VII***  
**Diverses**

# Kapitel 48

## Toleranzrechnung

In diesem Modul können die Nennmasse und ihre zugehörigen Abmasse von Elementen eingegeben werden aus welchen dann eine Gesamt toleranz 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.

Basisdaten

Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-f (fein)

|   | +/- | Nennmass [mm] | Toleranzart           | Toleranzfeld | Oberes Abmass [mm] | Unteres Abmass [mm] | Kommentar |
|---|-----|---------------|-----------------------|--------------|--------------------|---------------------|-----------|
| 1 | +   | 80.0000       | Toleranzfeld nach ISO | H7           | 0.0300             | 0.0000              |           |
| 2 | -   | 16.0000       | Allgemeintoleranz     |              | 0.1000             | -0.1000             |           |
| 3 | -   | 15.0000       | Allgemeintoleranz     |              | 0.1000             | -0.1000             |           |
| 4 | -   | 14.0000       | Allgemeintoleranz     |              | 0.1000             | -0.1000             |           |
| 5 | -   | 16.0000       | Toleranzfeld nach ISO | H7           | 0.0180             | 0.0000              |           |

III

# **Kapitel 49**

## **Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen**

## 49.1 Allgemeines

Die Berechnung wird über `Diverses/Festigkeit` mit örtlichen Spannungen gestartet.

### 49.1.1 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 183, 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 Oberflächenrauigkeit, 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.

### 49.1.2 Anwendungsbereich der FKM-Richtlinie

Die Software basiert auf der FKM-Richtlinie 183, 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 VDI2230 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.

### 49.1.3 Literatur

- [1] FKM Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, 4., erweiterte Ausgabe 2002, VDMA Verlag
- [2] E. Haibach, Stand der FKM-Richtlinie und zuarbeitender Forschungsarbeiten, VDI Berichte 1689, VDI Verlag
- [3] H. Mertens, A. Linke, Sicherheit und Genauigkeit beim Festigkeitsnachweis, VDI Berichte 1689, VDI Verlag



- [4] B. Hänel, FKM Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile - Erfahrungen und Weiterentwicklung, VDI Berichte 1689, VDI Verlag
- [5] H. Zenner, C. M. Sonsino, T. Jung, F. Yousefi, M. Küppers, Lebensdauer-Software, VDI Berichte 1689, VDI Verlag
- [6] E. Haibach, Betriebsfeste Bauteile, Konstruktionsbücher Band 38, Springer Verlag 1992
- [7] H. Gudehus, H. Zenner, Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung, 4. Auflage, Stahleisenverlag 1999
- [8] D. Schlottmann, Auslegung von Konstruktionselementen, Springer Verlag 1995
- [9] Synthetische Wöhlerlinien für Eisenwerkstoffe, Studiengesellschaft Stahlanwendung e.V., 1999
- [10] E. Haibach, Betriebsfestigkeit, Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung, 2. Auflage, Springer Verlag 2002
- [11] W. Matek, D. Muhs, H. Wittel, M. Becker, D. Jannasch, Roloff/Matek Maschinenelemente, 15. Auflage, Vieweg 2001

## 49.2 Hintergründe

### 49.2.1 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 neuer 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 183, 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. In Kürze wird es eine englische Ausgabe der Richtlinie geben. Mittlerweile hat die FKM-Richtlinie eine breite Anerkennung gefunden und kennzeichnet damit den Stand der Technik.

### 49.2.2 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 Beeinflus-

sung 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 Voraussetzung 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  $R_m$  allein zuverlässige Dauerfestigkeitswerte zu ermitteln. In [9] wird eine Abschätzung der Wechselfestigkeit mittels der Dehngrenze  $R_{p0.2}$  angegeben, die FKM Richtlinie bestimmt die Werte aus  $R_m$  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 Spannungszustän-

de 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.

## 49.3 Umsetzung in KISSsoft

### 49.3.1 Hauptmaske

#### 49.3.1.1 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.

**Basisdaten**

Variante:  Lastfaktor:

Beanspruchungsfall:  Lastwechselzahl:   $10^6$

Rechenart:  Temperatur:   $^{\circ}\text{C}$

Abstand zum Stützpunkt  $\Delta s$ :  mm Temperaturdauer:  h

Schutzschichtdicke Aluminium  $S_{Al}$ :  mm

|            | Nachweispunkt                       | Stützpunkt                          | Spannungsverhältnis                                    | Lastkollektiv                                                        | plast. Formzahl                     |
|------------|-------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------|-------------------------------------|
| $\sigma_x$ | <input type="text" value="0.0000"/> | <input type="text" value="0.0000"/> | N/mm <sup>2</sup> <input type="text" value="-1.0000"/> | <input type="text" value="Einstufenbeanspruchung (kein Kollektiv)"/> | <input type="text" value="1.0000"/> |
| $\sigma_y$ | <input type="text" value="0.0000"/> | <input type="text" value="0.0000"/> | N/mm <sup>2</sup> <input type="text" value="-1.0000"/> | <input type="text" value="Einstufenbeanspruchung (kein Kollektiv)"/> | <input type="text" value="1.0000"/> |
| $\tau$     | <input type="text" value="0.0000"/> | <input type="text" value="0.0000"/> | N/mm <sup>2</sup> <input type="text" value="-1.0000"/> | <input type="text" value="Einstufenbeanspruchung (kein Kollektiv)"/> | <input type="text" value="1.0000"/> |

**Werkstoff**

Werkstoff:  Oberflächenrauigkeit:

Rohrdurchmesser  $d_{\text{Rohr}}$ :  mm Oberflächenverfestigung  $K_V$ :

Abbildung 49.1: 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  $I_y > I_z$  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  $S_1$ ,  $S_2$  und  $S_3$ . Im Nachweispunkt  $W$  an der freien Oberfläche eines volumenförmigen Bauteils sollen die Hauptspannungen  $S_1$  und  $S_2$  in Richtung der Oberfläche wirken, und die Hauptspannung  $S_3$  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  $S_1$  und  $S_2$  senkrecht zur Oberfläche können in der Berechnung berücksichtigt werden, nicht aber die Spannungsgefälle für  $S_1$  und  $S_2$  in beiden Richtungen der Oberfläche und keines der Spannungsgefälle für  $S_3$ .

#### 49.3.1.2 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):

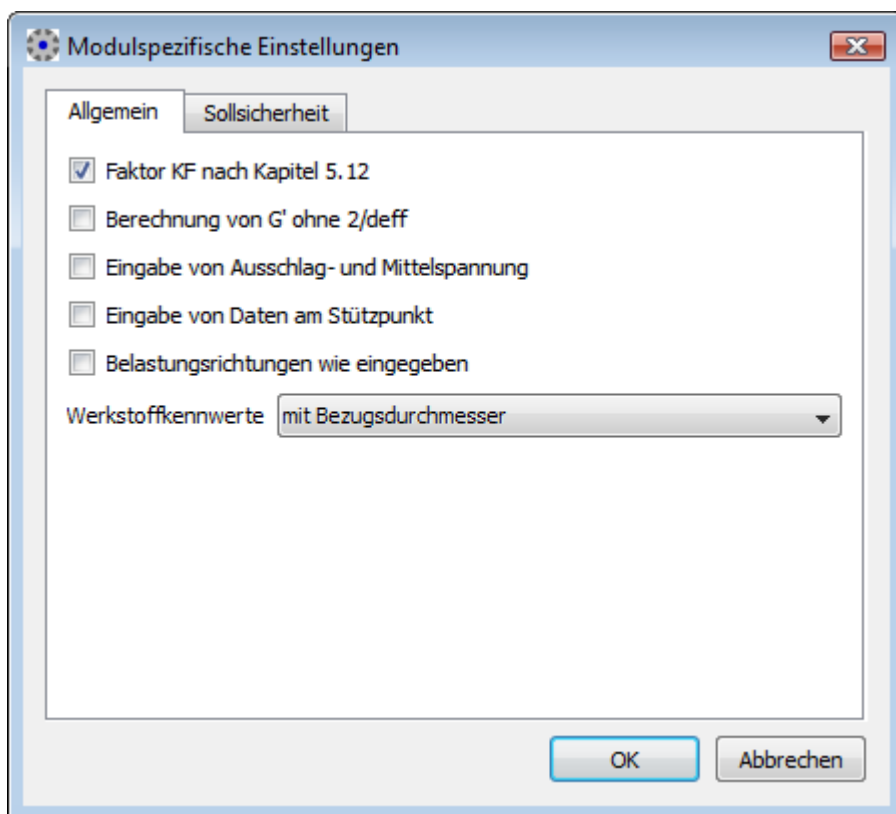


Abbildung 49.2: Eingabe der Spannungswerte am Nachweispunkt und am Stützpunkt. Eingabe des Abstandes des Stützpunktes.

### 49.3.2 Beanspruchungsfälle

Im Dauerfestigkeitsdiagramm können mit verschiedenen Annahmen unterschiedliche Gestaltsausschlagfestigkeiten  $S_{AK}$  ermittelt werden. Es ergibt sich bei Annahme von  $s_m = \text{const.}$  Ein grösseres  $S_{AK}$  als bei  $R = \text{const.}$  Ursache ist, dass die Grenzlinien im Smith Diagramm unter einem Winkel  $< 45^\circ$  ansteigen (Mittelspannungsempfindlichkeit). 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 [11].

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.

### 49.3.3 Wöhlerlinie

Miner elementar, Kapitel 4.4.3.1

Falls keine Einstufenspannung vorliegt, sondern ein Spannungskollektiv, ist die Berechnung in der Regel nach dem Verfahren Miner elementar durchzuführen.

Miner konsequent, Kapitel 4.4.3.1

Im Verfahren Miner konsequent (von Haibach hergeleitet, siehe [10]) ist berücksichtigt, dass die Bauteil-Dauerfestigkeit mit zunehmender Schädigung geringer wird. Die Verringerung gilt ab  $K_D \sigma = 1 \cdot 10^6$ .



### 49.3.4 Lastwechselzahl

Lastwechselzahl. Ist Berechnung nach Miner elementar gewählt, so ergeben Eingaben grösser als ND konstante Ausnutzungen.

### 49.3.5 Temperatur

Eingabe der Temperatur in Grad Celsius. Der Anwendungsbereich der FKM Richtlinie ist je nach Werkstoff begrenzt, siehe Kapitel 1.1. Basierend auf der Temperatur und dem Werkstofftyp wird der Temperaturfaktor  $K_{T,D}$  bestimmt.

### 49.3.6 Temperaturdauer

Dauer während der das Bauteil der Temperatur ausgesetzt ist.

### 49.3.7 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.

### 49.3.8 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 Zugfestigkeit des Werkstoffes an.

Hier ist R von -1 bis +1 definiert

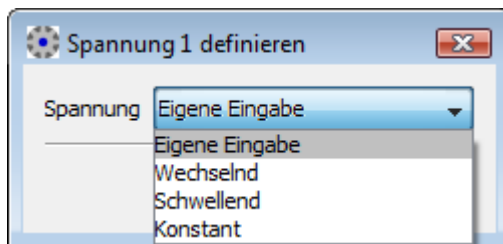


Abbildung 49.3: Eingabe des jeweiligen R-Wertes

| Basisdaten                                              |                                                        |                          |                                                     |                                         |               |
|---------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|--------------------------|-----------------------------------------------------|-----------------------------------------|---------------|
| Variante                                                | Flächenförmige Bauteile ( $\sigma_x, \sigma_y, \tau$ ) |                          |                                                     | Lastfaktor                              | 1.0000        |
| Beanspruchungsfall                                      | Überlastfall F2 (Spannungsverhältnis konstant)         |                          |                                                     | Lastwechselzahl $N_L$                   | 1.0000 $10^6$ |
| Rechenart                                               | Zeitfest                                               |                          |                                                     | Temperatur $T$                          | 20.0000 °C    |
| Abstand zum Stützpunkt $\Delta s$                       | 0.1000 mm                                              |                          |                                                     | Temperaturdauer $T_e$                   | 1000.0000 h   |
|                                                         |                                                        |                          |                                                     | Schutzschichtdicke Aluminium $S_{Al}$   | 0.0000 mm     |
| Nachweispunkt                                           | Stützpunkt                                             | Spannungsverhältnis      | Lastkollektiv                                       | plast. Formzahl                         |               |
| $\sigma_x$                                              | 0.0000                                                 | 0.0000 N/mm <sup>2</sup> | -1.0000                                             | Einstufenbeanspruchung (kein Kollektiv) | 1.0000        |
| $\sigma_y$                                              | 0.0000                                                 | 0.0000 N/mm <sup>2</sup> | -1.0000                                             | Einstufenbeanspruchung (kein Kollektiv) | 1.0000        |
| $\tau$                                                  | 0.0000                                                 | 0.0000 N/mm <sup>2</sup> | -1.0000                                             | Einstufenbeanspruchung (kein Kollektiv) | 1.0000        |
| Werkstoff                                               |                                                        |                          |                                                     |                                         |               |
| Werkstoff C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet |                                                        |                          | Oberflächenrauigkeit N7 Rz=8.0 (Drehen mit Diamant) |                                         |               |
| Rohdurchmesser $d_{R0}$                                 | 100.0000 mm                                            |                          |                                                     | Oberflächenverfestigung $K_V$           | 1.0000        |

Abbildung 49.4: 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.

### 49.3.9 Kollektive

Bereits vorhandene Lastkollektive können direkt gewählt werden.

**Basisdaten**

Variante:  Lastfaktor:

Beanspruchungsfall:  Lastwechselzahl  $N_L$ :   $10^6$

Rechenart:  Temperatur  $T$ :   $^{\circ}\text{C}$

Abstand zum Stützpunkt  $\Delta s$ :  mm Temperaturdauer  $T_d$ :  h

Schutzschichtdicke Aluminium  $S_{Al}$ :  mm

| Nachweispunkt | Stützpunkt | Spannungsverhältnis      | Lastkollektiv | plast. Formzahl |
|---------------|------------|--------------------------|---------------|-----------------|
| $\sigma_x$    | 0.0000     | 0.0000 N/mm <sup>2</sup> | -1.0000       | 1.0000          |
| $\sigma_y$    | 0.0000     | 0.0000 N/mm <sup>2</sup> | -1.0000       | 1.0000          |
| $\tau$        | 0.0000     | 0.0000 N/mm <sup>2</sup> | -1.0000       | 1.0000          |

**Werkstoff**

Werkstoff:

Rohrdurchmesser  $d_{\text{eff}}$ :  mm

**Lastkollektiv**

- Einstufenbeanspruchung (kein Kollektiv)
- Normkollektiv, binominalverteilt,  $p=1/1$
- Normkollektiv, binominalverteilt,  $p=5/6$
- Normkollektiv, binominalverteilt,  $p=2/3$
- Normkollektiv, binominalverteilt,  $p=1/2$
- Normkollektiv, binominalverteilt,  $p=1/3$
- Normkollektiv, binominalverteilt,  $p=1/6$
- Normkollektiv, binominalverteilt,  $p=0/1$
- Normkollektiv, exponentialverteilt,  $p=1/1$
- Normkollektiv, exponentialverteilt,  $p=5/6$
- Normkollektiv, exponentialverteilt,  $p=2/3$

mit Diamant

Abbildung 49.5: Auswahl von Kollektiven

Ein neues Lastkollektiv kann im Datenbanktool (s. Abschnitt "Lastkollektiv definieren" auf Seite II-141) erstellt werden.

### 49.3.10 Oberflächenverfestigung KV, Kapitel 4.3.4, Tabelle 4.3.5

Der Randschichtfaktor  $K_V$  berücksichtigt den Einfluss einer Randschichtverfestigung auf die Ermüdungsfestigkeit.

## 49.4 Werkstoffe

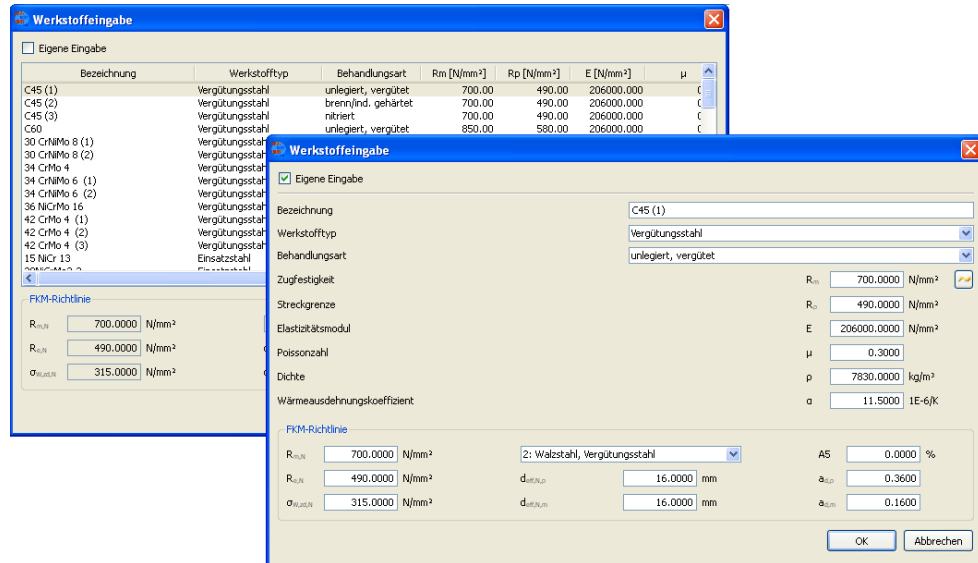


Abbildung 49.6: Werkstoffmaske Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen

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-68) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

### 49.4.1 Rauigkeit

Der Rauigkeitsfaktor 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  $R_z$  und der Zugfestigkeit  $R_m$  des Werkstoffes dargestellt; für polierte Oberflächen hat er den Wert 1.0. Für Walz-, Schmied- und Gussstahl gilt die mittlere Rauheit  $R_z=200\mu\text{m}$ .

## 49.4.2 Einstellungen

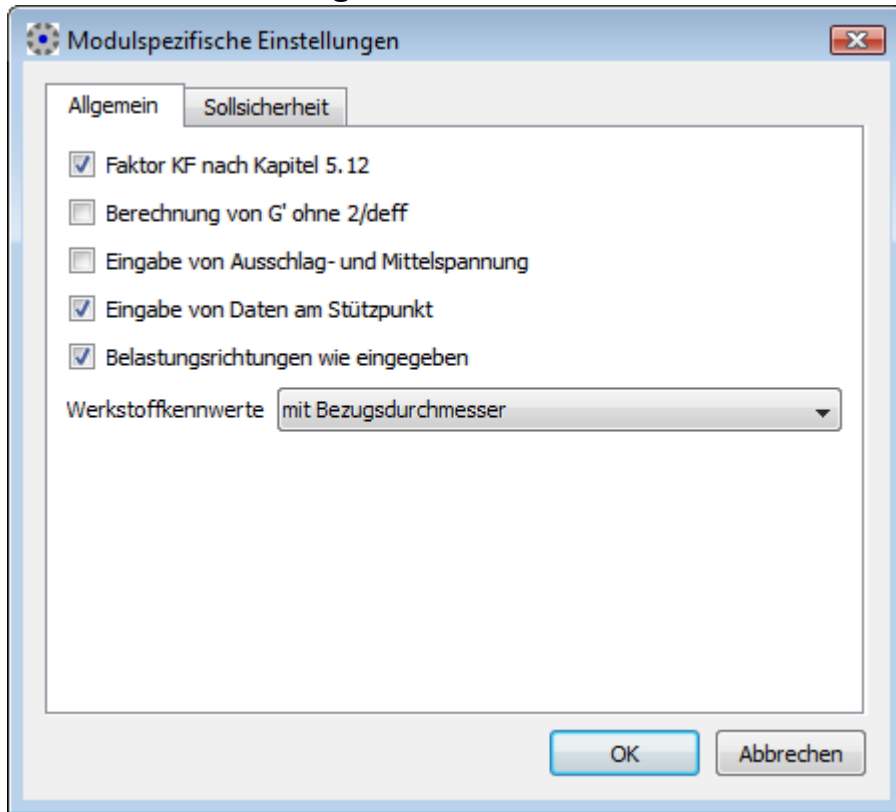


Abbildung 49.7: Einstellungen

### 49.4.2.1 Allgemeine Einstellungen

Die Verweise beziehen sich auf Kapitel in der FKM-Richtlinie.

#### **Faktor KF nach Kapitel 5.12, Kapitel 4.3.1**

Kerbwirkungszahl als Schätzwert, um bei örtlichem Spannungskonzept eine dem Nennspannungskonzept entsprechende Auswirkung des Rauigkeitsfaktors zu erhalten.

Flag gesetzt: Kf wird nach Kapitel 5.12 bestimmt.

Flag nicht gesetzt: Es wird Kf nach Tabelle 4.3.1 verwendet.

#### **Berechnung von G ohne 2/deff, Kapitel 4.3.2.1**

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 4.3.17. 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 4.3.17 bestimmt.

Flag nicht gesetzt: das Spannungsgefälle wird mit dem zweiten Term der Formel 4.3.17 bestimmt.

### **Eingabe von Ausschlag- und Mittelspannung**

Ist der Flag aktiviert, so erfolgt die Eingabe der Spannungen in der Hauptmaske über Mittel- und Ausschlagspannung.

### **Eingabe von Ausschlag- und Mittelspannung**

- ⚙ **Werkstoffwerte bei Bezugsdurchmesser:**  
Werte aus Datenbank (bei Bezugsdurchmesser) übernommen und mit K1 beaufschlagt
- ⚙ **R<sub>m</sub>, R<sub>p</sub> grössenabhängig aus Datenbank, sigW bei Bezugsdurchmesser:**  
R<sub>m</sub>, R<sub>p</sub> werden grössenabhängig aus Datenbank gelesen (ohne K1), Wechselfestigkeit wird bei Bezugsdurchmesser übernommen und mit K1 beaufschlagt
- ⚙ **R<sub>m</sub>, R<sub>p</sub> grössenabhängig aus Datenbank, sigW konstant:**  
Wechselfestigkeit nicht mit K1 beaufschlagt, korrekter Wert muss in Datenbank stehen
- ⚙ **R<sub>m</sub>, R<sub>p</sub> grössenabhängig aus Datenbank, sigW aus R<sub>m</sub> berechnet:**  
Wechselfestigkeit wird aus R<sub>m</sub> berechnet, R<sub>m</sub> steht grössenabhängig in Datenbank, Umrechnung nach FKM

### **Eingabe von Daten am Stützpunkt, Kapitel 4.3.2.1, Formel 4.3.17, Fussnote 12 (Seite 110)**

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 4.3.17 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  $2/d_{eff}$  oben.

#### **Belastungsrichtung wie angegeben, Kapitel 4.1.0, 5.10**

Flag gesetzt: Die Berechnung wird für synchrone Spannungen durchgeführt.

Flag nicht gesetzt: Die Berechnung wird für nicht-synchrone Spannungen durchgeführt. Es darf angenommen werden, dass diese Vorgehensweise auf der sicheren Seite liegt.

#### **Auswahl von Werkstoffdaten, Kapitel 3.2.1**

Die Bauteil-Normwerte  $R_m$  und  $R_p$  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 "Allgemeine Einstellungen", letzter Absatz.

#### 49.4.2.2 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  $P_0=97.5\%$  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.

| Modulspezifische Einstellungen                            |                       |
|-----------------------------------------------------------|-----------------------|
| Sollsicherheit                                            |                       |
| Schadensfolgen                                            | hoch                  |
| Häufigkeit der Last                                       | hoch                  |
| Durchführung von Inspektionen                             | nicht regelmässig     |
| Prüfung von Gussteilen                                    | nicht zerstörungsfrei |
| <input checked="" type="checkbox"/> Sicherheiten eingeben |                       |
| Statische Sicherheit gegen Bruchgrenze                    | $j_m$ 2.0000          |
| Sicherheit Zeitstandfestigkeit Bruch                      | $j_{mt}$ 1.5000       |
| Statische Sicherheit gegen Fließgrenze                    | $j_p$ 1.5000          |
| Sicherheit Zeitstandfestigkeit Fließen                    | $j_{pt}$ 1.0000       |
| Sicherheitszahl (Dauerfestigkeit)                         | $j_D$ 1.5000          |

Abbildung 49.8: Auswahl der Sicherheiten nach Werkstück- und Lasteigenschaften

- $j_{mt}$  Sicherheitsfaktor gegen die Zeitstandfestigkeit
- $j_p$  Sicherheitsfaktor gegen die Fließgrenze
- $j_{pt}$  Sicherheitsfaktor gegen die Zeitdehngrenze
- $j_D$  Sicherheit gegenüber der Dauerfestigkeit





# Kapitel 50

## 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. 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' 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.

The screenshot displays the 'Hauptmaske der Hertzschen Pressung' (Main Mask of Hertzian Pressure) software interface. It is divided into three main sections on the left for data entry, and a 3D diagram on the right.

- Betriebsdaten (Operating Data):**
  - Konfiguration (Configuration):** A dropdown menu set to 'Kugel - Kugel' (Sphere - Sphere).
  - Normalkraft (Normal Force):** A text input field showing  $F_N = 100.0000$  N, with a unit icon.
- Körper 1 (Body 1):**
  - Werkstoff (Material):** A dropdown menu set to 'C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet'.
  - Durchmesser (Diameter):** A text input field showing  $D_1 = 25.0000$  mm.
- Körper 2 (Body 2):**
  - Werkstoff (Material):** A dropdown menu set to 'C45 (1), Vergütungsstahl, unlegiert, vergütet'.
  - Durchmesser (Diameter):** A text input field showing  $D_2 = 50.0000$  mm.

On the right, a 3D diagram illustrates two spheres of different sizes in contact. The larger sphere has diameter  $D_2$  and the smaller one has diameter  $D_1$ . The contact area is shown as an ellipse with semi-axes  $a$  and  $b$ . The principal planes I and II are indicated by dashed lines.

Abbildung 50.1: Hauptmaske der Hertzschen Pressung

In der Hauptmaske der Hertzschen Pressung (siehe Abb. 50.1) kann die Normalkraft, die Konfiguration, sowie die Durchmesser (zusätzlich bei Linienberührung die tragende Länge  $l_{eff}$ ) 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

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.

# Kapitel 51

## 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 50150 Ausgabe 10/2000. Die Umwertung ist für un- und niedriglegierte Stähle und Stahlguss gültig. 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.

| Härteumrechnung nach DIN 50150 |                                                     |          |                   |                                  |
|--------------------------------|-----------------------------------------------------|----------|-------------------|----------------------------------|
| Zugfestigkeit                  | $R_m$                                               | 260.0000 | N/mm <sup>2</sup> | <input checked="" type="radio"/> |
| Vickershärte                   | Diamantpyramide 136°, F=98N                         | 81.6667  | HV                | <input type="radio"/>            |
| Brinellhärte                   | Stahlkugel, $0.102 \cdot F/D^2 = 30 \text{ N/mm}^2$ | 77.5667  | HB                | <input type="radio"/>            |
| Rockwellhärte                  | Kugel 1/16"o, F=980N                                | 13.6667  | HRB               | <input type="radio"/>            |
|                                | Kugel 1/16"o, F=588N                                | 0.0000   | HRF               | <input type="radio"/>            |
|                                | Diamantkegel 120°, F=1471N                          | 0.0000   | HRC               | <input type="radio"/>            |
|                                | Diamantkegel 120°, F=588N                           | 0.0000   | HRA               | <input type="radio"/>            |
|                                | Diamantkegel 120°, F=980N                           | 0.0000   | HRD               | <input type="radio"/>            |
|                                | Diamantkegel 120°, F=147N                           | 0.0000   | HR15N             | <input type="radio"/>            |
|                                | Diamantkegel 120°, F=294N                           | 0.0000   | HR30N             | <input type="radio"/>            |
|                                | Diamantkegel 120°, F=441N                           | 0.0000   | HR45N             | <input type="radio"/>            |

Berechnen Abbrechen

Abbildung 51.1: Eingabemaske der Härte-Umrechnung

Der Geltungsbereich der verschiedenen Verfahren wird wie folgt eingegrenzt:

- ⚙ Zugfestigkeit  $R_m$ : 255...2180 N/mm<sup>2</sup>
- ⚙ 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

**Teil** ***VIII***  
**KISSsys**

# **Kapitel 52**

## **KISSsys: Systeme von Berechnungen**

## 52.1 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.

### 52.1.1 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.

### 52.1.2 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  $360^\circ$  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.



KISSsoft-Berechnungen, rot 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.

## 52.2.2 Die Diagrammansicht

In der Diagrammansicht (rechts in → Abbildung auf Seite VIII-5) 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 Pop-up-Menü wie bei der Baumansicht zur Verfügung. Der Zoomfaktor kann mit den Tasten '+' und '-' sowie dem Kontextmenü mit der rechten Maustaste verändert werden.

### 52.2.3 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 grauem Hintergrund. 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.

### 52.2.4 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`), werden die Elemente im 3D-Viewer `PARTgear` erzeugt und 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.

### 52.2.5 Die Ausgabe von Meldungen

Im unteren Bereich (siehe → Abbildung auf Seite VIII-5) 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.

## 52.3      **Erweiterte Funktionalität für Entwickler**

Für Entwickler stehen neben der bereits beschriebenen Funktionalität weitere Funktionen zur Verfügung.

- ⚙ Eine Vorlagendatei kann unter `Datei>Vorlagendatei öffnen` geöffnet werden. 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 dem Klassenbaum oder 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.

### 52.3.1 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.

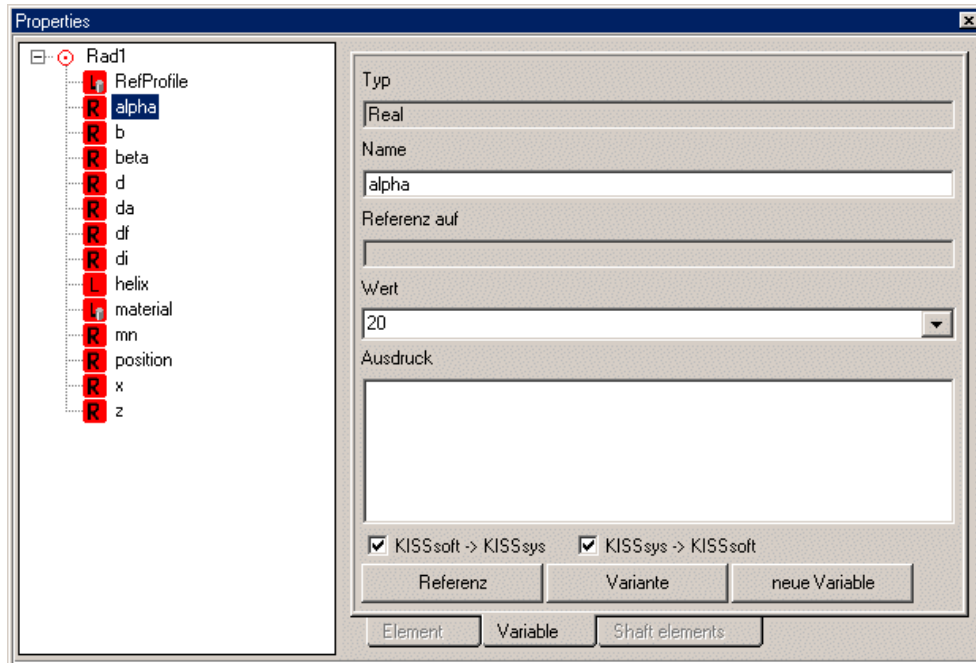


Abbildung 52.2: Der KISSsys Eigenschaften Dialog

In Abb. 52.2 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 VIII-12).
- ⚙ **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 VIII-13). Bei Varianten (siehe Seite VIII-13) 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 VIII-19). Der Wert wird aufgrund des Ausdrucks 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.

### 52.3.2 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 Elementen 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.



## 52.4 Die vorhandenen Elemente

### 52.4.1 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 Auswahlliste 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.

### 52.4.1.1 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.

### 52.4.1.2 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.

## 52.4.2 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 Hintergrund 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 Sollsi-cherheit/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.

#### 52.4.2.1 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.

### 52.4.2.2 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 `kSoft-Calculate` aufgerufen werden.

### 52.4.2.3 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 Zahnradern muss darauf geachtet werden, dass die Reihenfolge der Räder übereinstimmt.

### 52.4.3 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.
- ⚙ **kSysCentricLoad:** Eine zentrische Last. In KISSsys wird immer ein Drehmoment ( $T_y$ ) 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.

## 52.4.4 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.

tiviert werden. Es ist ausserdem möglich einen Schlupf vorzugeben, z.B. für Lamellenkupplungen oder Synchronisierungen. Das Moment in der Verbindung wird standardmässig berechnet, es kann aber auch vorgegeben werden.

- ⚙ **kSysBeltConstraint:** Eine Verbindung zwischen Riemenscheiben. Die Übersetzung wird aus dem Durchmesser Verhältnis 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:  $n_1 - d_2/d_1 \cdot n_2 = \text{slip}$

Über die Funktion `setCon-`

`fig(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])`

### 52.4.5 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.

### 52.4.6 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.

## 52.5 Programmierung im Interpreter

Es steht eine Programmiermöglichkeit in Ausdrücken von Variablen und in Funktionen zur Verfügung.

### 52.5.1 Ausdrücke in Variablen

Die Programmiermöglichkeit in Ausdrücken ist eingeschränkt. So dürfen keine lokalen Variablen verwendet werden.

Zwischen den Datentypen sind die Operatoren nach Tabelle 52.1 definiert. Ausserdem stehen eine Reihe mathematischer Funktionen zur Verfügung, sie sind in Tabelle 52.2 aufgelistet.

| Datentyp | Operationen                                          | Beschreibung                                                                                                 |
|----------|------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Real     | +, -<br>*, /<br><, >, =, !=, >=, <=, ><br>!, AND, OR | Addition und Subtraktion<br>Multiplikation und Division<br>Vergleichsoperatoren<br>logische Operatoren       |
| String   | +, LEN<br><, >, =, !=, >=, <=, >, !                  | Verkettung und Längenoperator<br>Vergleichsoperatoren                                                        |
| Punkt    | +, -<br>*, **<br>:x, :y, :z<br>LEN                   | Addition und Subtraktion<br>Skalar- und Vektormultiplikation<br>Zugriff auf Komponenten<br>Länge des Vektors |
| Array    | [], +, LEN                                           | Indizierung, Verkettung und Längenoperator                                                                   |

Tabelle 52.1: Zulässige Operatoren für Datentypen

|                             |                                                      |
|-----------------------------|------------------------------------------------------|
| <code>abs(x)</code>         | liefert den Betrag von x                             |
| <code>sign(x)</code>        | liefert das Vorzeichen von x (+1, -1 oder 0 bei x=0) |
| <code>min(a, b, ...)</code> | liefert den kleinsten Wert der Argumente             |
| <code>max(a, b, ...)</code> | liefert den grössten Wert der Argumente              |
| <code>a_r(x)</code>         | Umrechnung von Grad in Bogenmass                     |
| <code>r_a(x)</code>         | Umrechnung von Bogen in Gradmass                     |
| <code>sin(x)</code>         | sin von x im Bogenmass wird berechnet                |



|                         |                                                 |
|-------------------------|-------------------------------------------------|
| <code>sinh(x)</code>    | sinh von x wird berechnet                       |
| <code>asin(x)</code>    | arcsin von x wird berechnet                     |
| <code>cos(x)</code>     | cos von x im Bogenmass wird berechnet           |
| <code>cosh(x)</code>    | cosh von x wird berechnet                       |
| <code>acos(x)</code>    | arccos von x wird berechnet                     |
| <code>tan(x)</code>     | tan von x im Bogenmass wird berechnet           |
| <code>tanh(x)</code>    | tanh von x wird berechnet                       |
| <code>atan(x)</code>    | arctan von x wird berechnet                     |
| <code>atan(y, x)</code> | arctan von y/x wird berechnet                   |
| <code>exp(x)</code>     | e hoch x wird berechnet                         |
| <code>ln(x)</code>      | der natürliche Logarithmus von x wird berechnet |
| <code>log(x)</code>     | der dekadische Logarithmus von x wird berechnet |
| <code>sqrt(x)</code>    | Quadratwurzel von x wird berechnet              |
| <code>pow(x, y)</code>  | x hoch y wird berechnet                         |
| <code>fmod(x, y)</code> | x Modulo y wird berechnet                       |

Tabelle 52.2: 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
```

## 52.5.2 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();
```

Variablenamen 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.

### 52.5.3 Wichtige Servicefunktionen

|                          |                                                                  |
|--------------------------|------------------------------------------------------------------|
| OBJ_GetChildren()<br>( ) | 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()<br>( )  | liefert die Variable des aktuellen oder übergeordneten Objektes. |

Tabelle 52.3: Wichtige Servicefunktionen

### 52.5.4 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 Verhältnis 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.

#### 52.5.4.1 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 EditText 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 EditText für die Eingabe einer Ganzzahl zur Verfügung.

[C:VDGL\_Int,Prompt\_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 EditText für die Texteingabe zur Verfügung.

[C:VDGL\_Str,Prompt\_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, dass 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\_StrComE, Prompt\_str, [Eintr\_str], Vor\_str/[Ind\_n]]

- ⚙ vergleiche IntComboBox

⚙ Rückgabewert: Der Rückgabewert ist der Eingabestring.

**CodeKnopf:**

**ServiceKnopf:**

#### 52.5.4.2 Anwendungsbeispiel eines variablen Dialoges

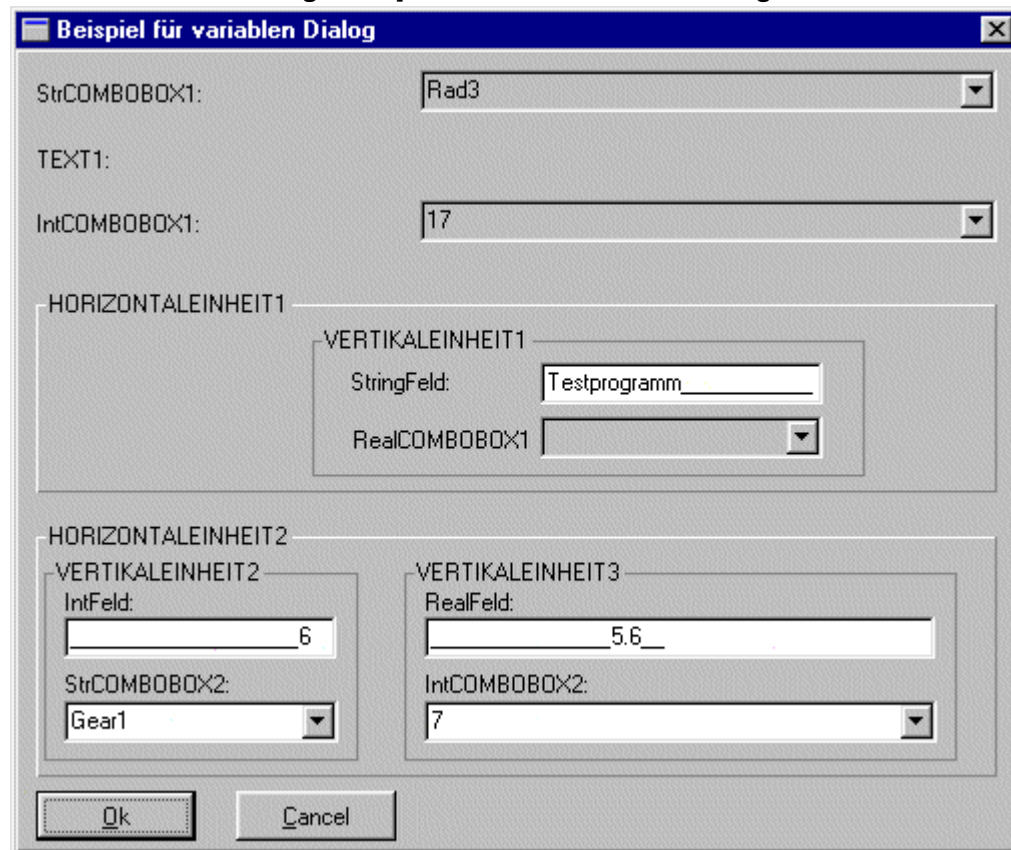


Abbildung 52.3: Beispiel für variablen Dialog

Im folgenden wird als Beispiel der Programmcode für den variablen Dialog in Abbildung 52.3, in dem möglichst viele Elemente verwendet wurden, angegeben:

```
//DEKLARATION DER VARIABLEN
VAR res,result1,result2,result3,result4,result5,fullResult;
res = CADH_VarDialog(['Beispiel für variablen Dialog',500,400,0.4],
[C:VDLG_StrCom,'StrCOMBOBOX1:',['Rad1','Rad2','Rad3'],[2],0],
[C:VDLG_Prompt,'TEXT1:',30],
[C:VDLG_IntCom,'IntCOMBOBOX1:',[12,17,19],17,0,0,1],

//HORIZONTAL EINHEIT MIT EINER VERTIKALEINHEIT
```



```

[C:VDLG_HORZ, 'HORIZONTAL EINHEIT1', 20, 10,
 [
  //Achtung Klammerung nicht veressen
  [C:VDLG_VERT, 'VERTIKALEINHEIT1', [0.3, 0.9], 0.4,
   [
    [C:VDLG_Str, 'StringFeld:', 'Testprogramm'],
    [C:VDLG_RealComE, 'RealCOMBOBOX1', [5.3, 7.1, 9.1], 2]
   ],
   1,
   20
  ]
 ] //Achtung Klammerung nicht vergessen
],

//HORIZONTAL EINHEIT MIT ZWEI VERTIKALEINHEITEN
[C:VDLG_HORZ, 'HORIZONTAL EINHEIT2', 10, 10,
 [
  [C:VDLG_VERT, 'VERTIKALEINHEIT2', [0.01, 0.35], -1,
   [
    [C:VDLG_Int, 'IntFeld:', 6],
    [C:VDLG_StrComE, 'StrCOMBOBOX2:', ['Gear1', 'Gear2'], [0]]
   ],
   ],
   10
  ],
 ]

[C:VDLG_VERT, 'VERTIKALEINHEIT3', [0.4, 1], -1,
 [
  [C:VDLG_Real, 'RealFeld:', 5.6, 0, 0, 3],
  [C:VDLG_IntComE, 'IntCOMBOBOX2:', [5, 7, 9], 7]
 ]
 ]
]

);

//In res[0] steht 1 falls OK gedrückt wurde 0 sonst
IF res[0] THEN

  //BEISPIEL WIE DIE RESULTATE ZURÜCKGELESEN WERDEN KÖNNEN
  result1 = res[1]; //res[1]= Rad3
  result2 = res[2]; //res[2]= TEXT1
  result3 = res[3]; //res[3]= 17
  result4 = res[4]; //res[4]= [['Testprogramm', 5.3]]
  result5 = res[5]; //res[5]= [[6, 'Gear1'], [5.6, 7]]
  fullResult=res;
  //res=['Rad3', 'TEXT1', 17, [['Testprogramm', 5.3]], [[6, 'Gear1'], [5.6, 7]]]

  CADH_Message(fullResult);
ENDIF

```

### 52.5.4.3 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<br>WM_INITDIALOG | keine          |
| Combobox    | Selektion<br>CBN_SELCHANGE       | aktueller Wert |
| Eingabefeld | Feld verlassen<br>WM_KILLFOCUS   | aktueller Wert |
| Druckknopf  | aktiviert<br>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        |
|---------------|------------------------------|------------------|
| VDLG_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 angegeben wird, wird der Wert des Eingabefeldes zurückgegeben. Die Rückgabe erfolgt als Array mit so vielen Elementen wie Übergabeparametern.

### 52.5.5 Definition von 2D Grafiken

In KISSys 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.

#### 52.5.5.1 Die Definition des Achsensystem (af)

Mindestens ein Achsensystem 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 , | exponential_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 die 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.

### 52.5.5.2 Die Definition einer XY-Linien Grafik (dg\_l)

Für eine XY-Linien Grafik wird die folgende Information benötigt:

```
group_type_n , [ dataarray_x_r ] , [ dataarray_y_r ] , [ | linename_str , |
|linecolour_str/array , | linestyle_n ] , | assignaxis_n
```

wobei :

- ⚙ **group\_type** : = 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

### 52.5.5.3 Die Definition einer Balkengrafik (dg\_b)

Für eine Balkengrafik gilt folgende Definition für eine Gruppe von Daten:

```
group_type_n , [ dataarray_1_r , ... , |dataarray_n_r ] , [ barcolour_str/array ] , | bargroupname_1_str , [ | barelementlabel_1_str , ... ,
barelementlabel_1_str ] , | barclass_n
```

Wobei :

- ⊗ **groupype** := 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.

#### 52.5.5.4 Die gesamte Definition

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_1_1] , ..., | [ dg_1_ 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.

#### 52.5.5.5 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 erfolgt über die Funktion `Refresh` im Menü oder dem Grafikfenster.

**Teil *IX***  
**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, 2001, Japan.
- [3] Basstein G., Sijtsma 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 732-1 (Entwurf): Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl, DIN Taschenbuch 24, Beuth Verlag Berlin, 1995
- [8] DIN 732-2 (Entwurf): Thermische Bezugsdrehzahl, DIN Taschenbuch 24, Beuth Verlag Berlin, 1995
- [9] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen. Oktober 2000
- [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, 2003
- [12] DIN 2092: Tellerfedern: Berechnung. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2006
- [13] DIN 2093: Tellerfedern: Masse, Qualitätsanforderungen. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2003
- [14] DIN 2095: Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten: Gütevorschrift für kaltgeformte Druckfedern. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2003
- [15] DIN 2096: Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben: Gütevorschrift für warmgeformte Druckfedern. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2003
- [16] DIN 2097: Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten: Gütevorschriften für kaltgeformte Zugfedern. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2003

- [17] DIN 2194: Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben: Kaltgeformte Drehfedern (Schenkelfedern), Gütenorm. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2003
- [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 Dez. 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. 1998
- [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, Beuth Verlag Berlin, 2003
- [31] DIN EN 13906-2: Zugfedern: Berechnung und Konstruktion. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2003
- [32] DIN EN 13906-3: Drehfedern: Berechnung und Konstruktion. DIN Taschenbuch 29, Beuth Verlag Berlin, 2003
- [33] DIN 31652: Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Bereich. DIN Taschenbuch 198, Beuth Verlag Berlin, 1991
- [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] Eschmann P.: Die Wälzlagerpraxis. R.Oldenburger Verlag München, 1978
- [40] FAG: Standardprogramm. Katalog WL 41510, 3. Ausgabe 1995
- [41] FKM 183: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. VDMA Verlag Frankfurt, 5. Auflage, 2003
- [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. Ausgabe 1996
- [45] ISO/DIS 10300: Calculation of load capacity of bevel gears. Teil 1,2,3. Entwurf 1993
- [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, Sepp: 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] Petersen D.: Auswirkung der Lastverteilung auf die Zahnfußtragfähigkeit von hoch überdeckenden Stirnradpaarungen, Dissertation Braunschweig (Prof. Roth), 1989
- [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. Februar 2003
- [76] VDI 2545: Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen. Ausgabe 1981

[77] KISSsoft: Klassische Anleitungen zu den Berechnungsmodulen: KISSsoft Gear Pump Analysis, Hombrechtikon, 2005

[78] Basstein G., Sijtsma A.: Neue Entwicklung bei Auslegung und Fertigung von Kronenrädern. Antriebstechnik, 32(1993), Nr.11

[79] Karlheinz Roth, Evolventen-Sonderverszahnungen zur Getriebeverbesserung, Springer, 1998

[80] Hoechst High Chem, Technische Kunststoffe - Berechnen, Gestalten, Anwenden, B.2.2, Hoechst AG, 1992

# 1

13.3 Festigkeit • II-162

1KISSsoft über AddIn aufrufen • I-114

# 2

2.1 Lizenzdatei herunterladen • I-4, I-5, I-6, I-7

# 3

32.4 Auftretende Flankenpressung • IV-78

35.2.12.1 Lastverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel • IV-68

35.2.12.2 Häufigkeit der Lastspitze • IV-68

3D-Export • II-255

3D-Schnittstelle zu Autodesk Inventor • I-116

3D-Schnittstelle zu CATIA • I-135

3D-Schnittstelle zu ProEngineer • I-132

3D-Schnittstelle zu Solid Edge • I-109

3D-Schnittstelle zu Solid Works • I-102

3D-Schnittstelle zu ThinkDesign • I-137

3D-Schnittstelle zu Unigraphics NX • I-121

3D-Schnittstellen • I-97

# A

Abgeführte Wärmeströme • III-76

Abkürzungen in der Zahnradberechnung • II-21, II-266

Abstände bei exzentrischer Verspannung / Belastung • IV-118

Abstreiffestigkeit • IV-124

Abwälzen mit Gegenrad • II-92

Achsabstand • II-9, II-11, II-202, II-221, VI-21, VI-35

Achsabstand npb • VI-8

Achsabstandstoleranzen • II-63

Achsversatz • II-155

Achswinkel • II-154, II-187, II-214, II-223

Addin (Menüpunkte im CAD) • I-118, I-122

Addin-Funktionen (Aufrufe) • I-106, I-114, I-119, I-124

AGMA 925 • II-110, II-239

Aktivieren von Elementen • III-13

Allgemein • II-127, II-145, II-194, II-195, II-213

Allgemeine Eingaben • III-62

Allgemeine Einstellungen • VII-18

Allgemeines • I-1, IV-58, VII-4, VIII-3

Analog DIN 3991, Methode B • II-190  
Analog ISO 10300, Methode B • II-190  
Ändern von Eigenschaften der Elemente • III-13  
Anforderungen an Fremdprogramm • I-88  
Annahmen für die Berechnung • V-26  
ANSI 92.1 und ISO4156/ANSI 92.2M • IV-70  
Anteilfaktor • IV-40, IV-52, IV-90  
Antworten auf häufige Fragen • II-257, III-112, IV-143  
Antworten zur Festigkeitsberechnung • II-262  
Antworten zur Geometrieberechnung • II-258  
Anwendungsbeispiel eines variablen Dialoges • VIII-27  
Anwendungsbereich der FKM-Richtlinie • VII-4  
Anwendungsfaktor • II-17, II-20, II-164, II-191, II-207, II-227, IV-14, IV-26, IV-36, IV-48, **IV-65**, IV-76, IV-86, VI-32  
Anwendungsfaktor  $f_{l\ npb}$  • VI-7  
Anwendungsfaktor und Summand für Arbeits • VI-20  
Anzahl berechnen • V-35  
Anzahl Eigenfrequenzen • III-24  
Anzahl Knickfälle • III-24  
Anzahl Radialdichtringe Schneckenwelle • II-209  
Anzahl Stränge • VI-31  
Anzeige der Grafik • VIII-32  
Anziehverfahren • IV-113  
Art der Korrektur • II-66, II-194  
Art der Schraubenverbindung • IV-112  
Art des Lastkollektivs • II-142  
Aufbau von KISSsys • VIII-3  
Auf tretende Flankenpressung • IV-38, IV-50, IV-79, IV-88  
Ausdrücke in Variablen • VIII-10, VIII-19  
Ausfallwahrscheinlichkeit • III-32, III-86  
Ausführung des Federkörpers • V-25  
Ausgabedatei • I-89  
Auslegung • III-56  
Auslegung Lagerspiel • III-101  
Auslegungen • II-58, II-114, II-133, II-186, II-196, III-109, IV-11, IV-21, IV-33, IV-44, IV-56, IV-82, IV-94, IV-100, IV-140, V-9, V-20, V-29, V-43  
Auslegungen: • VI-27  
Aussagekraft der Lebensdauerberechnung • VII-7  
Aussendurchmesser und Kopfkahlradius • II-205  
Äussere Kräfte und Massen • III-18  
Auswahl der Bauteilform • VII-11  
Auswahl des Wälzlagertyps • III-68  
Auswertung • II-242  
Automatisch • II-81  
Axial-/Stirnmodul • II-201  
Axiales Verspannen mit Mutter • IV-15  
Axialspiel • III-31

**B**

- Basisdaten • II-7, II-48, II-49, II-103, II-182, II-201, II-220, III-23, IV-60
- Bauform • II-146, II-149
- Beanspruchungsfall • III-51
- Beanspruchungsfälle • VII-13
- Bearbeitung • II-57, II-58, II-65
- Bedingungsabfrage IF ELSE END • I-42, I-63
- Bei Geometriefehlern weiterrechnen • II-63**, II-128
- Beispiel
  - Pressverband-Berechnung • I-77, I-86, I-90
- Beispiel für den Aufruf aus Excel • I-94
- Beiwerte f<sub>0r</sub> und f<sub>1r</sub> • III-76
- Benutzerdefinierte Einstellungen • I-21
- Berechnen und Protokollieren • I-44, I-54
- Berechnung • III-108
- Berechnung der Axialkräfte bei Lagern mit O- und X-Anordnung • III-88
- Berechnung der Flankensicherheit • II-131, II-213
- Berechnung der Lebensdauer mit Lastkollektiven • III-84
- Berechnung der thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl • III-77
- Berechnung der thermischen Bezugsdrehzah • III-76
- Berechnung der volumenspezifischen Wärme • III-110
- Berechnung des Fördervolumens der Zahnradpumpen • II-136
- Berechnung mit Betriebsachsabstand und Profilverschiebung gemäss Herstellung • II-135
- Berechnung mit Normalmodul anstatt mit Axialmodul • II-201, II-215
- Berechnung mit verbesserten Formeln (abweichend von der Norm) • II-216
- Berechnung nach Klingelnberg, Gleason und Oerlikon • II-146, II-160
- Berechnung nach Methode B oder C (DIN 3990, 3991) • II-263
- Berechnung von Stirnrädern, welche mit Werkzeugen nach DIN 3972 hergestellt werden • II-260
- Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit Durchmesserzentrierung • IV-58
- Berechnungen • II-53**, II-55, II-57, II-134, II-176, II-215
- Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen • I-107, I-115, I-120
- Berechnungsdatei öffnen • I-130
- Berechnungselemente • VIII-13
- Berechnungsgrundlagen • II-5, II-145, II-178, II-200, II-219, IV-58
- Berechnungsprotokolle • I-54
- Berechnungsvariablen • I-60
- Berechnungsverfahren der thermisch zulässigen Bezugsdrehzahl nach DIN 732-2 • III-77
- Berechtigungen • I-13
- Bereichstabellen • I-78
- Berührlinie (Kronenrad) • II-247
- Beschränkung der Fusskreisdurchmesser • II-119
- Beschränkung der Kopfkreisdurchmesser • II-119
- Beschränkung der Zähnezah • II-119
- Beschreibung der öffentlichen Schnittstelle • I-83
- Bestimmung der Fresslaststufe (Ölspezifikation) • II-265

Betriebsdaten • IV-103  
Betriebsflankenspiel • II-106  
Bewertung • II-139, II-233  
Bezugsprofil • II-50, II-56, II-136  
Bezugsprofil berechnen • II-92  
Bibliographie und Index • IX-1  
Biegekritische Drehzahlen • III-40  
Biegespannungswerte • V-24  
Blitztemperatur • II-243  
Bolzen und Stifte • IV-95  
Breiten- und Umfangsfaktor • IV-68  
Breitenballigkeit • II-72, II-78  
Breitenlastfaktor • II-21, II-191  
Breitenversatz • II-185

## C

COM Schnittstelle • I-93

## D

Darstellung von Elementen in 3D-Grafik • VIII-17  
Das aktive Arbeitsprojekt • I-9, I-12, I-29, I-47, I-49, I-50  
Das Infofenster • I-30, I-42  
Das Meldungsfenster • I-29, I-45  
Das Resultatefenster • I-29, I-41, I-53  
Dateien hinzufügen und entfernen • I-48  
Daten der Keilriemen npb • VI-4  
Datenbankeinträge einsehen • I-70, I-73  
Datenbankeinträge verwalten • I-70, I-73  
Datenbanktool und externe Tabellen • I-68, II-18, II-56, II-227, III-43, IV-9, IV-19, IV-31, IV-42, IV-54, IV-69, IV-80, IV-92, IV-98, IV-135, IV-144, V-7, V-17, V-27, V-34, VII-17  
Dauerfestigkeitsbereich • II-141  
Definition der Aussenkontur • III-11  
Definition der Innenkontur • III-12  
Definition der Nebenelemente • III-13  
Definition eigener Standarddateien • I-12, I-26, I-47, I-88  
Definition von 2D Grafiken • VIII-30  
Definition von Eingabe und Ausgabe • I-87  
Definitionen in [CADEXPORT] • I-16  
Definitionen in [CATIA] • I-18  
Definitionen in [INTERFACES] • I-17  
Definitionen in [INVENTOR] • I-18  
Definitionen in [LICENSE] • I-16, I-24  
Definitionen in [PARTGEAR] • I-17  
Definitionen in [PATH] • I-3, I-7, I-9, I-12, I-13, I-14, I-23, I-50, I-54, I-57  
Definitionen in [PROENGINEER] • I-19, I-134  
Definitionen in [REPORT] • I-15

Definitionen in [SETUP] • I-5, I-6, I-7, I-10, I-11, I-15  
 Definitionen in [SOLIDDESIGNER] • I-19  
 Definitionen in [SOLIDEDGE] • I-17, I-109  
 Definitionen in [SOLIDWORKS] • I-18, I-100  
 Definitionen in [THINK3] • I-19  
 Der Eigenschaften-Dialog • VIII-9  
 Der Modulbaum • I-28  
 Der Projektbaum • I-12, I-26, I-29, I-46  
 Details der Festigkeit • II-30, II-167, II-208  
 Details der Festigkeit (AGMA) • II-17, II-30, II-42  
**Details der Festigkeit definieren • IV-65, IV-67**  
 Details der Geometrie • II-14, II-160, II-187, II-204, IV-64  
 Details der Geometrie definieren • II-223  
 Dialogelemente für den variablen Dialog • VIII-23  
 Dialogfenster Schleifscheibe für Rad n definieren • II-65  
 Dickenfaktoren aus dem Wellendurchmesser • III-62  
 Die 3D-Ansicht • VIII-7  
 Die Ausgabe von Meldungen • VIII-7  
 Die Baumansicht • VIII-5  
 Die Benutzeroberfläche • VIII-5, VIII-6, VIII-7  
 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 1994 • III-79, III-80  
 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 2004 • III-79  
 Die Definition des Achsensystem (af) • VIII-30  
 Die Definition einer Balkengrafik (dg\_b) • VIII-31  
 Die Definition einer XY-Linien Grafik (dg\_l) • VIII-31  
 Die Diagrammansicht • VIII-6  
 Die FKM Richtlinie  
     Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile • VII-7  
 Die gesamte Definiton • VIII-32  
 Die Tabellenansicht • VIII-7, VIII-10  
 Die vorhandenen Elemente • VIII-12  
 Dimensionierung • II-197  
 DIN 3967 • II-61  
 DIN 5480 • IV-70  
 DIN 58405 • II-61  
 DIN 743 (2000) • III-45  
 Distanzen auf der Schneckenwelle • II-210  
 Diverses • VII-1  
 Dockfenster • I-26, I-28, I-31  
 Drehmomentauslegung • II-235  
 Drehmomentverlauf • II-251  
 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel • IV-37, IV-49, IV-77, IV-87  
 Drehrichtung • III-9, III-10, III-25  
 Drehstabfedern • V-37  
 Drehwegabweichung • II-251  
 Drehwinkelgesteuertes Anziehen • IV-123  
 Drehzahl • III-9, III-24  
 Drehzahl/Zähnezahl/Übersetzung • VI-33  
 Druckfedern • V-2



Durchbiegung und Lagerkräfte, Kraft- und • III-35  
Dynamikfaktor • II-35, II-166  
Dynamische Tragfähigkeit • III-73

## E

Effective/Actual • IV-71  
Effektive Anzahl Keilriemen npb • VI-10  
Effektive Riemenbreite • VI-23  
Effiziente Schnittstellen • I-84  
Eigene Daten für Wöhlerlinie • III-55  
Eigene Eingabe • II-62  
Eigene Eingaben • IV-29  
Eigenfrequenzen • III-24, III-39  
Eigenschaften • I-31, I-33, I-34, I-36, III-65  
Eigenschaften der wichtigsten Lagerbaufo • III-68  
Einbinden des KISSsoft-Addin • I-118, I-122  
Einbinden des KISSsoft-Addin (Menüpunkte im CAD) • I-104, I-111  
Einflussfaktoren • IV-97  
Einführung • II-2  
Eingabe der Qualität • II-127  
Eingabe der Spannungswerte am Nachweispunkt und am Stützpunkt • VII-12  
Eingabe der Zähnezahlen mit Nachkommastellen • II-9, II-128  
Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls • II-128  
Eingabe von Wellen • III-8  
Eingabe von Wellen- oder Träger-Elemente • III-11  
Eingabedatei • I-88  
Eingabeelemente • I-42  
Eingaben zu den Basisdaten • IV-103  
Eingaben zu den Verspannten Teilen • IV-115  
Eingaben zu den Vorgaben • IV-121  
Eingriff • II-241  
Eingriffsfedersteifigkeit • II-175  
Eingriffslinie • II-78, II-101, II-251  
Eingriffswinkel im Normalschnitt • II-7, II-152, II-184, II-201, II-220  
Eingriffswinkel im Normalschnitt an • IV-61  
Eingriffswinkelmodifikation • II-69, II-74  
Einhärtetiefe • II-243  
Einheitensystem • I-11, I-26  
Einheitenumschaltung • I-42  
Einlaufkurve nach Hirn • II-89  
Einsatzmöglichkeiten von KISSsys • VIII-3  
Einschaltdauer • II-136, II-213  
Einstellungen • II-63, II-127, II-176, II-195, II-213, II-229, II-255, II-256, IV-10, IV-20, IV-32, IV-43, IV-55, IV-81, IV-93, IV-99, IV-125, IV-139, V-18, VII-18  
Einteilung der Lager • III-65  
Einzelplatzversion mit Dongle • I-5  
Einzelplatzversion mit Lizenzcode • I-6  
Elemente der Benutzeroberfläche von KISSsoft • I-25

Elemente für Wellen • VIII-15  
Elliptische Fussmodifikation • II-90  
Endrücknahme I und II • II-70, II-71, II-78  
Erstellen eines Datenbankeintrags • I-73  
Erweiterte Funktionalität für Entwickler • VIII-8  
Erweiterte Lebensdauerberechnung nach Beiblatt zu DIN ISO 281 (2007) • III-83  
Erweiterte Lebensdauerberechnung nach ISO 281 • III-28  
Erzeugung von 3D-Zahnradern • I-99, I-102, I-106, I-109, I-114, I-116, I-119, I-121, I-125, I-133, I-135, I-137  
Explizites Einlesen und Generieren von Daten • I-89  
Externe Tabellen • I-68, I-75, II-44, II-52, II-61, **II-63**, II-192, IV-60

## F

Faktor für minimale Zahndicke am Kopf • II-129  
Faktor für minimales Kopfspeil • II-129  
Federn • V-1  
Feinauslegung • II-113, II-117  
Feinwerktechnik • II-258  
Fertigungstoleranzen • II-232  
Festigkeit • II-49, III-42  
Festigkeitsberechnung bei mittlerer Toleranzlage (der Zahnform) • II-136  
Festigkeitsberechnung nach Hirn • II-225  
Festigkeitsberechnung nach Hoechst • II-225  
Festigkeitsberechnung nach ISO 6336/Niemann • II-224, II-226  
Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen • VII-3  
Festigkeitsparameter nach DIN • III-51  
Festigkeitsparameter nach FKM • III-49  
Festigkeitsparameter nach Hänchen und Decker • III-48  
Festigkeitswerte • V-4, V-12, V-23, V-32, V-40  
FKM-Richtlinie, Ausgabe 2002 • III-46  
Flankenform • II-205  
Flankenlinienkorrektur • II-21, II-78  
Flankenlinienkorrekturen • II-66, II-69  
Flankensicherheit mit  $0.85 \cdot b$  berechnen (ISO 10300) • II-168  
Flanschverbindung mit Drehmoment und Kräften • IV-105  
Flugkreisradius • II-160  
Formatierungen • I-54, I-57, I-58  
Formeleingabe und Winkeleingabe • I-42  
Formkreise aus Zahnform berechnen • II-135, II-259  
Fressen und Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad) • II-249  
Funktionalität der Software • VII-4  
Funktionalität des Servers • I-93  
Funktionen • VIII-20  
Funktionstabellen • I-76  
Fusskreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten • II-129  
Fusskreisabmasse • II-62

## G

Gangzahl des Werkzeugs • II-161  
Geforderte Lebensdauer • II-164, III-32  
Gehäuse • III-29  
Gehäusetemperatur • III-9, III-26  
Geometrie • II-48, II-148, II-240  
Geometrie der verspannten Teile • IV-115  
Geometriedaten • I-92  
Geometrie-Feinauslegung für 3 Räder • II-126  
Geometrienormen • IV-60  
Gewichtskraft berücksichtigen • III-28  
Gleitlager • III-65  
Gliederzahl • VI-37  
Globale Einstellungen - KISS.ini • I-13, I-14, I-23, I-24, I-54, I-57  
Grafik • II-125  
Grafikfenster • I-26, I-31  
Grenzabmasse • V-36  
Grenzscheissnahtbeiwert • IV-134  
Grenzscheissnahtspannung • IV-132  
Grenzwerte • V-42  
Grenzwerte der Berechnung • III-111  
Grobauslegung • II-112, II-124, II-169  
Grosse Profilverschiebung zulassen • II-128  
Grundinstallation • I-3, I-5  
Grundwerkstoffe • IV-138

## H

Hänchen & Decker • III-43, III-53  
Handbuch und Suche • I-30  
Härteumrechnung • VII-25  
Häufigkeit der Last • III-48  
Haupteingabebereich • I-37  
Hauptmaske • IV-24, IV-25, VII-11  
Helpertext-Viewer • I-30, I-38  
Herstellung • II-160  
Herstellung eines Rades • II-241  
Herstellungsart • V-14  
Herstellungsdaten auf der Zeichnung einfügen • I-126  
Herstellungsdaten einfügen • I-102, I-106, I-109, I-114, I-116, I-119  
Herstellverfahren • II-157, II-167  
Hertzsche Pressung • VII-23  
Hintergründe • VII-7  
Hinweise zur Berechnung nach Klingelnberg • II-171  
Hinweise zur Kronradberechnung • II-197  
Hinweise zur Profilkorrektur • II-78  
Höchstrehzahlen • III-82  
Hochverzahnungen oder Stirnräder mit hoher Profilüberdeckung • II-133, II-258

Höhe des Kronenrades • II-188  
Höhenballigkeit • II-68  
Hydrodynamische Axialgleitlager • III-105  
Hydrodynamische Radialgleitlager • III-89  
Hypoidräder mit Zyklo-Paloid-Verzahnung • II-171

## I

Import der Wellengeometrie • III-17  
Importieren von bestehenden KISSsoft-Berechnungen • VIII-15  
Innendurchmesser • II-188, II-224  
Inspektion von Keilriemen npb • VI-13  
Installation auf dem Server • I-6  
Installation von KISSsoft • I-2  
Interaktionen mit variablen Dialogen • VIII-28  
ISO 1328 • II-61  
ISO 6336 • II-137

## K

Kegel- und Hypoidräder • II-144  
Kegelräder mit Zyklo-Paloid-Verzahnung • II-171  
Kegelradfaktor Flanke und Fuss • II-166  
Keilriemen • VI-2  
Keilwelle • IV-34  
Kennzahl • II-174  
Kerbe an der Aussenkontur • III-114  
Kerbe an der Innenkontur • III-114  
Kerbfaktoren • III-48  
Kerbwirkungen bei Hohlwellen • III-114  
Kettenradgeometrie • VI-38  
Kettentrieb • VI-26  
Kettentyp • VI-30  
Kinematik • II-252  
KISSsoft Berechnungsmodule • I-26, I-40  
KISSsoft einrichten • I-8  
KISSsoft starten • I-22  
KISSsoft über AddIn aufrufen • I-106, I-119, I-124  
KISSsys • VIII-1  
    Systeme von Berechnungen • VIII-2  
Kleb- und Lötverbindungen • IV-136  
Kleine Anzahl Grübchen zulässig • II-34, II-167  
Knickung • III-24, III-41  
Kollektive • VII-16  
Kommentare • I-59  
Konfiguration • II-50, VI-34  
Konfigurationstool • I-21  
Konischer Press-Sitz • IV-12  
Konizität • IV-18

Konsolverbindung mit beliebiger Schraubenposition • IV-107  
Konstruierte Evolvente • II-58  
Kontextmenü • I-31, I-33, II-80  
Kopf- und Fusskegelwinkel • II-156, II-158  
Kopfeckrücknahme I und II • II-73  
Kopfformen • V-39  
Kopfhöhenkürzung • II-188, II-194  
Kopfkantenbruch zufügen • II-87  
Kopfkreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten • II-128  
Kopfkreisabmasse • II-62  
Kopfrundung zufügen • II-86  
Korrekturen • II-30, II-40, II-56, II-57, **II-64**, II-75, II-89, II-194  
Korrekturen auslegen • II-75  
Kräfte • III-18  
Kräfteberechnung bei Lagern mit Druckwinkel • III-37  
Krafteinleitung • IV-118  
Kreisbogenförmige Profilkorrektur • II-67  
Kreisbogenverzahnung • II-91  
Kreiseffekt berücksichtigen • III-29  
Kronenrad mit Stossrad erzeugen • II-92  
Kronenräder • II-177  
Kunststoff • II-130  
Kupplung • III-20

## L

Lage der Wellenachse im Raum • III-18, III-19, III-23, III-25, III-28  
Lager • III-18  
Lager mit Radial- und/oder Axialkraft • III-87  
Lagerberechnung allgemein • III-28, III-64  
Lagerbreite • III-103  
Lagerhersteller • III-32  
Lagerkraftverlauf und Richtung der Lager • II-252  
Lagerung des Getriebes • II-208  
Lagerungsbeiwert • V-6  
Lagerungsfaktor • II-165, II-191  
Lagerverlustleistung • II-208  
Längenfaktor • IV-39, IV-51, IV-89  
Laschenverbindung • IV-141  
Lastfaktor dauerfeste Berechnung • III-49  
Lastkollektiv definieren • II-20, II-30, II-141, II-164, II-165, II-226, II-227, II-234, III-47, VII-16  
Lastkollektive • III-26  
Lastverteilungsfaktor • II-34  
Lastwechselzahl • II-36, II-167, VII-14  
Lebensdauer • II-20, II-190, II-206, II-226, II-234, III-48, III-83  
Lebensdauer der Dateien • I-89  
Lehren • IV-73  
Lehrzahnrad • II-109

Leistung, Drehmoment und Drehzahl • II-29, II-165, II-192, II-207, II-227  
Lineare Kopf- und Fussrücknahme • II-67, II-69  
Lineare Profilkorrektur • II-87  
Liste verwendeter Schlüsselwörter • I-79, I-81  
Listentabellen • I-79  
Literatur • VII-5  
Literaturverzeichnis • IX-2  
Lizenz vom Netz trennen • I-24  
Lizenzierung • I-3, I-5  
Lizenzierung von KISSsoft • I-7  
Löschen eines Datenbankeintrags • I-74  
Löschen von Elementen • III-13

## M

Magnetischer Zug • III-21  
Masse • III-21  
Maximale Anzahl Lösungen • II-118  
Maximaler Lebensdauerbeiwert • III-32  
Maximallastfaktor • III-53  
Meldungen • I-45  
Menü Grafik • II-236  
Menü Protokoll • II-230  
Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste • I-26, I-28, I-29, I-30, I-47, I-48, I-51, IV-4  
Messkörperdurchmesser Welle/Nabe • IV-72  
Methode Crown Gear/ASS (DIN 3990) • II-190  
Methode ISO 6336-B/Literatur • II-189, II-190  
Mindestsicherheiten • II-173  
Minimaler Abstand zwischen 2 Planeten • II-132  
Mittlere Flächenpressung • III-93  
Modifikation für Drahterodieren • II-98  
Modifikation für Formenbau • II-97  
Modifikation für Stossrad • II-98  
Modulspezifische Eingaben • III-91  
Modulspezifische Einstellungen • III-30  
Modulverhältnis • II-156, II-170  
Mögliche Auslegungen/ Vorschläge • VI-18  
Montierbarkeit der Planeten kontrollieren • II-132

## N

Netzwerkversion mit Dongle • I-6  
Netzwerkversion mit Lizenzcode • I-7  
Neuen Schraubentyp erstellen • IV-144, IV-147  
Norm • VI-29  
Norm Zahnriemen • VI-17  
Normalkraftverlauf • II-251  
Normalmodul • II-7, II-182, II-220, IV-61  
Normalmodul (Mitte) • II-146, II-151

Normalmodulbereiche für Klingelnberg-Maschinen • II-172  
Normen der Keilriemen npb • VI-5  
Normprofile • IV-35, IV-46, IV-75, IV-84  
Notwendige Eingaben im Eingabefenster • II-118  
Nur Geometrie • II-189

## O

Oberflächenrauigkeit • III-56  
Oberflächenrauigkeit Gehäuse • III-32  
Oberflächenrauigkeit Zahnfuß • II-174  
Oberflächenverfestigung • III-53  
Oberflächenverfestigung KV , Kapitel 4.3.4, Tabelle 4.3.5 • VII-16  
Offenes Schnittstellen-Konzept in KISSsoft • I-86  
Öltemperaturen • III-100  
Operationen • II-80, II-81  
Ösenmaske • V-15

## P

Paarung Aussenrad mit Innenzahnrad mit kleiner Zähnezahldifferenz • II-259  
Passfeder • IV-22  
Planeten • II-132  
Planetenstufen • II-25  
Polygon • IV-74  
Polygoneffekt • VI-36  
Position • III-8  
Position der Spannrolle (x/y) npb • VI-12  
Position der Spannrolle x/y • VI-25  
Probleme bei der Erzeugung der 3D-Form • II-198  
Profilkorrektur • II-30, II-75, II-164  
Profilkorrekturen • II-66  
Profilverschiebungsfaktor • II-11, II-83, II-156, II-187, II-203, II-221, II-242, IV-62  
Profilverschiebungsfaktor (am Ritzel) • II-186  
Programmierung im Interpreter • VIII-19  
Progressive Profilkorrektur • II-87  
Projekte erstellen, öffnen und schliessen • I-47  
Projekteigenschaften • I-48, I-51  
Projektverwaltung • I-12, I-26, I-29, I-46  
Protokolleinstellungen • I-56  
Protokoll-Viewer • I-26, I-37, I-54  
Protokollvorlagen • I-54, I-57, I-89  
Protuberanz berücksichtigen • II-136

## Q

Qualität • II-13, II-157, II-187, II-204, II-222, IV-63  
Querschnittarten • III-16, III-57, III-113

Querschnitte • III-55, III-62

## R

Radius am Fuss • II-90

Rauhigkeit • VII-17

Rechenart • III-47

Rechenmethode • III-43

Rechenmethode Festigkeit • II-5, II-16, II-144, II-162, II-188, II-189, II-206, II-224,  
IV-65

Rechenmethoden • III-90

Referenzen • VIII-9, VIII-13

Referenzgetriebe • II-214

Referenztemperatur • II-108, III-9, III-26

Registrierung der Schnittstelle • I-136

Registrierung des Servers • I-93

Reibungsbeiwerte  $f_0$  und  $f_1$  • III-77, III-81

Reibungskoeffizient für Hypoidräder • II-176

Reibungskoeffizienten • IV-6, IV-122

Reibungsmoment • III-79

Relative Wasseraufnahme beim Quellen • II-108

Relativer Gefügefaktor (Fressen) • II-35, II-76, II-167

Resultate • II-116, II-123, II-139

Resultate einer Berechnung • I-53

Resultate und Protokolle • I-52

Resultierende Querkraft • IV-66

Riemen und Ketten • VI-1

Riemenlänge  $n_{pb}$  • VI-9

Riemenlänge und Riemenzähnezahl • VI-22

Rohmass • III-10

## S

Scheibenfeder • IV-83

Schenkelfedern • V-21

Schleife FOR • I-60, I-65

Schleifkerbe • II-40

Schmierfaktor mit Öltemperatur berechnen • II-136

Schmierfilmdicke und spezifische Filmdicke • II-239

Schmierstofftemperatur • III-26

Schmierung • II-46, III-29

Schmierungsanordnung • III-94

Schnecke im Axialschnitt einlesen • II-96

Schnecken mit Globoid-Schneckenrad • II-199

Schnittstellen zwischen Berechnungsprogrammen und CAD - Überblick • I-84

Schrägungsrichtung der Verzahnung • II-8

Schrägungswinkel • II-152

Schrägungswinkel am Teilkreis • II-8, II-185

Schrägungswinkel Teilkreis Rad 1 • II-221



Schrägungswinkelkorrektur • II-71, II-72, II-74  
Schrauben • IV-101  
Schraubendaten • IV-109, IV-112  
Schraubentypen in der Datenbank ergänzen • IV-144  
Schraubenverbindung unter Längs und Querkraft • IV-104  
Schraubenverbindung unter Längskraft • IV-104  
Schraubräder und Feinwerk-Schnecken • II-214, II-218  
Schubspannung • V-41  
Schubspannungswerte • V-5, V-13  
Schubverformung berücksichtigen • III-31  
Schutzschichtdicke Aluminium • III-50  
Schutzschichtdicke Aluminium, Kapitel 4.3.4, Bild 4.3.4 • VII-14  
Schweissnähte • IV-128  
Schweissnahtlänge • IV-130  
Schweissnahtvergleichsspannung • IV-131  
Schweissverbindungen • IV-127  
Sicherheit gegen Ermüdung/Verformung • III-51  
Sicherheit gegen Verformung/Bruch • III-49  
Sicherheiten eingeben • III-50  
Sicherheitsverläufe • II-245  
Soll-Profilüberdeckung • II-133  
Sollsicherheiten • II-29, II-113, II-138, II-165, II-192, II-207, II-216, II-227, VII-21  
Sollsicherheiten für Stirnrad-Getriebe • II-258, II-263  
Sommerfeldzahl • III-102  
Sonderverzahnung • II-260  
Spannrollen • VI-28  
Spannrollendurchmesser npb • VI-11  
Spannrollenkonfiguration • VI-19  
Spannrollenkonfiguration npb • VI-6  
Spannrollenzähnezahl • VI-24  
Spannung • III-51  
Spannungsverhältnis • III-52  
Spannungsverhältnis R • IV-68  
Spannungsverhältnisse • VII-14  
Spannungsverlauf • II-253  
Spannungsverlauf (Kronenrad) • II-248  
Spannungswerte • V-33  
Speicherorte • I-50  
Speicherorte und Bezeichnungen • I-57  
Speicherstrategien für Berechnungen • VIII-15  
Spezifisches Gleiten • II-242, II-252  
Spracheinstellungen • I-10, I-26  
Standard- und Spezialtabs • I-41, I-44, I-54, II-7, II-81  
Startparameter • I-23  
Statische Festigkeit • II-189  
Statische Tragfähigkeit • III-73  
Steifigkeitsverlauf • II-251  
Steigungswinkel am Teilkreis • II-202  
Stirnfaktor • II-35  
Stirnrad einlesen • II-86

Stirnrad mit eingelesenem Fräser erzeugen • II-83  
Stirnrad mit eingelesenem Stossrad erzeugen • II-85  
Stirnrad mit Fräser erzeugen • II-56, II-81  
Stirnrad mit Stossrad erzeugen • II-83  
Stirnräder • II-3, II-163  
Stirnradpaare • II-22  
Stossrad berechnen • II-92  
Studentenversion • I-5  
Symbolleiste und Kontextmenü • I-31, I-32  
Systemeinstellungen • VIII-18

## T

Tabellen • I-43  
Technische Hinweise (Zahnriemen) • VI-15  
Technologiefaktor • II-41  
Teilkreisdurchmesser Rad 2 • II-152  
Teilsicherheitsbeiwert • IV-133  
Teilungs-Einzelabweichung • II-174  
Tellerfedern • V-30  
Temperatur • III-9, VII-14  
Temperaturdauer • III-49, VII-14  
Testversion • I-5  
Textformatierungen • I-59  
Theoretische Eingriffssteifigkeit • II-246  
Theoretische Evolvente • II-90  
Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl • III-75  
Thermische Bezugsdrehzahl • III-75  
Toleranzeingabe • IV-5  
Toleranzen • II-57, II-60, II-136, II-212, IV-70, V-8, V-19, V-28  
Toleranzlage • III-28  
Toleranzrechnung • VII-2  
Tooltips und Statusbar • I-27, I-39, I-43, I-44, I-53  
Torsionskritische Drehzahlen • III-40  
Tragfähigkeit der Wälzlager • III-73  
Tragfaktor • IV-28  
Trägheitsmoment aus Zahnform berechnen • II-135  
Transmission accuracy level number • II-43  
Twist • II-74

## U

Überblick der verfügbaren CAD- Schnittstellen und ihre Funktionalität • I-98  
Überlagerung von Kerbwirkungen • III-62, III-113  
Übersicht zu Kegelrad Herstellverfahren und deren Bezeichnungen • II-145  
Umfang eines Protokolls • I-54, I-58  
Umgebungsichte • III-9  
Umsetzung in KISSsoft • VII-11  
Umstellung des Parameters zur Erzeugung • I-109

Ungenügende Fresssicherheit • II-264  
Unterlegscheiben • IV-113  
Unterschied zwischen der Stirnradberechnung nach ISO 6336 und DIN 3990 • II-262  
Unterschiede zwischen verschiedenen Zahnradberechnungsprogrammen • II-262  
Unterschnitt oder ungenügender Bereich der Nutzevolvente • II-259

## V

Variable Dialoge • VIII-23  
Variablen • VIII-9, VIII-12  
Variabler Aussendurchmesser der Nabe • IV-8, IV-17  
Varianten • VIII-9, VIII-13  
VDI 2737  
    Zahnkranzberechnung • II-15, II-137  
Verbindungen • IV-1  
Verbindungselemente • VIII-16  
Vereinfachte Ansicht der Zahnräder • I-107  
Vereinfachte Berechnung nach DIN 3990/ISO 6336 zulassen • II-130  
Verformung • III-63  
Vergleich der Bauformen • III-70  
Verhältnis der Zahnbreite zum Achsabstand • II-134  
Verhältnis der Zahnbreite zum Normalmodul • II-133  
Verhältnis der Zahnbreite zum Teilkreis Rad 1 • II-134  
Verknüpfung von Berechnungen mit Elementen • VIII-14  
Verlustleistung • II-252  
Verunreinigung • III-29  
Verwendete Dateien • I-88  
Verzahnung bei vorhandenem Grundkörper • I-102, I-109  
Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten • I-116, I-121, I-124, II-61  
Verzahnungen • I-35, II-1  
Verzahnungsqualität Kegelräder • II-173  
Verzeichnisstruktur • I-9  
Viewer mit Neutralformat-Schnittstelle • I-101  
Vorbemerkungen • I-87  
Vorgaben I • II-118  
Vorgaben II • II-116, II-120  
Vorgehen der Verzahnungserstellung • I-102, I-109, I-116  
Vorhandene Schraubenreihe erweitern • IV-144

## W

Wälzabweichungen nach DIN 58405 • II-261  
Wälzlager • III-18, III-27, III-65, III-67  
Wärmeabgebende Oberfläche • III-98  
Wärmeausdehnungskoeffizient Gehäuse • II-108  
Wärmedehnungskoeffizienten • III-92  
Wärmeentwicklung • II-253  
Wärmeübergangskoeffizient • III-99  
Wechselbiegungsfaktor • II-37, II-167

Wechselstabilitäten für neue Werkstoffe • III-115  
Welle nichtlinear • III-30  
Wellen berechnen • III-33  
Wellen definieren • III-2  
Wellen und Lager • III-1  
Welleneditor • III-6, III-33, III-54, III-55  
Wellenverbindung • IV-142  
Werkstoff • III-10  
Werkstoffe • II-44, IV-9, IV-19, IV-31, IV-42, IV-54, IV-69, IV-80, IV-92, IV-98, IV-135, V-7, V-17, V-27, V-34, VII-17  
Werkstoffe und Schmierung • II-44, II-192, II-206, II-210, II-227, III-29  
Werkstoffkennwerte • III-54  
Werkstoffpaarungsfaktor (Verfestigung eines nicht gehärteten Rades) • II-265  
Werkzeug  
    Fräser • II-51, II-82  
    Stossrad • II-54  
Werkzeug eines Rades • II-241  
Werteingabefelder • I-11, I-30, I-42  
Wichtige Servicefunktionen • VIII-22  
Wiederherstellen eines Datenbankeintrags • I-74  
Winkelkorrekturen • II-159  
Wöhlerlinie • VII-13  
Wöhlerlinie Werkstoff • II-244

## **Z**

Zahnbreite • II-10, II-156, II-203, II-221  
Zahnbreitenverhältnis • II-169  
Zahndicke im Kopf • II-260  
Zahndicken • II-140  
Zahndickenänderungsfaktor • II-156  
Zahndickentoleranz • II-60, IV-70  
Zahneingriffssteifigkeit • II-32, II-75  
Zähnezahl • II-9, II-155, II-202, IV-62  
Zahnform • II-79  
Zahnform eines Rades • II-32, II-240  
Zahnformfaktoren • II-31, II-43, II-253  
Zahnräder • III-27, III-40  
Zahnradpumpe • II-103, II-254  
Zahnriemen • VI-14  
Zahnstange einlesen • II-95  
Zahnstange mit eingelesenem Fräser erzeugen • II-93  
Zahnstange mit eingelesenem Stossrad erzeugen • II-94  
Zahnstange mit Fräser erzeugen • II-93  
Zahnstange mit Stossrad erzeugen • II-93  
Zahnwelle (Festigkeit) • IV-45, IV-68  
Zahnwelle (Geometrie und Festigkeit) • IV-45, IV-57  
ZA-Schnecke erzeugen • II-95  
Zeichnungsdaten • I-26, I-55, II-231

Zeichnungsnummer • III-10  
Zeitfestigkeitsfaktoren • II-43  
Zeitfestigkeitsfaktoren nach ISO 6336 • II-31, II-167  
Zugfedern • V-10  
Zulässige Pressung • IV-30, IV-41, IV-53, IV-91  
Zulässige Qualitätsverschlechterung • II-207  
Zulässige Schmierfilmdicke • III-104  
Zulässige Zahndickenabnahme • II-209  
Zulässiger Massenabtrag • II-209  
Zulässiger maximaler Verschleiss der Zahndicke • II-131  
Zusätzliche Eingaben für DIN 6892 Methode B • IV-25  
Zusätzliche Festigkeitsberechnung aller Varianten • II-126  
Zustand bei Wärmebehandlung • III-53  
Zykloide • II-90  
Zylindrischer Press-Sitz • IV-2