

# MESYS Tutorial: Zylindrisches Stirnradpaar 01

## 1 Einleitung

### 1.1 Anwendung

In diesem Tutorial wird eine schrägverzahnte Stirnradstufe ausgelegt. Sie wird als Abtriebsstufe in einem Industriegetriebe verwendet. Der Festigkeitsnachweis mit Lastkollektiv wird durchgeführt und die Verzahnung wird optimiert, um geforderte Sicherheitsfaktoren zu erreichen.

### 1.2 Zielsetzung

Tutorial	Eigenschaft
Geeignet für	Nutzer, die mit dem Tutorial <i>MESYS Tutorial Einzelnes Stirnrad 01</i> vertraut sind.
Voraussetzungen	MESYS Lizenz (Testlizenz, kommerzielle Lizenz).
Lernziele	Eingaben für Faktoren und Materialien verwenden. Auslegung Stirnradpaargeometrie verstehen. Ausgabemöglichkeiten kennenlernen.
Datei	MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_01-ww-v2500.mCGP.

### 1.3 Inhalt

1	Einleitung .....	1
1.1	Anwendung.....	1
1.2	Zielsetzung .....	1
1.3	Inhalt.....	1
1.4	Aufgabenstellung .....	2
2	Umsetzung .....	3
2.1	Start MESYS und Einstellungen .....	3
2.2	Eingaben.....	4
2.3	Eingaben im Tab Geometrie .....	6
2.4	Auslegung.....	7
2.5	Festigkeitsnachweis .....	9
3	Optimierungen .....	10
3.1	Fressen.....	10
3.2	Zahnflankenfestigkeit.....	12
4	Weitere Verzahnungsauslegungen .....	13

4.1	Erstauslegung .....	13
4.2	Auslegung Modul und Zahnbreite.....	14
4.3	Auslegung Innenverzahnung.....	17

## 1.4 Aufgabenstellung

Getriebe	Eigenschaft
Anwendung	Kegel-Stirnradgetriebe, z.B. für ein Förderband
Stufen	Eine Kegelradstufe, zwei Stirnradstufen, $u_{tot} = 1:63$
An- und Abtrieb	Antrieb = Elektromotor, Abtrieb über elastisch gelagerte Rolle
Betrachtete Stufe	Abtrieb, einfach schrägverzahnt, $u_3 = 3.50$
Leistung	53 kW
Drehzahl am Abtrieb	24 rpm
Drehmoment am Abtrieb	23'800 Nm
Lastkollektiv	20% der Zeit bei 24 rpm und 23'800 Nm 50% der Zeit bei 24 rpm und 19'800 Nm 30% der Zeit bei 20 rpm und 25'000 Nm
Betrieb	Nicht reversierend
Geforderte Lebensdauer	25'000 h
Schmierung	Ölbad, Öl ISO VG 460, Mineralöl, maximale Temperatur 90°C
Materialien	Einsatzstahl 20MnCr5 Einsatzgehärtet auf 62 HRC Oberflächenhärte Kernhärte 30 HRC, Materialqualität MQ Stahlgehäuse
Bezugsprofil	ISO 53, Profil A, Kopfhöhenänderung nach Norm
Normaleingriffswinkel	$\alpha_n = 20^\circ$
Verzahnungsqualität	ISO 1328, A = 7, R41
Verzahnungsmodifikationen	Nicht vorhanden
Rauigkeit Flanke	$R_{zH} = 7 \mu\text{m}$ für beide Räder
Rauigkeit Fuss	$R_{zF} = 16 \mu\text{m}$ für beide Räder
Zahndickenabmasse	c 25 für beide Räder
Kopfkreisdurchmesser-toleranz	h7
Achsabstandstoleranz	+0.15 mm
Innendurchmesser Ritzel	0, Ritzelwelle
Innendurchmesser Rad	80.00 mm
Festigkeitsnachweis	Breitenlastfaktor $K_{H\beta} = 1.50$ Geforderte Sicherheitsfaktor Fuss $S_{Fmin} = 1.50$ Geforderter Sicherheitsfaktor Flanke $S_{Hmin} = 1.20$ Geforderter Sicherheitsfaktor Fressen $S_{Bmin} = S_{Smin} = 2.00$

Tabelle 1-1 Gegebene Daten

## 2 Umsetzung

### 2.1 Start MESYS und Einstellungen

MESYS per Doppelklick auf Datei *MesysCOM64.exe* starten. Die Datei befindet sich im Installationsverzeichnis, typischerweise in *C:\Program Files\MESYS 12-2025*.

Stirnradpaarberechnung per Klick auf das Symbol unten starten.

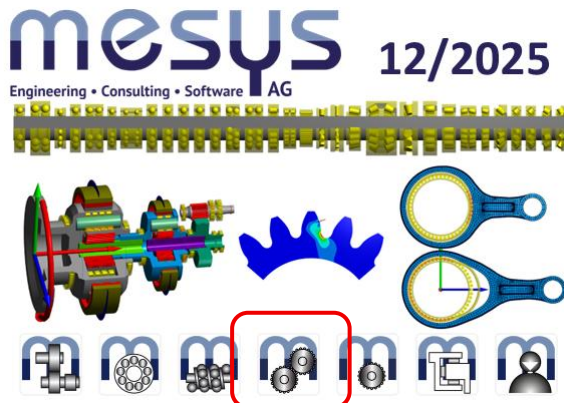


Abbildung 2-1 Start der Stirnradberechnung in Menü für die Modulauswahl.

In *Extras/Settings* sind relevante Einstellungen vorgegeben und selbsterklärend. Die Auswahl *Alle Meldungen anzeigen* sollte gewählt sein, damit gerade zu Beginn der Verwendung von MESYS Fehler, Warnungen und Informationen beachtet werden.

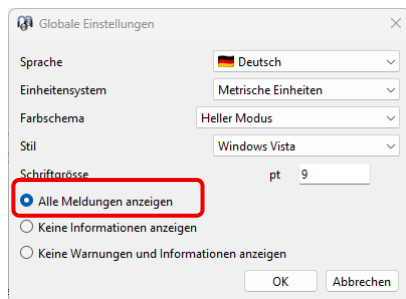


Abbildung 2-2 *Extras/Settings* mit Standardeinstellungen.

In den Feldern Projektname und Beschreibung wird die Berechnungsdatei frei kommentiert.

Da die Berechnung mit einem Lastkollektiv erfolgen soll ist der entsprechende Flag Lastkollektiv berücksichtigen zu setzen.

Kritisch ist die Auswahl *Geometrie für Festigkeitsberechnung = Nennmass mit minimaler Zahndicke für YF/YS*. Gemäss ISO 6336-3, Abschnitt 6.1, ist für die Berechnung die kleinste erzeugende Profilverschiebung, also die kleinste Zahndicke, zu verwenden.

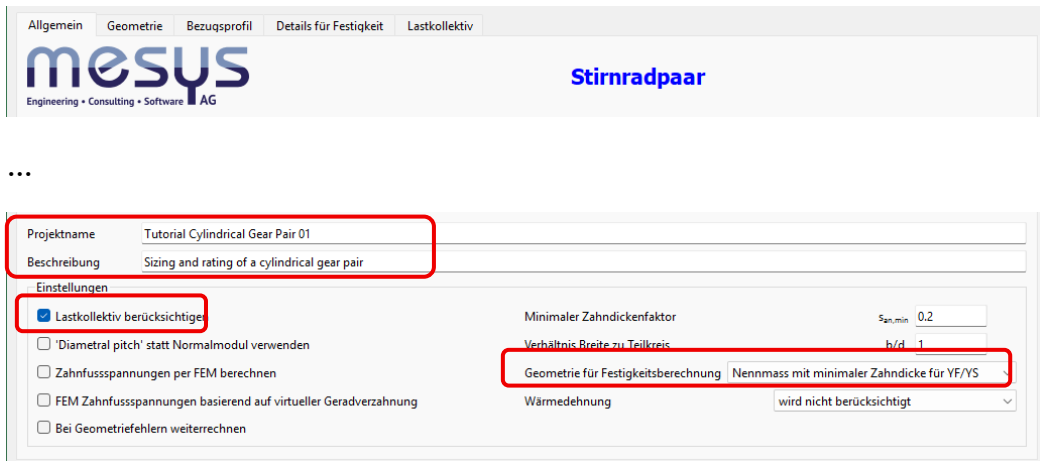


Abbildung 2-3 Tab Allgemein, Einstellungen und Projektbeschreibung.

## 2.2 Eingaben

Das Bezugsprofil wird im Tab *Bezugsprofil* ausgewählt. Es ist als *Profil A* vorgegeben und die Kopfhöhenänderung soll automatisch nach Norm erfolgen (Flag *Kopfhöhenänderung* entfernen).

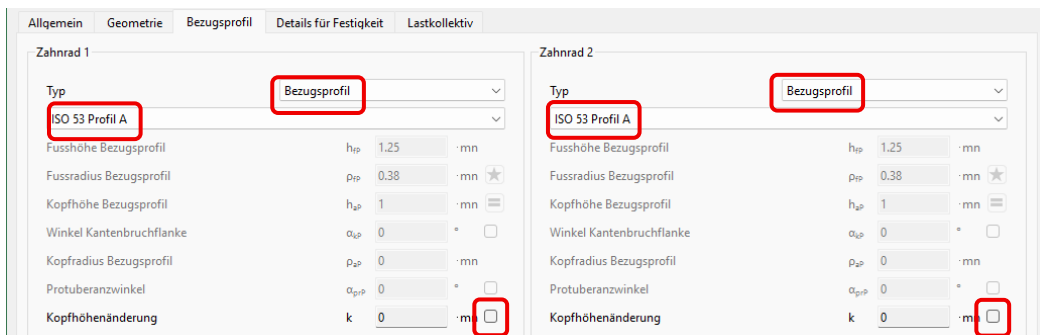


Abbildung 2-4 Eingaben im Tab *Bezugsprofil*.

Im Tab *Details für Festigkeit* sind die Eingaben umfangreicher und eng mit der Theorie der Festigkeitsnachweises nach ISO 6336 verknüpft. Die Eingaben werden in der folgenden Tabelle einzeln erklärt.

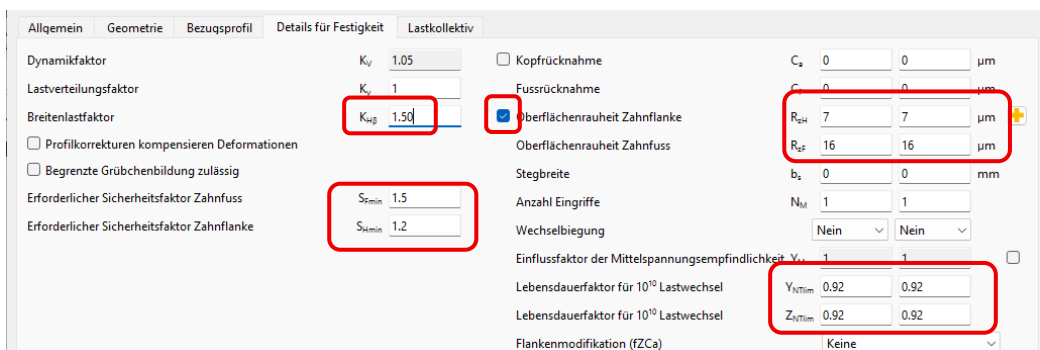


Abbildung 2-5 Eingaben zur Festigkeitsberechnung im Tab *Details für Festigkeit*. Hervorgehoben sind nur Abweichungen von den Standardeinstellungen und -werten.

Eingabe	Erläuterung
Dynamikfaktor	Wird, wenn Flag nicht gesetzt, nach ISO 6336-1, Abschnitt 6, berechnet.
Lastverteilungsfaktor	Auf 1.00 belassen da nur ein Lastpfad betrachtet wird, siehe ISO 6336-1, Abschnitt 4.2.1.
Breitenlastfaktor	Flag aktivieren und gemäss Aufgabenstellung auf 1.50 setzen.
Profilkorrekturen kompensieren Deformationen	Dieser Flag beeinflusst die Berechnung des Stirnlastfaktors $K_H$ . Da keine Profilmodifikationen vorhanden sind, Flag deaktiviert lassen.
Begrenzte Grübchenbildung zulässig	Dieser Flag beeinflusst die für die Berechnung des Sicherheitsfaktors Zahnflanke verwendete Wöhlerlinie. Da gemäss Aufgabenstellung keine Grübchenbildung zulässig ist, Flag deaktiviert lassen.
Erforderlicher Sicherheitsfaktor Zahnfuss	Gemäss Aufgabenstellung zu 1.50 setzen.
Erforderlicher Sicherheitsfaktor Zahnflanke	Gemäss Aufgabenstellung zu 1.20 setzen.
Erforderlicher Sicherheitsfaktor Fressen	Zu 2.00 setzen.
Kopfrücknahme	Zu 0 belassen da gemäss Aufgabenstellung nicht vorhanden.
Fussrücknahme	Zu 0 belassen da gemäss Aufgabenstellung nicht vorhanden.
Oberflächenrauheit Zahnflanke	Gemäss Aufgabenstellung eingeben
Oberflächenrauheit Zahnfuss	Gemäss Aufgabenstellung eingeben
Stegbreite	Da es sich im Industriegetriebe i.d.R. um Vollräder handelt, zu 0 belassen. Die Eingabe hat dann keinen Einfluss.
Anzahl Eingriffe	Hiermit ist die Anzahl der Eingriffe pro Umdrehung gemeint. Zu 1 belassen, da keine Mehrfacheingriffe vorliegen.
Wechselbiegung	Da das Getriebe nicht reversierend betrieben wird, <i>Nein</i> auswählen.
Einflussfaktor der Mittelspannungsempfindlichkeit	Wird, wenn Flag deaktiviert, gemäss Auswahl Wechselbiegung <i>Nein</i> oben, automatisch zu 1.00 gesetzt.
Lebensdauerfaktor für $10^{10}$ Lastwechsel	Zu 0.92 setzen, nach ISO 9085, Tabelle 6, für mittlere Materialqualität MQ, für Zahnfuss
Lebensdauerfaktor für $10^{10}$ Lastwechsel	Zu 0.92 setzen, nach ISO 9085, Tabelle 6, für mittlere Materialqualität MQ, für Zahnflanke
Flankenmodifikation ( $f_{zCa}$ )	Zu <i>Keine</i> auswählen da gemäss Aufgabenstellung keine Flankenmodifikationen vorhanden sind.
Tragbild	Zu <i>Ohne Nachweis</i> auswählen da gemäss Aufgabenstellung kein Nachweis geführt wird.

Winkelmodifikation	Zu <i>Keine</i> auswählen da gemäss Aufgabenstellung keine Modifikationen vorhanden sind.
Relativer Gefügefaktor	Zu 1.00 belassen, nach ISO/TS 6336-21, Tabelle 4.

Tabelle 2-1 Erläuterungen zum Tab *Details für Festigkeit*.

Im Tab *Lastkollektiv* wird nun das Lastkollektiv eingegeben. Mit dem + Knopf rechts unten werden drei Zeilen hinzugefügt und gemäss Aufgabenstellung eingegeben. Zu beachten ist, dass die Angaben in der Aufgabenstellung sich auf den Abtrieb, also Rad 2 im Paar, beziehen. Die Auswahl dazu ist im Tab Geometrie, dort ist *Bezugsrad = Gear 2* zu wählen. Entsprechend ändert der Text im Lastkollektiv zu T2 und n2.

Abbildung 2-6 Auswahl *Bezugsrad = Rad 2* im Tab *Geometrie*.

Häufigkeit	T2 [Nm]	n2 [rpm]
1 0.2	23800	24
2 0.5	19800	24
3 0.3	20500	20

Abbildung 2-7 Eingabe im Tab *Lastkollektiv*.

## 2.3 Eingaben im Tab Geometrie

Die Anwendung geht von einem Antrieb mit Elektromotor und dem Abtrieb verbunden mit einem Förderband aus. Nach ISO 6336-1, Tabellen 4, 5, 6 ergibt sich daraus ein empfohlener Anwendungsfaktor nach Method B,  $K_{A-B} = 1.25$ . Die anderen Vorgaben, werden direkt gesetzt respektive ausgewählt. Die Auswahl des Bezugsrades erfolgte bereits in einem vorherigen Schritt.

Bei Eingabe eines Lastkollektives und eines Anwendungsfaktors  $K_A > 1.00$ , werden die Drehmoment im Lastkollektiv mit dem Anwendungsfaktor  $K_A$  multipliziert. Im Rahmen dieses Tutorials wird  $K_A > 1.00$  zusammen mit dem Lastkollektiv verwendet. In der Praxis sind die Lastüberhöhungen bereits in den Drehmomentangaben im Lastkollektiv enthalten, dann ist  $K_A = 1.00$  zu setzen.

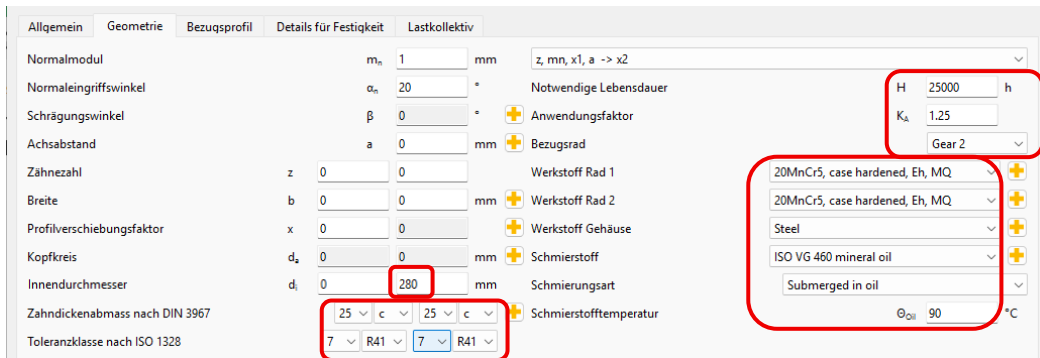


Abbildung 2-8 Eingaben im Tab *Geometrie*.

Die Eingabe der Kopfkreisdurchmessertoleranzen und der Achsabstandstoleranz erfolgt über den jeweiligen + Knopf wie folgt.

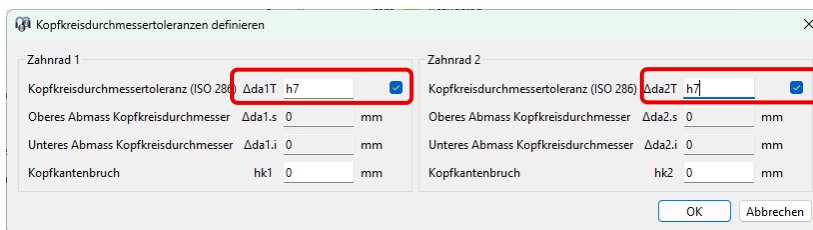


Abbildung 2-9 Eingabe Kopfkreisdurchmessertoleranzen über den + Knopf bei Eingabe *Kopfkreis*.

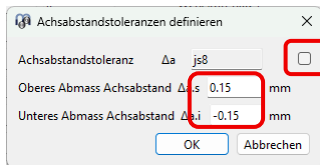


Abbildung 2-10 Eingabe Achsabstandstoleranz über den + Knopf bei Eingabe *Achsabstand*.

## 2.4 Auslegung

Nicht bekannt und auszulegen ist die Geometrie der Verzahnung, also Zähnezahl, Breite, Modul usw. Bekannt ist der Zielwert der Untersetzung der Stufe,  $u_3 = 3.50$ . Aus Erfahrung wird die Zähnezahl des Ritzels zu  $z_1 = 13$  gewählt. Tiefere Zähnezahlen führen gerne zu Unterschnitt und die Zahl ist eine Primzahl. Daraus folgt die Zähnezahl des Rades zu  $z_2 = z_1 \cdot u_3 = 46$  (aufgerundet). Der Schrägungswinkel wird zu  $\beta = 12^\circ$  gesetzt (dazu im «+» Knopf *Schrägungsrichtung* = *Schrägungsrichtung links* auswählen), der Normalmodul  $m_n = 10.00$  mm, die Zahnbreite zu 150 mm am Ritzel und 140 mm am Rad abgeschätzt, aus ähnlichen Stufen. Für die Profilverschiebungen wird mit Werten  $x_1 = 0.50$  und  $x_2 = -0.50$  gestartet. Der Achsabstand folgt. Entsprechend wird für die Auslegungsmethode die Auswahl  $z, mn, x1, x2 \rightarrow a$  gewählt, d.h. der Achsabstand wird aus den Eingaben berechnet.

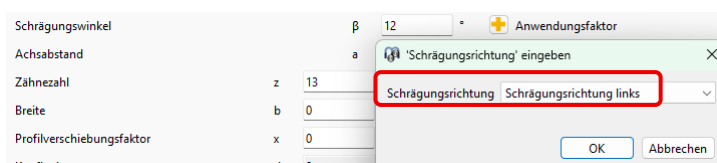


Abbildung 2-11 Auswahl, dass Zahnrad schrägverzahnt ausgeführt wird, Eingabe Schrägungswinkel.

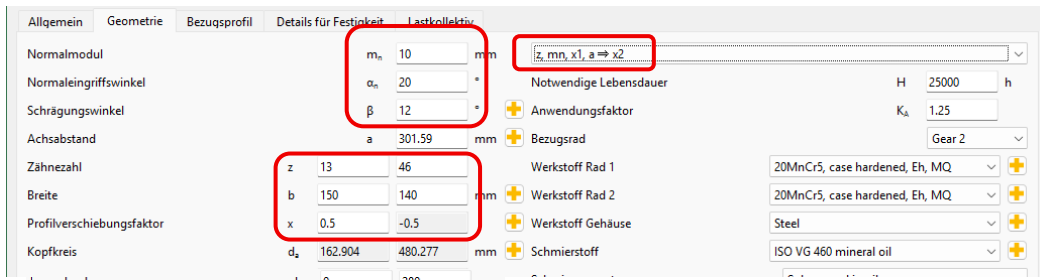


Abbildung 2-12 Auswahl der Auslegungsmethode (rechts oben) und Eingabe der bekannten Parameter.

Die Berechnung wird nun ausgeführt und es folgt der Achsabstand.

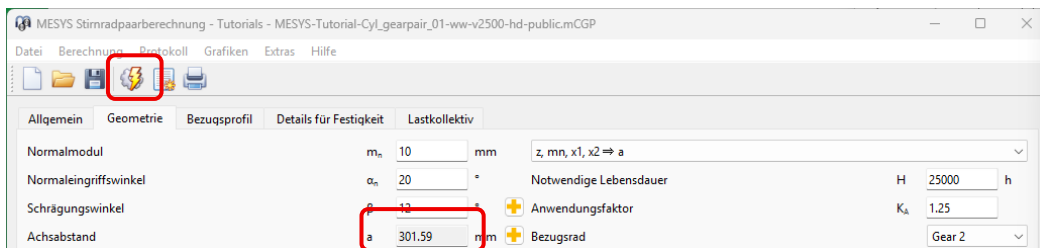
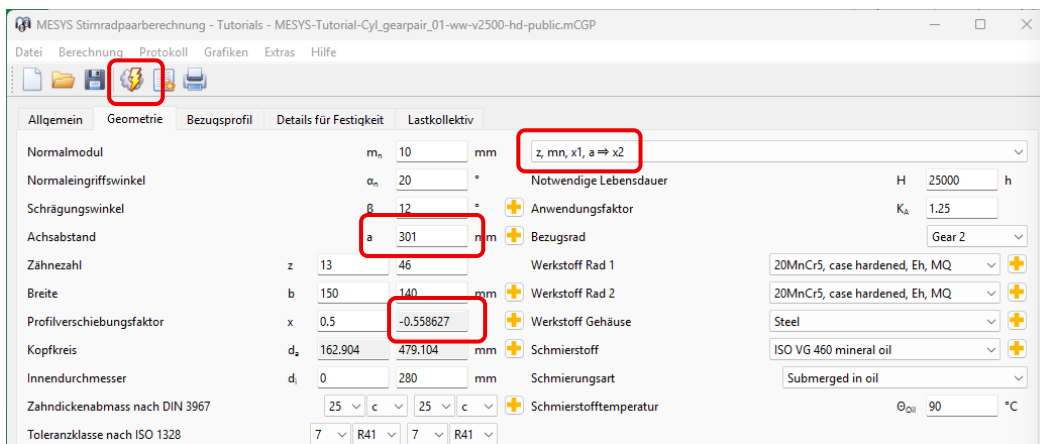


Abbildung 2-13 Berechnung durchführen und resultierender Achsabstand.

Um den Achsabstand anzupassen wird die Auslegungsmethode zu  $z, mn, x1, a \rightarrow x2$  geändert. D.h.  $x_1$  und  $a$  wird vorgegeben und  $x_2$  wird berechnet. Mit  $a = 301.00$  wird nach erneuter Berechnung  $x_2 = -0.56$ . Die Sicherheitsfaktoren für die Zahnflanke, den Zahnfuß und die Fressberechnung werden im Fenster *Resultateübersicht* angegeben.



...

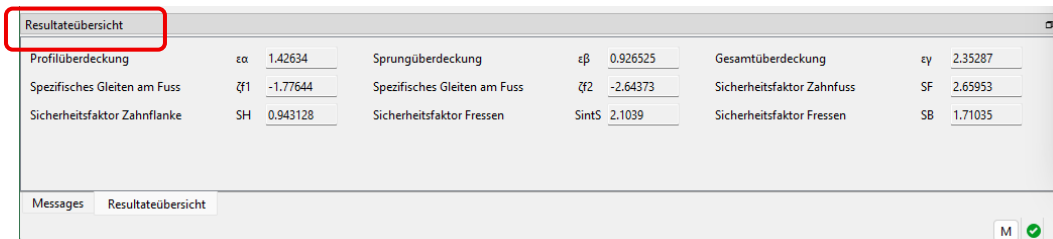


Abbildung 2-14 Eingegebener Achsabstand  $a = 301.00$  mm, berechnete Profilverschiebung  $x_2 = -0.56$ , Sicherheitsfaktoren.

## 2.5 Festigkeitsnachweis

Der Sicherheitsfaktor Zahnflanke mit  $S_H = 0.94$  erfüllt die Vorgaben nicht, ebenso ist der Sicherheitsfaktor Fressen  $S_B = 1.71$  zu tief. Der Sicherheitsfaktor Fressen  $S_{ints} = 2.10$  und der Sicherheitsfaktor Zahnfuß  $S_F = 2.66$  liegen in den Vorgaben, respektive darüber.

Über das Menü *Grafiken* können verschiedene Grafiken zur Visualisierung der Verzahnung und deren Eigenschaften dargestellt werden.

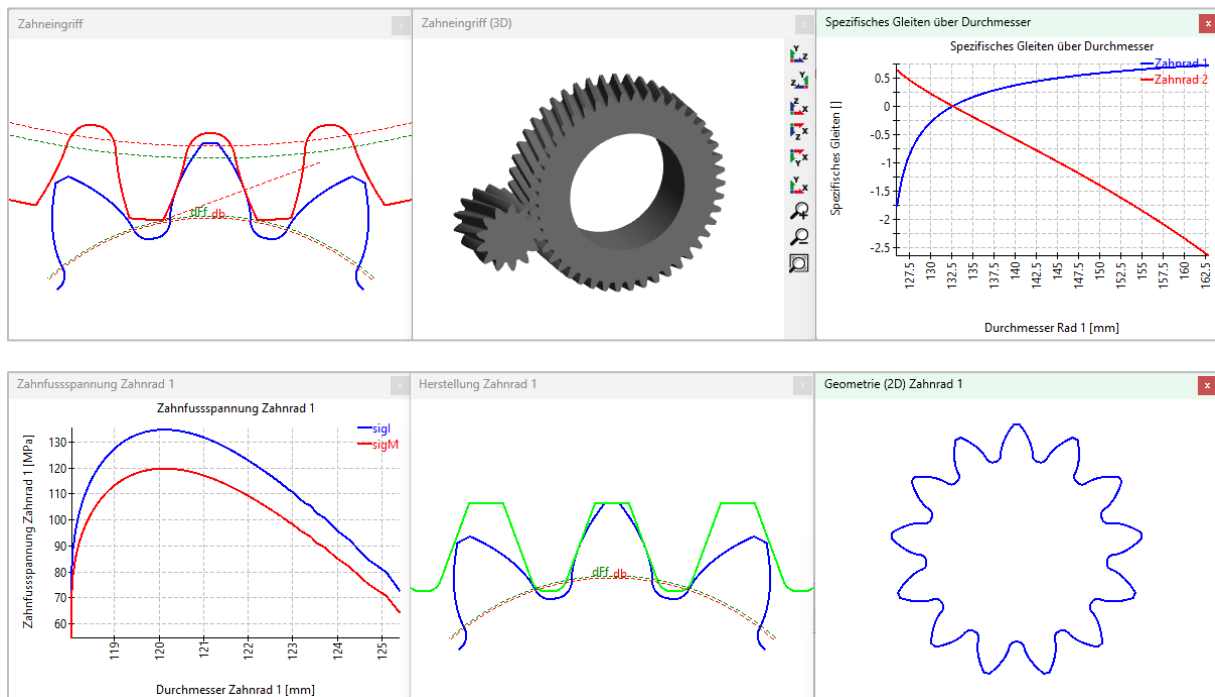


Abbildung 2-15 Verschiedene Grafiken für den Eingriff, die Verzahnungen und deren Eigenschaften.

Das detaillierte Berechnungsprotokoll wird über F6 oder das Menü *Protokoll/Protokoll anzeigen* erzeugt.

mesys		MESYS Stirnradpaarberechnung 12-2025a1 - Tutorials	
Engineering • Consulting • Software AG		Dateiname:	C:/Users/hdinn/Desktop/HD/00-NEW/21-PRJ/ENG-PRJ-260501-MSY_Support/36-WP7-Tutorial_cyl_gearpair_01/MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_01-ww-v2500-hd-public.mCGP
		Projektname:	Tutorial Cylindrical Gear Pair 01
		Beschreibung:	Sizing and rating of a cylindrical gear pair
		Datum:	Monday, 1. June 2026
<b>Stirnradpaarberechnung</b>			
<b>Eingabedaten</b>			
<b>Geometrie</b>			
Normalmodul	mn	10.000 mm	
Normaleingriffswinkel	$\alpha_n$	20.000 °	
Schrägungsrichtung		Schrägungsrichtung links	
Schrägungswinkel	$\beta$	12.000 °	
Achsabstand	a	301.000 mm	
Oberes Abmass Achsabstand	$\Delta a.s$	0.1500 mm	
Unteres Abmass Achsabstand	$\Delta a.i$	-0.0150 mm	
		<b>Zahnrad 1</b>	<b>Zahnrad 2</b>
Zähnezahl	z	13	46
Breite	b	150.0000	140.0000 mm

Abbildung 2-16 Berechnungsprotokoll.

### 3 Optimierungen

#### 3.1 Fressen

Bei der Berechnung des Sicherheitsfaktors Fressen nach dem Blitztemperaturkriterium,  $S_B$ , werden Profilmodifikationen berücksichtigt. Gemäss Aufgabenstellung sind keine Modifikationen vorhanden, dementsprechend ist die Eingabe für Kopfrücknahme  $C_a = 0 \mu\text{m}$  und Fussrücknahme  $C_f = 0 \mu\text{m}$  für beide Räder. Das führt zu einer hohen Blitztemperatur zu Beginn und Ende des Eingriffs. Im Menü Grafiken/Kontakttemperatur findet sich die entsprechende Grafik. Sie zeigt, dass die Kontakttemperatur auf ca.  $240^\circ\text{C}$  ansteigt, damit wird der Schmierfilm instabil und das Fressrisiko ist hoch.

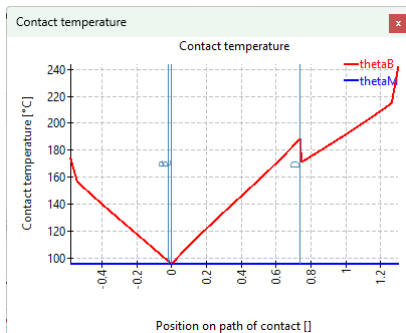


Abbildung 3-1 Grafik Kontakttemperatur, ohne Kopfrücknahme.

Im Protokoll, im Abschnitt *Fressen - Blitztemperatur* findet sich die Angabe *Optimale Kopfrücknahme*. Dies ist die Profilmodifikation, die zu der tiefsten Kontakttemperatur führt. Wird nun z.B. eine Kopfrücknahme von je  $50 \mu\text{m}$  am Ritzel und am Rad hinzugefügt und führen die Berechnung erneut durch, so steigt der berechnete Sicherheitsfaktor von  $S_B = 1.06$  auf  $S_B = 1.82$  und die Kontakttemperatur sinkt auf ca.  $230^\circ\text{C}$ .

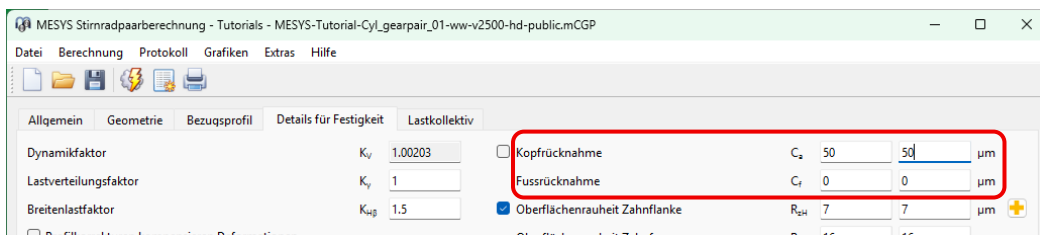


Abbildung 3-2 Eingabe der Kopfrücknahme im Tab *Details für Festigkeit*.

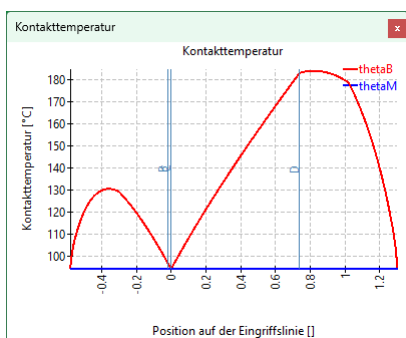


Abbildung 3-3 Grafik Kontakttemperatur, mit Kopfrücknahmen.

Damit wurde die vorhandene Kontakttemperatur deutlich gesenkt, alternativ oder zusätzlich kann auch die Tragfähigkeit des Schmierstoffes durch Verwendung eines Schmierstoffes mit höherer Fresslaststufe verwendet werden. Die Fresslaststufe kann im Tab *Geometrie*, über den + Knopf bei der Eingabe *Schmierstoff*, *Schmierstoff = Eigene Eingabe* verändert werden. Moderne Schmierstoffe erreichen Fresslaststufe 14.

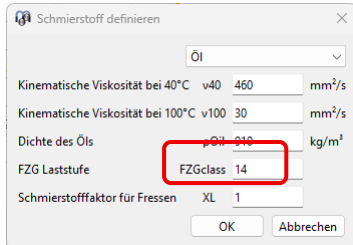


Abbildung 3-4 Erhöhung der Fresslaststufe von 12 auf 14.

Wird die Berechnung erneut durchgeführt, so steigt der Sicherheitsfaktor Fressen,  $S_B$  auf  $S_B = 3.69$  und erfüllt die Anforderung.

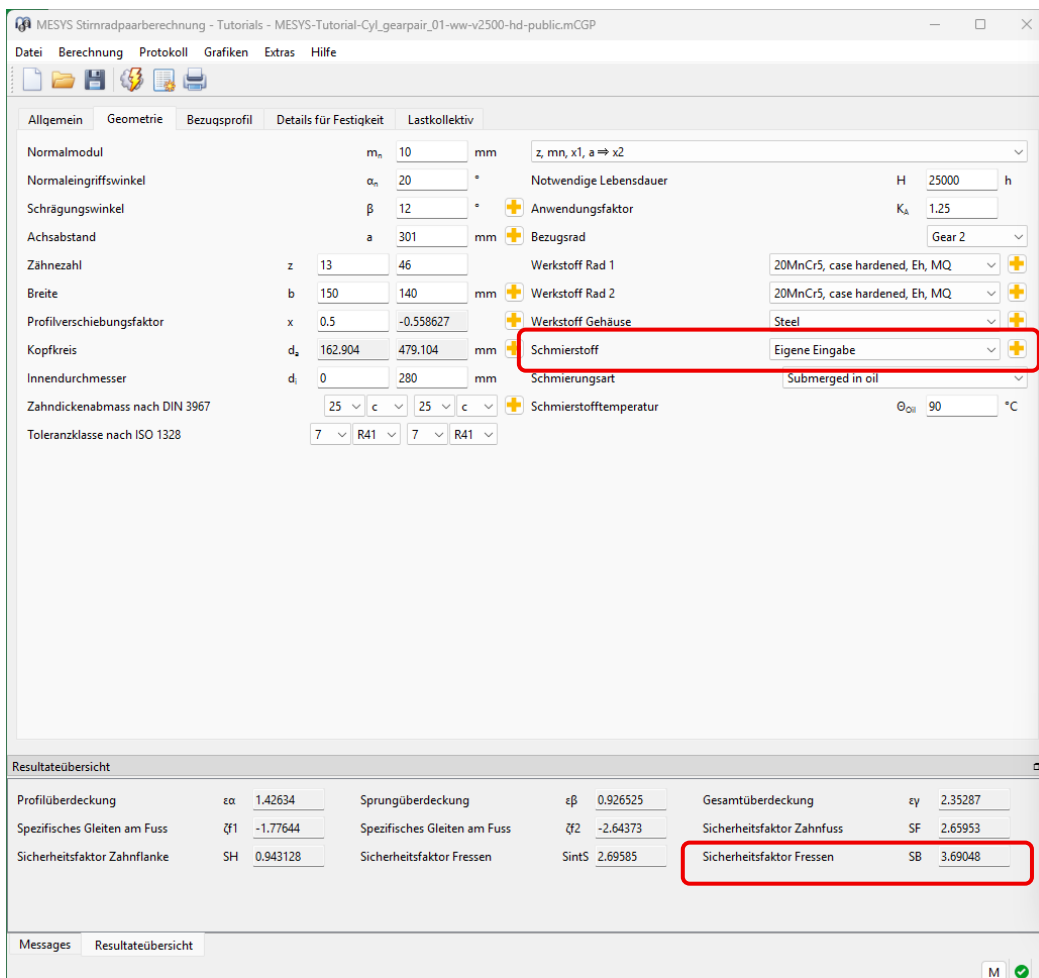


Abbildung 3-5 Sicherheitsfaktor Fressen  $S_B$ , nach Erhöhung der Fresslaststufe von 12 auf 14, Eingabe *Schmierstoff = Eigene Eingabe*.

## 3.2 Zahnflankenfestigkeit

Der berechnete Sicherheitsfaktor für die Flanke(n) kann erhöhte werden, wenn die Verzahnung grösser gestaltet wird. Dieser Ansatz ist trivial, es sollen hier im Rahmen eines Software Tutorials drei andere Effekte demonstriert werden

- Reduktion  $K_{H\beta}$ .
- Flankenmodifikation, Faktor  $f_{ZCa}$ .
- Modifikation der Wöhlerlinie.

Der Breitenlastfaktor  $K_{H\beta} = 1.50$  mag konservativ gewählt sein, er wird auf  $K_{H\beta} = 1.25$  gesetzt. Eine weitere Annahme ist, dass Modifikationen rechnerisch per Kontaktanalyse ausgelegt werden und damit  $f_{ZCa} = 1.00$  gesetzt werden darf (ISO 6336-2, Tabelle 3). Drittens wird akzeptiert, dass nach einiger Zeit ein Mass an Grübchen auf den Flanken erscheint (Vergleiche dazu Wöhlerlinie (1) nach Abbildung 6 in ISO 6336-2 mit Wöhlerlinie (2)).

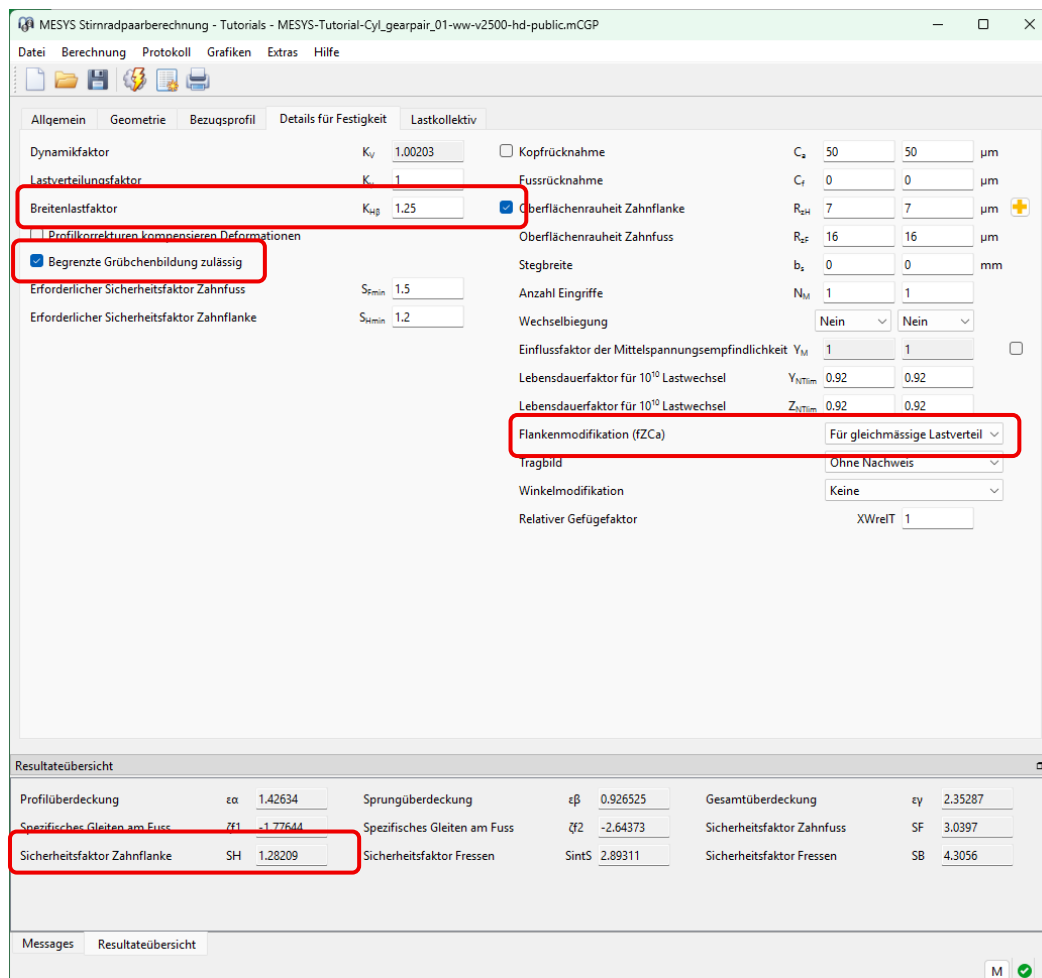


Abbildung 3-6 Geänderte Eingaben, Einfluss auf Sicherheitsfaktor Zahnflanke (und andere).

Der Sicherheitsfaktor Zahnflanke erfüllt nun die Vorgabe  $S_H = 1.28 > S_{Hmin} = 1.20$ .

Die Datei *MESYS-Tutorial-Cyl\_gearpair\_01-ww-v2500.mCGP* bildet diesen Status ab.

## 4 Weitere Verzahnungsauslegungen

### 4.1 Erstauslegung

Datei *MESYS-Tutorial-Cyl\_gearpair\_01-ww-v2500.mCGP* öffnen.

Oben wurde die Zähnezahl, Modul und Zahnbreite aus Erfahrung mit ähnlichen Verzahnungen bestimmt. Nicht immer liegen diese Erfahrungswerte vor und der Wunsch ist, aus den Belastungen einen Vorschlag für die Grösse der Verzahnung zu erhalten.

Diese wird in MESYS realisiert in dem für die Auslegestrategie  $T, u \Rightarrow z, mn, x, b, a$  gewählt wird. Die Eingaben sind dann

- Die Belastung, geforderte Lebensdauer, K-Faktoren, das Lastkollektiv.
- Eingriffswinkel und Schrägungswinkel, Toleranzen und Innendurchmesser.
- Material und Schmierung.

Einzugeben ist die gewünschte Übersetzung, hier  $u = 4.50$ . Zähnezahl und Modul sind nun grau hinterlegt und stammen noch von den Berechnungen oben.

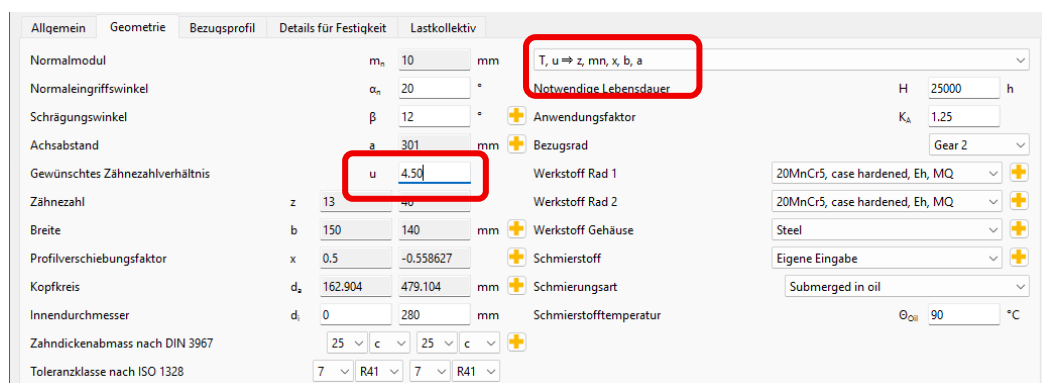
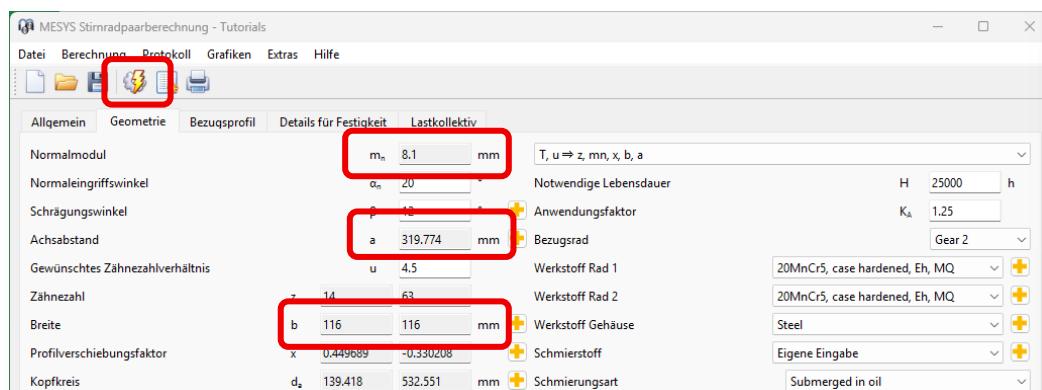


Abbildung 4-1 Auslegung der Verzahnung aus geforderter Übersetzung und dem gegebenen Drehmoment etc.

Wird nun die Berechnung ausgeführt, so wird eine Verzahnung definiert, die die geforderten Sicherheitsfaktoren  $S_{Hmin}$  und  $S_{Fmin}$  erfüllt. Modul, Achsabstand und Zahnbreite können im Nachgang angepasst werden. Damit können Vorgaben z.B. aus der Fertigung berücksichtigt werden.



...

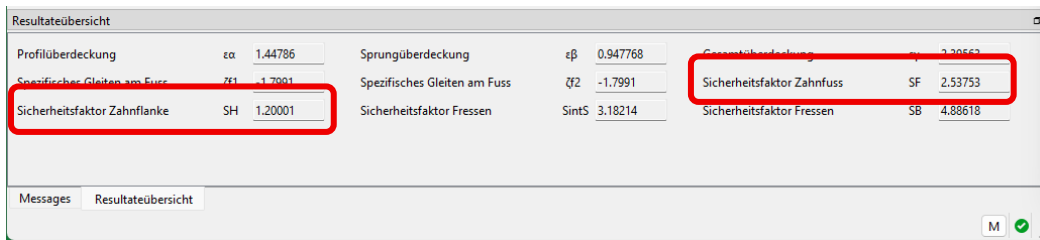
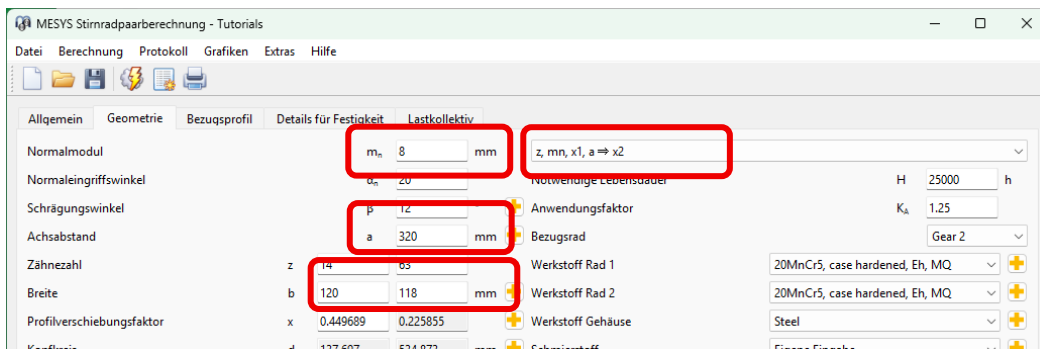


Abbildung 4-2 Resultierende Verzahnung, Vorgaben Flanke- und Fussicherheit sind erfüllt.

Wird die Auslegung zu  $z, mn, x1, a \Rightarrow x2$  geändert, können Modul, Achsabstand und Breite angepasst werden. Nach der Berechnung finden sich die entsprechenden Sicherheiten in der Resultateübersicht.



...

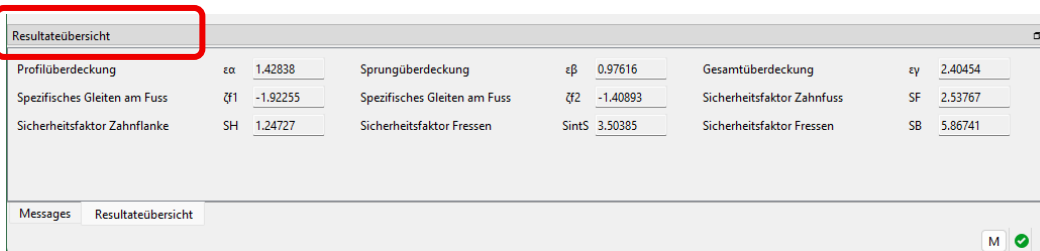


Abbildung 4-3 Angepasste Auslegung und Resultatübersicht.

## 4.2 Auslegung Modul und Zahnbreite

Datei *MESYS-Tutorial-Cyl\_gearpair\_01-ww-v2500.mCGP* öffnen.

Eine typische Fragestellung im Getriebebau, gerade bei Industriegetrieben, ist die Frage nach Modul und Zahnbreite wenn die Zähnezahlen und der Achsabstand gegeben sind. In der Praxis ist dies der Fall wenn das Gehäuse bekannt ist, zusammen mit der geforderten Übersetzung. Für Ritzel ist oft aus Erfahrung eine minimale Zähnezahl, z.B.  $z_1 = 11$  gefordert. Mit einer geforderten Übersetzung, z.B.  $u = 3.20$  wird  $z_2 = 35$ . Der Achsabstand im Gehäuse sei mit  $a = 290.00$  mm gegeben. Der Schrägungswinkel wird zu  $\beta = 20^\circ$  gewählt, da es sich um die schneller drehende Eingangswelle handelt.

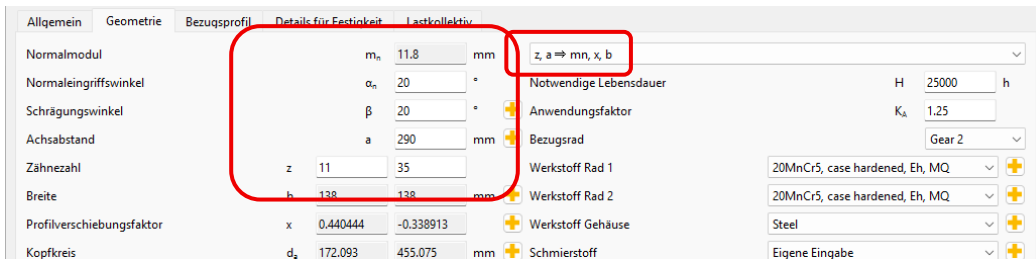
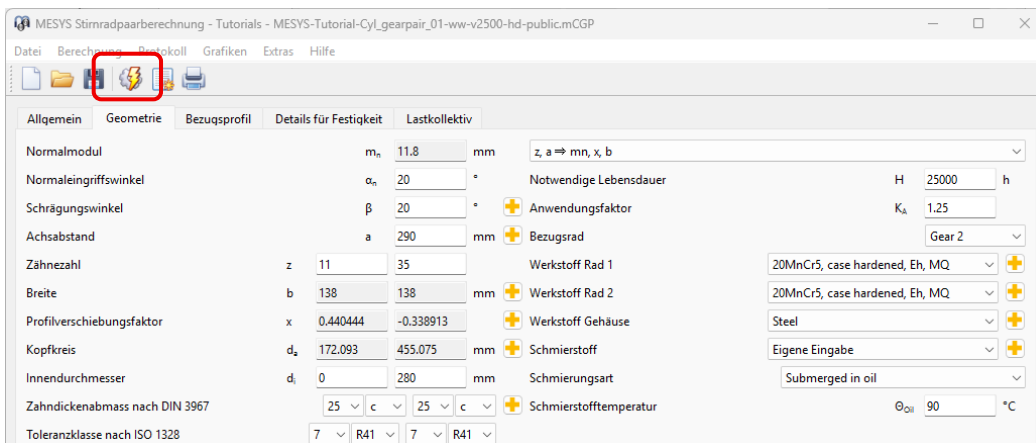


Abbildung 4-4 Eingabe der Zahnzahl, Achsabstand, Schrägungswinkel. Auswahl der Auslegestrategie.

Nachdem die Berechnung ausgeführt ist, resultieren Sicherheitsfaktoren, die die Vorgaben erfüllen und eine Verzahnung mit passender Geometrie.



...

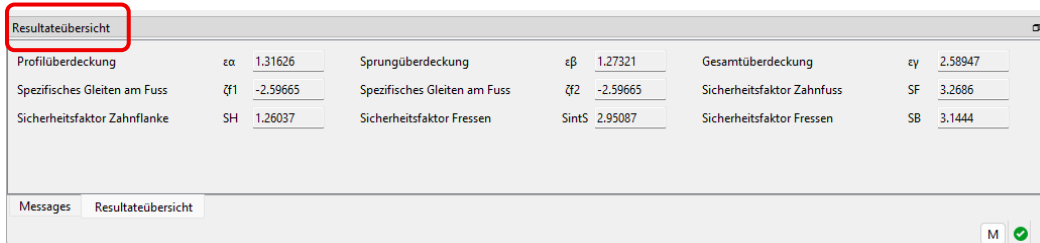


Abbildung 4-5 Ausführen der Berechnung, resultierende Verzahnung, resultierende Sicherheitsfaktoren.

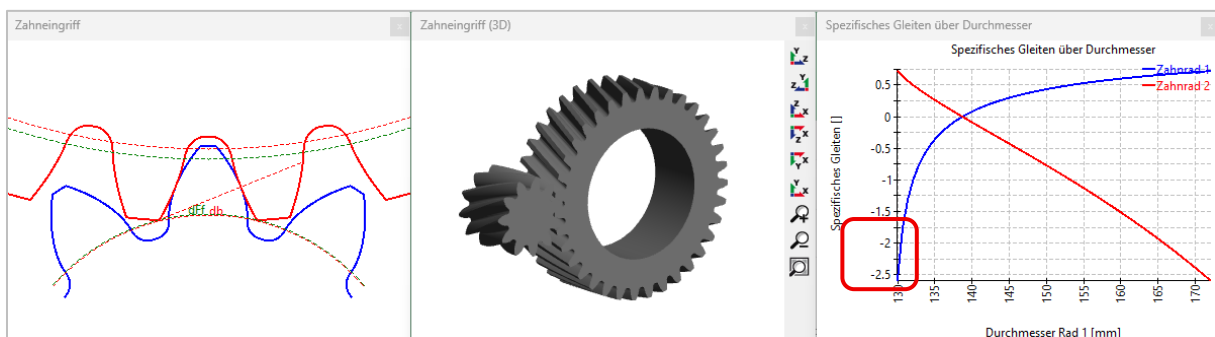


Abbildung 4-6 Grafiken aus dem Menü Grafiken/Zahneingriff, Grafiken/CAD/Zahneingriff (3D) und Grafiken/Spezifisches Gleiten über Durchmesser.

Das spezifische Gleiten ist mit ca.  $\zeta_{f1} = -2.59$  etwas hoch (als Absolutwert). MESYS legt die Profilverschiebungen so aus, dass  $\zeta_{f1} = \zeta_{f2}$  erfüllt ist. In den Grafiken

Grafik/Spezifisches Gleiten über Profilverschiebung sehen wir, dass eine Änderung der Profilverschiebung am Rad 1 (x-Achse) zu einer Verschlechterung führt.

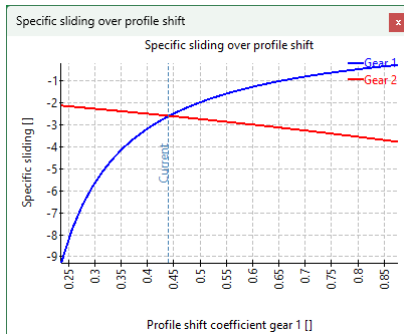
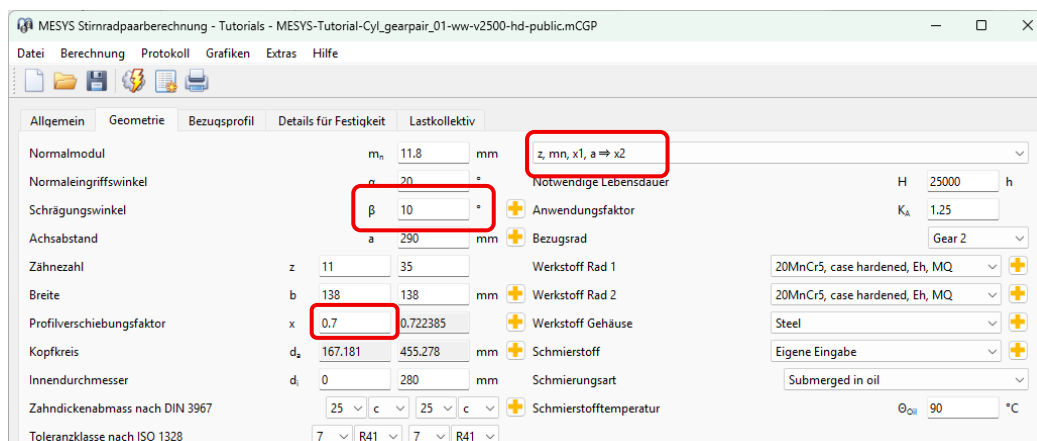


Abbildung 4-7 Grafik Grafiken/Spezifisches Gleiten über Profilverschiebung. Aktuell ist das spezifische Gleiten ausgeglichen ( $\zeta_{f1} = \zeta_{f2}$ ) und damit minimiert. Eine Veränderung der Profilverschiebung and Rad 1 (und damit in umgekehrter Richtung an Rad 2) führt zwangsweise zu einer Verschlechterung.

Um den Absolutbetrag von  $\zeta_f$  zu reduzieren, bietet es sich an, die Profilverschiebung zu erhöhen. Da der Achsabstand gegeben ist, muss dafür der Schrägungswinkel reduziert werden. Dazu wird die Auslegestrategie wieder zu  $z, mn, x1, a \Rightarrow x2$  geändert und mit  $\beta = 10^\circ$  und  $x1 = 0.70$  als Eingabe findet sich  $x2 = 0.81$ . Die Sicherheitsfaktoren sind in den Vorgaben und es resultieren sehr tiefe Absolutwerte für spezifisches Gleiten.



...

Resultateübersicht					
Profilüberdeckung	$\alpha_a$	1.11671	Sprungüberdeckung	$\varepsilon_\beta$	0.646424
Spezifisches Gleiten am Fuss	$\zeta_{f1}$	-1.13887	Spezifisches Gleiten am Fuss	$\zeta_{f2}$	-1.38147
Sicherheitsfaktor Zahnflanke	SH	1.194	Sicherheitsfaktor Fressen	SintS	3.49072
			Sicherheitsfaktor Fressen	SF	2.75021
			Sicherheitsfaktor Fressen	SB	4.10225
			Gesamtüberdeckung	$\varepsilon_\gamma$	1.76313
			Sicherheitsfaktor Zahnfuss	SF	2.75021

Abbildung 4-8 Anpassen der Verzahnung, gleichbleibender Achsabstand, tieferer Schrägungswinkel.

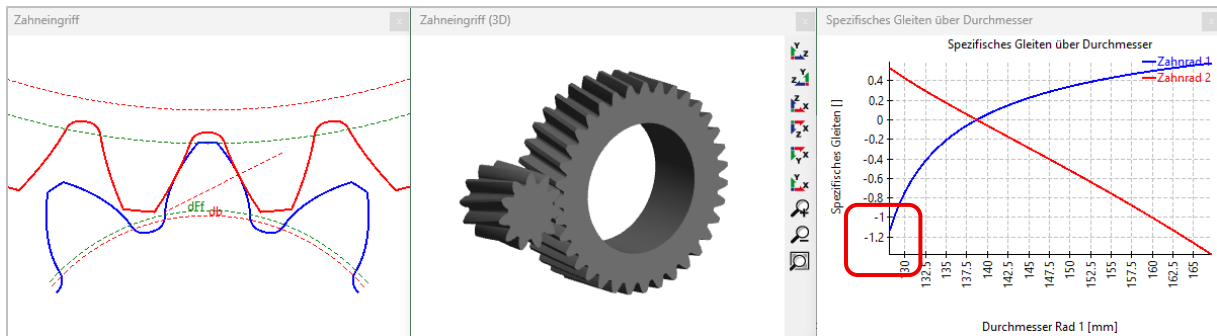


Abbildung 4-9 Verzahnung mit optimierter Profilverchiebung und stark reduziertem spezifischen Gleiten.

### 4.3 Auslegung Innenverzahnung

Datei *MESYS-Tutorial-Cyl\_gearpair\_01-ww-v2500.mCGP* öffnen.

In MESYS ist die Auslegung auch für Innenverzahnung möglich. Das Zähnezahlverhältnis  $u$  ist dann negativ. Auslegeoption  $z_1, u, m_n, x_1, x_2 \Rightarrow z_2, a$  wählen und  $u = -3.50$  eingeben. Aus Erfahrung  $x_1 = 0.50$  und  $x_2 = -1.00$  wählen. Die anderen Werte belassen. Berechnung ausführen.

Geht die Eingabe für den Hohlradinnendurchmesser (also den absolut grössten Durchmesser, der Aussenseite) vergessen, erscheint die folgende Meldung. Dann den Innendurchmesser  $d_i = 0.00$  setzen, dann wird dieser zu  $|d_i| = |d_f| + 4 \cdot m_n$  angenommen.

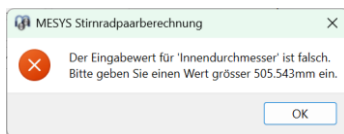


Abbildung 4-10 Hinweis dass die Eingabe des Innendurchmessers  $d_i$  für das Hohlrad nicht passend ist.

Das Bezugsprofil des Hohlrades wird angepasst, der Werkzeugkopfradius wird so gross als möglich gesetzt.

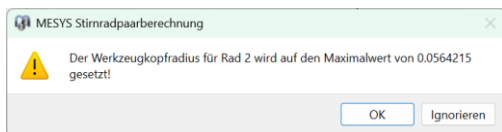


Abbildung 4-11 Hinweis dass der Werkzeugkopfradius für das Hohlrad angepasst wird.

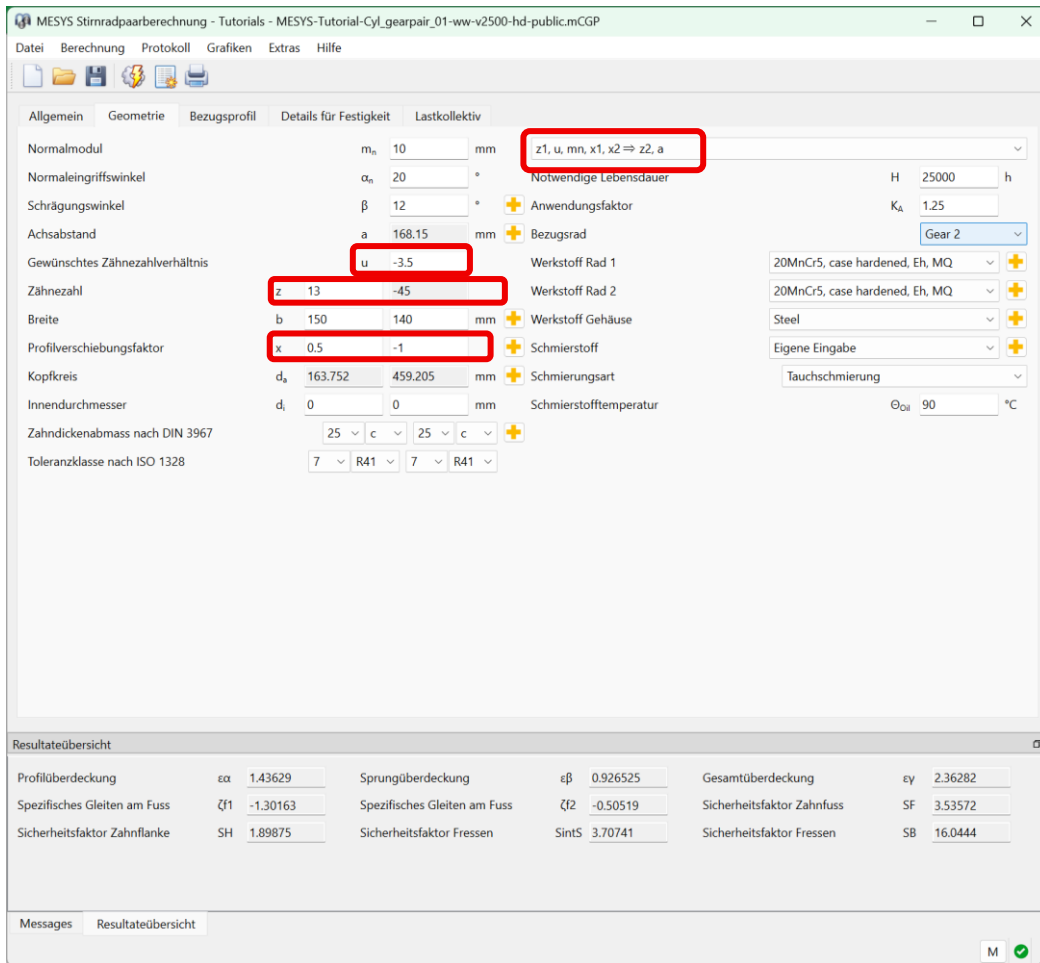
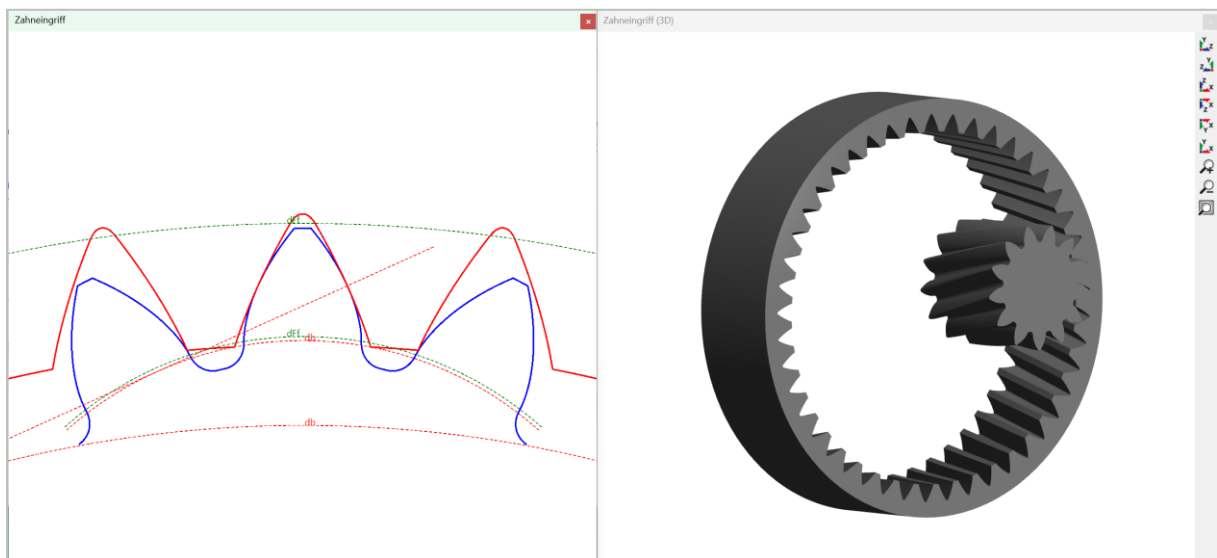


Abbildung 4-12 Situation und Resultate nach der Berechnung.

Über das Menü *Grafiken/Zahneingriff* und *Grafiken/CAD/Zahneingriff (3D)* die Grafiken für die Geometrie öffnen. Die Kranzdicke des Hohlrades ist zu klein,  $d_{i2} = 580.00$  setzen.



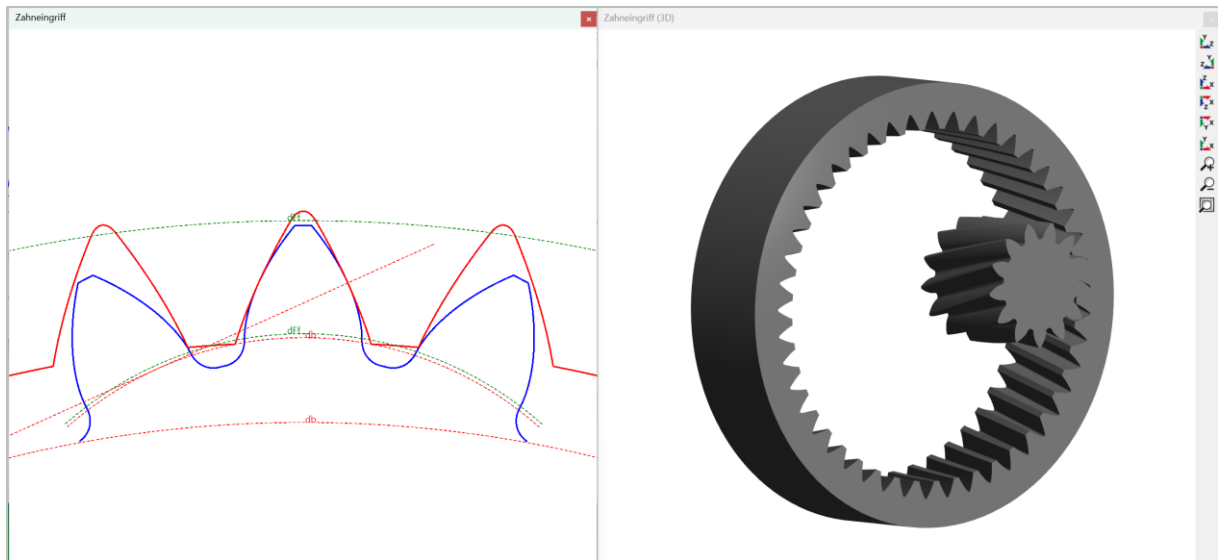


Abbildung 4-13 Oben: Eingriff und 3D Geometrie mit ursprünglicher Kranzdicke Hohlrads. Unten: Innendurchmesser Hohlrads zu  $d_{i2} = 580.00$  mm gesetzt.