

ZGEAR ist ein kleines, schnelles Hilfsprogramm für die Vorlesungen und Übungen sowie das Hanser-Lehrbuch *Decker: Maschinenelemente* [1] und das Hanser Taschenbuch *der Maschinenelemente* [2]. Es umfaßt die **Zahnradberechnung nach DIN 3960 und 3990**. Die Norm 3990 stammt aus 1987 und ist nach wie vor gültig.

Festigkeiten kann ZGEAR nach zwei Verfahren rechnen (die Geometrieberechnung bleibt immer gleich):

1. **Direkt nach DIN 3990 T1, T2 und T3** nach Methode C ($K_V, K_{H\beta}, K_{F\beta}, Y_{FS}$), in Teilen auch nach Methode B ($K_{H\alpha}, K_{F\alpha}, Y_R, Y_X, Z_L, Z_R, Z_X$)
2. **Nach den Formelsätzen des Lehrbuchs Decker**. Auch diese lehnen sich an die Methode C, in Teilen auch Methode B der DIN 3990 an, aber besonders bei $K_{H\beta}, K_{F\beta}, K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$ sind Vereinfachungen gemacht. Die Rechenergebnisse von ZGEAR weichen stellenweise etwas von den Zahlenbeispielen des *Decker* ab, was damit zusammenhängt, daß dort z.B. aus Tabellen interpoliert und dort mitunter vereinfacht mit der V-Verzahnung weitergerechnet wird, während ZGEAR mit der W-Verzahnung weiterarbeitet (vgl. Anmerkung 4. unten).

Achtung: Für Genauerechnungen wird ohnehin auf die diversen professionellen Programme der Softwarehäuser und der FVA verwiesen. Legen Sie keine kritischen Verzahnungen mit ZGEAR aus und arbeiten Sie nicht damit, wenn Sie nicht gründlich mit der Verzahnungstheorie und –praxis vertraut sind!

Das Decker-„Leitbeispiel“ (Aufgaben 22.1, 22.3, 22.4, 22.5, 22.9, 23.1, 23.7, 23.8, 23.9) ist bereits als Startkonfiguration geladen, sodaß Sie direkt mit **Aktion > Anzeige der Eingabewerte** die Eingangswerte anzeigen und mit **Aktion > Start der Berechnung** sofort berechnen können. Damit sieht man am besten, was das Programm leistet.

Eingabewerte: Es werden Eingabewerte zu Gruppen zusammengefaßt. Dabei werden alle Werte in den üblichen Ingenieur-Einheiten eingegeben, d.h. Leistung in kW, Drehzahlen in 1/min, Durchmesser in mm, Rauheiten in μm etc. Sie können auch nur teilweise Werte eingeben: Wenn Sie nur Geometrieergebnisse interessieren, dann brauchen Sie keine Leistungs- und Werkstoffwerte einzugeben. Für Innenverzahnungen gilt wie üblich: Zähnezah z_2 negativ, Achsabstand negativ, u negativ, d_2 negativ etc.

Rechenmethode: Damit wählen Sie an, ob nach DIN 3990 (voreingestellt) oder nach den Formelsätzen des *Decker* gerechnet wird.

Achsabst./ Profilversch. > Achsabstand vorgegeben bzw. Profilverschiebung vorgegeben:

Alle Berechnungen funktionieren natürlich auch für Geradverzahnungen sowie Null- und V-Null-Getriebe.

Wann macht man was? Wenn man einen genauen Achsabstand erreichen muß, z.B. bei mehreren coaxialen Zahnradstufen (PKW- und Motorradgetriebe): Achsabstand vorgeben, aber bereits vorher mit Modul, Schrägungswinkel und anzustrebender Profilverschiebungssumme „spielen“, denn der Wert für a_w bzw. näherungsweise a_v muß halbwegs realistisch sein, z.B. abschätzen mit *Decker* Glch. 22.18 u. 22.24: $a_v = \frac{m_n}{2 \cos \beta} \cdot (z_1 + z_2) + (x_1 + x_2) m_n$. Andernfalls wird

der Betriebseingriffswinkel α_{wt} undefiniert und der Rest der Berechnung unbrauchbar! Wenn man umgekehrt sehr kleine Ritzelzähnezahlen hat (Unterschnittgefahr!) oder besonders ausgeglichene oder tragfähigkeitsoptimierte Zahnradstufen haben möchte: Profilverschiebungen vorgeben. Näheres siehe *Decker* [1] oder *Niemann* [3].

→ Wenn der *Achsabstand* vorgegeben werden soll: Achsabstand a_w eingeben. Wenn dann später gerechnet wird, wird nach Anzeigen der Profilverschiebungssumme x_1+x_2 die gewünschte Aufteilung, d.h. der Wert für x_1 abgefragt.

→ Wenn die *Profilverschiebungen* x_1 und x_2 vorgegeben werden sollen: Profilverschiebung Ritzel x_1 und Profilverschiebung Rad x_2 eingeben. Hinter x_1+x_2 wird die Anzahl der Iterationen für α_{wt} in Klammern ausgewiesen.

Achtung: Wenn sinnlose Werte für Achsabstand und/oder Profilverschiebungen eingegeben werden, gibt ZGEAR zwangsläufig NaNs (not a number) aus, z.B. 1.#IND. Damit ist der Rest der Berechnung unbrauchbar. Achten Sie also auf geometrisch sinnvolle Eingabewerte!

Eingaben > Geometriewerte:

Zähnezah Ritzel z_1 , Zähnezah Rad z_2 , Normmodul m_n , Zahnbreite b , Schrägungswinkel β

Eingaben > Leistungswerte:

Nenn-Leistung, Drehzah Ritzel n_1 , Anwendungsfaktor K_A , Verzahnungsqualität (zulässig 5-12)

Achtung: ZGEAR prüft, ob die Verzahnungsqualität im zulässigen Bereich liegt und läßt bis zur richtigen Eingabe den Dialog stehen. Sie kommen also erst mit korrekten Werten aus dem Dialog!

Eingaben > Werkstoff:

Hierzu muß man bemerken, daß in der Norm 3990 die Werkstoffgruppen für die Faktoren Y_X , Y_R und Z_X jeweils unterschiedlich aufgebaut sind. Das ist für ein EDV-Programm unglücklich, aber wohl aus Sicht der Getriebeforschung richtig. Daher müssen diese Kennungen getrennt eingegeben werden – achten Sie auf die jeweiligen Unterschiede in den Werkstoffzusammenstellungen!

Kennziffer für Werkstoffpaarung, Werkstoffkennungen für die Bestimmung von Y_X (Ritzel u. Rad), E-Modul Ritzel E_1 , E-Modul Rad E_2 , Werkstoffkennungen für die Bestimmung von Y_R (Ritzel u. Rad), σ_{Flim1} , σ_{Hlim1} , σ_{Flim2} , σ_{Hlim2} , Werkstoffkennungen für die Bestimmung von Z_X (Ritzel u. Rad), Ölviskosität bei 40°C. Beachte: $\sigma_{Flim} = 0.5 \sigma_{FE}$

Achtung: ZGEAR prüft, ob die Werkstoffkennungen jeweils im zulässigen Bereich liegen und läßt bis zur richtigen Eingabe die Dialoge stehen. Sie kommen also erst mit korrekten Werten aus den Dialogen!

Eingaben > Hilfwerte:

h_{FP1/m_n} (üblich: 1,25), ρ_{FP1/m_n} (üblich: 0,25), Rautiefe Fuß R_{z1} , Rautiefe Flanke R_{z1} , h_{FP2/m_n} (üblich: 1,25), ρ_{FP2/m_n} (üblich: 0,25), Rautiefe Fuß R_{z2} , Rautiefe Flanke R_{z2} . Im Falle Berechnung direkt nach DIN 3990 zusätzlich: Flankenlinienabweichung f_{sh} , (vgl. Tabelle nächste Seite oder bestimmen Sie f_{sh} mit genauen Verfahren der DIN 3990 T1), Anpassung ja oder nein oder optimales Tragbild, d.h. entweder Radpaare mit Anpassungsmaßnahmen wie Einlappen oder Einlaufen bzw. Radpaare mit sinnvoll gewählter Breitenballigkeit oder aber Zusammenbau der Räder ohne Korrektur oder Einstellung oder aber optimales Tragbild. Diese Werte beeinflussen $K_{H\beta}$ sehr stark!

Aktion > Anzeige der Eingabewerte:

Damit können Sie sich alle Eingabewerte anzeigen lassen und prüfen, ob Ihre Eingaben aus den Dialogen auch richtig angekommen sind.

Aktion > Start der Berechnung:

Es werden zunächst die berechneten *Geometriewerte* vorgehensunabhängig ausgegeben:

- 1) Modul im Stirnschnitt m_t , α_t (= al.t), Teilkreis. d_1 , d_2 , Grundkreis. d_{b1} , d_{b2} ,
→ Profilverschiebung vorgegeben: Betriebseingriffswinkel α_{wt} (= al.wt), W-Achsabstand a_w (= aw)
→ Achsabstand vorgegeben: Betriebseingriffswinkel α_{wt} (= al.wt), Profilverschiebungssumme x_1+x_2 ,
daher dann Abfrage x_1 , um die Profilverschiebungssumme aufzuteilen
- 2) Zähnezahlverhältnis u , V-Kreis. d_{v1} , d_{v2} , Kopfkreis. d_{a1} , d_{a2} , Fußkreis. d_{f1} , d_{f2} , Betriebs-Wälzkreis. d_{w1} , d_{w2}
- 3) Ersatzzähnezahlen z_{n1} , z_{n2} , Schrägungswinkel am Grundzylinder β_b (= betab), Stirneingriffsteilung p_{et} (= pet), Null-Achsabstand a_d (= ad), V-Achsabstand a_v (= av), Kopfkürzungsfaktor k (wenn negativ: keine Kopfkürzung notwendig), Kopfkreis. d_{k1} , d_{k2}
- 4) Profilüberdeckung ε_α , Sprungüberdeckung ε_β , Gesamtüberdeckung ε_γ

Sodann werden die berechneten *Festigkeitsergebnisse* je nach gewähltem Vorgehen ausgegeben:

Direkt nach DIN 3990:

- 1) Umfangsgeschw. am Teilkreis v , Nenn-Umfangskraft am Teilkreis F_{Nt} (= FNt), berechnet am Teilkreis, Spitzenleistung P_b (= Pb), die folgenden fünf Spitzenwerte werden am Betriebs-Wälzkreis berechnet: Tangentialkraft F_t (= Ft), Radialkraft F_r (= Fr), Axialkraft F_a (= Fa), Drehmoment Ritzel T_1 (= T1), Drehmoment Rad T_2 (= T2)
- 2) Linienbelastung w , berechnet mit F_{Nt} , also am Teilkreis, Dynamikfaktor K_V (= KV), dabei wird hinter K_V in Klammern der Fall für K_V ausgegeben (1=Schrägverz. und $\varepsilon_\beta \geq 1$, 2= Geradverz., 3= Schrägverz. und $\varepsilon_\beta < 1$), Linienbelastung w_t (= wt), ursprünglich wirksame Flankenlinienabweichung $F_{\beta x}$ (= Fbetax), der aus $y_{\beta 1}$ und $y_{\beta 2}$ gemittelte Einlaufbetrag $y_{\beta m}$ (= ybetam), wirksame Flankenlinienabweichung $F_{\beta y}$ (= Fbetay), Breitenfaktor Grübchentragsfähigkeit $K_{H\beta}$ (= KHbeta), Exponent NF, Breitenfaktor Zahnfußtragsfähigkeit $K_{F\beta}$ (= KFbeta)
- 3) zulässige Eingriffsteilungsabweichung f_{pe} (= fpe), der aus $y_{\alpha 1}$ und $y_{\alpha 2}$ gemittelte Einlaufbetrag $y_{\alpha m}$ (= yalfam), Überdeckungsfaktor Zahnfußtragsfähigkeit Y_ε (= Yeps), Überdeckungsfaktor Grübchentragsfähigkeit Z_ε (= Zeps), Stirnfaktor Grübchentragsfähigkeit $K_{H\alpha}$ (= KHalfa), Stirnfaktor Zahnfußtragsfähigkeit $K_{F\alpha}$ (= KFalfa), die Kopffaktoren Y_{FS1} und Y_{FS2} werden iterativ bestimmt, der Wert dahinter in Klammern gibt die Anzahl der Iterationsschritte an
- 4) Schrägenfaktor Y_β (= Ybeta), Größenfaktoren Y_{X1} (= YX1) u. Y_{X2} (= YX2), relative Oberflächenfaktoren Y_{R1} (= YR1) u. Y_{R2} (= YR2), Zahnfußnennspannungen σ_{F01} (= SigF01) u. σ_{F02} (= SigF02), Zahnfußspannungen σ_{F1} (= SigF1) u. σ_{F2} (= SigF2)
- 5) Sicherheitsfaktoren Zahnfußspannung S_{F1} (= SF1) u. S_{F2} (= SF2), Zonenfaktor Z_H (= ZH), Elastizitätsfaktor Z_E (= ZE), Schrägenfaktor Z_β (= Zbeta), nominelle Flankenpressung σ_{H0} (= SigH0), maßgebende Flankenpressung σ_H (= SigH), Schmierstoff-Faktoren Z_{L1} (= ZL1) u. Z_{L2} (= ZL2)
- 6) Geschwindigkeitsfaktoren Z_{V1} (= ZV1) u. Z_{V2} (= ZV2), Rauheitsfaktoren Z_{R1} (= ZR1) u. Z_{R2} (= ZR2), Größenfaktoren Z_{X1} (= ZX1) u. Z_{X2} (= ZX2), Sicherheitsfaktoren Flankenpressung S_{H1} (= SH1) u. S_{H2} (= SH2)

Nach den Formelsätzen des Decker:

- 1) Umfangsgeschw. am Teilkreis v , Nenn-Umfangskraft am Teilkreis F_{Nt} (= FNt), berechnet am Teilkreis, Spitzenleistung P_b (= Pb), die folgenden fünf Spitzenwerte werden am Betriebs-Wälzkreis berechnet: Tangentialkraft F_t (= Ft), Radialkraft F_r (= Fr), Axialkraft F_a (= Fa), Drehmoment Ritzel T_1 (= T1), Drehmoment Rad T_2 (= T2)
- 2) Linienbelastung w , berechnet mit F_{Nt} , also am Teilkreis, Dynamikfaktor K_V (= KV), dabei wird hinter K_V in Klammern der Fall für K_V ausgegeben (1=Schrägverz. und $\varepsilon_\beta >= 1$, 2= Geradverz., 3= Schrägverz. und $\varepsilon_\beta < 1$), Linienbelastung w_t (= wt), Breitengrundfaktor K_β (= Kbeta), Korrekturfaktor Linienbelastung f_w (= fw), Werkstoffpaarungsfaktor f_p (= fp), Breitenfaktor Zahnfußtragfähigkeit $K_{F\beta}$ (= KFbeta), Breitenfaktor Grübchentragfähigkeit $K_{H\beta}$ (= KHbeta)
- 3) zulässige Eingriffsteilungsabweichung f_{pe} (= fpe), Einlaufbetrag y_p (= yp), Überdeckungsfaktor Zahnfußtragfähigkeit Y_ε (= Yeps), Überdeckungsfaktor Grübchentragfähigkeit Z_ε (= Zeps), Stirnfaktor Zahnfußtragfähigkeit $K_{F\alpha}$ (= KFalfa), Stirnfaktor Grübchentragfähigkeit $K_{H\alpha}$ (= KHalfa), die Kopffaktoren Y_{FS1} und Y_{FS2} werden iterativ bestimmt, der Wert dahinter in Klammern gibt die Anzahl der Iterationsschritte an
- 4) Schrägenfaktor Y_β (= Ybeta), Größenfaktoren Y_{X1} (= YX1) u. Y_{X2} (= YX2), relative Oberflächenfaktoren Y_{R1} (= YR1) u. Y_{R2} (= YR2), Zahnfußnennspannungen σ_{F01} (= SigF01) u. σ_{F02} (= SigF02), Zahnfußspannungen σ_{F1} (= SigF1) u. σ_{F2} (= SigF2)
- 5) Sicherheitsfaktoren Zahnfußspannung S_{F1} (= SF1) u. S_{F2} (= SF2), Zonenfaktor Z_H (= ZH), Elastizitätsfaktor Z_E (= ZE), Schrägenfaktor Z_β (= Zbeta), nominelle Flankenpressung σ_{H0} (= SigH0), maßgebende Flankenpressung σ_H (= SigH), Schmierstoff-Faktoren Z_{L1} (= ZL1) u. Z_{L2} (= ZL2)
- 6) Geschwindigkeitsfaktoren Z_{V1} (= ZV1) u. Z_{V2} (= ZV2), Rauheitsfaktoren Z_{R1} (= ZR1) u. Z_{R2} (= ZR2), Größenfaktoren Z_{X1} (= ZX1) u. Z_{X2} (= ZX2), Sicherheitsfaktoren Flankenpressung S_{H1} (= SH1) u. S_{H2} (= SH2)

Anmerkungen:

1. Es können außen- und innenverzahnte Stirnradstufen berechnet werden, aber keine Zahnstangen und Kegelräder.
2. Der Eingriffswinkel ist immer 20° .
3. Es wird dauerfest gerechnet, nicht zeit- oder betriebsfest. Daher ist $Y_{NT} = Z_{NT} = 1$. Sie können aber die Flankensicherheiten S_{H1} bzw. S_{H2} und die Fußsicherheiten S_{F1} bzw. S_{F2} mit diesen Faktoren multiplizieren, um zeitfest zu rechnen, vgl. Diagramme unten.
4. Es wird *immer* mit dem W-Achsenabstand (Decker Glch. 22.26) gerechnet: Die Gleichung
$$\operatorname{inv} \alpha_{wt} = \operatorname{inv} \alpha_t + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \tan \alpha_n$$
(Decker Glch. 22.26) wird dann iterativ gelöst. Ein Weiterrechnen mit dem V-Achsenabstand bei Profilverschiebung ist nicht vorgesehen.
5. Verzahnungsqualitäten 6 ~ 12 (für höhere Qualitäten sollte man ohnehin mit einem Spezialprogramm rechnen).
6. Werkstoffpaarungen St/St, GGG/GGG, GG/GG, St/GG, St/GGG
7. Decker: Der Dynamikfaktor K_V wird (genauer) nach den Glch. 5.25 und 5.26 der DIN 3990 T1 direkt berechnet, während das Vorgehen im Decker an das grafische Verfahren Glch. 5.24 der DIN 3990 T1 anknüpft.
8. Decker: Der Faktor K_β braucht nicht eingegeben zu werden. Er wird programmintern durch Näherungsgleichungen vom Typ $y = 10^z$, $z = a_0 + a_1 \log(x) + a_2 \log^2(x)$ berechnet, die ansich genau arbeiten, aber von den Tabellen, die bereichsweise und nicht kontinuierlich Werte liefern, durchaus abweichen können.
9. Decker: Die Faktoren f_w , f_p , c_γ und K brauchen nicht eingegeben zu werden. Sie sind programmintern hinterlegt.
10. Die Kopffaktoren Y_{FS} werden sehr genau nach den Formeln der DIN 3990 T3 u. T11 nach Methode C bestimmt; dabei wird der Winkel ϱ iterativ berechnet.
11. Decker: Die Größenfaktoren Y_X und Z_X werden (genauer) nach den Formelsätzen der DIN 3990 T3 nach Methode B bestimmt, nicht nach Tabelle Decker 23.16.
12. Die relativen Oberflächenfaktoren Y_R werden nach den Formelsätzen der DIN 3990 T3 bestimmt. Dies entspricht der Methode B und den Formeln, die in der Legende zur Glch. (23.43) des Decker genannt werden.
13. Die relative Stützziffer Y_δ ist programmintern auf 1 gesetzt, normale Fußausrundung unterstellt.
14. Z_w ist programmintern auf 1 gesetzt; damit liegt man auf der sicheren Seite.
15. Decker: Die Faktoren Z_L , Z_V und Z_R werden (genauer) nach den Formelsätzen der DIN 3990 T3 nach Methode B bestimmt, nicht nach Tabelle Decker 23.19.

Literatur:

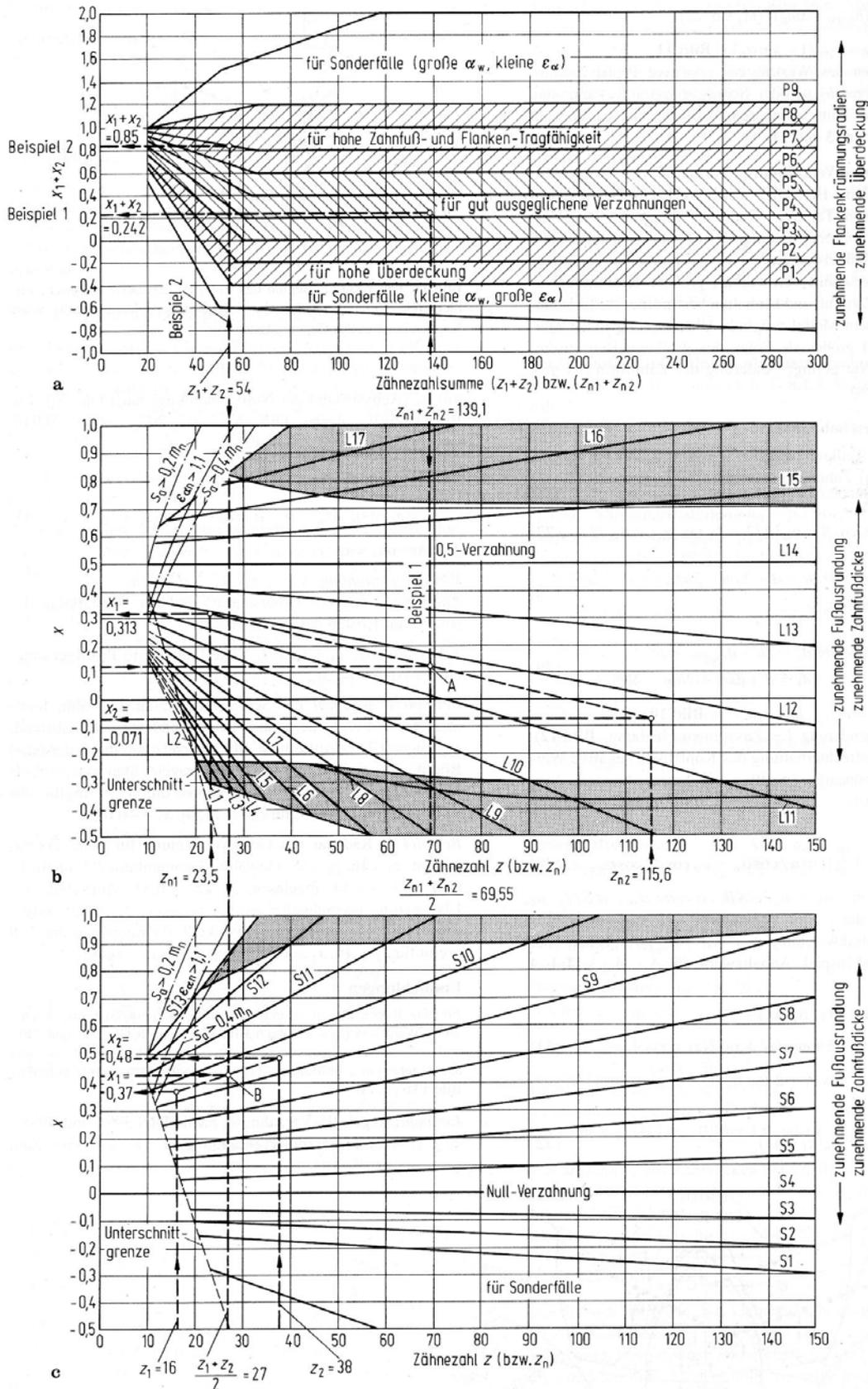
- [1] Decker: Maschinenelemente. 16. Auflage. München,Wien: Carl Hanser 2007.
 - [2] Rieg, F.; Kaczmarek, M. (Hrsg): Taschenbuch der Maschinenelemente. München, Wien: Hanser 2006.
 - [3] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente, Bd.II. 2.Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1989.
- DIN 3990 Teil 1: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Einführung und allgemeine Einflußfaktoren, Dez.1987
DIN 3990 Teil 2: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Berechnung der Grübchentragfähigkeit, Dez.1987
DIN 3990 Teil 3: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit, Dez.1987
DIN 3990 Teil 11: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Anwendungsnorm für Industrieg., Detail-Methode, Feb.1989

Normmoduln gemäß DIN 780 nach Tabellenbuch *Decker*

Reihe 1	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,25
	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
Reihe 2	0,055	0,07	0,09	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1.125	1,375
	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70

Anwendungsfaktor K_A gemäß DIN 3990 nach Tabellenbuch *Decker*

Arbeitsmaschine (getriebene Maschine) Arbeitsweise und Beispiele	Kraftmaschine (Antriebsmaschine) Arbeitsweise und Beispiele			
	gleichmäßig: Elektro- motor	leichte Stöße: Dampf-, Gasturbine	mäßige Stöße: Mehrzylinder- Motor	starke Stöße: Einzylinder- Motor
gleichmäßig (uniform): Stromerzeuger, Vorschubgetriebe, leichte Aufzüge und Hubwinden, Turbogebläse und -verdichter, Rührer und Mischer für Stoffe gleichmäßiger Dichte, Gurt- und Schneckenförderer	1,00	1,10	1,25	1,50
mäßige Stöße (moderat): Hauptantriebe von Werkzeugmaschinen, schwere Aufzüge, Krandrehwerke, Grubenlüfter, Rührer und Mischer für Stoffe ungleichmäßiger Dichte, Mehrzylinder-Kolbenpumpen, Zuteilpumpen	1,25	1,35	1,50	1,75
mittlere Stöße: Holzbearbeitungsmaschinen, Hubwerke, Einzylinder-Kolben- pumpen, Mischmaschinen mit unterbrochenem Betrieb, Mahlwerke	1,50	1,60	1,75	2,00
starke Stöße (heavy): Stanzen, Scheren, Walzwerks- und Hüttenmaschinen, Löffelbagger, schwere Zentrifugen, schwere Zuteilpumpen, Pressen	1,75	1,85	2,00	2,25 oder höher



Wahl der Profilverschiebung gemäß DIN 3992 aus *Dubbel*, 21. Auflage. **Diagramm a:** Wahl der Profilverschiebungssumme x_1+x_2 , **Diagramm b:** Empfehlung für die Aufteilung von x_1+x_2 bei Übersetzung ins Langsame, **Diagramm c:** Aufteilung von x_1+x_2 bei Übersetzung ins Schnelle. Graue Bereiche: Gefahr von Eingriffsstörungen. Wenn $z_2 > 150$, dann setze $z_2 = 150$.

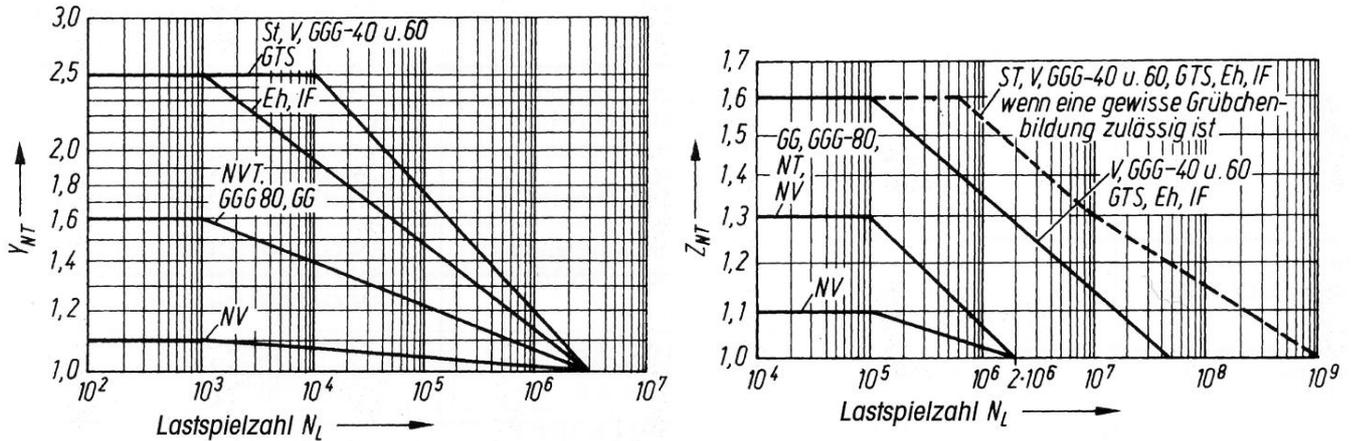
Beispiel 1: Radpaar mit Schrägverzahnung. Diagramm a: Wahl von x_1+x_2 : wähle z.B. Summenlinie P4-P5, liefert $x_1+x_2 = 0,24$. Übersetzung ins Langsame, also Diagramm b: Ins Diagramm mit $x_1+x_2/2 = 0,12$ von Y-Achse nach rechts und mit $z_{n1}+z_{n2}/2 = 69,5$ von X-Achse nach oben ergibt Schnittpunkt A. Paarungslinie durch A liefert für $z_{n1} = 23,5$ dann $x_1 = 0,31$ (und für $z_{n2} = 115,6$ dann $x_2 = -0,07$, aber das ergäbe sich auch aus der Profilverschiebungssumme).

Beispiel 2: Radpaar mit Geradverzahnung für hohe Tragfähigkeit, $z_1 = 16$, $z_2 = 38$. Diagramm a: Wahl von x_1+x_2 : wähle z.B. Summenlinie P7, liefert $x_1+x_2 = 0,85$. Übersetzung ins Schnelle, also Diagramm c: Ins Diagramm mit $x_1+x_2/2 = 0,425$ von Y-Achse nach rechts und mit $z_1+z_2/2 = 27$ von X-Achse nach oben ergibt Schnittpunkt B. Paarungslinie durch B liefert für $z_1 = 16$ dann $x_1 = 0,37$ (und für $z_2 = 38$ dann $x_2 = 0,48$, aber das ergäbe sich auch aus der Profilverschiebungssumme).

Flankenlinienabweichung durch Verformung: f_{sh} in μm

Zahnbreite in mm	≤ 20	> 20 ≤ 40	> 40 ≤ 100	> 100 ≤ 260	> 260 ≤ 315	> 315 ≤ 560	> 560
sehr steife Getriebe und/oder $F_t/b < 200 \text{ N/mm}^2$, z.B. Turbogetriebe	5	6,5	7	8	10	12	16
mittlere Steifigkeit und/oder $F_t/b = 200 \sim 1000 \text{ N/mm}^2$, typische Industriegetriebe	6	7	8	11	14	18	24
nachgiebige Getriebe und/oder $F_t/b > 1000 \text{ N/mm}^2$	10	13	18	25	30	38	50

Lebensdauerfaktoren Y_{NT} und Z_{NT} gemäß DIN 3990 aus Tabellenband Decker



Werkstoff	Kurzzeichen	Behandlung	Flanken- härte	σ_{FE} N/mm ²	$\sigma_{H \text{ lim}}$ N/mm ²
Gusseisen m. Lamellengr. DIN EN 1561 (DIN 1691)	EN-GJL-200 (GG-20)	–	180 HB	80	300
	EN-GJL-250 (GG-25)	–	220 HB	110	360
Temperguss DIN EN 1562 (DIN 1692)	EN-GJMB-350 (GTS-35)	–	150 HB	330	320
	EN-GJMB-650 (GTS-65)	–	220 HB	410	460
Gusseisen m. Kugelgraphit DIN EN 1563 (DIN 1693)	EN-GJS-400 (GGG-40)	–	180 HB	370	370
	EN-GJS-600 (GGG-60)	–	250 HB	450	490
	EN-GJS-800 (GGG-80)	–	320 HB	500	600
Stahlguss DIN 1681	GS-52	–	160 HB	280	320
	GS-60	–	180 HB	320	380
Baustahl DIN EN 10025 (DIN 17100)	E295 (St 50)	–	160 HB	320	370
	E335 (St 60)	–	190 HB	350	430
	E360 (St 70)	–	210 HB	410	460
Vergütungsstahl DIN EN 10083 (DIN 17200)	C 45	normalisiert	190 HV 10	410	530
	34CrMo4	vergütet	270 HV 10	520	530
	42CrMo4		300 HV 10	570	600
	34CrNiMo6		310 HV 10	610	630
Einsatzstahl DIN EN 10084 (DIN 17210)	16MnCr5	einsatzgehärtet	720 HV 10	860	1470
	15CrNi6		730 HV 10	920	1490
	17CrNiMo6		740 HV 10	1000	1510
Vergütungs- und Einsatzstahl	42CrMo4	gasnitriert	550 HV 10	770	1070
	16MnCr5		550 HV 10	810	1100
	31CrMoV9		700 HV 10	840	1230
Vergütungs- und Einsatzstahl	C 45	nitro- carburiert	420 HV 10	620	710
	16MnCr5		560 HV 10	650	770
	42CrMo4		610 HV 10	680	830
	34Cr4	carbonitriert	650 HV 10	900	1350

Auswahl Zahnradwerkstoffe aus Tabellenband Decker. **Beachte:** In der DIN 3990 T5 wird σ_{Flim} verwendet.

Umrechnung: $\sigma_{Flim} = 0.5 \sigma_{FE}$

Beispiel aus [3], S.305 ff: Turbogetriebe, $z_1 = 31$, $z_2 = 146$, $m_n = 4$, $\beta = 10.5$, $b = 180$, $x_1 = 0.2549$, $x_2 = -0.2523$, $P_{Nb} = 5500$, $n_1 = 17657$, $K_A = 1.25$, Qualität 5, $h_{fp1}/m_n = 1.4$, $\rho_{fp1}/m_n = 0.4$, $h_{fp2}/m_n = 1.4$, $\rho_{fp2}/m_n = 0.4$, $R_{z1} \text{ Fuß} = 10$, $R_{z2} \text{ Fuß} = 10$, $R_{z1} \text{ Flanke} = 16$, $R_{z2} \text{ Flanke} = 16$, $\text{Öl } \nu_{40} = 32$, $\sigma_{Flim1} = 430$, $\sigma_{Flim2} = 430$, $\sigma_{Hlim1} = 1500$, $\sigma_{Hlim2} = 1500$, $E_1 = 206000$, $E_2 = 206000$, beide Zahnräder Einsatzstahl 16MnCr5 E mit 59 HRC (=Eh), $f_{sh} = 8$, optimales Lasttragbild