

**Programm XGEAR für Texas Instruments TI89/ 92/ V200** © 9.2.2007 Prof. Dr.-Ing. Frank Rieg, Lehrstuhl für Konstruktionslehre und CAD, Fakultät für Angewandte Naturwissenschaften, Universität Bayreuth, www.uni-bayreuth.de/departments/konstruktionslehre.

**XGEAR** 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 XGEAR 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 XGEAR 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 XGEAR mit der W-Verzahnung weiterarbeitet (vgl. Anmerkung 4. unten).

**Achtung:** Für Genaurechnungen wird ohnehin auf die diversen professionellen Programme der Softwarehäuser und der FVA verwiesen. Legen Sie keine kritischen Verzahnungen mit XGEAR 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 **F6** die Eingangswerte anzeigen und mit **F7** sofort berechnen können. Damit sieht man am besten, was das Programm leistet. Die Anzeigen bei **F6** und **F7** können nach der Aufforderung „weiter mit bel. Taste“ entweder mit jeder Taste außer x zum nächsten Anzeige-Display weitergeleitet werden oder mit Taste x zum Eingangsменю zurück geleitet werden (wenn man z.B. nach Anzeige der Geometriewerte abrechnen möchte).

**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  $\mu\text{m}$  etc. Sie können auch nur teilweise Werte eingeben: Wenn Sie nur Geometrieergebnisse interessieren, dann brauchen Sie keine Leistungs- und Werkstoffwerte einzugeben. Brechen Sie dann mit Taste x ab. Für Innenverzahnungen gilt wie üblich: Zähnezah  $z_2$  negativ, Achsabstand negativ, u negativ,  $d_2$  negativ etc.

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

**F1: Geometriewerte:**

Zähnezah Ritzel  $z_1$ , Zähnezah Rad  $z_2$ , Normmodul  $m_n$ , Zahnbreite b, Schrägungswinkel  $\beta$

**F2: Achsabstand oder Profilverschiebung vorgeben:**

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  $\alpha_{wt}$  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 ist: 0 eingeben, dann 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 sind: 1 eingeben, dann Profilverschiebung Ritzel  $x_1$  und Profilverschiebung Rad  $x_2$  eingeben. Hinter  $x_1+x_2$  wird die Anzahl der Iterationen für  $\alpha_{wt}$  in Klammern ausgewiesen.

**F3: Leistungswerte:**

Nenn-Leistung, Drehzahl Ritzel  $n_1$ , Anwendungsfaktor  $K_A$ , Verzahnungsqualität (zulässig 5~12)

**F4: Werkstoff (für TI-Rechner siehe CellSheet-Datei XGEARMAT zum Ablesen von  $\sigma_{Flim}$  und  $\sigma_{Hlim}$ ):**

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),  $\sigma_{Flim1}, \sigma_{Hlim1}, \sigma_{Flim2}, \sigma_{Hlim2}$ , Werkstoffkennungen für die Bestimmung von  $Z_X$  (Ritzel u. Rad), Ölviskosität bei 40°C. Beachte:  $\sigma_{Flim} = 0.5 \sigma_{FE}$

**F5: Eingabe Hilfwerte:**

$h_{FP1}/m_n$  (üblich: 1,25),  $\rho_{FP1}/m_n$  (üblich: 0,25), Rautiefe Fuß  $R_{z1}$ , Rautiefe Flanke  $R_{z1}$ ,  $h_{FP2}/m_n$  (üblich: 1,25),  $\rho_{FP2}/m_n$  (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!

**F7: Ausgabe:**

Es werden zunächst auf vier Displayseiten die berechneten *Geometriewerte* vorgehensunabhängig ausgegeben:

- 1) Modul im Stirnschnitt  $m_t$ ,  $\alpha_t$  (= al.t), Teilkreis.  $d_1$ ,  $d_2$ , Grundkreis.  $d_{b1}$ ,  $d_{b2}$ ,  
→ Profilverschiebung vorgegeben: Betriebseingriffswinkel  $\alpha_{wt}$  (= al.wt), W-Achsabstand  $a_w$  (= aw)  
→ Achsabstand vorgegeben: Betriebseingriffswinkel  $\alpha_{wt}$  (= al.wt), Profilverschiebungssumme  $x_1+x_2$ ,  
daher dann Abfrage  $x_1$ , um die Profilverschiebungssumme aufzuteilen
- 2) Zähnezahlnverhältnis  $u$ , 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  $\beta_b$  (= 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  $\epsilon_\alpha$ , Sprungüberdeckung  $\epsilon_\beta$ , Gesamtüberdeckung  $\epsilon_\gamma$

Sodann werden auf sechs Displayseiten 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  $\epsilon_\beta \geq 1$ , 2= Geradverz., 3= Schrägverz. und  $\epsilon_\beta < 1$ ), 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  $Y_\epsilon$  (= Yeps), Überdeckungsfaktor Grübchentragsfähigkeit  $Z_\epsilon$  (= 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  $Y_\beta$  (= Ybeta), Größenfaktoren  $Y_{X1}$  (= YX1) u.  $Y_{X2}$  (= YX2), relative Oberflächenfaktoren  $Y_{R1}$  (= YR1) u.  $Y_{R2}$  (= YR2), Zahnfußnennspannungen  $\sigma_{F01}$  (= SigF01) u.  $\sigma_{F02}$  (= SigF02), Zahnfußspannungen  $\sigma_{F1}$  (= SigF1) u.  $\sigma_{F2}$  (= SigF2)
- 5) Sicherheitsfaktoren Zahnfußspannung  $S_{F1}$  (= SF1) u.  $S_{F2}$  (= SF2), Zonenfaktor  $Z_H$  (= ZH), Elastizitätsfaktor  $Z_E$  (= ZE), Schrägenfaktor  $Z_\beta$  (= Zbeta), nominelle Flankenpressung  $\sigma_{H0}$  (= SigH0), maßgebende Flankenpressung  $\sigma_H$  (= 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  $\epsilon_\beta \geq 1$ , 2= Geradverz., 3= Schrägverz. und  $\epsilon_\beta < 1$ ), Linienbelastung  $w_t$  (= wt), Breitengrundfaktor  $K_\beta$  (= Kbeta), Korrekturfaktor Linienbelastung  $f_w$  (= fw), Werkstoffpaarungsfaktor  $f_p$  (= fp), Breitenfaktor Zahnfußtragsfähigkeit  $K_{F\beta}$  (= KFbeta), Breitenfaktor Grübchentragsfähigkeit  $K_{H\beta}$  (= KHbeta)
- 3) zulässige Eingriffsteilungsabweichung  $f_{pe}$  (= fpe), Einlaufbetrag  $y_p$  (= yp), Überdeckungsfaktor Zahnfußtragsfähigkeit  $Y_\epsilon$  (= Yeps), Überdeckungsfaktor Grübchentragsfähigkeit  $Z_\epsilon$  (= Zeps), Stirnfaktor Zahnfußtragsfähigkeit  $K_{F\alpha}$  (= KFalfa), Stirnfaktor Grübchentragsfähigkeit  $K_{H\alpha}$  (= KHalfa), die Kopffaktoren  $Y_{FS1}$  und  $Y_{FS2}$  werden iterativ bestimmt, der Wert dahinter in Klammern gibt die Anzahl der Iterationsschritte an
- 4) Schrägenfaktor  $Y_\beta$  (= Ybeta), Größenfaktoren  $Y_{X1}$  (= YX1) u.  $Y_{X2}$  (= YX2), relative Oberflächenfaktoren  $Y_{R1}$  (= YR1) u.  $Y_{R2}$  (= YR2), Zahnfußnennspannungen  $\sigma_{F01}$  (= SigF01) u.  $\sigma_{F02}$  (= SigF02), Zahnfußspannungen  $\sigma_{F1}$  (= SigF1) u.  $\sigma_{F2}$  (= SigF2)
- 5) Sicherheitsfaktoren Zahnfußspannung  $S_{F1}$  (= SF1) u.  $S_{F2}$  (= SF2), Zonenfaktor  $Z_H$  (= ZH), Elastizitätsfaktor  $Z_E$  (= ZE), Schrägenfaktor  $Z_\beta$  (= Zbeta), nominelle Flankenpressung  $\sigma_{H0}$  (= SigH0), maßgebende Flankenpressung  $\sigma_H$  (= 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-Achsabstand (*Decker* Glch. 22.26) gerechnet: Die Gleichung 
$$\text{inv } \alpha_{wt} = \text{inv } \alpha_t + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \tan \alpha_n$$
 (*Decker* Glch. 22.26) wird dann iterativ gelöst. Ein Weiterrechnen mit dem V-Achsabstand bei Profilverchiebung 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  $K_\beta$  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  $f_w$ ,  $f_p$ ,  $c_\gamma$  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  $\vartheta$  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  $Y_\delta$  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:**

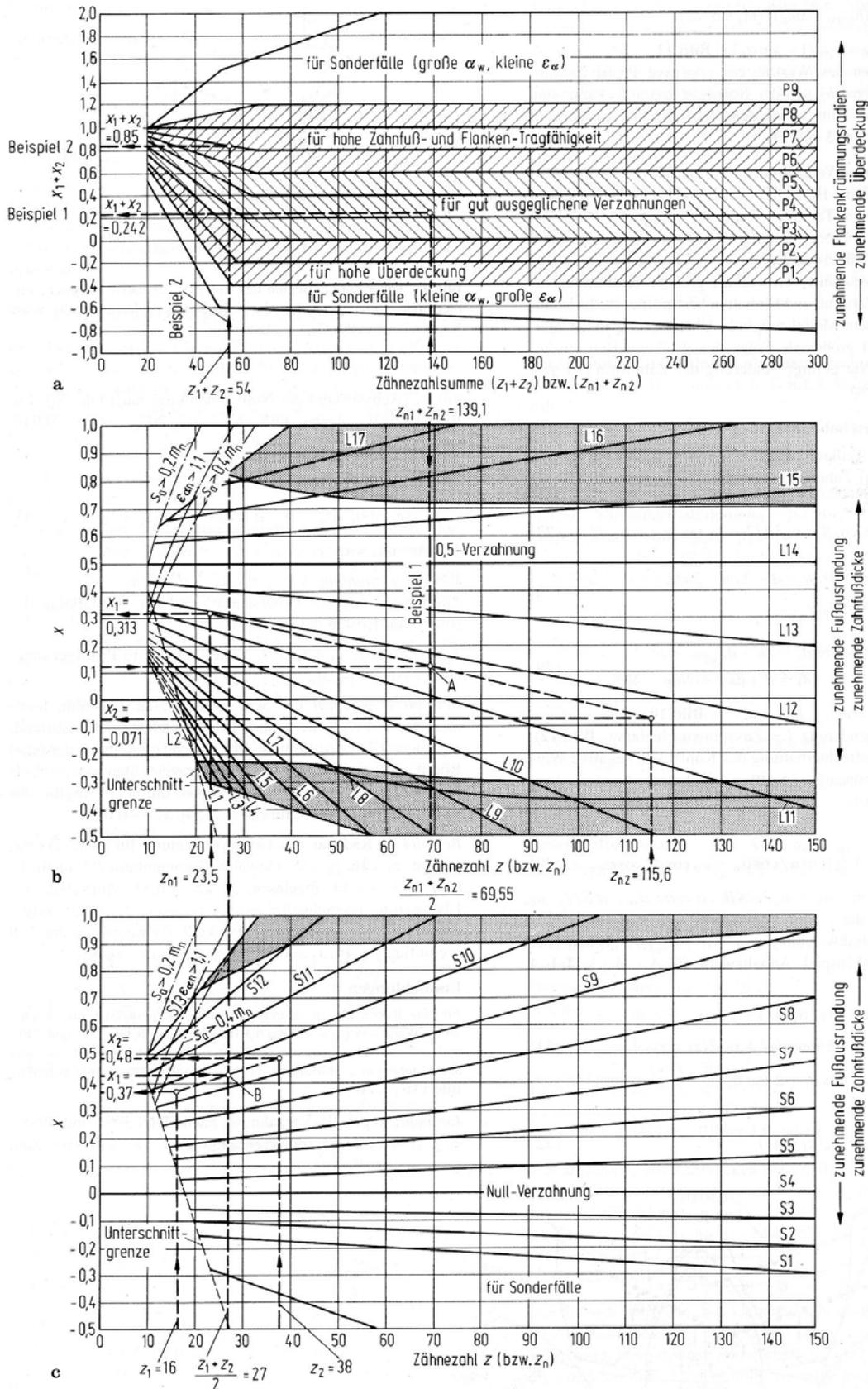
[1] Decker: Maschinenelemente. 16. Auflage. München,Wien: Carl Hanser 2007.  
 [2] Rieg, F.; Kaczmarek, M. (Hrsg): Taschenbuch der Maschinenelemente. München, Wien: Hanser 2006.  
 [3] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente, Bd.II. 2.Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1989.  
 DIN 3990 Teil 1: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Einführung und allgemeine Einflußfaktoren, Dez.1987  
 DIN 3990 Teil 2: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Berechnung der Grübchentrugfähigkeit, 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: Einzyylinder- Motor
gleichmäßig (uniform): Stromerzeuger, Vorschubgetriebe, leichte Aufzüge und Hubwinden, Turbogebälde 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  $z_2 = 150$ .

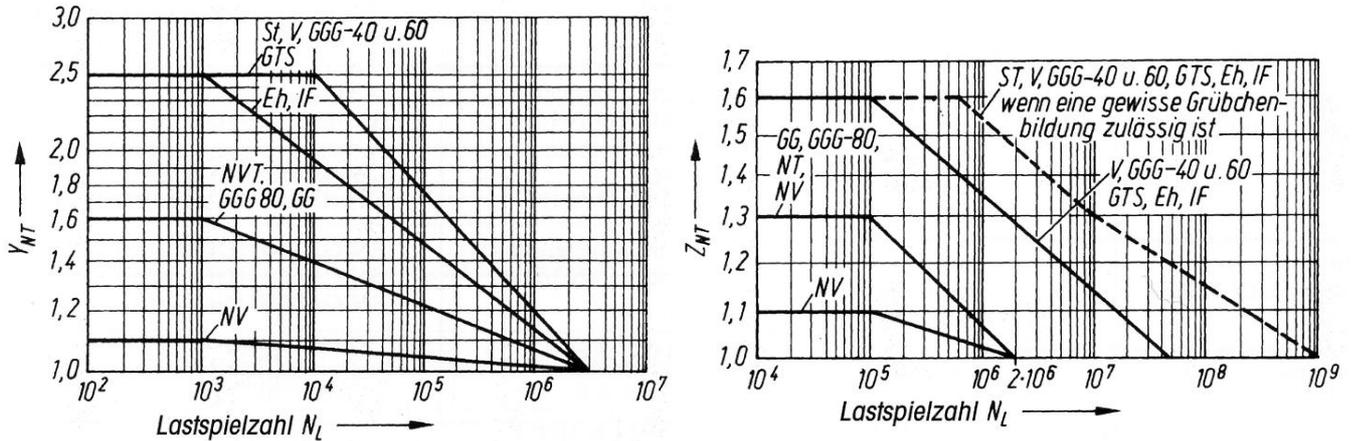
**Beispiel 1:** Radpaar mit Schrägverzahnung. Diagramm a: Wahl von  $x_1+x_2$ : wähle z.B. Summenlinie P4-P5, liefert  $x_1+x_2 = 0,24$ . Übersetzung ins Langsame, also Diagramm b: Ins Diagramm mit  $x_1+x_2/2 = 0,12$  von Y-Achse nach rechts und mit  $z_{n1}+z_{n2}/2 = 69,5$  von X-Achse nach oben ergibt 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  $\mu\text{m}$

Zahnbreite in mm	$\leq 20$	$> 20$ $\leq 40$	$> 40$ $\leq 100$	$> 100$ $\leq 260$	$> 260$ $\leq 315$	$> 315$ $\leq 560$	$> 560$
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	$\sigma_{FE}$ $\text{N/mm}^2$	$\sigma_{H \text{ lim}}$ $\text{N/mm}^2$
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  $\sigma_{Flim}$  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