

PROFESSOR DR.-ING. H. WINTER

Ordinarius für Maschinenelemente,
Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG)
TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Telefon: Prof. H. Winter (089) 2105-2871
Sekretariat (089) 2105-2872
Telex: (T.U. München) 522854 tumue d
Bahnstation: München - Hauptbahnhof
Zufahrt: Tor IV Gabelsbergerstr. (Uhrturm)

Prof. Dr.-Ing. H. Winter, T.U. München · Arcisstr. 21 · 8000 München 2

Herrn Dipl.-Ing.
Tuncer Özkan
Stellvertretender Abteilungsleiter
der Zentralenwerkstätten der Türki-
schen Steinkohlen-Bergbau Gesellschaft

P.K. 102 Zonquldak-Türkei

Ihre Nachricht vom

Ihr Zeichen

Unser Zeichen

Datum

10: C 55

14.8.84/br/C

Betr. Niemann/Winter: Maschinenelemente III, 1983

Lieber Herr Özkan,

vielen Dank für Ihren Brief. Bitte entschuldigen Sie, daß sich die Beantwortung so lange verzögert hat.

Wir haben Ihre kritischen Hinweise geprüft. Daraus ergibt sich folgende Stellungnahme:

zu 1. Seite 87, Wärmedurchgangszahl. Nach neueren Versuchen sollte k_{Ca} tatsächlich geändert werden. Für einen Neudruck haben wir vorgesehen:

$$k_{Ca} \approx 15 \cdot 10^{-3} (1 + 0,1 \cdot v_{ai}), \dots (25/72)$$

wobei $v_{ai} \approx$ Fahrzeuggeschwindigkeit; praktisch gibt es hier kaum Kühlprobleme, wenn die Luft das Getriebe unbehindert umströmen kann.

Mit dieser Formel soll Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung berücksichtigt werden.

zu 2. Literatur über Einfluß von Lüftern auf die Wärmeabführung.

● AGMA 420.04: Practice for Enclosed Speed Reducers or Increasers Using Spur, Helical, Herringbone and Spiral Bevel Gears Dec. 1975 (siehe auch ME II, S. 226).

● Leimann, D.O.: Erhöhung der Wärmegrenzleistung bei Getrieben mit Lüfterkühlung. Konstr. 31 (1979) 11, 434...438.

● Podgornik, V.; Vizintin, J.: Calculation of Losses and Heat Abduction in Worm Gears. International Symposium on Gearing & Power Transmissions Tokyo 1981.

Empfänger: Dipl.-Ing. Tuncer Özkan

Tag: 14.8.84/br/C Blatt: -2-

zu 3. Die im Buch angegebene Gleichung für η_{zmax} ist fehlerhaft. Die von Ihnen abgeleitete Gleichung ist richtig.

zu 4. Zum Einfluß von Kühlrippen: Statt "für gut verripptes Gehäuse" sollte es heißen: "Wärmetechnisch verripptes Gehäuse". Das bedeutet:

- Möglichst Rippen in Richtung der Luftströmung,
- Große Kühlfläche
- Wenig Konvektionsbehinderung durch Einbau.

zu 5. In diesem Beispiel war ein möglichst hoher Wirkungsgrad gefordert. In Anbetracht der kleinen Leistung scheint der größere Steigungswinkel hier gerechtfertigt.

zu 6. Sie haben recht, auf Seite 102, Beispiel 2 muß es heißen: $d_{e2} = 147,42$ mm.

zu 7. Beispiel 3 enthält leider einige Fehler. Eine Kopie mit Korrekturen ist als Anlage beigefügt. (Setzt man den in Beispiel 3 errechneten Wirkungsgrad ein, so ist der Wert $T_2 = 4286$ Nm richtig, ebenso der Wert für die Durchbiegesicherheit).

zu 8. Die beigegebene Rechnung ist nach dem alten Buch ME II durchgeführt. Dazu ist zu sagen:

- a) Es wurde ein weniger gut verripptes Gehäuse angenommen.
- b) Das Rechenverfahren für k_{ca} wurde geändert:

altes Buch: $(n_1/1000)^{1,55}$, neues Buch: $(n_1/60)^{0,75}$

die errechneten Werte für k_{ca} liegen zu hoch: für $n_1 = 1500$ U/min ist $k_{ca} \approx 35$ W/m² K;
Die Werte für die Gehäuseoberfläche liegen etwas zu niedrig.

Insgesamt ist das Rechenverfahren für die Temperatursicherheit sehr mit Vorsicht anzuwenden.

Die errechneten Sicherheiten haben sich natürlich im neuen Buch geändert, da neue Beiwerte eingeführt wurden (Grübchen und Fuß).

Ich hoffe, lieber Herr Özkan, daß diese Stellungnahme von Nutzen ist. Für mich waren Ihre Hinweise sehr wertvoll. Wir werden die Korrekturen beim Neudruck berücksichtigen.

Mit freundlichen Grüßen


(Prof.Dr.-Ing. H. Winter)

Anlagen

Gewählt: $z_2 = 29$ (unrundetes Zähnezahlnverhältnis verringert die schädliche Wirkung von Teilungsfehlern). Übersetzung $i (= u) = 31/3 = 9,66$; Abweichung: 3,3%, zulässig. — d_{m1}/a aus Bild 25/17 (für hohen Wirkungsgrad): $d_{m1}/a = 0,33$.

Berechnet: Mittlerer Schneckendurchmesser: $d_{m1} = (d_{m1}/a) a = 26,4$ mm; Steigungswinkel am mittl. Schneckendurchmesser nach (25/24) mit $x = 0$; $\tan \gamma_m = 0,52351$; $\gamma_m = 27,6325^\circ$. — Weitere Größen: Zahnformzahl nach (25/22): $q = 5,7305$; Modul nach (25/6): $m = 4,6069$ mm;

Durchmesser: Nach (25/12): $d_2 = 133,6$ mm; nach (25/10): $d_{a1} = 35,61$ mm; nach (25/14) mit $c_1 \approx 0,2$ ra: $d_{f1} = 15,34$ mm; $d_{m2} = d_2 = 133,6$ mm ($da\ x = 0$); nach (25/11): $d_{a2} = 142,81$ mm; nach (25/15) mit $c_2 = c_1$: $d_{f2} = 122,54$ mm; nach (25/13): $d_{e2} \approx 127$ mm.

Weitere Maße: Nach (25/28): $b_1 = 63$ mm; nach (25/29): $b_2 = 28,5$ mm. Zahnreibungszahl nach (25/60) und Bild 25/16: $\mu_z = 0,089$ (mit $v_{gm} = 1,17$ m/s nach (25/27)). Verzahnungswirkungsgrad nach (25/56): $\eta_z = 81,5\%$. — Zum Vergleich: Für $d_{m1}/a = 0,33$: $\eta_z = 81,5\%$.

3. Beispiel. Nachweis von Wirkungsgrad und Sicherheiten.

Gegeben: Achsabstand $a = 250$ mm, Zähnezahlnverhältnis $u = 40/1$, mittl. Steigungswinkel $\gamma_m = 7,1386^\circ$, mittl. Schneckendurchmesser: $d_{m1} = 83,2$ mm, mittl. Schneckenraddurchmesser: $d_{m2} = 416,8$ mm, Schneckenradzahnbreite: $b_2 = 70$ mm, Schneckenlagerabstand: $l_1 = 450$ mm, Eingangsleistung: $P_1 = 22$ kW, Eingangsdrehzahl: $n_1 = 1500$ min⁻¹, geforderte Lebensdauer bei Dauerbetrieb: $L_h = 25000$ h, Werkstoffpaarung: Rad: GZ-CuSn 12 Ni, Schnecke: 16 MnCr 5 E (geschliffen), Schmierung: Mineralöl: $\nu_{50} = 175$ m²/s, $\nu_{50} = 50$ m²/s, Außenlufttemperatur: $\vartheta_{a1} = 20^\circ\text{C}$; max. Öltemperatur: $\vartheta_{L, \text{grenz}} = 90^\circ\text{C}$. Zusätzliche Kühlung durch Lüfter auf Schneckenwelle. Wälzlagerung. Z1-Schnecke treibt.

Gesucht: Wirkungsgrad und Tragfähigkeit bei Anwendungsfaktor $K_A = 1$.

0,25/0,33
3,64
0,30 Berechnet: Gleitgeschwindigkeit nach (25/27): $v_{gm} = 6,59$ m/s; Zahnreibungszahl nach (25/60) und Bild 25/16: $\mu_z = 0,088$; Verzahnungswirkungsgrad nach (25/56): $\eta_z = 0,814$; Verzahnungsverlustleistung nach (25/54): $P_{Vz} = 4,69$ kW; Leerlaufverlustleistung nach (25/61): $P_{V0} = 0,48$ kW; Verlustleistung durch Lagerbelastung nach (25/62): $P_{VLP} = 0,59$ kW; somit Gesamtverlustleistung: $P_V = 5,16$ kW; *4,62*
Gesamtwirkungsgrad nach (25/51): $\eta_G = 0,765$ (76,5%). *0,79* (79%).

Temperatursicherheit: zulässige Gehäuseübertemperatur nach (25/68): $\vartheta_{\infty, \text{zul}} = 59,24$ K; Gehäuseoberfläche (gut verripptes Gehäuse) nach (25/69): $A_{ca} = 2,46$ m²; Wärmedurchgangszahl nach (25/70): $k_{ca} = 3,61 \cdot 10^{-2}$ kW/m² K; abgeführte Wärmeleistung nach (25/67): $\dot{Q}_{ab} = 5,26$ kW; Temperatursicherheit *1,14* nach (25/66): $S_T = 1,1$.

Grübchensicherheit: Grübchenfestigkeit nach Tafel 25/4: $\sigma_{H11m} = 520$ N/mm²; Lebensdauerfaktor nach (25/80): $Z_h = 1,0$; Lastwechselfaktor nach (25/82): $Z_n = 0,805$; Elastizitätsfaktor nach Tafel 25/4: $Z_E = 152,2$ (N/mm²)^{1/2}; Kontaktfaktor nach Bild 25/19: $Z_\rho = 2,96$; Abtriebsmoment (25/51) und nach *44%* Tafel 20/3: $T_2 = 445$ Nm; Grübchensicherheit nach (25/84): $S_H = 1,74$; Kraftsicherheit = 3,03.

Verschleißsicherheit: Lastwechselzahl am Rad: $N_L = 60 L_h n_1 / u = 5,62 \cdot 10^7$; Verschleißfestigkeit nach Bild 25/20: $\sigma_{W11m} = 82,5$ N/mm² für $\Delta m_{11m} = 0,1$ kg (gewählt); Paarungsfaktor nach Tafel 25/5: $W_p = 1,04$; Rauheitsfaktor für $R_z = 3$ μm : $W_R = 1$; Geschwindigkeitsfaktor nach (25/87): $W_v = 3,14$ mit $\nu_{50} = 0,13$ nach Tafel 25/5; Verschleißsicherheit nach (25/88): $S_W = 1,1$; Kraftsicherheit = *1,21* (Verschleiß- *1,21* geschwindigkeit: $\Delta m_s < 4$ mg/h).

Zahnbruchsicherheit: Grenzwert der Zahnfußbeanspruchung nach Tafel 25/4: $U_{11m} = 225$ N/mm²; Modul nach (25/6): $m = 10,42$ mm; statische Umfangskraft nach (25/37): $F_{t, m2} = 21229$ N; Zahnbruch- *21232* sicherheit nach (25/90): $S_F = 7,7$.

42 Durchbiegesicherheit: Zulässige Durchbiegung nach (25/95): $\delta_{11m} = 124$ μm ; resultierende Durch- *32* biegun nach (25/94): $\delta_m = 13$ μm ; Durchbiegesicherheit nach (25/96): $S_\delta = 8$ mit $\alpha_x = 20^\circ$. *1,3*

25.9 Literatur zu 25

Normen, Richtlinien

- 25/1 DIN 3975 Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinderschneckengetriebe mit Achsenwinkel 90°
- 25/2 DIN 3976 Zylinderschnecken, Abmessungen, Zuordnung von Achsabständen und Übersetzungen in Schneckengetrieben
- 25/3 DIN 1705 Kupfer-Zinn- und Kupfer-Zinn-Zink-Gußlegierungen
- 25/4 DIN 1709 Kupfer-Zinn-Zink-Gußlegierungen
- 25/5 DIN 1714 Kupfer-Aluminium-Gußlegierungen
- 25/6 DIN 51509 Auswahl von Schmierstoffen für Zahnradgetriebe, Teil I: Schmieröle
- 25/7 British Standard 721-1963 Specification for Worm Gearing
- 25/8 AGMA 440.04-1971 Practice for single and double-reduction cylindrical-worm and helical-worm-speed reducers