

Toleranzen und Passungen

2. S)

$$d = 55 \text{ mm}$$

$$P_O = -93 \mu\text{m} \quad i_O = -93$$

$$P_V = -142 \mu\text{m} \quad \ddot{o}_O = -142 \mu\text{m}$$

a) Passstoleranz PT?

$$\boxed{P_T = P_O - P_V}$$

$$P_T = -93 \mu\text{m} - (-142 \mu\text{m})$$

$$P_T = 49 \mu\text{m}$$

b) Bohrungstoleranz \bar{T}_B ? Wellentoleranz T_W ?

$$\boxed{P_T = \bar{T}_B + T_W}$$

$$\bar{T}_B = ?$$

$$\text{Annahme: } \bar{T}_B \approx 0,6 \cdot P_T$$

$$TB = 0,6 \cdot 49 = 29,4$$

$$TB = 30$$

$T_w?$ Formel umgestellt

$$T_w = P_T - TB$$

$$T_w = 49 \mu\text{m} - 30 \mu\text{m} = 19 \mu\text{m}$$

c) geeignete Toleranzhöhen Bohrung

$$TB = 30 \mu\text{m} : \text{wichtige Info} + \varnothing 55 \mu\text{m}$$

$$TB 2-1 : d = 55 \mu\text{m} (\text{nennmaß}) \Rightarrow IT 7$$

$$TB : 30 \mu\text{m} (\text{Toleranz})$$

$$\hookrightarrow \overline{\varnothing 55 H7} \rightarrow IT$$

Durchmesser
immer bei Bohrung

$$TB 2-3 : d = 55 \mu\text{m} > EI = 0 \mu\text{m}$$

$$TB 2-3 (\text{FuBnote}) : \varepsilon_s = \varepsilon_I + IT = \varepsilon_S = \varepsilon_I + TB$$

$$ES = 0 \text{ mm} + 30 \text{ mm}$$

$$ES = 30 \text{ mm}$$

Toleranzklasse für Bohrung lautet
 $\phi 55 H7 (+0,030 \text{ mm})$ alle Angaben in mm

d) Grenzabmaße für die Welle

Infos:

$$\text{Mindestübermaß } \overset{\circ}{\text{Ü}}_U = 93 \text{ mm}$$

↪ Größte Bohrung mit kleinster Welle

$$\text{Höchstübermaß } \overset{\circ}{\text{Ü}}_O = 142 \text{ mm}$$

↪ kleinste Bohrung mit größter Welle

$$\text{Bohrung: } H7 | ES = 30 \text{ mm} | EI = 0 \text{ mm}$$

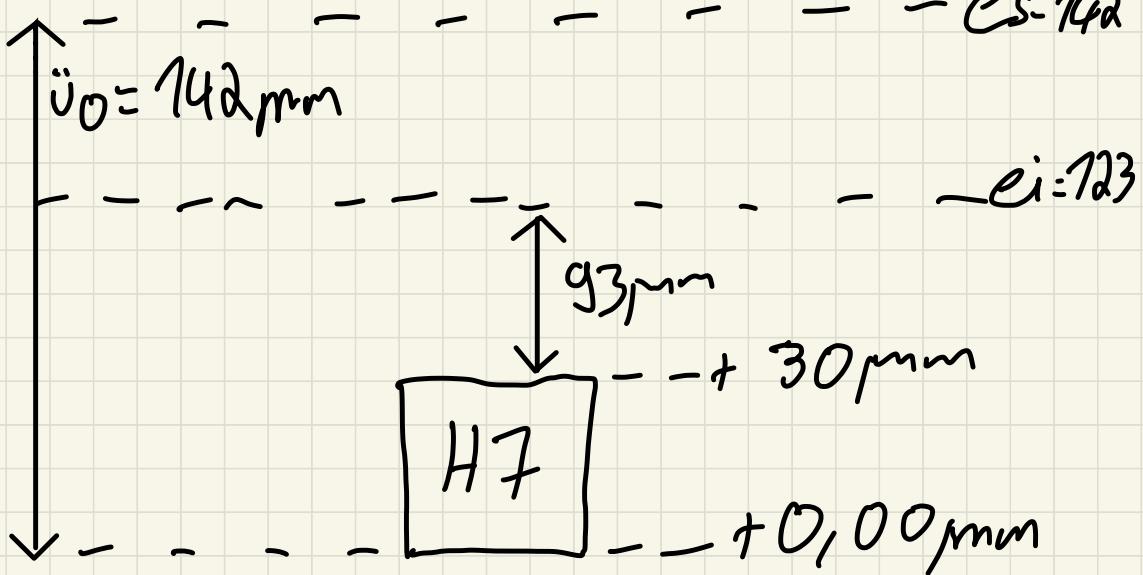
$$-\text{Welle?} \rightarrow eS = ? \quad ei = ? \quad T_W = 14$$

$T_B 2-2$:

$$eS = 142 \text{ mm}$$

$$ei = eS - T_W = ei = 142 \text{ mm} - 19 \text{ mm}$$

$$ei = 123 \text{ mm}$$

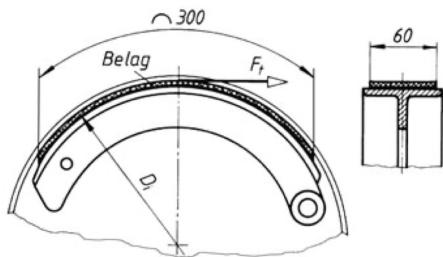


c) Toleranzklasse für die Welle Tw
 $T_V = 19 \mu\text{m}$, $\varnothing 55 \text{mm}$

TD2-1 : $d = 55 \text{mm} > IT6 \Rightarrow \varnothing 55^{\pm 6}$
 Spalte 6

durch Aufgabe d) können wir feststellen: $ei = 123 \mu\text{m}$
 $\Rightarrow SS \times 6 (+0,142 \mu\text{m})$
 $+0,123 \mu\text{m}$)

- 5.8 Der Bremstrommel-Innendurchmesser eines Lastkraftwagens beträgt $D_i = 280 \text{ mm}$. Die auf die Bremsbacken aufgeklebten Beläge haben 60 mm Breite und 300 mm Länge. Im ungünstigsten Fall kann damit gerechnet werden, dass ein einziger Belagstreifen durch eingedrungenes Wasser an der Trommel anfriert und das größte Rad-Drehmoment $T \approx 3,5 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$ von der Klebverbindung zu übertragen ist. Es ist zu prüfen, ob für die Klebverbindung Bruchgefahr besteht, wenn für den vorgesehenen Kleber die Bindefestigkeit $\tau_{KB} = 15 \text{ N/mm}^2$ beträgt.



$\tau_{KB} < \text{Schicht}$

$$D_i = 280 \text{ mm}$$

$$b = 60 \text{ mm}$$

$$l = 300 \text{ mm}$$

$$T = 3,5 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\tau_{KB} = 15 \text{ N/mm}^2$$

$$F_k = ?$$

$$T = F \cdot \frac{d}{2} \quad \text{umstellen}$$

$$F = T \cdot \frac{d}{\alpha} = 3,5 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \cdot \frac{\alpha}{280}$$

$$= 25000 \text{ N}$$

$$A = l \cdot b = 300 \cdot 60 = 18000 \text{ mm}^2$$

$$J = \frac{F}{A} = \frac{25000 \text{ N}}{18000 \text{ mm}^2} = 1,4 \text{ N/mm}^2$$

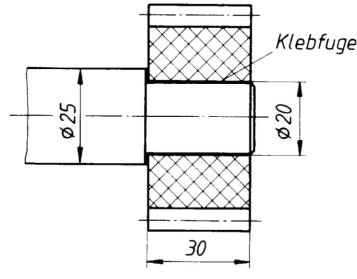
$$\tau_{KB} 15 \text{ N/mm}^2 > 1,4 \text{ N/mm}^2$$

Höuft!

5.10

Für die Klebverbindung eines Zahnrades aus Polyamid mit einem Wellenzapfen aus Stahl ist ein Kaltkleber verwendet, der bei diesen Werkstoffen eine statische Bindefestigkeit $\tau_{KB} \approx 15 \text{ N/mm}^2$ hat.

Welche Leistung in kW kann von der Verbindung bei einer Drehzahl $n = 125 \text{ min}^{-1}$ übertragen werden, wenn eine 2-fache Sicherheit gegenüber der dynamischen Bindefestigkeit τ_{KSch} verlangt wird und ungünstige Betriebsverhältnisse durch den Betriebsfaktor $K_A \approx 1,5$ zu berücksichtigen sind?

**5.11**

Bei dem in Klebkonstruktion ausgeführten Absperrschieber mit



$$\tau_{KB} = 15 \text{ N/mm}^2$$

K_W ?

$$\text{Drehzahl} = n = 125 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{Hinweis: } P = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T$$

$$T_{Sch} = 0,8 \cdot T_{Kb}$$

$$(T_{Kb} = 0,2 \dots 0,4 \cdot \tau_{KB})$$

$$\rightarrow \frac{F \cdot S \cdot k_A}{A}$$



$$T = F \cdot \frac{d}{2} = F = T \cdot \frac{2}{d} \quad \text{Einsetzen}$$

$$\frac{T \cdot 2 \cdot S \cdot k_A}{d \cdot A} \quad A = \pi \cdot d \cdot b$$

$$\frac{2 \cdot T \cdot s \cdot k_A}{\pi \cdot d^2 \cdot b} \leq \bar{T}_{\text{flisch}} \quad (A = \pi \cdot d \cdot b)$$

$$\bar{T} = \frac{\bar{T}_{\text{flisch}} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot b}{2 \cdot s \cdot k_A}$$

$$\bar{T} = \frac{0,8 \cdot 15 \text{ N/mm}^2 \cdot \pi \cdot (20 \text{ mm})^2 \cdot 30 \text{ mm}}{2 \cdot 2 \cdot 1,5} = 7514 \text{ Nmm}$$

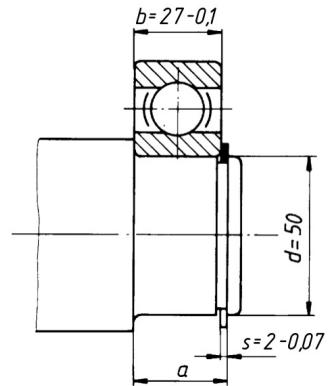
$$\text{Einsatzzeit } P = 2 \cdot \pi \cdot 725 \cdot \frac{1}{60} \cdot 75,4 \text{ Nmm}$$
$$P = 982 \text{ W} = 1 \text{ kW}$$

2.10

Ein Rillenkugellager 6310 soll auf dem Lagerzapfen mit $d = 50\text{mm}$ durch einen Sicherungsring axial festgelegt werden. Nach DIN 616 hat der Lagerinnenring die Breite $b = 27 - 0,1 \text{ mm}$, der Sicherungsring die Dicke $s = 2 - 0,07 \text{ mm}$.

Zu ermitteln sind:

- für den Abstand a von der Wellenschulter bis zum äußeren Nutrand das Nennmaß N und die Maßtoleranz T_a , bei der ein seitliches Lagerspiel S von 0 bis höchstens 0,2 mm zugelassen ist; die normgerechte Maßeintragung ist anzugeben.
- welche Maßtoleranz würde sich ergeben für den Fall, dass das seitliche Lagerspiel 0 bis höchstens 0,1 mm betragen darf?
- die für den Wellenzapfen vorzusehende Oberflächenrautiefe; die normgerechte Zeichnungseintragung ist anzugeben.



$$b = 27 - 0,1 \text{ mm}$$

$$s = 2 - 0,07 \text{ mm}$$

$$b_{\text{ov}} = b_{\text{max}} + s_{\text{max}} = 27 + 2 = 29$$

$$b_{\text{uw}} = b_{\text{min}} + s_{\text{min}} = 28,83$$

$$b_{\text{OB}} = s_0 + b_{\text{ov}} = 0,12 + 28,83 = 29,05$$

$$b_{\text{OB}} = s_v + b_{\text{uw}} = 0 + 29 = 29$$

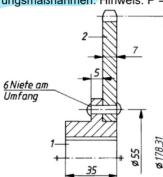
$$29^{+0,03}$$

← →

Nietverbindungen

10. Nietverbindung (7P)

Eine Kettenradnische (2) aus E295 mit 70 Zähnen, passend für eine Rollenkette mit 8 mm Teilung, soll durch 6 am Umfang angeordnete Niete DIN 660 - 5x20 - St mit einer Anbaubabe (1) aus S235 verbunden werden. Das Kettenrad dreht sich in unterschiedliche Richtungen und soll eine Leistung $P = 0,32 \text{ kW}$ bei einer Drehzahl $n = 25 \text{ min}^{-1}$ übertragen. Im Betrieb muss mit einer ständigen Häufigkeit der Höchstlast und mittleren Stößen: entsprechend $K_A = 1,5$, gerechnet werden. Die Nietverbindung ist für eine regelmäßige Benutzung im Dauerbetrieb bzgl. Abscherung und Lochleibung zu überprüfen (s. Anlage Nietverbindungen). Falls die Verbindung nicht dauerfest sein sollte, benennen Sie bitte zwei konstruktive Verbesserungsmaßnahmen. Hinweis: $P = 2 \cdot n \cdot T$



(siehe Aufgabe 7.13)

$$P = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot T \quad \text{Umstellen nach } T \quad \textcircled{2}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Din 660} \cdot 5 \times 20 \\ P = 0,32 \text{ kW} \\ n = d_{\min} \\ K_A = 1,5 \end{array} \right\} \frac{T = P \cdot K_A}{2 \cdot \pi \cdot n} = 783,346 \text{ Nm}$$

$$\left. \begin{array}{l} T = F \cdot d \\ F = \frac{d \cdot T}{a} = \frac{a \cdot 783,346 \text{ Nm}}{0,055 \text{ m}} \\ = 6667,727 \text{ N} \end{array} \right\} \text{②}$$

$$T_{\text{vorb.}} = \frac{F}{A_0 \cdot n \cdot m} \quad \text{③}$$

$$\delta_{\text{vorb.}} = \frac{F}{d_0 \cdot t_{\min} \cdot n} =$$

wechselnde Richtung = Wechsel Belastung

ständig, Häufigkeit / Höchstdurst
S 235, „E 295“

$$\Delta_{\text{Zul}} = 84 \text{ N/mm}^2$$

Einschnittig weil 1 Nietpunkt
eine Abscherung.

$$T_{\text{Zul}} = 0,6 \cdot 84 = 50,4 \text{ Nm}$$

$$\delta_{\text{Zul}} = 7,5 \cdot 84 = 726$$

$$T_{\text{vorb.}} = 6667,727 \text{ N} - 52,323 \text{ N}$$

$$\frac{\pi \cdot 5,12^2 \cdot 1 \cdot 6}{4}$$

Vor > Zul = Schleifung

$$\delta_{\text{vorb.}} = 6667,727 - 42,323$$

$$\frac{5,12 \cdot 5 \cdot 6}{4}$$

vorb > Zul

Nicht dauerfest. Niet auf 1. fikt. erhöhen
Lochabstände anpassen

$t_{\min} = \text{kleinste Blechdicke}$
 $n = \text{Nieteanzahl} = 6$
 $m = \text{Schraubenanzahl}$
Wechselnde Richtung = Wechselbelastung
gleiche Richtung Schwellenlast

7.2 Gegeben

 $\Sigma \partial S (S355)$ $n = 8$

Ständig wechselnd

 $P = 7,8 kN$ $n^2 = 72,1 \text{ mm}^2$ $K_A = 1,5$

Bolzen (9.7)

9.6 Berechnungsbeispiele

Beispiel 9.1:

Ein Bolzengelenk soll durch eine stark stoßhaft auftretende Kraft $F = 9 \text{ kN}$ schwellend belastet werden. Für Stangen- und Gabelkopf ist der Werkstoff S235 vorgesehen. Als Bolzen soll ein ungehärteter Zylinderstift nach DIN EN ISO 2338, Toleranzfeld h8 verwendet werden, der in der Bohrung des Stangenkopfes mit einer Übermaßpassung sitzt. Im Betrieb führt der Bolzen keine Gleitbewegung in der Gabelbohrung aus.

- Die Hauptabmessungen des Gelenkes (d , t_S , t_G und D ; vgl. Bild 9.2) sind durch eine Entwurfsberechnung zu ermitteln. Für den gewählten Bolzen ist die Normbezeichnung anzugeben.
- Das Gelenk ist auf Abscheren und auf Flächenpressung in der Gabelbohrung zu prüfen.
- Die Toleranzklasse der Gabel- und Stangenbohrung ist zu wählen.

gegeben) Stahlstofshaft, schwellend

$$F = 9.000 \text{ N}, \text{S}235$$

-h.8: Toleranz - Übermaßpassung in Stange. Keine Gleitbewegung

a) Formel für $d = \text{?} \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_{\text{max}}}{\sigma_{\text{bzw}}}} = 9.000$

EF 3 - k ablesen

$7,7$

$\sigma_{\text{bzw}} = R_m - 0,2$
Schwelleid

$TB 2,5 \cdot 1,5 - 2,0$

Wenn R_m nicht gegeben = 400 N/mm^2

$$\text{d} = 7,7 \cdot \sqrt{7,8 \cdot 9000 \text{ N/mm}^2} = 75,6 \text{ mm}$$

84 N/mm

Setzt Tabelle gewünscht 9.3

$$\text{klein } c = 3 \quad f_{\text{asr}} = 3 \text{ mm} = 16 \text{ mm} \\ \text{durchmesser}$$

$$\text{nicht glittend} = f_s / d = 1 \quad \text{umstellen} \\ f_g / d = 0,15$$

~~$$f_s = d \cdot 1 = 16$$~~

~~$$f_g = d \cdot 0,15 = 8$$~~

$$l = f_s + 2 \cdot f_g \\ = 16 + 2 \cdot 8 \\ = 32 \text{ mm Stiftlänge}$$

~~$$l_c = 1/2 \cdot c$$~~

$$= 32 + 2 \cdot 3 \\ = 38 \text{ mm}$$

$$D = 2,5 \cdot d = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Normiert} \\ c + l_c = 35 \text{ mm}$$

Antwortsatz

4: ISO 2338 16h8x33mm St

$t_s = \text{Stangenänge } 16 \text{ mm } \varnothing$

$t_g = \text{Gabelwange } 8 \text{ mm}$

$D = \text{Augendurchmesser } 40 \text{ mm}$

b) Abscherung und Flächenpressung

$$\bar{\sigma}_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{u_A \cdot F}{A_s \cdot 2} \geq \bar{\tau}_{zu}$$

$$\bar{\sigma}_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1,8 \cdot 9000}{\frac{\pi}{4} \cdot 16^2 \cdot 2} = 54 \text{ N/mm}^2$$

$$\bar{\tau}_{zu} = 0,75 \cdot R_m = 0,75 \cdot 400$$

$$= 300 \text{ N/mm}^2 \text{ passt.}$$

Flächenpressung

$$\frac{\epsilon_G = 35 \text{ mm} - 2 \cdot 3 \cdot 16}{2}$$

$$P_{\max} = \kappa_A \cdot F \leq P_{ZV} \quad | \\ (\overline{A_{Proj}}) \rightarrow 2 \cdot 0,1 \cdot 79 = \epsilon_G = 6,5$$

$$\frac{1,8 \cdot 9000}{2 \cdot 16 \cdot 6,5} = 78 N/mm^2$$

$$7,7525$$

$$P_{ZV} = 0,25 \cdot R_m \quad 0,125 \cdot 360$$

$$\begin{array}{l} \text{nicht gerichtet} \\ \text{schwach und} \end{array} = 90 N/mm^2$$

$$P_{\max} < P_{ZV}$$

- 9.3 Zur Übertragung einer mit mittleren Stößen ($K_A = 1,4$) wechselnd wirkenden Kraft $F = 11,2 \text{ kN}$ ist ein ruhendes Bolzengelenk zu entwerfen. Vorgesehen ist ein mit merklichem Spiel sitzender genormter Bolzen mit Kopf, der durch einen Sicherungsring axial gesichert werden soll. Für Gabel und Stange ist der Werkstoff S235JR vorgesehen.

Zu bestimmen sind:

- die Hauptabmessungen (d , t_S , t_G und D) des Gelenkes,
- eine geeignete Spielpassung zwischen Bolzen und Stangen- bzw. Gabelbohrung im System Einheitsbohrung.
- die Normbezeichnung des Bolzens und des Sicherungsringes.

Hinweise: $W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d^3$ $R_{MS235} = 360 \frac{N}{mm^2}$ (nur für Flächenpressung)

Sicherungsring / axial versichert: Einbaufall 1

$$d = k \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{G_{\text{bzuL}}}} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{1,4 \cdot 11,200 \text{ N}}{60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 25,87 \text{ mm} \rightarrow 27 \text{ mm}$$

TB 5-2

$k = 1,6$, da Einbaufall 1, nicht gleitend

$$G_{\text{bzuL}} = 0,15 \cdot 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

"wechseln"

$$t_S = 1,0 \cdot d = 1,0 \cdot 27 \text{ mm} \approx 27 \text{ mm} \rightarrow 25 \text{ mm}$$

$$t_G = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 27 \text{ mm} \approx 13,5 \text{ mm} \rightarrow 12,5 \text{ mm}$$

$$D \approx [2,5 \dots 3] \cdot d \quad \text{für Stahl (S235), Spielpassung} \rightarrow \begin{matrix} \text{nicht} \\ \text{stramm} \\ \text{eingepresst} \end{matrix}$$

$$= 2,5 \cdot 27 \text{ mm}$$

$$= 67,5 \text{ mm}$$

$$\approx 70 \text{ mm}$$

1. Biegespannung:

$$\text{Einbaufall 1: } M_{b\max} = \frac{F \cdot (t_s + 2 \cdot t_G)}{8} = \frac{11.200 N \cdot [23\text{mm} + 2 \cdot 12,5\text{mm}]}{8}$$

$$M_{b\max} = 70.000 \text{ Nmm}$$

$$G_b = \frac{K_A \cdot M_{b\max}}{W_b} = \frac{1,4 \cdot 70.000 \text{ Nmm}}{\frac{\pi}{32} \cdot (27\text{mm})^3}$$

$$G_b = 51 \frac{N}{mm^2} < G_{bzul} = 60 \frac{N}{mm^2} \text{ (s.o.)}$$

2. Abscherung:

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_S \cdot 2} \leq \tau_{zul} \quad A_S = \frac{\pi}{4} (27\text{mm})^2 = 573 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{zul} = 0,1 \cdot 400 \frac{N}{mm^2} = 40 \frac{N}{mm^2} \text{ wechselseitig}$$

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1,4 \cdot 11.200 N}{573 \text{ mm}^2 \cdot 2} = 18 \frac{N}{mm^2} \leq \tau_{zul} = 40 \frac{N}{mm^2}$$

3. Flächendruck:

$$\gamma = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_{\text{proj}}} = \frac{1,4 \cdot 11.200 N}{675 \text{ mm}^2} = 23,23 \frac{N}{mm^2} \leq \gamma_{zul} = 90 \frac{N}{mm^2}$$

$$A_{\text{proj}} = d \cdot t_s = 2 \cdot d \cdot t_G = 2 \cdot 27\text{mm} \cdot 12,5\text{mm} = 675 \text{ mm}^2$$

$$\gamma_{zul} = 0,25 \cdot R_{ms235} = 0,25 \cdot 360 \frac{N}{mm^2} = 90 \frac{N}{mm^2}$$

b) TB 2-9 \rightarrow H8/e8 wg. Einheitsbohrung, merklich Spiel
 \downarrow
f8

c) Bolzen ISO 2341-A-27 f8 \times 60 St.
Sicherungsring 27 \times 1,2

Nieten:

Abschrägung

- Flächenbedeckung

Bolzenverbindung

Aufgabe 9.2:

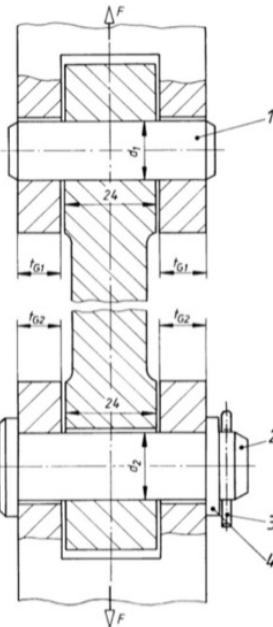
- 9.2** Eine **Zugstange** aus S235JR, mit der **Stangenkopfdicke 24 mm**, hat eine mit mittleren Stößen schwelend auftretende Kraft $F = 16 \text{ kN}$ zu übertragen. Die Stange soll mit der oberen Gabel durch einen Bolzen DIN EN 22340 (1) und mit der unteren Gabel durch einen Bolzen DIN EN 22341 (2) verbunden werden. Der Bolzen (1) sitzt in der Stange mit einer engen Übergangspassung und in der Gabel mit reichlichem Spiel, der Bolzen (2) sitzt in Gabel und Stange mit reichlichem Spiel. Das seitliche Spiel ist $\leq 0.5 \text{ mm}$.

Zu bestimmen sind:

- die **Bolzendurchmesser d** und die **Gabeldicken t_G** bei nicht gleitenden Flächen, wenn die Gabeln aus EN-GJS-400-18 bestehen,
- geeignete Passungen für die Bolzensitze (1) und (2) im System Einheitswelle,
- die Normbezeichnung der Verbindungs-elemente (1) bis (4).

a) ()

- 1. Biegemoment
- 2. Abschren
- 3. Flächendruckspannung



a) Hinweise:

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d_1^3, K_A = 1.3, R_{MS235} = 360 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{nur für Flächendruckspannung})$$

↑

(Biegemoment, Betriebsfaktor)

$$\text{Bolzen 1: } t_{G1} = t_{G2} = \frac{t_s}{2} = \frac{24 \text{ mm}}{2} = 12 \text{ mm}$$

$$\text{Einbaufall 3: } M_{b\max} = \frac{F \cdot t_s}{4} = \frac{16.000 \text{ N} \cdot 12 \text{ mm}}{4} = 48.000 \text{ Nmm}$$

$$G_b = \frac{K_A \cdot M_{b\max}}{W_b} = \frac{K_A \cdot M_{b\max}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_1^3} \leq \sigma_{b\text{zul}} \quad (\Rightarrow d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot M_{b\max}}{\frac{\pi}{32} \cdot \sigma_{b\text{zul}}}})$$

Formelsammlung:

$$G_{\text{bZul}} = 0,2 \cdot R_m \left(\text{schwellend und } R_m = 400 \frac{N}{mm^2} \right) = 80 \frac{N}{mm^2}$$

Dann:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 48.000 Nmm}{\frac{\pi}{32} \cdot 80 \frac{N}{mm^2}}} \approx 19,95 \text{ mm} = 20 \text{ mm}$$

Abscherung:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_s \cdot 2} \leq \tau_{\text{zul}}$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} (20 \text{ mm})^2 = 314 \text{ mm}^2$$

(Zylinderformel)

$$\tau_{\text{zul}} = 0,15 \cdot R_n \left(\text{schwellend, } R_m = 400 \frac{N}{mm^2} \right)$$

$$\tau_{\text{zul}} = 0,15 \cdot 400 \frac{N}{mm^2} = 60 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1,3 \cdot 16.000 N}{314 \text{ mm}^2 \cdot 2} = 44 \frac{N}{mm^2} \leq \tau_{\text{zul}} = 60 \frac{N}{mm^2}$$

Flächenpressung:

$$\gamma = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_{\text{proj}}} \quad A_{\text{proj}} = d \cdot t_s = 2 \cdot d \cdot t_G$$

(A_{proj} = Projektionsfläche)

$$= 20 \text{ mm} \cdot 24 \text{ mm} = 480 \text{ mm}^2$$

$$\gamma_{\text{zul}} = 0,25 \cdot R_m \left(\text{schwellend, } R_{m5235} = 360 \frac{N}{mm^2} \right) = 90 \frac{N}{mm^2}$$

$$\gamma = \frac{1,3 \cdot 16.000 N}{480 \text{ mm}^2} = 43 \frac{N}{mm^2} < \gamma_{\text{zul}} = 90 \frac{N}{mm^2}$$

a)

Bolzen 2:

$$\text{Einbaufall 1: } M_{b\max} = \frac{F(t_s + 2t_G)}{8} = \frac{16.000 \text{ N} \cdot (24 \text{ mm} + 2 \cdot 12 \text{ mm})}{8}$$

$$M_{b\max} = 96.000 \text{ Nmm}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{K_A \cdot M_{b\max}}{\frac{\pi}{32} \cdot G_{zul}}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 96.000 \text{ Nmm}}{\frac{\pi}{32} \cdot 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$$d_2 = 25,1 \text{ mm} \quad \text{TB 9-2 (unten)} \rightarrow d_2 = 27 \text{ mm}$$

(ein Grund um nicht Weiterszurechnen:
1. $d_1 = 20 \text{ mm}$ $d_2 = 27 \text{ mm}$)
2. F

Abschüttung und Flächenpressung unkritischer als bei Bolzen 1, da Durchmesser größer.

Bolzen 2 wird bzgl. Abschüttung und Flächenpressung auf jeden Fall halten.

b) TB 2-9

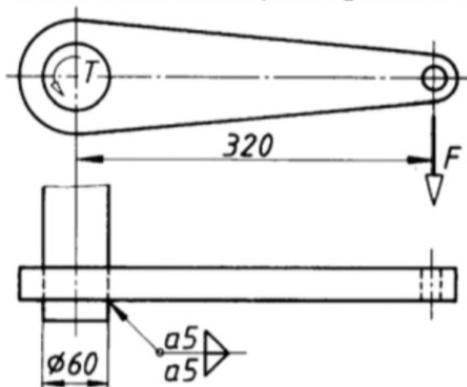
Für Bolzen 1: Bolzen h6, Stange N7 („enge Übergangspassung“)
Gabel D10 („reichlich Spiel“)

Für Bolzen 2: Bolzen h11, Stange und Gabel D10 („reichlich Spiel“)
→ Standardtoleranzfeld für Bolzen

Schweißverbindungen

8. Schweißverbindung (14P)

Ein Hebel soll mit einer 5 mm dicken Doppelkehlnaht auf eine Welle Ø 60 mm geschweißt werden. Die Umfangskraft am Hebel tritt wechselnd zwischen $F = +6,3 \text{ kN}$ und $F = -2,0 \text{ kN}$ mit starken Stößen ($K_A = 1,6$) auf. Für den Bauteilwerkstoff S235JR ist zu prüfen, ob die Rundnaht dauerfest ist (s. Anlage Schweißverbindungen).



(siehe Aufgabe 2.25)

Schweißen Klassifizierung

$$F_{\text{max}} = F_1 \cdot k_A = 10.080 \text{ N}$$

$$F_{\text{min}} = F_2 \cdot k_A = -3.000 \text{ N}$$

Vorhanden

$$= \frac{F_1 \cdot k_A \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot a} \xrightarrow{r=3020 \text{ mm}} \xrightarrow{\text{Doppelkehlnaht}} \text{Dicke der naht}$$

$$= 57,04 \text{ N/mm}^2$$

$$K = T_B 6 - 12 = \frac{F_{\text{min}}}{F_{\text{max}}}$$

$$= \frac{F_2 \cdot k_A \cdot k}{F_1 \cdot k_A} = \frac{F_2}{F_1} = -0,377$$

④ Kerbstalllinie

$$H = 59 \text{ N/mm}^2 \quad | \text{Nr } 92 \text{ Summung}$$

$$\begin{aligned} \textcircled{5} \quad T_{\text{v.l.}} &= \frac{2 \cdot (1 - 0,17 \cdot k)}{1,17 \cdot (1 - k)} \cdot \text{Kerbstall} \\ &= 80,7 \text{ Nmm}^2 \end{aligned}$$

⑥ Dicthenbeiwert T_B G-73

$$\begin{aligned} &= b = \left(\frac{10 \text{ mm}}{\epsilon_{\max}} \right)^{G_{17}} = b = \left(\frac{10 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} \right)^{0,7} \\ &= 0,836 \end{aligned}$$

$$\textcircled{7} \quad T \cdot b = 67,46 \text{ N/mm}^2$$

T

7. Schweißverbindung (10P)

Die Antriebswelle einer Arbeitsmaschine soll bei wechselnder Drehrichtung ein Drehmoment von $T = 385 \text{ Nm}$ übertragen. Die Welle besteht aus einem Rohr aus S355GT und einem angeschweißten Rohrstück, das die Welle mit der Antriebseinheit verbindet. Die Schweißnaht wird zu 100% zerstörungsfrei geprüft. Wie groß muss die Wanddicke des Rohres mit 45 mm Außendurchmesser mindestens sein, damit entsprechend starke Stöße mit $K_A = 1,6$ von der Welle ertragen werden (s. Anlage Schweißverbindungen)?

$$\textcircled{1} \quad F_{\min}/F_{\max} \pm = 676 \cdot 000 \text{ Nmm}$$

$$\textcircled{2} \quad \text{Kerbfalllinie} = G = 82 \text{ N/mm}^2$$

$$\textcircled{3} \quad X = \frac{F_{\min}}{F_{\max}} = -1$$

$$\textcircled{4} \quad J_{Zul} = \frac{2 \cdot (1 - 0,77 \cdot k)}{1,17 \cdot (1 - X)} \cdot \text{Kerbfall} \\ = 82 \text{ N/mm}^2$$

$$\textcircled{5} \quad \text{Dickenbeirk 1} \\ = \left(\frac{10}{45} \right)^{0,1} = 0,86$$

$$\textcircled{6} \quad J_{Zul} \cdot b = 70,55 \text{ N/mm}^2$$

$$\textcircled{1) } W_T \geq \frac{k_A \cdot F_{\text{max}}}{J_{ZuL_2} \cdot V/m^2} = 823 \text{ mm}^3$$

$$W_T = \frac{\pi}{16} \left(d_a^4 - d_i^4 \right) = \rightarrow d_i =$$

$$\sqrt[4]{d_a^4 - 16 \cdot d_a \cdot W_T} = 30 \text{ mm}$$

$$\textcircled{2) } = \frac{45 - 32}{2} = 31.5 \text{ mm}$$

$$\text{Rohr} = 45 \times 3.5$$

Rillenhubgelenker 2.10

210) a)

$$T_{OB} = G_{OB} - G_{uB}$$

$$d = SOK 6$$

$$b = 27 - 0,17 \text{ mm}$$

$$s = 2 - 0,07 \text{ mm}$$

$$N = b + s = 29 \text{ mm}$$

$$T_u = 0,1 - 0,07 = 0,03$$

$$\xrightarrow{\text{ausgezogen}} b =$$

$$\xrightarrow{\text{ausgezogen}} \left[\begin{array}{l} a_o = 23,03 \\ a_u = 23 \end{array} \right]$$

$$\xrightarrow{\text{ausgezogen}} \left[\begin{array}{l} a_o = 23,03 \\ a_u = 23 \end{array} \right] \quad \text{Wel } g_{OB} < g_{uB} = \text{nicht} \\ \text{ausgezogen}$$

$$s_u = 0, \quad A_o = g_{OB} = 28,93$$

$$A_u = g_{uB} = 29,03$$

$$T_O = g_{OB} - g_{uB} = \underline{-0,07 \text{ mm}}$$

$$\xrightarrow{\text{a)} } g_{uw} = 27 + 2 = 29 \text{ mm} \\ g_{uw} = 26,9 + 1,93 = 28,83 \text{ mm}$$

$$\left| \begin{array}{l} s_o = 0,2 \\ s_u = 0 \end{array} \right.$$

$$A_o = g_{OB} = s_o + g_{uw} = 0,2 + 28,83 = 29,03$$

$$A_u = g_{uB} = s_u + g_{uw} = 0 + 29 = 29,00$$

$$T_O = g_{OB} - g_{uB} = \underline{0,03 \text{ mm}}$$

$$\xrightarrow{\text{K } 29,0 \text{ } \xrightarrow{+0,03} \text{ } s) \quad \text{ausgezogen} \\ 0,2 > 0,07 > 0}$$

Beispiel 8.2:

Für die Verschraubung des Deckels eines Druckbehälters mit eingelegtem Welldichtring (gewellter Ring aus Alu-Blech mit Weichstoffsauflage; $d_a = 545 \text{ mm}$, $d_i = 505 \text{ mm}$) sind Festigkeitsklasse und Anzahl der im Entwurf festgelegten Sechskantschrauben M16 überschlägig zu ermitteln (Bild 8.29).

Der Behälter hat einen Innendurchmesser $d_i = 500 \text{ mm}$ und steht unter dem konstanten inneren Gasdruck $p_e = 8 \text{ bar}$. Die höchste Temperatur (Berechnungstemperatur) des Gases beträgt ca. 20°C .

Allgemeiner Lösungshinweis Bei der Deckelverschraubung handelt es sich streng genommen um eine exzentrisch verspannte und exzentrisch belastete Schraubenverbindung mit nicht direkt (Dichtung!) aufeinanderliegenden Teilen, an welche hohe sicherheitstechnische Anforderungen gestellt werden. Für derartige Berechnungen an Druckbehältern sind die AD-Merkblätter (Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter) maßgebend (hier AD-Merkblatt B7, Schrauben). Diese sind als „Regeln der Technik“ anerkannt; bei ihrer sinngemäßen Anwendung gilt im Zweifelsfall die „ingenieurmäßige Sorgfaltspflicht“ als erfüllt.

TB 8-13 gestattet auch bei exzentrischem Kraftangriff (nächsthöhere Laststufe wählen!) eine für Entwürfe ausreichend genaue Wahl der Schrauben.

Konstruktionsregeln für die Gestaltung von Flanschverbindungen:

1. Möglichst große Schraubenanzahl ergibt gleichmäßige und sichere Abdichtung ($n \geq 4$).
2. Verhältnis Schraubenabstand zu Lochdurchmesser $l_a/d_h \leq 5$.
3. Schrauben unter M10 sind nicht zulässig.

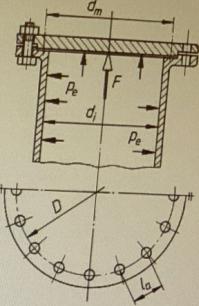


Bild 8.29 Deckelverschraubung eines Druckbehälters

$$\text{Ring: } d_a = 545 \text{ mm} \\ d_i = 505 \text{ mm}$$

$$\text{Behälter: } d_i = 500 \text{ mm}$$

$$p_e = 8 \text{ bar}$$

$$\vartheta = 20^\circ\text{C}$$

M16 überschlag

$$1 = n \geq 4$$

$$2 = l_a / d_h \leq 5$$

3 = M10 nicht erlaubt

a) Ablesen M16 TB 8-8 mittel

$$= 77,5 \text{ mm} \quad l_a/d_h \leq 5 \quad | \text{ Umstellen}$$

$$l_a = 5 \cdot 77,5 = 388 \text{ mm}$$

D ≈ 570 mm weil Schraube muss länger als Bauteil sein

$$n = \frac{D \cdot \pi}{1m} - 20,34 \approx 20 \text{ pcs}$$

n = Schraubenanzahl

$$d_n = 545 \text{ mm}$$

$$d_i = 505$$

$$\frac{d_n + d_i}{2} = 525 \text{ mm (dm)}$$

mittlerer Wert aller d

$$F = P_e \cdot \frac{dm^2 \cdot \pi}{4} \Rightarrow 80 \text{ N/cm}^2 \cdot \frac{sd, san \cdot \pi}{4} = 173 \text{ kN}$$

$$F_B = \frac{F}{N} = \frac{173 \text{ kN}}{20} = 8,65 \text{ kN}$$

statisch artig 2.) 16 kN (eigentlich 10, aber bei exzentrischen Auflagergriffen nicht ausreichen)

$M_{16} \rightarrow T_B 8-73$

4,8 oder 5,6

8.74) geg.

$$R_z = 25 \text{ mm}$$

CUSEC Stahl

Schaftstarr oder Dehnschraube

$$F_{B0} = 16.000 \text{ N} \quad F_{B0} = F_B$$

$$F_{Bv} = 4.000 \text{ N}$$

$$n = 0,5$$

$$F_{KU} = 3000 \text{ N}$$

leicht geölt + schwarz

bis M_{sp} anziehen

(S)

$$C_{4SE} = 770 \text{ N/mm}^2$$

$$TB = 8-10$$

$$P = F_{sp}/10,9$$

$$Ap \rightarrow TB 8-8$$

$$P = 654 \text{ N/mm}^2$$

$$P \geq P_a$$

ist zulässig

$$(④) \sigma_a = -k \frac{F_{B0} - F_{B0}}{A_s(TB 8-7)} = 0,7 \cdot \frac{10000 - 4000}{84,3} = 74 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_t = \pm \sigma_{pr.} \left(\frac{150}{12} / d + 45 \right) = 49 \text{ N/mm}^2$$

9) ISO 4014-8.8

DIN EN 20273 Mittel

$$A_s = \frac{F_{Bt} + F_{KU}}{\frac{R_p 0,8}{K \cdot K_A} - \beta \cdot \varepsilon \frac{l_k}{l_k}} = 69,7 \text{ mm}^2$$

$$\begin{aligned} TB 8-7 &= M_{12} \\ &= 84,3 \text{ N/mm}^2 \\ &\quad TB 8-1 \\ R_p 0,8 &= 8 \times 8 \times 10 = 64 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$F_{KU} = 3000 \text{ N}$$

$$\beta = 1,1$$

$$\gamma = 0,12$$

$$\chi = 1,19$$

$$K_A = 0,6-2,0$$

weil drehmomentschlüssig

$$l_k = 25 \text{ mm ablesen} = 3+3+3+2 = 11 \text{ mm} (0,001 \text{ mm})$$

$$l_k = 40 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_s = 210.000 \text{ N/mm}^2$$

$$② l_k + k = 52 = \text{Normteil} = 55 \text{ mm } \text{und}$$

ISO 4014, M12x55-8.8

8.11) geg.

$$A_s = \frac{F_{B0}}{R_p \cdot \sigma_a} = \frac{F_{B0} + F_{K1}}{K \cdot K_A} = \frac{F_{B0} + F_{K1}}{E_s \cdot t_u}$$

$$R_z = 16 \text{ mm}$$

$$E_s = 210 \text{ GPa} \approx 210,000 \text{ N/mm}^2 \quad G3L 250 \\ (\text{Gusseisen})$$

ISO 4762-8.8

$$F_{B0} = 8 \text{ kN} \approx 8,000 \text{ N}$$

$$F_{D0} = 28 \text{ kN} \approx 28,000 \text{ N}$$

$$\eta = 0,7$$

$$m_k = 10,8 = 0,7$$

$$F_B = F_{B0}$$

$t_u = 50 \text{ mm}$ Zeichnung

G3L 250

① $F_{K1} = 0,7 \cdot F_{B0} = 2,8 \text{ kN} = 2800 \text{ N}$

$R_{p0,2}$ -Ablesen aus T.4 =

✗ $R_{p0,2} = 8,8 = 8 \cdot 8,70 = 64 \text{ GPa/mm}^2$

$\beta = 1,1$ ablesen Formelsammlung

$m = 0,72$ (nicht grün und schwarz)

$\chi = 1,19$ ablesen Formelsammlung

$K_A = 1,6 - 2,0$ TB 8.11
 \hookrightarrow Signal-Schrauber

$$t_z = 8 \text{ mm } 8,70_0$$

$$R_z = 16 \text{ mm} = 3 + 3 + 2 = 8 \text{ mm}$$

$$l_u = 40 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$$

✗ $\sigma_s = \text{Merken}!!!$

$$\hookrightarrow 270,000 \text{ N/mm}^2$$

① Spannungsausschnitt (As)

② Länge der Schraube (l)

③ Theoretische Auswahl der Schraube

④ Dynamischer Nachweis (σ_A / σ_{ASV})

⑤ Flächenpressung (Fsp)

$$\rightarrow \text{TB 8.14 M16 m0,72}$$

$$(F_{sp})_{0,3} = \frac{80,000 \text{ N} / 0,9}{181} = 497 \text{ N/mm}$$

TB 8-9

$$\rho \leq \rho_c = 850 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Viel G3L Gusseisen TB 8-10b})$$

ist zulässig!

$$f_s = \frac{28,000 \text{ N} + 2800 \text{ N}}{\frac{640 \text{ N/mm}^2}{1,1} \cdot 1,1 \cdot 2,0 \cdot 0,9 \cdot \frac{50 \text{ mm}}{50 \text{ mm}}}$$

$$= 132,78 \approx 133 \text{ mm}^2$$

Zylinderschraube DIN EN ISO 4762 M16-8.8
157 abgesehen
(133 nächster Wert)

② Länge der Schraube

$$l \geq l_u + (e) \rightarrow l \cdot d = 16 \text{ mm}$$

50mm

$$l \geq 66 \text{ mm} = 70 \text{ mm TB 8-9 Weil Normteil}$$

③ DIN EN ISO 4762 M16x70-8.8

4) $\sigma_a = \frac{F_{B0} - F_{K1}}{A_s} \leq \sigma_{ASV} \rightarrow 0,85 \left(\frac{150}{d} + 45 \right) = 46,2 \text{ N/mm}^2$

Gusseisen
ablesen
(G3L)

$$\sigma_a = 0,125 \frac{23000 \text{ N} / 0,9}{157} = 15,32 \text{ N/mm}^2$$

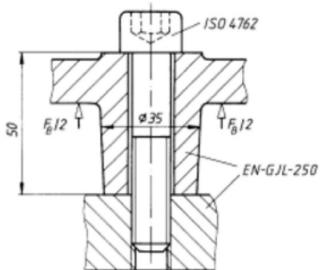
$$\sigma_a \leq \sigma_A \checkmark$$

8. Schraubenverbindung (16P)

Ein gefrästes Maschinenteil (Oberfläche $R_z = 16 \mu\text{m}$) aus EN-GJL-250 soll mit einer geschwärzten und leicht geölten Zylinderschraube ISO 4762 - 10.9 befestigt werden. Das Anziehen erfolgt mit signalgebendem Drehmomentschlüssel. Die Schraubenverbindung ist mit

dem aus der VDI-Richtlinie 2230 abgeleiteten vereinfachten Verfahren für eine zwischen $F_{Bu} = 8 \text{ kN}$ und $F_{Bo} = 28 \text{ kN}$ schwankende Betriebskraft auszulegen. Die Mindest-Klemmkraft sollte 8 % der Betriebskraft betragen, um ein Abheben der Trennfuge zu vermeiden.

- Bestimmen Sie den notwendigen Gewindenenddurchmesser der Schraube (statischer Nachweis).
- Weisen Sie nach, dass die Schraubenverbindung dauerfest ist (dynamischer Nachweis).
- Überprüfen Sie die Flächenpressung unter dem Schraubenkopf.



a) $R_z = 16 \mu\text{m}$, ISO 4762 - 10.9 schwarz leicht
geölt. $F_{Bu} = 8000 \text{ N}$, $F_{Bo} = 28.000 \text{ N}$
Mindest + UI = 8 %. $K_A = 2,0$

$$\frac{F_B + F_{kl}}{\frac{R_{p02}}{K \cdot K_A} - p \cdot \xi \cdot \frac{F_z}{h}} = \frac{28.000 + 2240}{\frac{500}{7,79 \cdot 2,0} - 1,1 \cdot 21000 \cdot \frac{0,008}{50}} = 88,63 \text{ mm}^2$$

$$= M 14$$

$$F_B = 28.000 \text{ N}$$

$$F_{kl} = 28.000 \cdot 0,08224 \text{ N}$$

$$R_{p02} = 10 \times 5 = 50 \text{ N}$$

$$\xi = 0,72$$

$$K_A = 2,0$$

$$p = 1,1$$

$$\xi = 10.000 \text{ N}$$

$$F_z = 8 = 0,008$$

$$h = 50 \text{ mm}$$

$$I_u + M_A = 62 = 65$$

$$\text{abgelenkt } 30^\circ$$

8-7 immer zuerk

$$b) \pm \bar{\sigma}_a \approx \frac{F_{B_D} - F_{B_U}}{A_S = 775} = \frac{0,728 \cdot 8.000 N - 8.000 N}{775} = 27,78 \frac{N}{mm^2}$$

$$\delta A = 0,85 \cdot \left(\frac{150}{74} + 45 \right) = 47,3 \text{ } mm^2$$

Verbindung ist dann fest

$$c) \rho = \frac{F_{SP}}{A_p} < \rho_G \quad \rho_G = 850 \frac{N}{mm^2}$$

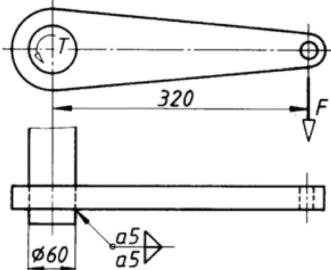
$$\frac{86,71 \text{ } 0,9}{737} = 735 \frac{N}{mm^2}$$

Verbindung hält.

Schweißverbindungen

8. Schweißverbindung (14P)

Ein Hebel soll mit einer 5 mm dicken Doppelkehlnahrt auf eine Welle Ø 60 mm geschweißt werden. Die Umfangskraft am Hebel tritt wechselnd zwischen $F = +6,3 \text{ kN}$ und $F = -2,0 \text{ kN}$ mit starken Stößen ($K_A = 1,6$) auf. Für den Bauteilwerkstoff S235JR ist zu prüfen, ob die Rundnäht dauerfest ist (s. Anlage Schweißverbindungen).



(siehe Aufgabe 2.25)

$$a = 5 \text{ mm}$$

$$\text{Welle } \varnothing 60 \text{ mm}$$

$$F_1 = +6,3 \text{ kN}$$

$$F_2 = -2 \text{ kN}$$

$$K_A = 1,6$$

S235

320 mm

$$T_{\max} = 6,300 \cdot K_A \cdot 320$$

$$T_{\min} = -2,000 \cdot K_A \cdot 320$$

$$T_{\max} = 3225600 \text{ Nm}$$

$$T_{\min} = 7024000 \text{ Nm}$$

$$K = \frac{F_2}{F_1} = \frac{-2.000}{6,300} = -0,317$$

$$kerbfakt = 1 - K = 59$$

$$T_{Zw} = \frac{2 \cdot (1 - 0,317 \cdot K)}{1,77 \cdot (1 - K)}, \quad s_g = 80,50 \text{ N/mm}^2$$

$$T_{Zw\text{ tatsächl}} = \left(\frac{20}{60} \right)^{0,1} = 0,83 \Rightarrow 80,50 \text{ N/mm}^2 \cdot 0,83 = 67,3$$

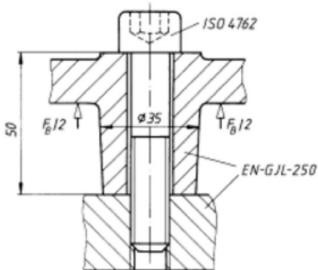
$$J_{\text{Vorh}} = \frac{T_{\max}}{2 \cdot 17 \cdot r^2 \cdot a \cdot 2} = 57,04 \text{ N/mm}^2$$

ist daufest

8. Schraubenverbindung (16P)

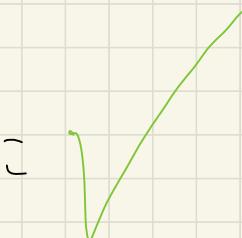
Ein gefrästes Maschinenteil (Oberfläche $R_z = 16 \mu\text{m}$) aus EN-GJL-250 soll mit einer geschwärzten und leicht geölteten Zylinderschraube ISO 4762 - 10.9 befestigt werden. Das Anziehen erfolgt mit signalgebendem Drehmomentschlüssel. Die Schraubenverbindung ist mit dem aus der VDI-Richtlinie 2230 abgeleiteten vereinfachten Verfahren für eine zwischen $F_{Bu} = 8 \text{ kN}$ und $F_{Bo} = 28 \text{ kN}$ schwankende Betriebskraft auszulegen. Die Mindest-Klemmkraft sollte 8 % der Betriebskraft betragen, um ein Abheben der Trennfuge zu vermeiden.

Anfang 14.09.2023



- Bestimmen Sie den notwendigen Gewindenenddurchmesser der Schraube (statischer Nachweis).
- Weisen Sie nach, dass die Schraubenverbindung dauerfest ist (dynamischer Nachweis).
- Überprüfen Sie die Flächenpressung unter dem Schraubenkopf.

$$A_s = \frac{\bar{F}_B + \bar{F}_{hl}}{\frac{v_p}{K \cdot u_A} - \beta \cdot \xi \cdot \frac{f_2}{l_k}}$$



$$\bar{F}_B = 28,000 \text{ N}$$

$$\bar{F}_{hl} = 2240$$

$$v_p = 900$$

$$\chi = 1,19$$

$$k_A = 2,0$$

$$- D = 7,7$$

$$- \xi = 270,000$$

$$f_2 = 0,008 \text{ mm}$$

$$l_k = 50$$

7. Schweißverbindung (10P)

Die Antriebswelle einer Arbeitsmaschine soll bei wechselnder Drehrichtung ein Drehmoment von $T = 385 \text{ Nm}$ übertragen. Die Welle besteht aus einem Rohr aus S355GT und einem angeschweißten Rohrstück, das die Welle mit der Antriebseinheit verbindet. Die Schweißnaht wird zu 100% zerstörungsfrei geprüft. Wie groß muss die Wanddicke des Rohres mit 45 mm Außendurchmesser mindestens sein, damit entsprechend starke Stöße mit $K_A = 1,6$ von der Welle ertragen werden (s. Anlage Schweißverbindungen)?

$$T = 385 \text{ Nm} = 385.000 \text{ Nmm}$$

S 355 GT

$$D_A = 45 \text{ mm}$$

$$D_i = ?$$

$$t = ?$$

$$K_A = 1,6$$

$$T_{\max} = 385.000 \cdot 1,6 = 616.000$$

$$T_{\min} = -385.000 \cdot 1,6 = -616.000$$

$$k = \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = -1$$

$$\text{Kerbfall} = \sigma = N / 89 = W e t = 82 \text{ Nmm}^2$$

$$\frac{2 \cdot (1 - 0,7^2 \cdot k)}{7,17 \cdot (1 - k)}, 82$$

$$T_{zul} = 82 \text{ Nmm}^2$$

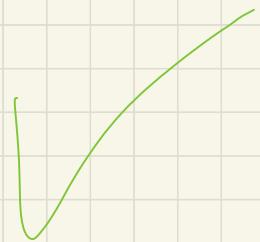
$$DBW = \left(\frac{10}{45} \right)^{0,7} = 0,86$$

$$T_{zul\text{ tatsächl}} = 82 \cdot 0,86 = 70,55 \text{ Nmm}^2$$

$$T_{zul} = \frac{T}{2 \cdot a \cdot \pi \cdot r^2} : a = \frac{T_{max}}{2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot T_{zul}}$$

$$= 2,7 \text{ mm} \quad \vdash a =$$

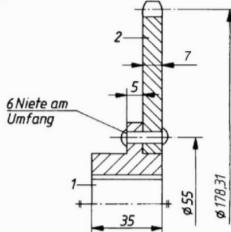
$$t = 3 \text{ mm}$$



Nietverbindungen

10. Nietverbindung (7P)

Eine Kettenradscheibe (2) aus E295 mit 70 Zähnen, passend für eine Rollenkette mit 8 mm Teilung, soll durch 6 am Umfang angeordnete Niete DIN 660 - 5x20 - St mit einer Anbaunabe (1) aus S235 verbunden werden. Das Kettenrad dreht sich in unterschiedliche Richtungen und soll eine Leistung $P = 0,32 \text{ kW}$ bei einer Drehzahl $n = 25 \text{ min}^{-1}$ übertragen. Im Betrieb muss mit einer ständigen Häufigkeit der Höchstlast und mittleren Stößen, entsprechend $K_A = 1,5$, gerechnet werden. Die Nietverbindung ist für eine regelmäßige Benutzung im Dauerbetrieb bzgl. Abscherung und Lochleibung zu überprüfen (s. Anlage Nietverbindungen). Falls die Verbindung nicht dauerfest sein sollte, benennen Sie bitte zwei konstruktive Verbesserungsmaßnahmen. Hinweis: $P = 2\pi \cdot n \cdot T$



(siehe Aufgabe 7.13)

$$\Sigma \Delta gS = S 3 S S$$

$$Din 660 \quad 5 \times 20$$

$$P = 320 \text{ W}$$

$$n = 25 \frac{1}{2} \frac{60}{60}$$

$$\text{Anzahl nieten} = 6$$

$$K_A = 1,5$$

$$P = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T$$

$$T = \frac{P \cdot K_A}{2 \cdot \pi \cdot n} = 183 \text{ Nm}$$

$$T = F \cdot \frac{d}{2}$$

$$F = T \cdot \frac{2}{d} = 6654$$

$$F = 6654 \text{ N}$$

Absicherung

$$T_{UVV} = \frac{F}{A \cdot n \cdot m} = \frac{6654}{\frac{\pi}{4} \cdot 5,2^2 \cdot 6 - 1} = 5207 \text{ Nmm}^2$$

$$T_{Zul} = 0,16 \cdot 84 \text{ Nm}^{-2} \cdot 50,4$$

$$\delta_{\text{Vorh.}} = \frac{F}{d_0 \cdot t_{\min} \cdot n} = \frac{6654}{5,2 \cdot 5 \cdot 6} =$$

$$7,5 \cdot 84 = 726 \text{ N/mm}^2 = 42,6$$

(Fällt nicht insgesamt
~~es~~ nicht auf 1,12 erhöhen
niet abstande.

11. Bolzenverbindung (9P)

Ein Bolzengelenk soll durch eine stark stoßhaft auftretende Kraft $F = 9,5 \text{ kN}$ ($K_A = 1,9$) schwelend belastet werden. Für Stangen- und Gabelkopf ist der Werkstoff S235 ($R_m = 360 \text{ N/mm}^2$) vorgesehen. Als Bolzen soll ein ungehärteter Zylinderstift nach DIN EN ISO 2338, Toleranzfeld h8 verwendet werden, der in der Bohrung des Stangenkopfes mit einer Übermaßpassung sitzt. Im Betrieb führt der Bolzen keine Gleitbewegung in der Gabelbohrung aus.

- Die Hauptabmessungen des Gelenks (d , t_s , t_g und D) sind durch eine Entwurfsberechnung zu ermitteln.
- Das Gelenk ist auf Abscheren und auf Flächenpressung in der Gabelbohrung zu prüfen.

6 Toleranzen und Passungen (8P)

Stark Stoßhaft

$$F = d \cdot S_{UKN} \approx 9500 \text{ N}$$

$$K_A = 1,9 \text{ schwelend}$$

$$S235 = R_m \cdot 360 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{DIN EN ISO } 2338 \text{ h8}$$

Übermaßpassung, keine Gleitbewegung

$$\Sigma F \leq M_{\max} = \bar{F} \cdot t_g$$

$$t_s/d = 1,0$$

$$t_g/d = 0,5$$

$$d \approx K \cdot \sqrt{\frac{d_A \cdot F}{\sigma_{\text{BZL}}}} = 1,1 \cdot \sqrt{\frac{1,9 \cdot 9500}{0,7 \cdot 600}} \approx 16,5 \text{ mm}$$

$$d \approx 76 \text{ mm}$$

$$f_s = 1 \cdot d = 76 \text{ mm}$$

$$f_g = 0,5 \cdot d = 38 \text{ mm}$$

$$D = 2,5 \cdot 16 \text{ mm} = 40 \text{ mm}$$

$$M_{bmax} = 19,000 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Phase} = 3 \text{ mm}$$

$$T_{axx} = \frac{4}{3} \cdot \frac{\kappa_A \cdot F}{A_s \cdot 2} = 59,84 \text{ N/mm}^2 \text{ hülz}$$

$$T_{vorb} = 400 \cdot 0,75 = 300 \text{ Nm}$$

$$\text{Flächenpressung} = p_{max} = \frac{\kappa_A \cdot F}{A_{projekt}}$$
$$2 \cdot d \cdot f_g \text{ fkt. } f_s$$

$$\frac{1,9 \cdot 9500 \text{ N}}{256 \text{ mm}^2} = 20 \text{ N/mm}^2$$

$$0,25 \cdot 360 \text{ N/mm}^2$$

10. Bolzenverbindung (14P)

Zur Übertragung einer mit mittleren Stößen ($K_A = 1,4$) wechselnd wirkenden Kraft $F = 11,2$ kN ist ein ruhendes Bolzengelenk zu entwerfen. Vorgesehen ist ein mit merklichem Spiel sitzender genormter Bolzen mit Kopf, der durch einen Sicherungsring axial gesichert werden soll. Für Gabel und Stange ist der Werkstoff S235JR vorgesehen.

Zu bestimmen sind:

- die Hauptabmessungen (d , t_s , t_g und D) des Gelenkes (s. Formelsammlung),
- eine geeignete Spielpassung zwischen Bolzen und Stangen- bzw. Gabelbohrung im System Einheitsbohrung (s. Anlage Passungen).
- Das Gelenk ist auf Abscheren und auf Flächenpressung in der Gabelbohrung zu prüfen (s. Formelsammlung).

$$K_A = 1,4$$

$$F = 11,2$$

$$EF 7$$

$$S235 = 360 \text{ N/mm}^2$$

$$d \approx K \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F}{\sigma_{Zul}}} = 1,6 \sqrt{\frac{1,4 \cdot 11200}{0,175 \cdot 400}} = 25,88$$

$$d \approx 27 \text{ mm}$$

$$t_s = 1 \cdot d = 27$$

$$l_g = 0,5 \cdot d = 13,5$$

$$D = 2,5 \cdot 27 = 67,5 \text{ mm}$$

b) H 8/8 als Einheitsbohrung

c) Abschrenkung

$$J_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{\kappa_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_s \cdot 2} = 78,26 \text{ Nmm}^2$$

$$J_{2,1} = 0,7 \cdot 400 = 40 \text{ Nmm}^2$$

$$\rho_{\text{max}} = \kappa_j \cdot F$$
$$\overline{A_{\text{projekt}}} = d \cdot t_g$$

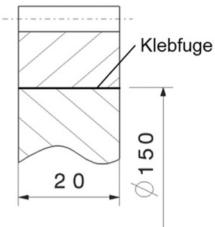
$$\frac{\kappa_A \cdot F_N}{729 \text{ mm}^2} = 27,5 \text{ Nmm}^2$$

$$= 0,75 \cdot 360 = 272,5 \text{ Nmm}^2$$



6. Klebverbindung (8P)

Der Zahnkranz eines Zahnrades wird auf eine Nabe/Welle geklebt. Gegeben: Klebstoff: Locite 307, Betriebstemperatur: 105°C, Geforderte Sicherheit: S=1,5. Wie groß ist das maximal übertragbare, wechselnde Drehmoment des Zahnrades (s. Anlage Klebverbindungen, S. 12)? Hinweis: Wechselfestigkeit des Klebstoffs muss über einen Faktor 0,2...0,4 berücksichtigt werden.



$$\pi \cdot d \cdot b$$
$$\pi \cdot 750 \cdot 20$$

lockte 307 105°C $\cdot T = 74 \text{ N/mm}^2$

$$S = 7,5$$

Faktor 0,4

$$T = \frac{F}{A} = T \cdot A = F \cdot \frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 74}{7,5} \cdot \pi \cdot d \cdot b$$

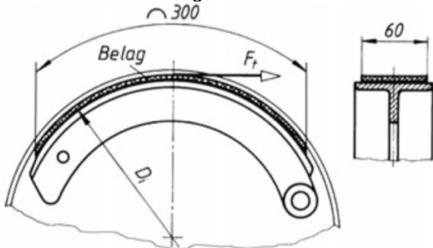
$$F = 35785 \text{ N}$$

$$T = F \cdot \frac{d}{2}$$

$$35785 \cdot \frac{720 \text{ mm}}{2} = 27111 \text{ Nm}$$

7. Klebverbindung (6P)

Der Bremsstrommel-Innendurchmesser eines Lastkraftwagens beträgt $D_i = 265 \text{ mm}$. Die auf die Bremsbacken aufgeklebten Beläge haben 60 mm Breite und 300 mm Länge. Im ungünstigsten Fall kann damit gerechnet werden, dass ein einziger Belagstreifen durch eingedrungenes Wasser an der Trommel anfriert und das größte Rad-Drehmoment $T \approx 4,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$ von der Klebverbindung zu übertragen ist. Es ist zu prüfen, ob für die Klebverbindung Bruchgefahr besteht, wenn für den vorgesehenen Kleber die Bindefestigkeit $\tau_{KB} = 15 \text{ N/mm}^2$ beträgt.



Seite 3 von 3

$$(KU\ D_i) = 265$$

$$b = 60 \text{ mm}$$

$$l = 300 \text{ mm}$$

$$T = 4,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\tau_{KB} = 15 \text{ N/mm}^2$$

$$T = F \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow \frac{T \cdot 2}{d} = F$$

$$F = 34772 \text{ N}$$

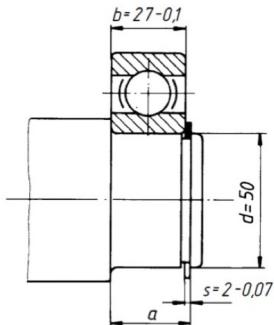
$$\frac{J - F}{A} = \frac{34777}{300 \cdot 60} = 7,9 \text{ N/mm}^2$$

6. Toleranzen und Passungen (8P)

Ein Rillenkugellager 6310 soll auf dem Lagerzapfen mit $d = 50k11$ durch einen Sicherungsring axial festgelegt werden. Nach DIN 616 hat der Lagerinnenring die Breite $b = 27 - 0,1$ mm, der Sicherungsring die Dicke $s = 2 - 0,07$ mm.

Zu ermitteln sind:

- für den Abstand a von der Wellenschulter bis zum äußeren Nutrand das Nennmaß N und die Maßtoleranz T_a , bei der ein seitliches Lagerspiel S von 0 bis höchstens 0,3 mm zugelassen ist.
- welche Maßtoleranz würde sich ergeben für den Fall, dass das seitliche Lagerspiel 0 bis höchstens 0,15 mm betragen darf? Ist die Maßtoleranz zu erfüllen?



so lösbar

$$b = 27 - 0,1$$

$$s = 2 - 0,07$$

$$N = 27 + 2 = 29 \text{ mm}$$

To

9. Lagerberechnung (9P)

Das Festlager einer Maschinenwelle, ein Rillenkugellager 6214, wird mit $F_r = 4,3 \text{ kN}$ und $F_a = 3,7 \text{ kN}$ bei $n = 1.100 \text{ min}^{-1}$ belastet. Welche Lebensdauer ist von dem Lager zu erwarten (s. Anlage Wälzlager)?

6214

$$F_r = 4300 \text{ N}$$

$$F_a = 3700$$

$$n^{-1} = 7.100 \frac{1}{\text{min}} \\ c = 62000 \text{ N}$$

$$C_0 = 44000 \text{ N}$$

$$e = 0,51 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0} \right)^{0,233} = 0,286$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,86$$

$$x = 0,56$$

$$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a = 8328 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^P$$

$$\frac{10^6}{60 \cdot 1100} \cdot \left(\frac{62000 \text{ N}}{8328 \text{ N}} \right)^3 = 6200 \text{ Stunden}$$

RKL 6214 TB 46-2

$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a$	$e = 0,51 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0} \right)^{0,233}$
$n = 1.100 \frac{1}{\text{min}}$	$\frac{F_a}{C_0} \leq e \leq 0,286$
$P = 3 \cdot F_r = 4200 \text{ N}$	$\frac{F_a}{F_r} = 0,86 \geq e$
Wert $F_a = 3700 \text{ N}$	$\frac{F_a}{F_r} = 0,86 \geq e$
Kugelp. $C = 62000 \text{ N}$	$\frac{F_a}{F_r} = 0,86 \geq e$
$C_0 = 44000 \text{ N}$	$x = 0,56 ; y = 0,286$
$\frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^P$	$L_{10h} = 0,51 \cdot 4200 \text{ N} \cdot 0,286^3 = 803,5 \text{ N}$
$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 1100} \cdot \left(\frac{62000 \text{ N}}{8328 \text{ N}} \right)^3 = 803,5 \text{ N}$	$y = 0,666 \cdot \left(\frac{F_a}{F_r} \right)^{0,233}$
$= 803,5 \text{ N}$	$= 803,5 \text{ N}$
$= 803,5 \text{ Stunden}$	$= 803,5 \text{ Stunden}$
$= 6200 \text{ Stunden}$	$= 6200 \text{ Stunden}$

5. Toleranzen und Passungen (9P)

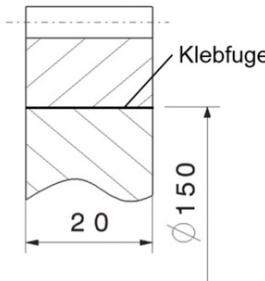
Für die Befestigung eines Zahnrades auf einer Getriebewelle mit $d = 50$ mm ist ein Pressverband vorgesehen. Zur sicheren Übertragung des Drehmoments wurde rechnerisch die Grenzpassung $P_o = -14 \mu\text{m}$ (entspricht dem Mindestübermaß \bar{U}_o) und aufgrund der zulässigen Fugenpressung zwischen Zahnrad/Welle die Grenzpassung $P_u = -60 \mu\text{m}$ (entspricht dem Höchstübermaß \bar{U}_u) errechnet (s. Anlage Passungen).

Zu ermitteln sind:

- die Passtoleranz P_T ,
- die Bohrungstoleranz T_B' und die Wellentoleranz T_w' unter der Annahme, dass $T_B' \approx 0,6 \cdot P_T$ ist,
- für das ISO-Passsystem Einheitswelle eine geeignete Toleranzklasse für die Welle,
- die Grenzabmaße für die Bohrung,
- eine geeignete Toleranzklasse für die Bohrung mit Angabe der Grenzabmaße.

6. Klebverbindung (8P)

Der Zahnkranz eines Zahnrades wird auf eine Nabe/Welle geklebt. Gegeben: Klebstoff: Loc-tite 307, Betriebstemperatur: 105°C , Geforderte Sicherheit: $S=1,5$. Wie groß ist das maximal übertragbare, wechselnde Drehmoment des Zahnrades (s. Anlage Klebverbindungen, S. 12)? Hinweis: Wechselfestigkeit des Klebstoffs muss über einen Faktor 0,2...0,4 berücksichtigt werden.



7. Schweißverbindung (10P)

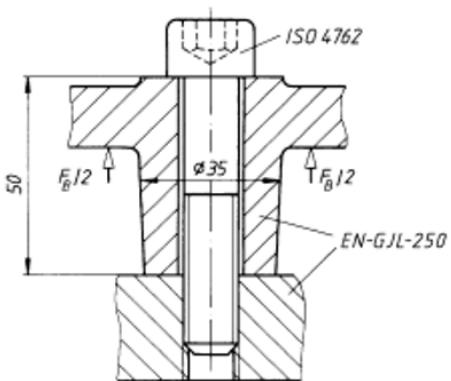
Die Antriebswelle einer Arbeitsmaschine soll bei wechselnder Drehrichtung ein Drehmoment von $T = 385 \text{ Nm}$ übertragen. Die Welle besteht aus einem Rohr aus S355GT und einem angeschweißten Rohrstück, das die Welle mit der Antriebseinheit verbindet. Die Schweißnaht wird zu 100% zerstörungsfrei geprüft. Wie groß muss die Wanddicke des Rohres mit 45 mm Außendurchmesser mindestens sein, damit entsprechend starke Stöße mit $K_A = 1,6$ von der Welle ertragen werden (s. Anlage Schweißverbindungen)?

8. Schraubenverbindung (16P)

Ein gefrästes Maschinenteil (Oberfläche $R_z = 16 \mu\text{m}$) aus EN-GJL-250 soll mit einer geschwärzten und leicht geölten Zylinderschraube ISO 4762 - 10.9 befestigt werden. Das Anziehen erfolgt mit signalgebendem Drehmomentschlüssel. Die Schraubenverbindung ist mit

dem aus der VDI-Richtlinie 2230 abgeleiteten vereinfachten Verfahren für eine zwischen $F_{Bu} = 8 \text{ kN}$ und $F_{Bo} = 28 \text{ kN}$ schwankende Betriebskraft auszulegen. Die Mindest-Klemmkraft sollte 8 % der Betriebskraft betragen, um ein Abheben der Trennfuge zu vermeiden.

- Bestimmen Sie den notwendigen Gewindenendurchmesser der Schraube (statischer Nachweis).
- Weisen Sie nach, dass die Schraubenverbindung dauerfest ist (dynamischer Nachweis).
- Überprüfen Sie die Flächenpressung unter dem Schraubekopf.

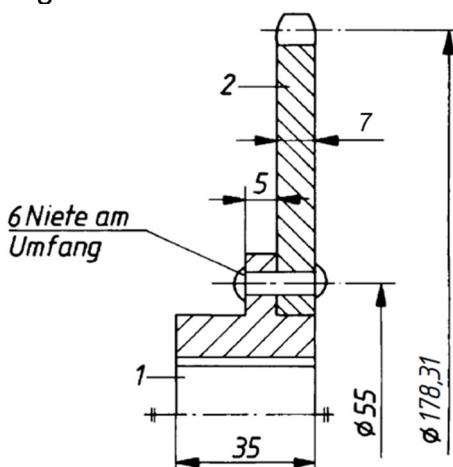


9. Lagerberechnung (9P)

Das Festlager einer Maschinenwelle, ein Rillenkugellager 6214, wird mit $F_r = 4,3 \text{ kN}$ und $F_a = 3,7 \text{ kN}$ bei $n = 1.100 \text{ min}^{-1}$ belastet. Welche Lebensdauer ist von dem Lager zu erwarten (s. Anlage Wälzlager)?

10. Nietverbindung (7P)

Eine Kettenradscheibe (2) aus E295 mit 70 Zähnen, passend für eine Rollenkette mit 8 mm Teilung, soll durch 6 am Umfang angeordnete Niete DIN 660 - 5x20 - St mit einer Anbaunabe (1) aus S235 verbunden werden. Das Kettenrad dreht sich in unterschiedliche Richtungen und soll eine Leistung $P = 0,32 \text{ kW}$ bei einer Drehzahl $n = 25 \text{ min}^{-1}$ übertragen. Im Betrieb muss mit einer ständigen Häufigkeit der Höchstlast und mittleren Stößen, entsprechend $K_A = 1,5$, gerechnet werden. Die Nietverbindung ist für eine regelmäßige Benutzung im Dauerbetrieb bzgl. Abscherung und Lochleibung zu überprüfen (s. Anlage Nietverbindungen). Falls die Verbindung nicht dauerfest sein sollte, benennen Sie bitte zwei konstruktive Verbesserungsmaßnahmen. Hinweis: $P = 2\pi \cdot n \cdot T$



11. Bolzenverbindung (9P)

Ein Bolzengelenk soll durch eine stark stoßhaft auftretende Kraft $F = 9,5 \text{ kN}$ ($K_A = 1,9$) schwelend belastet werden. Für Stangen- und Gabelkopf ist der Werkstoff S235 ($R_m = 360 \text{ N/mm}^2$) vorgesehen. Als Bolzen soll ein ungehärteter Zylinderstift nach DIN EN ISO 2338, Toleranzfeld h8 verwendet werden, der in der Bohrung des Stangenkopfes mit einer Übermaßpassung sitzt. Im Betrieb führt der Bolzen keine Gleitbewegung in der Gabelbohrung aus.

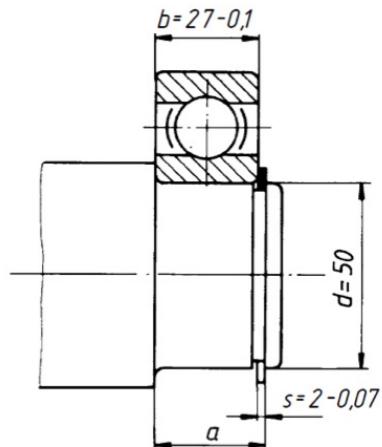
- Die Hauptabmessungen des Gelenks (d , t_s , t_G und D) sind durch eine Entwurfsberechnung zu ermitteln.
- Das Gelenk ist auf Abscheren und auf Flächenpressung in der Gabelbohrung zu prüfen.

6. Toleranzen und Passungen (8P)

Ein Rillenkugellager 6310 soll auf dem Lagerzapfen mit $d = 50\text{k}11$ durch einen Sicherungsring axial festgelegt werden. Nach DIN 616 hat der Lagerinnenring die Breite $b = 27 - 0,1 \text{ mm}$, der Sicherungsring die Dicke $s = 2 - 0,07 \text{ mm}$.

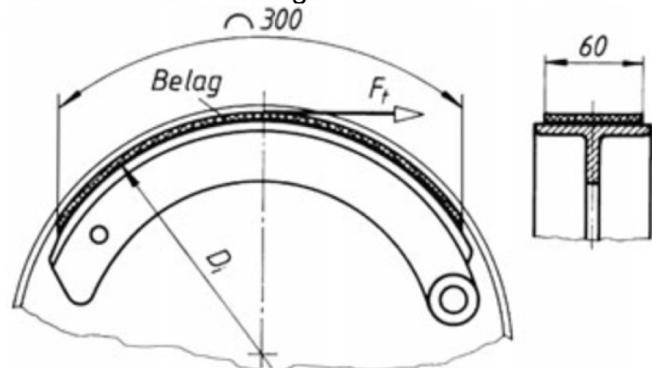
Zu ermitteln sind:

- für den Abstand a von der Wellenschulter bis zum äußeren Nutrand das Nennmaß N und die Maßtoleranz T_a , bei der ein seitliches Lagerspiel S von 0 bis höchstens $0,3 \text{ mm}$ zugelassen ist.
- welche Maßtoleranz würde sich ergeben für den Fall, dass das seitliche Lagerspiel 0 bis höchstens $0,15 \text{ mm}$ betragen darf? Ist die Maßtoleranz zu erfüllen?



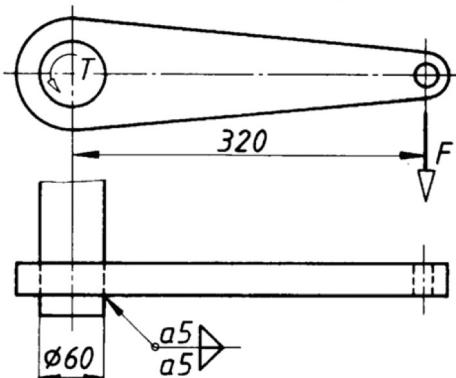
7. Klebverbindung (6P)

Der Bremstrommel-Innendurchmesser eines Lastkraftwagens beträgt $D_i = 265 \text{ mm}$. Die auf die Bremsbacken aufgeklebten Beläge haben 60 mm Breite und 300 mm Länge. Im ungünstigsten Fall kann damit gerechnet werden, dass ein einziger Belagstreifen durch eingedrungenes Wasser an der Trommel anfriert und das größte Rad-Drehmoment $T \approx 4,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$ von der Klebverbindung zu übertragen ist. Es ist zu prüfen, ob für die Klebverbindung Bruchgefahr besteht, wenn für den vorgesehenen Kleber die Bindefestigkeit $\tau_{KB} = 15 \text{ N/mm}^2$ beträgt.



8. Schweißverbindung (14P)

Ein Hebel soll mit einer 5 mm dicken Doppelkehlnaht auf eine Welle $\varnothing 60$ mm geschweißt werden. Die Umfangskraft am Hebel tritt wechselnd zwischen $F = +6,3 \text{ kN}$ und $F = -2,0 \text{ kN}$ mit starken Stößen ($K_A = 1,6$) auf. Für den Bauteilwerkstoff S235JR ist zu prüfen, ob die Rundnaht dauerfest ist (s. Anlage Schweißverbindungen).



10. Bolzenverbindung (14P)

Zur Übertragung einer mit mittleren Stößen ($K_A = 1,4$) wechselnd wirkenden Kraft $F = 11,2 \text{ kN}$ ist ein ruhendes Bolzengelenk zu entwerfen. Vorgesehen ist ein mit merklichem Spiel sitzender genormter Bolzen mit Kopf, der durch einen Sicherungsring axial gesichert werden soll. Für Gabel und Stange ist der Werkstoff S235JR vorgesehen.

Zu bestimmen sind:

- die Hauptabmessungen (d , t_s , t_G und D) des Gelenkes (s. Formelsammlung),
- eine geeignete Spielpassung zwischen Bolzen und Stangen- bzw. Gabelbohrung im System Einheitsbohrung (s. Anlage Passungen).
- Das Gelenk ist auf Abscheren und auf Flächenpressung in der Gabelbohrung zu prüfen (s. Formelsammlung).

(6).

$$A_s = A_T \Rightarrow \frac{F_b + F_{kl}}{R_{p0,2} - \beta \cdot E_s \cdot f_2} \cdot \frac{L_k}{L_k}$$

Dehnschraube

(1) \Leftrightarrow

$$R_{p0,2} \geq K \cdot k_A \left(\frac{F_b + F_{kl}}{A_T} + \beta \cdot E_s \cdot \frac{f_2}{L_k} \right)$$

- $k = 1,25$ (TB 8-12: $v_G = 0,12$, Formelsammlung Dehnschraube)
 - $k_A = 1,6$ (TB 8-11: kleiner Wert)
 - $\beta = 0,6$ (Formelsammlung)
 - $E_s = 210.000 \text{ N/mm}^2$
 - $f_2 = 0,011 \text{ mm}$
 - $L_k = 40 \text{ mm}$
 - $A_T = \frac{\pi}{4} \cdot d_T^2$, $d_T = 0,9 \cdot d_3$ ($d_3 \Rightarrow TB 8-1, M12 = 9,853 \text{ mm}$)
 $d_T = 0,9 \cdot 9,853 = 8,8677 \text{ mm}$
- (also Teil b). Aufgabentyp

$$(2) \rightarrow A_T = \frac{\pi}{4} \cdot (8,8677 \text{ mm})^2 = 61,8 \text{ mm}^2$$

(3) einsetzen:

$$R_{p0,2} \geq 1,25 \cdot 1,6 \left(\frac{16000 \text{ N} + 3000 \text{ N}}{61,8 \text{ mm}^2} + 0,6 \cdot 210.000 \text{ N/mm}^2 \cdot \frac{0,011 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} \right)$$

$$R_{p0,2} = 684 \text{ N/mm}^2$$

(4) Schraube wählen

- $8 \cdot 8 \rightarrow 8 \cdot 8 \cdot 10 \text{ N/mm}^2 = 640 \text{ N/mm}^2$
 - $10 \cdot 9 \rightarrow 10 \cdot 9 \cdot 10 \text{ N/mm}^2 = 900 \text{ N/mm}^2$
 - $12 \cdot 9 \rightarrow 12 \cdot 9 \cdot 10 \text{ N/mm}^2 = 1080 \text{ N/mm}^2$
- aus Teil (a). für lang.

\rightarrow gewählt: M12 x 55 - 10,9 mit $R_{p0,2} = 900 \text{ N/mm}^2$

(5) Dynamischer Nachweis

$$\delta_a \approx \pm k \frac{F_{b0} - F_{ba}}{A_T} \leq \delta_{a(\text{gr})}$$

$$- \delta_{a(\text{gr})} \pm 0,1 \left(\frac{16000 \text{ N} - 4000 \text{ N}}{61,8 \text{ mm}^2} \right) \leq$$

$$\delta_a \approx \pm 19,4 \text{ N/mm}^2$$

$$\delta_{a(\text{gr})} \approx \pm 0,85 \left(\frac{150}{d+45} \right) \\ \delta_{a(\text{gr})} \approx \pm 0,85 \left(\frac{150}{12+45} \right) \\ \delta_{a(\text{gr})} \approx \pm 49 \text{ N/mm}^2$$

$\rightarrow \delta_a < \delta_{a(\text{gr})} \rightarrow$ Schraubenverbindung ist dauerfest.

(6) Flächenpressung p unter Schraubenkopf

$$p = \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} \leq p_g$$

$$F_{sp}: TB 8-14 \rightarrow \text{Dehnschraube: } 10 \cdot 9, v_G = 0,12 = 46,7 \text{ kN}$$

$$A_p: TB: 8-p, M12 = 73,2 \text{ mm}^2$$

$$p_g = TB 8-10b): 770 \text{ N/mm}^2$$

$$p = \frac{46700}{73,2 \text{ mm}^2} / 0,9 \leq 770 \text{ N/mm}^2$$

$$p = 679 \text{ N/mm}^2 \leq 770 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Flächenpressung zulässig} \checkmark$$

Schraube DIN 6929-M12x55-LDE-FZ-10,9