

Konstruktionsübung 4 - Testat 1 - Hubzylinderverschraubung

→ Es liegt der Verschraubungsfall A vor

1. Berechnung der Betriebskraft der Schraube

1.1 Betriebskraft pro Schraube aus $p_{\max} = 24 \text{ bar}$

Es gilt: $F_{\max} = p_{\max} \cdot A$ mit $A = \pi \cdot \frac{d_i^2}{4}$

$$F_{\max} = 24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{(66,1 \text{ mm})^2}{4} \cdot \pi = 8235,77 \text{ N} \quad z = 8$$

$$\hookrightarrow \underline{F_{B\max}} = \frac{F_{\max}}{z} = \frac{8235,77 \text{ N}}{8} = \underline{1029,47 \text{ N}}$$

$$F_{\min} = 0,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{(66,1 \text{ mm})^2}{4} \cdot \pi = 343,16 \text{ N}$$

$$\hookrightarrow \underline{F_{B\min}} = \frac{F_{\min}}{z} = \frac{343,16 \text{ N}}{8} = \underline{42,89 \text{ N}}$$

2. Voraussicht der Schrauben

M6 x 30 - 5.6 mit $l_k = 20 \text{ mm}$ Anzahl Schrauben: $z = 8$

3. Berechnung der Montagewerspannkraft

$$F_{\text{vn}} = k_A \cdot [F_{\text{kl}} + F_B(1 - \phi) + F_z]$$

STICHPROBENDURCHSICHT
Institut für Konstruktionstechnik und
Technisches Design • Universität Stuttgart

3.1 Anziehfaktor

Der Anziehfaktor beträgt $k_A = 1,6$

29. MAI 2018

3.2 Klemmkraft

→ Vorpressung des O-Rings

$$\text{Es gilt } p = \frac{F_v}{A} \rightarrow p = \frac{F_v}{\pi \cdot b \cdot d} \rightarrow F_v = p_{\text{ov}} \cdot \pi \cdot b \cdot d$$

mit $b = 1,9 \text{ mm}$ (Berührungsbreite) und $d = d_i + d_o = 74 \text{ mm} + 3 \text{ mm} = 77 \text{ mm}$

$$p_{\text{ov}} = 2,3 \text{ MPa}$$

$$F_v = 2,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \pi \cdot 1,9 \text{ mm} \cdot 77 \text{ mm} = 1057,11 \text{ N}$$

$$\text{Daraus folgt die Klemmkraft mit } \underline{F_{\text{kl}}} = \frac{F_v}{z} = \frac{1057,11 \text{ N}}{8} = \underline{132,14 \text{ N}}$$

3.3 Setzkraft/Vorspannkraft F_z

$$F_z \text{ ergibt sich aus } F_z = \frac{f_z}{\sigma_{\text{St}} \cdot \sigma_r}$$

3.3.1 Setzbezug f_z

Es gilt $f_z = 3,29 \cdot \left(\frac{l_k}{d}\right)^{0,34} \cdot 10^{-3}$

mit den Werten für M6 $d = 6 \text{ mm}$; $l_k = 20 \text{ mm}$

$$\Rightarrow \underline{f_z = 3,29 \cdot \left(\frac{20}{6}\right)^{0,34} \cdot 10^{-3} = 4,95 \cdot 10^{-3}}$$

3.3.2 Nachgiebigkeit der Schraube δ_s

Allgemein gilt: $\delta_s = \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_n + \delta_m$ mit $\delta = \frac{L}{E \cdot A}$

Für diesen Fall: $\delta_s = \frac{1}{E_s} \cdot \left(\frac{0,4 \cdot d}{A_n} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{0,5d}{A_{d3}} + \frac{0,4d}{A_n} \right)$

Darüber hinaus gilt: $A_n = A_1$ und $A_2 = A_{d3}$

$$\rightarrow \delta_s = \frac{1}{E_s} \cdot \left(\frac{0,4 \cdot d}{A_n} + \frac{l_1}{A_n} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{0,5d}{A_{d3}} + \frac{0,4d}{A_n} \right)$$

• Berechnung von den Längen

$$- l_1 = l - b_1 = 30 \text{ mm} - 18 \text{ mm} = 12 \text{ mm} \quad (\text{Schafthänge})$$

$$- l_2 = l_k - l_1 = 20 \text{ mm} - 12 \text{ mm} = 8 \text{ mm} \quad (\text{Gewindlänge, die nicht verschraubt wird})$$

Außerdem ist gegeben: $E_s = 210000 \text{ MPa}$

• Berechnung von A_{d3} und A_1

$$- A_{d3} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot (11,773 \text{ mm})^2}{4} = 17,89 \text{ mm}^2 = A_2 \quad (\text{Kernquerschnitt des Gewindes})$$

$$- A_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (6 \text{ mm})^2}{4} = 28,27 \text{ mm}^2 = A_n \quad (\text{Nennquerschnitt des Schrauben-schaftes})$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow \delta_s &= \frac{1}{210000 \text{ MPa}} \cdot \left(\frac{0,4 \cdot 6 \text{ mm}}{28,27 \text{ mm}^2} + \frac{12 \text{ mm}}{28,27 \text{ mm}^2} + \frac{8 \text{ mm}}{17,89 \text{ mm}^2} + \frac{0,5 \cdot 6 \text{ mm}}{17,89 \text{ mm}^2} + \frac{0,4 \cdot 6 \text{ mm}}{28,27 \text{ mm}^2} \right) \\ &= \frac{1}{210000 \text{ MPa}} \cdot \left(\frac{2,4}{28,27 \text{ mm}^2} + \frac{12}{28,27 \text{ mm}^2} + \frac{8}{17,89 \text{ mm}^2} + \frac{3}{17,89 \text{ mm}^2} + \frac{2,4}{28,27 \text{ mm}^2} \right) \\ &= \underline{5,76 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}} \end{aligned}$$

3.3.3 Berechnung der Nachgiebigkeit δ_T der Teile

Es gilt: $\delta_T = \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_T}$ mit $l_k = 20 \text{ mm}$ und $E_T = 200000 \text{ MPa}$

• Bestimme A_{ers}

Aus Tabelle 8.8 $d_w = 10 \text{ mm}$

$$d_n = 6,6 \text{ mm}$$

$$D_a = D_p - 2s = 12 \text{ mm} - 10 \text{ mm} = 2 \text{ mm}$$

- Bedingung für A_{ERS} $d_w \leq D_a \leq d_w + l_k \Leftrightarrow 10 \text{ mm} \leq 20 \text{ mm} \leq 30 \text{ mm}$ ✓

Berechnung von $A_{ERS} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_n^2) + \frac{\pi}{8} d_w (D_1 - d_w) [(x+1)^2 - 1]$

mit $x = \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_1^2}} = \sqrt[3]{\frac{20 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}}{(20 \text{ mm})^2}} = \sqrt[3]{0,5} \approx 0,797$

$A_{ERS} = 131,40 \text{ mm}^2$

- Daraus ergibt sich folgende Nachgiebigkeit der Teile

$\sigma_T = \frac{20 \text{ mm}}{131,40 \text{ mm}^2 \cdot 200000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 7,61 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$

3.3.4 Kraftverhältnis ϕ

$\phi = n \cdot \Phi_k$ mit $\Phi_k = \frac{\sigma_T}{\sigma_s + \sigma_T} = 0,1167$

Daraus ergibt sich folgendes Kraftverhältnis mit $n = 0,5$

$\phi = 0,1167 \cdot \frac{1}{2} = 0,0583$

$\Rightarrow$ Somit erhält man folgende Montagevorspannkraft:

$F_{vm} = 1,6 \cdot [132,14 \text{ N} + F_B \cdot (1 - 0,0583) + F_Z]$

$\rightarrow F_Z = \frac{f_z}{\sigma_s + \sigma_T} = 759,09 \text{ N}$

$\rightarrow F_B = F_{Bmax} = 1029,47 \text{ N}$

$\Rightarrow F_{vm} = 2977,09 \text{ N}$

3.4 Überprüfung

Folgende Festigkeitsbedingung soll gelten: $F_{vm} \leq F_{sp}$

Es gilt das Verhältnis

$\frac{F_{sp 8.8}}{R_{e 8.8}} = \frac{F_{sp 5.6}}{R_{e 5.6}} \rightarrow F_{sp 5.6} = \frac{F_{sp 8.8}}{R_{e 8.8}} \cdot R_{e 5.6}$

$F_{sp 5.6} = \frac{10,2 \text{ kN} \cdot 300 \text{ MPa}}{640 \text{ MPa}} = 4,78 \text{ kN}$ mit $R_{e 5.6} = 500 \text{ MPa} \cdot 0,6 = 300 \text{ MPa}$
 $R_{e 8.8} = 800 \text{ MPa} \cdot 0,8 = 640 \text{ MPa}$

Somit ist die Festigkeitsbedingung

erfüllt: $2977,09 \text{ N} < 4781,25 \text{ N}$

$\rightarrow$ sicher

4. Erforderliches Anziehmoment

Es gilt: $M_A = F_{vm} (0,159 \cdot p + \mu_{as} (0,577 \cdot d_2 + \frac{d_s}{2}))$

mit $\mu_{as} = 0,12$ und $d_2 = 5,35 \text{ mm}$ (nach TB 8-1)

$p = 1 \text{ mm}$ (Gewindesteigung)

$\frac{d_s}{2} = \frac{dw + dn}{4} \rightarrow ds = \frac{2 \cdot (0,6 \text{ mm} + 0,0 \text{ mm})}{4} = 0,3 \text{ mm}$

$\Rightarrow \underline{M_A = 2977,2 \text{ Nm} (0,159 \cdot 1 \text{ mm} + 0,12 \cdot (0,577 \cdot 5,35 \text{ mm} + \frac{0,3 \text{ mm}}{2}))}$
 $\underline{= 3058,76 \text{ Nm}}$

• Festigkeitsnachweis

$M_A \leq M_{Sp.5.6}$

mit $\frac{M_{Sp.5.6}}{Re 5.6} = \frac{M_{Sp.8.8}}{Re 8.8} \rightarrow M_{Sp.5.6} = \frac{10,1 \text{ Nm}}{640 \text{ MPa}} \cdot 300 \text{ MPa}$

$\underline{M_{Sp.5.6} = 4,73 \text{ Nm}}$

$M_A \leq M_{Sp.5.6} \Leftrightarrow 3,06 \text{ Nm} < 4,73 \text{ Nm}$

$\rightarrow$ sicher

5. Ermittlung der Betriebsbeanspruchung / Überprüfung der Schraube

Es gilt $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \leq 0,9 \cdot Re$

• Berechnung der Montagespannung

$\sigma_m = \frac{F_{vm} + F_{BS}}{A_s}$

mit $A_s = 20,1 \text{ mm}^2$ (nach TB 8.1)

$F_{BS} = \phi \cdot F_B = 0,0583 \cdot 1029,47 \text{ N}$

$\rightarrow \underline{\sigma_m = \frac{2977,09 \text{ N} + 60,02 \text{ N}}{20,1 \text{ mm}^2} = 151,1 \text{ MPa}} \quad = 60,02 \text{ N}$

• $\tau_t = \frac{M_A}{W_t}$ mit $M_A = F_{vm} (0,159 \cdot p + 0,577 \cdot \mu_{as} \cdot D_2)$
 $= 1570,17 \text{ Nm}$

$W_t = \frac{\pi \cdot d_s^3}{16} = 21,35 \text{ mm}^3$

$\rightarrow \underline{\tau_t = \frac{1570,17 \text{ Nm}}{21,35 \text{ mm}^3} = 73,83 \text{ MPa}}$

$\Rightarrow \underline{\sigma_{red} = \sqrt{151,1^2 + 3 \cdot 73,83^2} \text{ MPa} = 197,95 \text{ MPa}}$

• Festigkeitsbedingung: $\sigma_{red} \leq 0,9 \cdot Re$

$197,95 \text{ MPa} < 0,9 \cdot 300 \text{ MPa} = 270 \text{ MPa}$

$\rightarrow$ sicher

6. Überprüfung der Flächenpressung unter dem Schraubkopf

$$\text{Es gilt } p_A = \frac{F_{s \max}}{A_p}$$

6.1 Berechnung von $F_{s \max}$

$$F_{s \max} = F_{s \cdot 0} + \phi \cdot F_B = 4781,25 \text{ N} + 0,0583 \cdot 1029,47 \text{ N} = 4841,27 \text{ N}$$

6.2 Berechnung der Fläche A_p (Mutter / Schraubenkopfauflege)

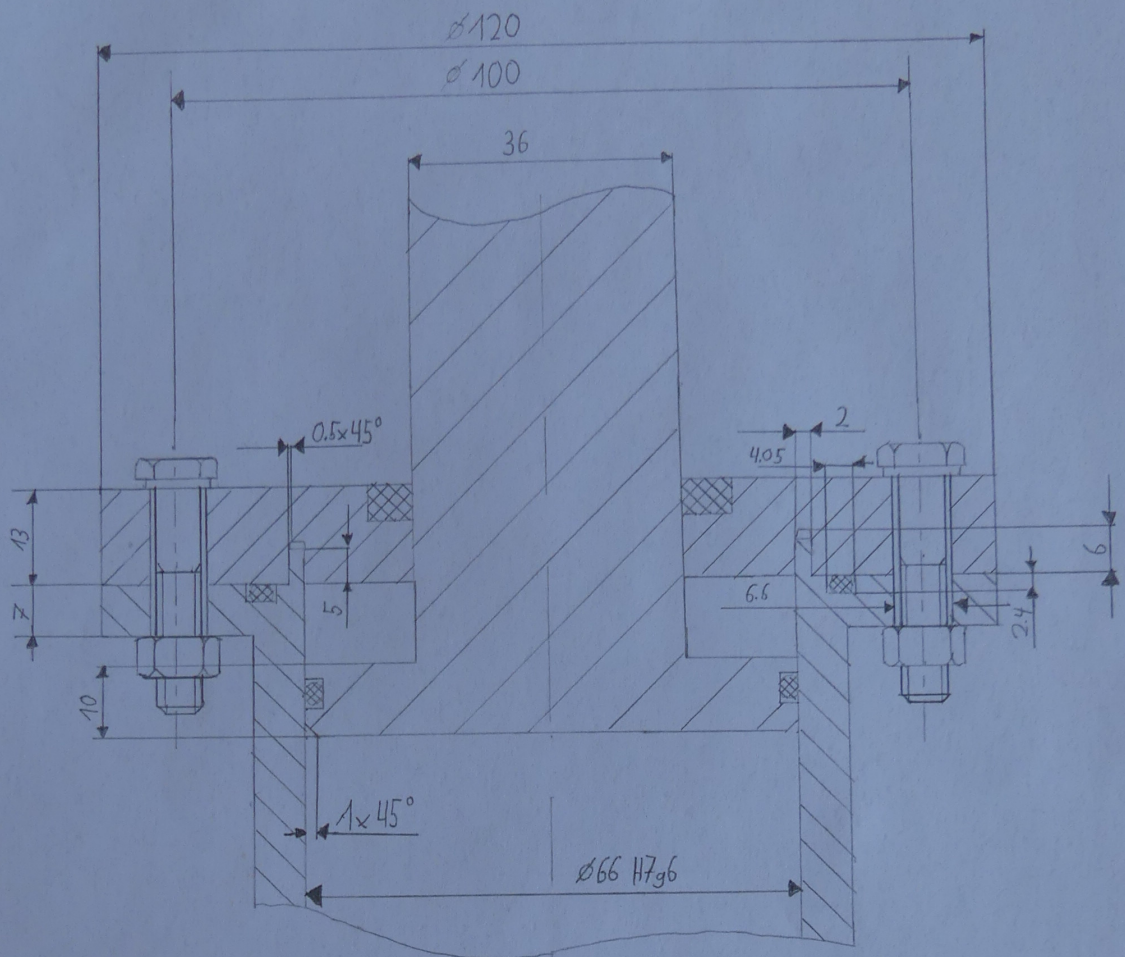
$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_n^2) = \frac{\pi}{4} \cdot ((10 \text{ mm})^2 - (6,6 \text{ mm})^2) = 44,33 \text{ mm}^2$$

$$\Rightarrow \underline{p_A} = \frac{4841,27 \text{ N}}{44,33 \text{ mm}^2} = \underline{109,21 \text{ MPa}}$$

6.3 Festigkeitsnachweis

$$p_A \stackrel{!}{\leq} p_a \Leftrightarrow 109,21 \text{ MPa} < 210 \text{ MPa}$$

$\rightarrow$ sicher



STICHPROBENDURCHSICHT
Institut für Konstruktionstechnik und
Technisches Design - Universität Stuttgart

29. MAI 2018

Allgemeintoleranzen DIN ISO 2768-mk	Werkstückkanten DIN ISO 13715	Maßstab 1:1	Gewicht 5 kg
Verantwortliche Abtl. IKTD-TD	techn. Referenz IKTD	Genehmigt von Prof. Dr.-Ing. T. Mayer	
IKTD Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design Universität Stuttgart Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design		Dokumentenart Gesamtbauzeichnung	freigegeben
		Titel, zusätzlicher Titel Konstruktionsübung 4 -Hubzylinderverschraubung	Sachnummer K04_GDM/IKTD/KMT_SS18
		And. A	Ausgabedatum 08.05.2018 Spr. de Blatt 1/1

Konstruktionssübung 4 - Test 2 - Bremspedalverschraubung

→ Es liegt Verschraubungsfall D vor

1. Berechnung der erforderlichen Klemmkraft

Es gilt: $F_B = 0N$

$$F_{KL} = \frac{F_Q}{\mu_0} \quad \text{mit} \quad F_Q = \frac{F_u}{z}$$

Berechnung von F_u : $F_u = M_1 \cdot d_s^2$ mit $M_1 = F_{\max} \cdot l_B$ ($l_B = 200mm$)

$$F_u = 1700N \cdot 200mm \cdot \frac{2}{40mm} = 17000N = 17kN$$

$$F_{\max} = 1700N$$

$$F_Q = \frac{F_u}{z} = \frac{17000N}{4} = 4250N = 4,25kN$$

$$\mu_0 = 0,15$$

$$\Rightarrow \underline{F_{KL}} = \frac{F_Q}{\mu_0} = \frac{4250N}{0,15} = \underline{28333,33N = 28,3kN} \quad \text{mit } F_u = F_Q$$

$$z = 4$$

$$d_s = 40mm$$

2. Vorauswahl der Schrauben

Wähle aus TB 8.13: $M12 \times 40$ mit der Festigkeitsklasse 10.9

3. Berechnung der erforderlichen Montagevorspannkraft

$$F_{vm} = k_A \cdot [F_{KL} + F_B(1 - \phi) + F_z]$$

STICHPROBENDURCHSICHT
Institut für Konstruktionstechnik und
Technisches Design • Universität Stuttgart

3.1 Anziehfaktor

$$k_A = 1,6$$

29. MAI 2019

3.2 Klemmkraft

$$F_{KL} = 28.333,33N$$

3.3 Setzkraft/Vorspannkraft F_z

F_z wird berechnet mit: $F_z = \frac{f_z}{\delta_s + \delta_f}$

3.3.1 Setzbetrag f_z

Es gilt: $f_z = 3,29 \cdot \left(\frac{l_k}{d}\right)^{0,34} \cdot 10^{-3}$ mit $d = 12mm$ ($k = 200mm$)

$$\underline{f_z = 3,29 \cdot \left(\frac{19}{12}\right)^{0,34} \cdot 10^{-3} = 3,85 \cdot 10^{-3}mm} \quad (l_k = 19mm)$$

3.3.2 Nachgiebigkeit der Schraube δ_S

Es gilt: $\delta_S = \frac{1}{E_S} \cdot \left(\frac{\sigma_{u,d}}{A_N} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{\sigma_{s,d}}{A_{d3}} + \frac{\sigma_{u,d}}{A_N} \right)$

mit $E_S = 210000 \text{ MPa}$

$d = 12 \text{ mm}$

$A_N = A_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 113,10 \text{ mm}^2$

$A_2 = A_{d3} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot (9,853 \text{ mm})^2}{4} = 76,25 \text{ mm}^2$

- Berechnung der Längen

- $l_1 = l - b_1$ mit $l = 40 \text{ mm}$ und $b_1 = 36 \text{ mm}$

$l_1 = (40 - 36) \text{ mm} = 4 \text{ mm}$

- $l_2 = l_k - l_1$ mit $l_k = 19 \text{ mm}$

$l_2 = (19 - 4) \text{ mm} = 15 \text{ mm}$

$\Rightarrow \delta_S = \frac{1}{210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \cdot \left(\frac{4,8 \text{ mm}}{113,10 \text{ mm}^2} + \frac{4 \text{ mm}}{113,10 \text{ mm}^2} + \frac{15 \text{ mm}}{76,25 \text{ mm}^2} + \frac{6 \text{ mm}}{76,25 \text{ mm}^2} + \frac{4,8 \text{ mm}}{113,10 \text{ mm}^2} \right)$
 $= 1,88 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$

3.3.3 Berechnung der Nachgiebigkeit δ_I der Teile

Es gilt: $\delta_I = \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_I}$ mit $l_k = 19 \text{ mm}$

$E_I = 220000 \text{ MPa}$

- Bestimme A_{ers}

Aus TB 8.8: $d_w = 18 \text{ mm}$ (Äußerer Auflagedurchmesser der Schraube)

$d_h = 13,5 \text{ mm}$ (ϕ Durchgangsloch)

für was steht D_A, D_p is

$D_A = D_p - 2s = (60 - 40) = 20 \text{ mm}$

- Prüfe Bedingung für A_{ers} : $d_w \leq D_A \leq d_w + l_k \Leftrightarrow 18 \text{ mm} \leq 20 \text{ mm} \leq 37 \text{ mm}$

$A_{ers} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w \cdot (D_A - d_w) [(x+1)^2 - 1]$

mit $x = \sqrt{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2}} = \sqrt{\frac{19 \text{ mm} \cdot 18 \text{ mm}}{(20 \text{ mm})^2}} = \sqrt{\frac{342}{400}} = 0,9491$

$\Rightarrow A_{ers} = 150,90 \text{ mm}^2$

Daraus folgt die Nachgiebigkeit der Teile

$\delta_I = \frac{19 \text{ mm}}{150,90 \text{ mm}^2 \cdot 220000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 5,72 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$

3.3.4 Kräfteverhältnis ϕ

Es gilt: $\phi = n \cdot \phi_k$ mit $\phi_k = \frac{\sigma_T}{\sigma_S + \sigma_T} = 0,233$

Mit $n = 0,5$ erhält man $\phi = 0,5 \cdot 0,233 = 0,1165$

$\Rightarrow$ Somit ergibt sich folgende Montagevorspannkraft

$$F_{vm} = 1,6 \cdot [28333,33 \text{ N} + 0 \cdot (1 - 0,1165) + F_z]$$

mit $F_z = \frac{f_z}{\sigma_S + \sigma_T} = 1570,15$

$$\Rightarrow \underline{F_{vm} = 47845,57 \text{ N} = 47,8 \text{ kN}}$$

3.4 Überprüfung

Es muss gelten $F_{vm} \leq F_{sp}$ mit $F_{sp,0.9} = 63,3 \text{ kN}$

$$47,8 \text{ kN} < 63,3 \text{ kN}$$

$\Rightarrow$ sicher

4. Erforderliches Anziehmoment

Es gilt: $M_A = F_{vm} (0,159 \cdot p + p_{aes} \cdot (0,577 \cdot d_k + \frac{d_k}{2}))$

mit $p_{aes} = 0,12$

$$d_k = 10,803 \text{ mm}$$

$$p = 1,75 \text{ mm}$$

$$\frac{d_k}{2} = \frac{d_w + d_h}{4} \rightarrow d_k = \frac{2 \cdot (18 \text{ mm} + 13,5 \text{ mm})}{4} = 15,75 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \underline{M_A = 47845,57 \text{ N} \cdot (0,159 \cdot 1,75 + 0,12 \cdot (0,577 \cdot 10,803 \text{ mm} + \frac{15,75 \text{ mm}}{2}))}$$

$$= \underline{94514,34 \text{ Nmm} = 94,5 \text{ Nm}}$$

• Festigkeitsnachweis

$$M_A \leq M_{sp,0.9}$$

mit $M_{sp,0.9} = 123 \text{ Nm}$ (nach TB 8-14)

$$94,5 \text{ Nm} < 123 \text{ Nm}$$

$\Rightarrow$ sicher

5. Ermittlung der Betriebsspannung / Überprüfung der Schraube $\rightarrow$ Entfall, da Belastungsfall 0

Es gilt: $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \leq 0,9 \cdot R_e$

- Berechnung der Montagespannung mit $\sigma_m = \frac{F_{m1} + F_{m2}}{A_s}$

$A_s = 84,3 \text{ mm}^2$ (nach TB 8.1); $F_{BS} = \phi \cdot F_B = 0$

$\rightarrow \sigma_m = \frac{47845,57 \text{ N}}{84,3 \text{ mm}^2} = 567,50 \text{ MPa}$

- $\tau_t = \frac{M_0}{W_t}$ mit $M_0 = F_{m1} \cdot (0,15 \cdot p + 0,577 \cdot \mu_{ges} \cdot D_z) = 49,3 \text{ Nm}$
 $W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 187,82 \text{ mm}^3$

$\Rightarrow \tau_t = \frac{49300,27 \text{ Nmm}}{187,82 \text{ mm}^3} = 263,26 \text{ MPa}$

$\Rightarrow \sigma_{red} = \sqrt{567,50^2 + 3 \cdot 263,26^2} \text{ MPa} = 728,04 \text{ MPa}$

- Festigkeitsbedingung $\sigma_{red} \leq 0,9 \cdot R_e$

$728,04 \text{ MPa} < 810 \text{ MPa}$

$\rightarrow$ sicher

6. Überprüfung der Flächenpressung unter dem Schraubkopf

Es gilt: $p_A = \frac{F_{smax}}{A_p}$

6.1 Berechnung von F_{smax}

$F_{smax} = F_{s10,9} + \phi \cdot F_B = F_{s10,9} = 63,6 \text{ kN}$

6.2 Berechnung der Fläche A_p

$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_v^2 - d_h^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (18^2 - 13,5^2) \text{ mm}^2 = 111,33 \text{ mm}^2$

$\Rightarrow p_A = \frac{63600 \text{ N}}{111,33 \text{ mm}^2} = 571,27 \text{ MPa}$

6.3 Festigkeitsnachweis

$p_A \leq p_a \Leftrightarrow 571,27 \text{ MPa} < 580 \text{ MPa}$

$\rightarrow$ sicher

Werte für Testat 2 - Verspannungsschicht Hubschraubenverschraubung

$$F_{B \max} = 1029,47 \text{ N} \quad \hat{=} 51,47 \text{ mm}$$

$$F_{B \min} = 42,89 \text{ N} \quad \hat{=} 2,14 \text{ mm}$$

$$F_{KL} = 132,14 \text{ N} \quad \hat{=} 6,61 \text{ mm}$$

$$F_{V \min} = 2977,09 \text{ N} = F_{V \max} \quad \hat{=} 148,85 \text{ mm}$$

$$F_Z = 759,09 \text{ N} \quad \hat{=} 37,95 \text{ mm}$$

$$(F_B = 1029,47 \text{ N} \quad \hat{=} 51,47 \text{ mm})$$

$$F_{BS} = 60,00 \text{ N} \quad \hat{=} 3,00 \text{ mm}$$

$$F_{V \min} = \frac{F_{V \max}}{10} = 180,68 \text{ N} \quad \hat{=} 9,03 \text{ mm}$$

$$F_{BS} = F_B \cdot (1 - \phi) = 969,45 \text{ N} \quad \hat{=} 48,47 \text{ mm}$$

$$1 \text{ mm} \hat{=} 0,1 \text{ mm bzw } 20 \text{ N}$$

$$\rightarrow 1 \text{ N} = \frac{1}{20} \text{ mm} = 0,05 \text{ mm}$$

$$\rightarrow 1 \mu\text{m} \hat{=} 10 \text{ mm}$$

Elastische Längenänderungen

$$f_{sH} = \sigma_s \cdot F_{V \max} = 5,76 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \cdot 2977,09 \text{ N} = 17,15 \mu\text{m} \quad \hat{=} 171,5 \text{ mm}$$

$$f_{tH} = \sigma_T \cdot F_{V \max} = 7,61 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \cdot 2977,09 \text{ N} = 2,27 \mu\text{m} \quad \hat{=} 22,7 \text{ mm}$$

$$f_{sB} = [\sigma_s + (1 - n) \cdot \sigma_T] \cdot F_{V \min} = \left[5,76 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} + (1 - 0,5) \cdot 7,61 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \right] \cdot 2977,09 \text{ N}$$

$$f_{tB} = n \cdot \sigma_T \cdot F_{V \min} = 0,5 \cdot 7,61 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \cdot 2977 \text{ N} = 1,13 \mu\text{m} \quad \hat{=} 11,3 \text{ mm} = 18,28 \mu\text{m} \quad \hat{=} 182,8 \text{ mm}$$

4 f_{vm} [kV]

Betriebszustand

Montagezustand

STICHPROBENDURCHSICHT
Institut für Konstruktionstechnik und
Technisches Design • Universität Stuttgart

29. MAI 2019

