

1. CVIČENÍ  
cislo\_zadani := 21

Legenda: chyba, nesplnění podmínky, nejasnost

zvoleno

splnění podmínky

odečteno z grafu/tabulky

rozhodovací kritérium

### Zadané parametry:

Jmenovitý výkon elektromotoru

$$P_j := 5.3 \text{ kW}$$

Jmenovité otáčky elektromotoru

$$n_1 := 6350 \text{ min}^{-1}$$

Požadované výstupní otáčky

$$n_{4_p} := 860 \text{ min}^{-1}$$

Požadovaná trvanlivost

$$L_h := 90 \text{ hr}$$

Součinitel vnějších dynamických sil

$$K_A := 2.25$$

Průměr roztečné kružnice pastorku

$$d_4 := 24 \text{ mm}$$

Střední měrná tuhost zubů

$$c_\gamma := 12 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \mu\text{m}^{-1}$$

Maximální vnější průměr skříně startéru

$$D_{max} := 214 \text{ mm}$$

Úhel záběru

$$\alpha := 20 \text{ deg} \quad \alpha_t := \alpha \quad \alpha_{tw} := \alpha$$

Součinitel výšky hlavy zubu

$$h_{a0} := 1$$

Sklon zubu

$$\beta := 0^\circ$$

### Výpočet:

Minimální počet zubů

$$z_{min} := 2 \cdot \frac{h_{a0}}{(\sin(\alpha))^2} \quad z_{min} = 17.097$$

Volba počtu zubů centrálního kola

$$z_1 := 18$$

$$i_{14_n} := \frac{n_1}{n_{4_p}} = 7.384$$

Počet zubů satelitu

$$z_{2_n} := z_1 \cdot \left( \frac{i_{14_n}}{2} - 1 \right) = 48.453$$

Zvolený počet zubů satelitu

$$z_2 := 48$$

$$i_{14} := 2 \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{z_1} = 7.333$$

$$n_4 := \frac{n_1}{i_{14}} = 14.432 \frac{1}{s}$$

$$n_{4\_odchylka} := \frac{|n_{4\_p} - n_4|}{n_{4\_p}} = 0.007$$

Dovolená odchylka

$$odchylka\_max := 1\%$$

Bezpečnost výstupních otáček

$$k_{n4} := \frac{odchylka\_max}{n_{4\_odchylka}} = 1.455$$

## Geometrické podmínky planetového mechanismu

1. Stejných osových vzdáleností

$$z_3 := z_1 + 2 \quad z_2 = 114$$

2. Smontovatelnosti

$$z_1 + z_3 = 132$$

volba počtu satelitů

$$a_k := 3$$

$$N := \frac{(z_1 + z_3)}{a_k} = 44$$

N musí být celé číslo

## Dílní převodové poměry

$$i_{12} := \frac{z_2}{z_1} = 2.667$$

nesmí být celá čísla

$$i_{23} := \frac{z_3}{z_2} = 2.375$$

Otáčky satelitu

$$n_2 := \frac{\left( z_1 \cdot \frac{|z_3|}{z_2} \cdot n_1 \right)}{z_1 + |z_3|} = (2.057 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

## Cvičení 2

### Určení modulu z $D_{max}$

Návrh tloušťky stěny

$$t_{stěny} := 2 \text{ mm}$$

Maximální modul

$$m_{n\_max} := \frac{(D_{max} - 2 \cdot (3.5 \text{ mm} + t_{stěny}))}{z_3 + 2 \cdot 1.25} = 1.742 \text{ mm}$$

Volba modulu

$$m_n := 1.5 \text{ mm}$$

zaokrouhlo na nejbližší nižší podle Tab. 13-2, str. 741

### Šířka ozubených kol

roztečná kružnice centrálního

$$d_1 := m_n \cdot z_1 = 27 \text{ mm}$$

min. šířka centrálního

$$b_{1\_min} := 0.6 \cdot d_1 = 16.2 \text{ mm}$$

max. šířka centrálního

$$b_{1\_max} := 1.1 \cdot d_1 = 29.7 \text{ mm}$$

šířka centrálního kola

$$b_1 := 18 \text{ mm}$$

roztečná kružnice korunového kola

$$d_3 := m_n \cdot z_3 = 171 \text{ mm}$$

šířka korunového kola

$$b_3 := b_1 = 18 \text{ mm}$$

roztečná kružnice satelitu

$$d_2 := m_n \cdot z_2 = 72 \text{ mm}$$

šířka satelitu

$$b_2 := b_1 + 2 \cdot m_n = 21 \text{ mm}$$

průměr patní kružnice korunového kola

$$d_{f3} := d_3 + 2 \cdot 1.25 \cdot m_n = 174.75 \text{ mm}$$

celkový průměr

$$D := |d_{f3}| + 2 \cdot (3.5 \text{ mm} + t_{stěny}) = 185.75 \text{ mm}$$

$$D \leq D_{max} = 1$$

### Osově vzdálenosti

centrální kolo - satelit

$$a_{12} := \frac{(d_1 + d_2)}{2} = 49.5 \text{ mm}$$

korunové kolo - satelit

$$a_{23} := \frac{(d_3 - d_2)}{2} = 49.5 \text{ mm}$$

musí se rovnat

### Kontrola vůle mezi satelity

minimální vůle

$$v_{min} := 1 \text{ mm}$$

volí se 1 až 2

průměr hlavové kružnice satelitu

$$d_{a2} := d_2 + 2 \cdot m_n$$

minimální úhlová vzdálenost

$$\theta_{min} := 2 \cdot \text{asin} \left( \frac{(d_{a2} + v_{min})}{(d_1 + d_2)} \right) = 1.75 \text{ rad}$$

úhlová vzdálenost mezi satelity

$$\theta := \frac{(360^\circ)}{a_k} = 2.094 \text{ rad}$$

$\theta$  musí být větší než  $\theta_{min}$

### Výpočet součinitele a dráhy záběru - Shigley str. 727

hlavová kružnice centrálního kola

$$d_{a1} := d_1 + 2 \cdot m_n = 30 \text{ mm}$$

hlavová kružnice satelitu

$$d_{a2} = 75 \text{ mm}$$

hlavová kružnice korunového kola

$$d_{a3} := d_3 - 2 \cdot m_n = 168 \text{ mm}$$

základní kružnice centrálního kola

$$d_{b1} := d_1 \cdot \cos(\alpha) = 25.372 \text{ mm}$$

základní kružnice satelitu

$$d_{b2} := d_2 \cdot \cos(\alpha) = 67.658 \text{ mm}$$

základní kružnice korunového kola

$$d_{b3} := d_3 \cdot \cos(\alpha) = 160.687 \text{ mm}$$

součinitel záběru centrální kolo -  
satelit

$$\varepsilon_{\gamma 12} := \frac{\left( \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} + \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - 2 \cdot a_{12} \cdot \sin(\alpha) \right)}{2 \cdot \pi \cdot m_n \cdot \cos(\alpha)}$$

$$\varepsilon_{\gamma 12} = 1.639 \quad \text{má být } 1,2 \text{ až } 2$$

součinitel záběru satelit - korunové kolo

$$\varepsilon_{\gamma 23} := \frac{z_2}{2 \cdot \pi} \cdot \left( \left( \tan \left( \text{acos} \left( \frac{d_{b2}}{d_{a2}} \right) \right) - \tan(\alpha) \right) - \frac{|z_3|}{z_2} \cdot \left( \tan \left( \text{acos} \left( \frac{d_{b3}}{d_{a3}} \right) \right) - \tan(\alpha) \right) \right) = 1.942$$

### Kontrola špičatosti

involuta úhlu pro bod na  
základní kružnici

$$inv_{\alpha} := \tan(\alpha) - \alpha = 0.015$$

úhel profilu evolventy na  
hlavové kružnici centrálního kola

$$\alpha_{a1} := \text{acos} \left( \frac{d_{b1}}{d_{a1}} \right) = 0.563$$

involuta pro bod na hlavové  
kružnici centrálního kola

$$inv_{\alpha a1} := \tan(\alpha_{a1}) - \alpha_{a1} = 0.068$$

úhel profilu evolventy na  
hlavové kružnici satelitu

$$\alpha_{a2} := \text{acos} \left( \frac{d_{b2}}{d_{a2}} \right) = 0.446$$

involuenta pro bod na hlavové  
kružnici satelitu

$$\text{inv}_{\alpha a2} := \tan(\alpha_{a2}) - \alpha_{a2} = 0.032$$

úhel profilu evolventy na  
hlavové kružnici korunového  
kola

$$\alpha_{a3} := \text{acos} \left( \frac{d_{b3}}{d_{a3}} \right) = 0.296$$

involuenta pro bod na hlavové  
kružnici centrálního kola

$$\text{inv}_{\alpha a3} := \tan(\alpha_{a3}) - \alpha_{a3} = 0.009$$

minimální tloušťka zubu na  
hlavové kružnici pro měkká kola

$$s_{a\_min} := 0.4 \cdot m_n = 0.6 \text{ mm}$$

tloušťka zubu na hlavové  
kružnici centrálního kola

$$s_{na1} := d_{a1} \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot z_1} + \frac{(2 \cdot \tan(\alpha))}{z_1} + (\text{inv}_{\alpha} - \text{inv}_{\alpha a1}) \right)$$

$$s_{na1} = 2.236 \text{ mm}$$

musí být větší než  $s_{a\_min}$   
bývá menší než 2

tloušťka zubu na hlavové  
kružnici korunového kola

$$s_{na3} := d_{a3} \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot (-z_3)} + \frac{(2 \cdot \tan(\alpha))}{(-z_3)} + (\text{inv}_{\alpha} - \text{inv}_{\alpha a3}) \right)$$

$$|s_{na3}| = 2.391 \text{ mm}$$

### Cvičení 3

#### silové poměry

vstupní kroutící moment  $M_1 := \frac{P_j}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = 7.97 \text{ N}\cdot\text{m}$

jmenovitý moment (centrální k.)  $M_{t1} := \frac{M_1}{a_k} = 2.657 \text{ N}\cdot\text{m}$

obvodová síla (centrální)  $F_{t1} := \frac{M_{t1}}{\frac{d_1}{2}} = 196.797 \text{ N}$

normálová síla (centrální)  $F_{n1} := \frac{F_{t1}}{\cos(\alpha)} = 209.427 \text{ N}$

radiální síla (centrální)  $F_{r1} := F_{t1} \cdot \tan(\alpha) = 71.628 \text{ N}$

výstupní moment  $M_4 := \frac{P_j}{2 \cdot \pi \cdot n_4} = 58.449 \text{ N}\cdot\text{m}$   $M_4 := M_1 \cdot |i_{14}| = 58.449 \text{ N}\cdot\text{m}$

obvodová síla na pastorku startéru  $F_{t4} := \frac{M_4}{\frac{d_4}{2}} = (4.871 \cdot 10^3) \text{ N}$

normálová síla na pastorku startéru  $F_{n4} := \frac{F_{t4}}{\cos(\alpha)} = (5.183 \cdot 10^3) \text{ N}$

radiální síla na pastorku startéru  $F_{r4} := F_{t4} \cdot \tan(\alpha) = (1.773 \cdot 10^3) \text{ N}$

#### Volba materiálu

počet zátěžných cyklů (centrální)  $N_{L1} := n_1 \cdot a_k \cdot L_h = 1.029 \cdot 10^8$

počet spoluzabírajících kol (satelit)  $a_{k2} := 2$

počet zátěžných cyklů (satelit)  $N_{L2} := n_2 \cdot a_{k2} \cdot L_h = 2.221 \cdot 10^7$

tvrdost na boku zubu (centrální)  $H_1 := 570$  HV (volit 485 až 615)

tvrdost na boku zubu (satelit)  $H_2 := H_1 - 60 = 510$  HV (volit o 20 - 60 HB menší)

konstanty  $A_H := 0.74 \text{ MPa}$   $B_H := 602 \text{ MPa}$

$A_F := 0.305 \text{ MPa}$   $B_F := 76 \text{ MPa}$

## Meze únavy

mez únavy v dotyku  
centrálního kola

$$\sigma_{H\_lim1} := A_H \cdot H_1 + B_H = (1.024 \cdot 10^3) \text{ MPa}$$

mez únavy v dotyku satelitu

$$\sigma_{H\_lim2} := A_H \cdot H_2 + B_H = 979.4 \text{ MPa}$$

mez únavy v ohybu (centrální)

$$\sigma_{F\_lim1} := A_F \cdot H_1 + B_F = 249.85 \text{ MPa}$$

mez únavy v ohybu (satelit)

$$\sigma_{F\_lim2} := A_F \cdot H_2 + B_F = 231.55 \text{ MPa}$$

## Součinitel vnitřních dynamických sil - pro kolo s největší obvodovou rychlostí

obvodová rychlost (centrální)

$$v_1 := 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{s}{m} = 8.977$$

obvodová rychlost (satelit)

$$v_2 := 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \frac{s}{m} = 7.753$$

větší z obvodových rychlostí

$$v_{max} := \max(v_1, v_2) = 8.977$$

stupeň přesnosti

$$Q_{ISO} := 9$$

pomocné proměnné

$$B := 0.25 \cdot (Q_{ISO} - 4)^{\frac{2}{3}} = 0.731$$

$$A := 50 + 56 \cdot (1 - B) = 65.064$$

součinitel vnitřních dynamických sil

$$K_{V1} := \left( \frac{(A + \sqrt{200 \cdot v_{max}})^B}{A} \right) = 1.443 \quad \text{str. 793}$$

## Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro dotyk $K_{H\beta}$

celková úchylka dotykové křivky

$$F_{\beta y} := 5 \text{ } \mu\text{m}$$

střední obvodová síla

$$F_{m1} := F_{t1} \cdot K_A \cdot K_{V1} = 638.884 \text{ N}$$

střední měrná tuhost zubů

$$c_\gamma = (1.2 \cdot 10^{10}) \text{ Pa}$$

poměr  $\frac{F_{m1}}{b_1}$

$$pom_a := \frac{F_{m1}}{b_1} = 35.494 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$pom_{a\_min} := 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$pom_a := \max(pom_a, pom_{a\_min}) = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

poměr  $\frac{F_{\beta y} \cdot c_\gamma}{2 \cdot pom_a}$

$$pom_b := \frac{(F_{\beta y} \cdot c_\gamma)}{2 \cdot pom_a} = 0.3$$

$$\text{pom}_b < 1 \Rightarrow \text{rce (14-18)}$$

$$\text{pom}_b > 1 \Rightarrow \text{rce (14-19)}$$

součinitel  $K_{H\beta}$

$$K_{H\beta} := 1 + \frac{(F_{\beta y} \cdot c_\gamma)}{2 \cdot \text{pom}_a} = 1.3$$

rce (14-18)

### Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro ohyb $K_{F\beta}$

výška zubu centrálního kola

$$h_1 := 2.25 \cdot m_n = 3.375 \text{ mm}$$

výška zubu satelitu

$$h_2 := h_1$$

menší z poměrů šířky a výšky zubu

$$\frac{b_1}{h_1} = 5.333 \quad \frac{b_2}{h_2} = 6.222$$

$$\text{pro } b/h < 3 \Rightarrow \text{pom}_{c\_min} := 3$$

$$\text{pro } b/h > 12 \Rightarrow N_F := 1$$

$$\text{pom}_c := \min\left(\frac{b_1}{h_1}, \frac{b_2}{h_2}\right) = 5.333$$

$$\text{pom}_c := \max(\text{pom}_c, \text{pom}_{c\_min}) = 5.333$$

exponent

$$N_F := \frac{(\text{pom}_c)^2}{1 + \text{pom}_c + (\text{pom}_c)^2} = 0.818$$

součinitel

$$K_{F\beta} := K_{H\beta}^{N_F} = 1.239$$

### Součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů $Z_\epsilon$

součinitel záběru profilu

$$\epsilon_\alpha := \epsilon_{\gamma 12} = 1.639$$

součinitel  $Z_\epsilon$

$$Z_\epsilon := \sqrt[2]{\frac{(4 - \epsilon_\alpha)}{3}} = 0.887$$

### Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů v dotyku $K_{H\alpha}$

$$d_1 = 27 \text{ mm}$$

$$d_2 = 72 \text{ mm}$$

mezní úchylka čelní rozteče  
centrálního kola

$$f_{pt1} := 20 \text{ } \mu\text{m}$$

Tab. A-36, str. 1150

mezní úchylka čelní rozteče satelitu

$$f_{pt2} := 21 \text{ } \mu\text{m}$$

úhel záběru v čelní rovině

$$\alpha_t = 20^\circ$$



úchylnka základní rozteče  
centrálního kola

$$f_{pb1} := f_{pt1} \cdot \cos(\alpha_t) = 18.794 \mu\text{m}$$

úchylnka základní rozteče satelitu

$$f_{pb2} := f_{pt2} \cdot \cos(\alpha_t) = 19.734 \mu\text{m}$$

účinná úchylnka základní rozteče

$$f_{pe} := \max(f_{pb2}, f_{pb1}) = 19.734 \mu\text{m} \text{ větší z hodnot } f_{pb1}, f_{pb2}$$

směrodatná obvodová síla v  
čelní rovině

$$F_{tH} := F_{t1} \cdot K_A \cdot K_{V1} \cdot K_{H\beta} = 830.549 \text{ N}$$

snížení úchylnky základní rozteče  
opotřebením při záběhu

$$y_\alpha := 3.5 \mu\text{m}$$

Obr. 14-8a, str. 800

pomocný součinitel

$$q_\alpha := \frac{(c_\gamma \cdot (f_{pe} - y_\alpha))}{\frac{F_{tH}}{b_1}} = 4.222 \quad \text{str. 801}$$

součinitel  $K_{H\alpha}$

$$\varepsilon_{\gamma 12} = 1.639$$

$$\text{je-li } \varepsilon_{\gamma 12} < 2 \Rightarrow K_{H\alpha}' := \frac{\varepsilon_{\gamma 12}}{2} \cdot (0.9 + 0.4 \cdot q_\alpha) = 2.121$$

podmínky

$$\text{je-li } K_{H\alpha}' > K_{H\alpha\_max} := \frac{\varepsilon_{\gamma 12}}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2} = 1.27 \Rightarrow$$

$$K_{H\alpha} := \frac{\varepsilon_{\gamma 12}}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2}$$

$$\text{je-li } K_{H\alpha} < 1 \Rightarrow K_{H\alpha\_min} := 1$$

$$K_{H\alpha} := \min(K_{H\alpha}', K_{H\alpha\_max}) = 1.27$$

$$K_{H\alpha} := \max(K_{H\alpha}, K_{H\alpha\_min}) = 1.27$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů v ohybu  $K_{F\alpha}$

$$K_{F\alpha} := K_{H\alpha}' = 2.121$$

úhel sklonu zubu na  
základním válci

$$\beta_b := 0^\circ$$

součinitel vlivu záběru profilu

$$Y_\varepsilon := 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} \cdot (\cos(\beta_b))^2 = 0.708$$

podmínky

$$\text{je-li } K_{F\alpha} > \frac{\varepsilon_{\gamma 12}}{\varepsilon_\alpha \cdot Y_\varepsilon} = 1.413, \text{ pak } K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_{\gamma 12}}{\varepsilon_\alpha \cdot Y_\varepsilon}$$

$$\text{je-li } K_{F\alpha} < 1, \text{ pak } K_{F\alpha} = 1$$

$$K_{F\alpha\_min} := 1 \quad K_{F\alpha\_max} := \frac{\varepsilon_{\gamma 12}}{\varepsilon_\alpha \cdot Y_\varepsilon}$$

součinitel  $K_{F\alpha}$

$$K_{F\alpha} := \min(K_{F\alpha}, K_{F\alpha\_max}) = 1.413 \quad K_{F\alpha} := \max(K_{F\alpha}, K_{F\alpha\_min}) = 1.413$$

## Cvičení 4

součinitel tvaru spoluzabírajících zubů

$$Z_H := \sqrt{\frac{(2 \cdot \cos(\beta_b) \cdot \cos(\alpha_{tw}))}{(\cos(\alpha_t))^2 \cdot \sin(\alpha_{tw})}} = 2.495$$

$$Z_H := \frac{1}{\cos(\alpha)} \cdot \sqrt{\frac{2}{\tan(\alpha)}} = 2.495$$

mechanické vlastnosti materiálů  
Shigley - 1. strana

$$E := 220 \text{ GPa}$$

$$\mu := 0.292$$

součinitel mechanických vlastností materiálů  
Tab. 14-7, str. 810

$$Z_E := 188 \sqrt{\text{MPa}}$$

<- ! NEPOUŽÍVAT !

součinitel mechanických vlastností materiálů  
rce (14-15), str. 789

$$Z_E := \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{(1-\mu^2)}{E} + \frac{(1-\mu^2)}{E} \right)}} = 195.647 \sqrt{\text{MPa}}$$

### Součinitelé jednopárového záběru

minimální hodnoty

$$Z_{B\_min} := 1$$

$$Z_{D\_min} := 1$$

převodové číslo

$$u_{12} := \frac{z_2}{z_1} = 2.667$$

součinitel jednopárového záběru kola

$$\text{je-li } u_{12} > 1,5 \Rightarrow Z_D := Z_{D\_min}$$

součinitel záběru profilu

$$\varepsilon_\alpha = 1.639$$

následující rovnice platí pro  $\varepsilon_\alpha \leq 2$  :

pomocná hodnota pastorek

$$M_1 := \frac{\tan(\alpha_{tw})}{\sqrt{\left( \sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - 2 \frac{\pi}{z_1} \right) \cdot \left( \sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot 2 \frac{\pi}{z_2} \right)}} = 1.091$$

kolo

$$M_2 := \frac{\tan(\alpha_{tw})}{\sqrt{\left( \sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - 2 \frac{\pi}{z_2} \right) \cdot \left( \sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot 2 \frac{\pi}{z_1} \right)}} = 0.967$$

součinitel jednopárového záběru pastorku

$$Z_B := \max(M_1, Z_{B\_min}) = 1.091$$

součinitel jednopárového záběru kola

$$Z_D := \max(M_2, Z_{D\_min}) = 1$$

### součinitelé mazací vrstvy

drsnost boků zubů

$$Ra_b := 1.6 \mu m$$

průměrná výška prvků profilu boků zubů

$$Rz_b := 6 \cdot Ra_b = 9.6 \mu m$$

poloměr křivosti pastorku ve valivém bodě

$$\rho_1 := 0.5 \cdot d_{b1} \cdot \tan(\alpha_{tw})$$

poloměr křivosti kola ve valivém bodě

$$\rho_2 := 0.5 \cdot d_{b2} \cdot \tan(\alpha_{tw})$$

redukovaný poloměr křivosti

$$\rho_{red} := \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

průměrná relativní výška prvků profilu boků zubů soukolí

$$Rz_{10} := Rz_b \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \text{ mm}}{\rho_{red}}} = 13.812 \mu m$$

součinitelé mazací vrstvy

pro ozubená kola s broušenými nebo švingovanými boky zubů:

$$\text{je-li } Rz_{10} \leq 4 \mu m \Rightarrow Z_{LVR} := 1$$

$$\text{je-li } Rz_{10} > 4 \mu m \Rightarrow Z_{LVR} := 0.92$$

### součinitelé počtu cyklů pro dotyk

počet cyklů pastorku

$$N_{L1} = 1.029 \cdot 10^8$$

počet cyklů satelitu

$$N_{L2} = 2.221 \cdot 10^7$$

součinitelé počtu cyklů

Obr. 14-11, str. 812

pastorek

$$Z_{NT1} := 1.674 \cdot (N_{L1})^{-0.0294} = 0.973$$

kolo

$$Z_{NT2} := 3.9477 \cdot (N_{L2})^{-0.0784} = 1.048$$

### součinitel tvrdosti

tvrdost podle Vickerse

$$HV_1 := H_1 = 570$$

$$HV_2 := H_2 = 510$$

tvrdost Brinell - přibližný přepočít podle

<http://www.engineershandbook.com/Tables/hardness.htm>

$$HB_1 := 542$$

$$HB_2 := 485$$

str. 815

$$\text{pro } H > 470 \text{ HB} \Rightarrow Z_W := 1$$

součinitel velikosti, str. 816

$$Z_X := 1$$

součinitel sklonu zubu

$$Z_{\beta} := \sqrt{\cos(\beta)} = 1$$

bezpečnost v dotyku

nominální napětí v dotyku

$$\sigma_{Ho1} := Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{\epsilon} \cdot Z_{\beta} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{d_1 \cdot b_1} \cdot \frac{(u_{12} + 1)}{u_{12}}} = 323.097 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Ho2} := Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{\epsilon} \cdot Z_{\beta} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{d_2 \cdot b_1} \cdot \frac{(u_{12} + 1)}{u_{12}}} = 197.856 \text{ MPa}$$

napětí v dotyku (centrální)

$$\sigma_{H1} := Z_B \cdot \sigma_{Ho1} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_{V1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 816.292 \text{ MPa}$$

napětí v dotyku (satelit)

$$\sigma_{H2} := Z_D \cdot \sigma_{Ho2} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_{V1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 458.143 \text{ MPa}$$

bezpečnost v dotyku (centrální)

$$S_{H1} := \sigma_{H\_lim1} \cdot \frac{Z_{NT1}}{\sigma_{H1}} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W \cdot Z_X = 1.123$$

bezpečnost v dotyku (satelit)

$$S_{H2} := \sigma_{H\_lim2} \cdot \frac{Z_{NT2}}{\sigma_{H2}} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W \cdot Z_X = 2.061$$

$S_H$  má být 1.1 ÷ 2.1

## Cvičení 5

### výpočet součinitelů

počet zubů virtuálního kola (centrální)  $z_{v1} := \frac{z_1}{(\cos(\beta))^3} = 18$

počet zubů virtuálního kola (satelit)  $z_{v2} := \frac{z_2}{(\cos(\beta))^3} = 48$

součinitel tvaru zubu (centrální)  $Y_{Fa1} := 2.72$  odečteno z Obr. 14-17, str. 823  
pro  $x=0, z_v=18$

součinitel tvaru zubu (satelit)  $Y_{Fa2} := 2.35$

součinitel koncentrace napětí (centrální)  $Y_{Sa1} := 1.53$  Obr. 14-18, str. 824

součinitel koncentrace napětí (satelit)  $Y_{Sa2} := 1.71$

součinitel počtu cyklů pro ohyb (centrální)  $Y_{NT1} := 1.3482 \cdot N_{L1}^{-0.02} = 0.932$  Obr. 14-23, str. 828

součinitel počtu cyklů pro ohyb (satelit)  $Y_{NT2} := 1.3482 \cdot N_{L2}^{-0.02} = 0.961$

poměrný součinitel vrubové citlivosti pro  $Y_{Sa} > 1.8 \Rightarrow Y_{\delta relT} := 1$  str. 829

pro  $Y_{Sa} < 1.8 \Rightarrow Y_{\delta relT} := 0.8$

drsnost v patě zubu  $Ra_p := 6.3 \mu m$

průměrná výška prvků profilu v patě zubů  $Rz_p := 6 \cdot Ra_p$

poměrný součinitel drsnosti pro  $Rz_p \leq 16 \mu m = 0 \Rightarrow Y_{RrelT} := 1$  str. 829

pro  $Rz_p > 16 \mu m = 1 \Rightarrow Y_{RrelT} := 0.9$

součinitel koncentrace napětí pro referenční ozubené kolo  $Y_{ST} := 2$  Tab. 14-5, str. 806

koeficient střídavého zatížení  $Y_A := 0.7$  str. 821, 831 v textu

součinitel velikosti pro  $m_n < 5 mm \Rightarrow Y_X := 1$

součinitel sklonu zubu  $Y_\beta := 1$  str. 846

součinitel vlivu záběru profilu  $Y_\epsilon := 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_\alpha} \cdot (\cos(\beta_b))^2 = 0.708$  str. 827

### meze únavy

mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola (satelit)  $\sigma_{FE2} := \sigma_{F\_lim1} \cdot Y_{ST} \cdot Y_A = 349.79 MPa$  str. 845

mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola (centrální)  $\sigma_{FE1} := \sigma_{F\_lim2} \cdot Y_{ST} = 463.1 MPa$

napětí

nominální napětí v ohybu v patě zubu (centrální)

$$\sigma_{F01} := \frac{F_{t1}}{b_1 \cdot m_n} \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon = 21.467 \text{ MPa}$$

nominální napětí v ohybu v patě zubu (satelit)

$$\sigma_{F02} := \frac{F_{t1}}{b_1 \cdot m_n} \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon = 20.728 \text{ MPa}$$

napětí v ohybu v patě zubu (centrální)

$$\sigma_{F1} := \sigma_{F01} \cdot K_A \cdot K_{V1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 122.043 \text{ MPa}$$

napětí v ohybu v patě zubu (satelit)

$$\sigma_{F2} := \sigma_{F02} \cdot K_A \cdot K_{V1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 117.846 \text{ MPa}$$

bezpečnost

bezpečnost v ohybu (centrální kolo)

$$S_{F1} := \sigma_{FE1} \cdot \frac{Y_{NT1}}{\sigma_{F1}} \cdot Y_X \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} = 2.547$$

bezpečnost v ohybu (satelit)

$$S_{F2} := \sigma_{FE2} \cdot \frac{Y_{NT2}}{\sigma_{F2}} \cdot Y_X \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} = 2.054$$

$$S_{Fmin} := 1.5$$

$$S_{F1} \geq S_{Fmin} = 1$$

$$S_{F2} \geq S_{Fmin} = 1$$

## Cvičení 6 - Návrh uložení satelitu

průměr patní kružnice satelitu  $d_{f2} := d_2 - 2 \cdot 1.25 \cdot m_n = 68.25 \text{ mm}$

minimální tloušťka stěny  $t_{min} := 3.5 \text{ mm}$

maximální vnější průměr pouzdra  $d_{pouz\_max} := d_{f2} - 2 \cdot t_{min} = 61.25 \text{ mm}$

šířka satelitu  $b_2 = 21 \text{ mm}$

maximální délka pouzdra  $b_{pouz\_max} := 2.5 \cdot b_2 = 52.5 \text{ mm}$

### volba pouzdra

materiál Oiles 500

vnější průměr  $D_{pouz} := 22 \text{ mm}$  Tab. 12-13, str. 710  
(není závazné)

vnitřní průměr  $d_{pouz} := 16 \text{ mm}$

délka  $b_{pouz} := 30 \text{ mm}$

dovolená hodnota  $p \cdot v$   $pv_{max} := 1.64 \text{ MPa} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$  Tab. 12-8, str. 705

poměr  $l/d$   $\frac{b_{pouz}}{d_{pouz}} = 1.875$  má být  $0.5 \div 2$

### kontrola součinu $pv$

jmenovitý moment (unašeč)  $M_{t4} := \frac{M_4}{a_k} = 19.483 \text{ N} \cdot \text{m}$

tečná síla (unašeč)  $F_{tu} := 2 \cdot \frac{M_{t4}}{d_1 + d_2} = 393.594 \text{ N}$

obvodová rychlost na povrchu čepu  $v_{čep} := 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot \frac{d_{pouz}}{2} = 1.723 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

měrné zatížení ložiska  $p_m := \frac{F_{tu}}{d_{pouz} \cdot b_{pouz}} = 819.988 \text{ kPa}$

součin  $p \cdot v$   $pv := p_m \cdot v_{čep} = 1.413 \frac{\text{MPa} \cdot \text{m}}{\text{s}}$

$$pv \leq pv_{max} = 1$$

dovolená kluzná rychlost  $v_{čep\_D} := 0.51 \frac{\text{m}}{\text{s}}$   $d_{pouz}$  by muselo být 5mm.

$v_{čep} \leq v_{čep\_D} = 0$  Můžeme akceptovat, protože jde o krátkodobé zatížení

### Kontrola opotřebení

dovolené opotřebení  $w_D := 1.5 \cdot (f_{pe} - y_\alpha) = 24.35 \text{ } \mu\text{m}$

součinitel opotřebení  $k_{pouz} := 0.42 \cdot 10^{-4} \cdot \text{mm}^3 \cdot \text{s} \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{hr}^{-1}$  Tab. 12-8, s.705

součinitel  $f_1$

$f_1 := 2.7$  Zvolena nejvyšší  
hodnota pro rotační  
pohyb kvůli vysoké  
kluzné rychlosti

Tab. 12-10, s.706

součinitel  $f_2$

$f_2 := 1$

Tab. 12-11, s.706

lineární opotřebení

$$w := \frac{(4 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot k_{pouz} \cdot F_{tu} \cdot n_2 \cdot L_h)}{b_{pouz}} = 18.358 \mu m$$

$$w \leq w_D = 1$$



## Cvičení 7 & 8

volba materiálu hřídele

Ocel 16 224.6

Tab. A-21a, str. 1128

$R_e := 685 \text{ MPa}$

$R_m := 790 \text{ MPa}$

$\sigma_{Co} := 375 \text{ MPa}$

šířka ozubení výstupního pastorku  
vyložení pastorku

$$b_4 := 0.6 \cdot d_4 = 14.4 \text{ mm}$$

$$l_{1\_min} := 1.5 \cdot d_4 = 36 \text{ mm}$$

$$l_{1\_max} := 2 \cdot d_4 = 48 \text{ mm}$$

odhad šířky ložiska A

$$b_{L2} := 16 \text{ mm}$$

$$l_1 := 2 \cdot b_4 + 5 \text{ mm} + 1 \text{ mm} + \frac{b_{L2}}{2} = 42.8 \text{ mm}$$

vzdálenost mezi ložisky

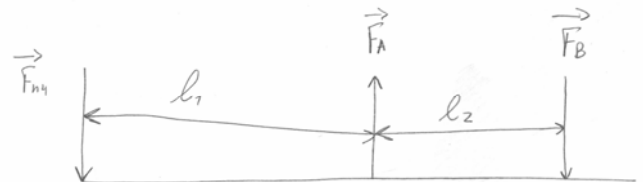
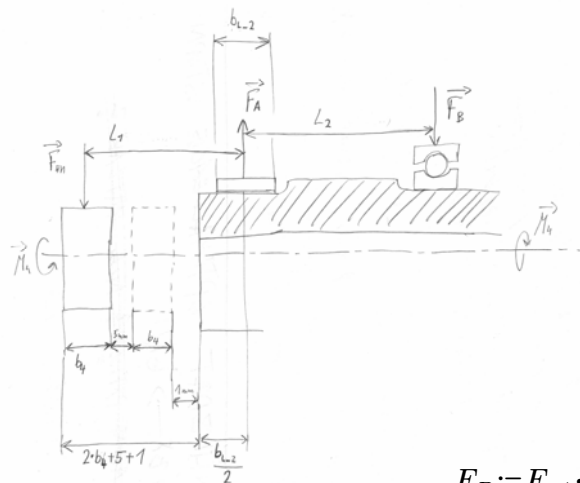
$$l_{2\_min} := 1.5 \cdot l_1 = 64.2 \text{ mm}$$

$$l_{2\_max} := 2 \cdot l_1 = 85.6 \text{ mm}$$

$$l_2 := 1.5 \cdot l_1 = 64.2 \text{ mm}$$

Celková zátěžná síla hřídele od  
pastorku

$$F_{n4} = (5.183 \cdot 10^3) \text{ N}$$



$$F_A - F_B - F_{n4} = 0$$

$$F_{n4} \cdot l_1 - F_B \cdot l_2 = 0 \Rightarrow F_B = F_{n4} \cdot \frac{l_1}{l_2}$$

$$F_A = F_B + F_{n4}$$

radiální síly v ložiscích

$$F_B := F_{n4} \cdot \frac{l_1}{l_2} = (3.456 \cdot 10^3) \text{ N}$$

označení nebezpečných míst

$$F_A := F_B + F_{n4} = (8.639 \cdot 10^3) \text{ N}$$

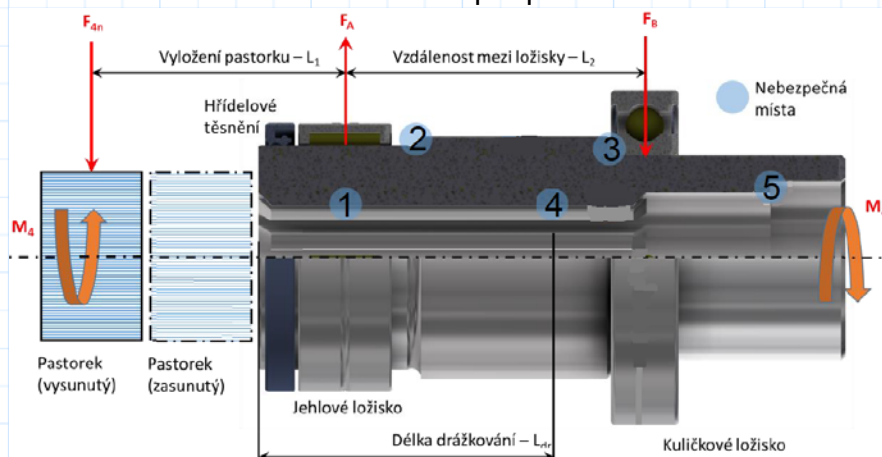
1 - drážkování v místě ložiska A

2 - osazení u ložiska A

3 - osazení u ložiska B

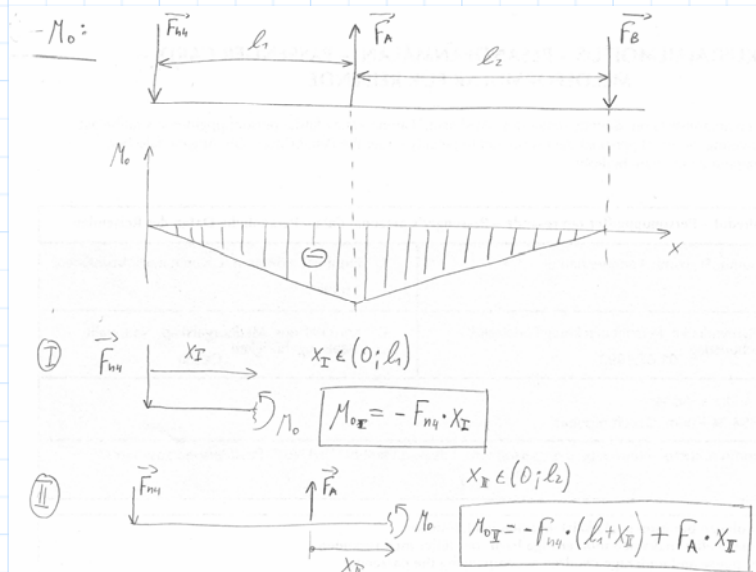
4 - konec drážkování

5 - osazení pro pružinu



VVÚ

$$M_k := M_4 = 58.449 \text{ N}\cdot\text{m}$$



Minimálního vnější průměr duté hřídele - dle HMH k MSP

$$k_n := 1.2$$

$$M_{o\_max} := F_{n4} \cdot l_1 = 221.846 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\sigma_{red} := \frac{R_e}{k_n}$$

$$\alpha_\tau := 5 \quad \alpha_\sigma := 3.5$$

$$D_{h\_MSP} := \sqrt[6]{\frac{\left( M_{o\_max}^2 \cdot \left( \frac{512}{15} \right)^2 \cdot \alpha_\sigma^2 + 3 \cdot M_k^2 \cdot \left( \frac{256}{15} \right)^2 \cdot \alpha_\tau^2 \right)}{\pi^2 \cdot \sigma_{red}^2}} = 24.957 \text{ mm}$$

Minimální vnější průměr duté hřídele - dle Gerbera+HMH k MSÚ

$$\sigma_{Co} := 0.504 \cdot R_m = 398.16 \text{ MPa}$$

str. 345 - 351

$$d_e := \sqrt{\left( D_{h\_MSP} \cdot \frac{1}{\text{mm}} \right)^2 - \left( \frac{0.5}{\text{mm}} \cdot D_{h\_MSP} \right)^2}$$

$$k_b := 1.24 \cdot d_e^{-0.107}$$

$$k_e := 0.897$$

$$\sigma'_{Co} := k_b \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 318.755 \text{ MPa}$$

$$\beta_\sigma := 0.9 \cdot \alpha_\sigma = 3.15$$

$$\beta_\tau := 0.9 \cdot \alpha_\tau = 4.5$$

$$D_{h\_MSÚ} := \frac{4 \cdot \sqrt[3]{4} \cdot \sqrt[3]{\frac{\sqrt{k_n^2 \cdot R_m^2 \cdot (\beta_\sigma^2 \cdot M_{o\_max}^2 \cdot R_m^2 + 3 \cdot \beta_\tau^2 \cdot \sigma'_{Co}^2 \cdot M_k^2)}}{\pi \cdot \sigma'_{Co} \cdot R_m^2}} + \frac{\beta_\sigma \cdot k_n \cdot M_{o\_max}}{\pi \cdot \sigma'_{Co}}}{\sqrt[3]{15}}$$

$$D_{h\_MSÚ} = 30.748 \text{ mm}$$

Návrh kuličkového ložiska

SKF 61906-2RS1

vnitřní průměr ložiska

$$d_{L3} := 30 \text{ mm}$$

$$b_{L3} := 9 \text{ mm}$$

průměr osazení hřídele

$$D_{h3} := 34 \text{ mm}$$

Tab. 11-2, str. 621

poloměr zaoblení	$r_3 := 0.3 \text{ mm}$	
Návrh jehlového ložiska	<b>HK 3516.2RS</b>	
	$d_{L_2} := 35 \text{ mm}$	$D_{L_2} := 42 \text{ mm}$
	$D_{h_2} := D_{h_3}$	$r_2 := \frac{(d_{L_2} - D_{h_2})}{2} = 0.5 \text{ mm}$
Návrh drážkování	$d_h := 0.5 \cdot D_{h_2} = 17 \text{ mm}$	přibližně odpovídá střednímu průměru drážkování
označení	d - ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ	<b>10 x 16g6 x 20a11 x 2,5h7</b> <b>10 x 16H7 x 20H12 x 2,5F8</b>
počet zubů	$z_{dr} := 10$	
vnitřní průměr	$d_{dr} := 16 \text{ mm}$	
vnější průměr	$D_{dr} := 20 \text{ mm}$	
šířka drážky v náboji	$b_{dr} := 2.5 \text{ mm}$	
zkosení drážek	$f_{dr} := 0.3 \text{ mm}$ $r_{dr} := 0.2 \text{ mm}$	
Kontrola na otláčení drážkování		
střední průměr	$D_{s_{dr}} := \frac{D_{dr} + d_{dr}}{2} = 18 \text{ mm}$	
síla působící na drážkování	$F_{dr} := 2 \cdot \frac{M_k}{D_{s_{dr}}} = (6.494 \cdot 10^3) \text{ N}$	
účinná plocha drážek na délce 1mm	$A_f := 0.75 \cdot z_{dr} \cdot \left( \frac{D_{dr} - d_{dr}}{2} - 2 \cdot f_{dr} \right) = 10.5 \text{ mm}$	
účinná délka drážkování	$L_{dr\_ú} := 45 \text{ mm}$	$L_{dr} := L_{dr\_ú} + b_4 + 5 \text{ mm} = 64.4 \text{ mm}$
tlak v drážkování	$p_{dr} := \frac{F_{dr}}{A_f \cdot L_{dr\_ú}} = 13.745 \text{ MPa}$	
dovolený tlak	$p_D := 15 \text{ MPa}$	
kontrola na otláčení	$p_D \geq p_{dr} = 1$	
bezpečnost na otláčení	$k_{otl_{dr}} := \frac{p_D}{p_{dr}} = 1.091$	
Výpočet trvanlivosti kuličkového ložiska B		
otáčky vnitřního kroužku	$n_4 = 865.909 \frac{1}{\text{min}}$	
trvanlivost	$L_{10mh\_B} := 160 \text{ hr}$	<a href="http://webtools3.skf.com/BearingCalc/">http://webtools3.skf.com/BearingCalc/</a>
kontrola	$L_{10mh\_B} \geq L_h = 1$	
Výpočet trvanlivosti jehlového ložiska A		
	$L_{10mh\_A} := 90 \text{ hr}$	
	$L_{10mh\_A} \geq L_h = 1$	

Select bearing internal radial

Normal internal radial clearance

<b>Select bearing internal radial clearance</b>	Normal internal radial clearance
<b>F<sub>r</sub></b> Radial load	3.456 kN
<b>F<sub>a</sub></b> Axial load	0 kN
<b>n<sub>i</sub></b> Rotational speed of the inner ring	865.909 r/min
<b>Operating temperature</b> Bearing outer ring	60 °C
<b>η<sub>c</sub> specification method</b>	Cleanliness classification(recommended)
<b>Lubricant type and cleanliness</b>	High cleanliness (sealed bearing)
<b>Grease used in the bearing</b>	MT47
<b>Viscosity at 40 °C</b>	70.0 mm <sup>2</sup> /s
<b>Viscosity at 100 °C</b>	7.3 mm <sup>2</sup> /s

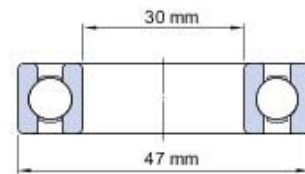
#### Warning

The calculation is only valid for horizontal shaft, inner ring rotation and moderate vibrations. For deviating operating conditions, please contact the SKF application engineering service.

#### Result

<b>L<sub>10mh</sub></b> SKF rating life	160 hour
<b>a<sub>SKF</sub></b> SKF life modification factor a <sub>SKF</sub>	0.89
<b>κ</b> Viscosity ratio	1.23
<b>P</b> Equivalent dynamic bearing load	3.46 kN
<b>η<sub>c</sub></b> Factor for contamination level	0.59
<b>v<sub>1</sub></b> Required kinematic viscosity for κ=1	21.7 mm <sup>2</sup> /s
<b>L<sub>10h</sub></b> Basic rating life	180 hour
<b>L<sub>10</sub></b> Capped bearing grease life	◆ hour
<b>C/P</b> Load ratio	2.1

#### Bearing data



<b>Designation</b>	61906-2RS1
<b>d</b>	30 mm
<b>D</b>	47 mm
<b>B</b>	9 mm
<b>C</b>	7.28 kN
<b>C<sub>0</sub></b>	4.55 kN
<b>Type</b>	Deep groove ball bearing

#### View bearing details

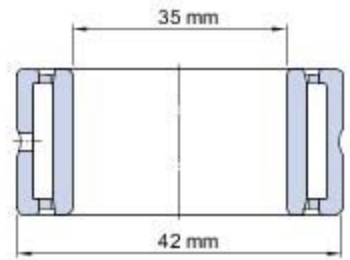
Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Rating life for 61906-2RS1

**Bearing life : HK 3516.2RS**

**Input parameters**

<b><math>F_r</math></b> Radial load	8.639 kN
<b><math>n_i</math></b> Rotational speed of the inner ring	865.909 r/min
<b>Operating temperature</b> Bearing outer ring	60 °C
<b><math>\eta_c</math> specification method</b>	Cleanliness classification(recommended)
<b>Lubricant type and cleanliness</b>	High cleanliness (sealed bearing)
<b>Viscosity calculation input type</b>	Viscosity input at 40 °C and 100 °C
<b>Viscosity at 40 °C</b>	185 mm <sup>2</sup> /s
<b>Viscosity at 100 °C</b>	15 mm <sup>2</sup> /s



**Designation** HK 3516.2RS

<b>Fw</b>	35 mm
<b>d</b>	35 mm
<b>D</b>	42 mm
<b>C</b>	12.5 kN
<b>C<sub>0</sub></b>	21.6 kN
<b>Type</b>	Needle roller bearing

**View bearing details**

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

**Warning**

The bearing load is high (  $C/P=1.4$  ). Please contact SKF Application Engineering.

**Result**

<b><math>L_{10mh}</math></b> SKF rating life	90 hour
<b><math>a_{SKF}</math></b> SKF life modification factor $a_{SKF}$	1.36
<b><math>\kappa</math></b> Viscosity ratio	2.94
<b>P</b> Equivalent dynamic bearing load	8.64 kN
<b><math>\eta_c</math></b> Factor for contamination level	0.8
<b><math>v_1</math></b> Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	21.7 mm <sup>2</sup> /s
<b><math>L_{10h}</math></b> Basic rating life	66 hour
<b>C/P</b> Load ratio	1.4

## Cvičení 9

### 1 - drážkování pod ložiskem A

$$\text{MSP} \quad \alpha_{\tau_1} := 6.083 - 14.775 \cdot \left(10 \cdot \frac{r_{dr}}{D_{dr}}\right) + 18.25 \cdot \left(10 \cdot \frac{r_{dr}}{D_{dr}}\right)^2 = 4.788$$

$$\alpha_{\sigma_1} := \frac{2}{3} \cdot \alpha_{\tau_1} \quad \beta_{\tau_1} := 0.9 \cdot \alpha_{\tau_1} \quad \beta_{\sigma_1} := 0.9 \cdot \alpha_{\sigma_1}$$

$$M_{o_1} := M_{o_{max}} \quad D_{h_1} := D_{L_2} \quad d_{h_1} := D_{s_{dr}}$$

$$\sigma_{o_1} := \frac{(32 \cdot M_{o_1} \cdot D_{dr})}{\pi \cdot (D_{h_1}^4 - d_{h_1}^4)} = 15.031 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k_1} := 16 \cdot \frac{M_k}{\pi} \cdot \frac{D_{dr}}{(D_{h_1}^4 - d_{h_1}^4)} = 1.98 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red\_MSP_1} := \sqrt{(\sigma_{o_1} \cdot \alpha_{\sigma_1})^2 + 3 \cdot (\tau_{k_1} \cdot \alpha_{\tau_1})^2} = 50.711 \text{ MPa}$$

$$k_1 := \frac{R_e}{\sigma_{red\_MSP_1}} = 13.508$$

$$\text{MSP - Langer} \quad \sigma_{a_1} := \sigma_{o_1} \cdot \beta_{\sigma_1} = 43.181 \text{ MPa} \quad \sigma_{m_1} := \sqrt{3} \cdot \tau_{k_1} \cdot \beta_{\tau_1} = 14.779 \text{ MPa}$$

$$k_{Lang_1} := \frac{R_e}{\sigma_{a_1} + \sigma_{m_1}} = 11.819$$

### MSÚ - Gerber

$$d_{e_1} := \sqrt{\left(D_{h_1} \cdot \frac{1}{mm}\right)^2 - \left(\frac{1}{mm} \cdot d_{h_1}\right)^2} \quad k_{b_1} := 1.24 \cdot d_{e_1}^{-0.107}$$

$$\sigma'_{Co_1} := k_{b_1} \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 300.123 \text{ MPa}$$

$$k_{Gerb_1} := \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_m}{\sigma_{m_1}}\right)^2 \cdot \frac{\sigma_{a_1}}{\sigma'_{Co_1}} \cdot \left(-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_{m_1} \cdot \sigma'_{Co_1}}{R_m \cdot \sigma_{a_1}}\right)^2}\right) = 6.837$$

### 2 - osazení u ložiska A

$$\text{MSP} \quad \frac{d_{L_2}}{D_{h_2}} = 1.029 \quad \frac{r_2}{D_{h_2}} = 0.015 \quad \text{Obr. A-15-9, str. 1115}$$

rce (7-35), str. 353

$$\alpha_{\sigma_2} := 2 \quad \alpha_{\tau_2} := 1.4 \quad a_2 := \left(\frac{139 \cdot \text{MPa}}{R_m}\right)^2 \cdot mm$$

$$\beta_{\sigma_2} := \frac{\alpha_{\sigma_2}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma_2} - 1) \cdot \sqrt{a_2}}{\alpha_{\sigma_2} \cdot \sqrt{r_2}}} = 1.601 \quad \beta_{\tau_2} := \frac{\alpha_{\tau_2}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau_2} - 1) \cdot \sqrt{a_2}}{\alpha_{\tau_2} \cdot \sqrt{r_2}}} = 1.226$$

$$M_{o_2} := \left| -F_{n4} \cdot \left(l_1 + \frac{b_{L_2}}{2}\right) + F_A \cdot \frac{b_{L_2}}{2} \right| = 194.202 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$d_{h_2} := D_{s\_dr}$$

$$\sigma_{o_2} := \frac{(32 \cdot M_{o_2} \cdot D_{h_2})}{\pi \cdot (D_{h_2}^4 - d_{h_2}^4)} = 54.619 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k_2} := 16 \cdot \frac{M_k}{\pi} \cdot \frac{D_{h_2}}{(D_{h_2}^4 - d_{h_2}^4)} = 8.219 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red\_MSP\_2} := \sqrt{(\sigma_{o_2} \cdot \alpha_{\sigma_2})^2 + 3 \cdot (\tau_{k_2} \cdot \alpha_{\tau_2})^2} = 111.042 \text{ MPa}$$

$$k_2 := \frac{R_e}{\sigma_{red\_MSP\_2}} = 6.169$$

MSP - Langer  $\sigma_{a_2} := \sigma_{o_2} \cdot \beta_{\sigma_2} = 87.473 \text{ MPa}$   $\sigma_{m_2} := \sqrt{3} \cdot \tau_{k_2} \cdot \beta_{\tau_2} = 17.45 \text{ MPa}$

$$k_{Lang_2} := \frac{R_e}{\sigma_{a_2} + \sigma_{m_2}} = 6.529$$

MSÚ - Gerber

$$d_{e_2} := \sqrt{\left(D_{h_2} \cdot \frac{1}{\text{mm}}\right)^2 - \left(\frac{1}{\text{mm}} \cdot d_{h_2}\right)^2} \quad k_{b_2} := 1.24 \cdot d_{e_2}^{-0.107}$$

$$\sigma'_{Co_2} := k_{b_2} \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 309.062 \text{ MPa}$$

$$k_{Gerb_2} := \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_m}{\sigma_{m_2}}\right)^2 \cdot \frac{\sigma_{a_2}}{\sigma'_{Co_2}} \cdot \left(-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_{m_2} \cdot \sigma'_{Co_2}}{R_m \cdot \sigma_{a_2}}\right)^2}\right) = 3.512$$

3 - osazení u ložiska B

MSP  $\frac{D_{h_3}}{d_{L_3}} = 1.133$   $\frac{r_3}{d_{L_3}} = 0.01$  Obr. A-15-9, str. 1115  
rce (7-35), str. 353

$$\alpha_{\sigma_3} := 2.75 \quad \alpha_{\tau_3} := 1.9 \quad a_3 := \left(\frac{139 \cdot \text{Pa}}{R_m \cdot 10^{-6}}\right)^2 \cdot \text{mm} = 0.031 \text{ mm}$$

$$\beta_{\sigma_3} := \frac{\alpha_{\sigma_3}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma_3} - 1) \cdot \sqrt{a_3}}{\alpha_{\sigma_3} \cdot \sqrt{r_3}}} = 1.952$$

$$\beta_{\tau_3} := \frac{\alpha_{\tau_3}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau_3} - 1) \cdot \sqrt{a_3}}{\alpha_{\tau_3} \cdot \sqrt{r_3}}} = 1.457$$

$$M_{o_3} := \left| -F_{n4} \cdot \left(l_1 + l_2 - \frac{b_{L_3}}{2}\right) + F_A \cdot \left(l_2 - \frac{b_{L_3}}{2}\right) \right| = 15.55 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$d_{i\_pruž} := 14.4 \text{ mm}$$

$$d_{h_3} := d_{i\_pruž} + 1 \text{ mm}$$

$$\sigma_{o_3} := \frac{(32 \cdot M_{o_3} \cdot d_{L_3})}{\pi \cdot (d_{L_3}^4 - d_{h_3}^4)} = 6.304 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k_3} := 16 \cdot \frac{M_k}{\pi} \cdot \frac{d_{L_3}}{(d_{L_3}^4 - d_{h_3}^4)} = 11.848 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red\_MSP\_3} := \sqrt{(\sigma_{o_3} \cdot \alpha_{\sigma_3})^2 + 3 \cdot (\tau_{k_3} \cdot \alpha_{\tau_3})^2} = 42.67 \text{ MPa}$$

$$k_3 := \frac{R_e}{\sigma_{red\_MSP\_3}} = 16.053$$

MSP - Langer  $\sigma_{a_3} := \sigma_{o_3} \cdot \beta_{\sigma_3} = 12.305 \text{ MPa}$   $\sigma_{m_3} := \sqrt{3} \cdot \tau_{k_3} \cdot \beta_{\tau_3} = 29.893 \text{ MPa}$

$$k_{Lang_3} := \frac{R_e}{\sigma_{a_3} + \sigma_{m_3}} = 16.233$$

MSÚ - Gerber  $d_{e_3} := \sqrt{(D_{h_3})^2 - (d_{h_3})^2} \cdot \frac{1}{m}$   $k_{b_3} := 1.24 \cdot d_{e_3}^{-0.107} = 1.803$

$$\sigma'_{Co_3} := k_{b_3} \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 643.781 \text{ MPa}$$

$$k_{Gerb_3} := \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{R_m}{\sigma_{m_3}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{a_3}}{\sigma'_{Co_3}} \cdot \left( -1 + \sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot \sigma_{m_3} \cdot \sigma'_{Co_3}}{R_m \cdot \sigma_{a_3}} \right)^2} \right) = 20.583$$

## 5 - osazení pro pružinu

$$D_{e\_pruž} := 18.3 \text{ mm}$$

$$d_{h_5} := D_{e\_pruž} \quad D_{h_5} := d_{L_3}$$

MSP  $\frac{d_{h_5}}{d_{h_3}} = 1.188$   $r_5 := 0.5 \text{ mm}$   $\frac{r_5}{d_{h_5}} = 0.027$  Obr. A-15-9, str. 1115  
rce (7-35), str. 353

$$\alpha_{\sigma_5} := 2.4 \quad \alpha_{\tau_5} := 1.9 \quad a_5 := \left( \frac{139 \cdot Pa}{R_m \cdot 10^{-6}} \right)^2 \cdot mm$$

$$\beta_{\sigma_5} := \frac{\alpha_{\sigma_5}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma_5} - 1)}{\alpha_{\sigma_5}} \cdot \frac{\sqrt{a_5}}{\sqrt{r_5}}} = 1.86$$

$$\beta_{\tau_5} := \frac{\alpha_{\tau_5}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau_5} - 1)}{\alpha_{\tau_5}} \cdot \frac{\sqrt{a_5}}{\sqrt{r_5}}} = 1.538$$



$$\tau_{k_5} := 16 \cdot \frac{M_k}{\pi} \cdot \frac{D_{h_5}}{(D_{h_5}^4 - d_{h_5}^4)} = 12.797 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red\_MSP\_5} := \sqrt{3} \cdot \tau_{k_5} \cdot \alpha_{\tau_5} = 42.113 \text{ MPa}$$

$$k_5 := \frac{R_e}{\sigma_{red\_MSP\_5}} = 16.266$$

4 - osazení na konci drážkování

$$\text{MSP} \quad \frac{d_{h_3}}{D_{dr}} = 0.77 \quad r_4 := 0.5 \text{ mm} \quad \frac{r_4}{d_{h_3}} = 0.032 \quad \text{Obr. A-15-9, str. 1115 rce (7-35), str. 353}$$

$$\alpha_{\sigma_4} := 2.15 \quad \alpha_{\tau_4} := 1.4 \quad a_4 := \left( \frac{139 \cdot Pa}{R_m \cdot 10^{-6}} \right)^2 \cdot mm$$

$$\beta_{\sigma_4} := \frac{\alpha_{\sigma_4}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma_4} - 1)}{\alpha_{\sigma_4}} \cdot \frac{\sqrt{a_4}}{\sqrt{r_4}}} = 1.698$$

$$\beta_{\tau_4} := \frac{\alpha_{\tau_4}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau_4} - 1)}{\alpha_{\tau_4}} \cdot \frac{\sqrt{a_4}}{\sqrt{r_4}}} = 1.226$$

$$M_{o_4} := \left| -F_{n4} \cdot \left( l_1 + L_{dr} - \frac{b_{L_2}}{2} \right) + F_A \cdot \left( L_{dr} - \frac{b_{L_2}}{2} \right) \right| = 26.953 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\sigma_{o_4} := \frac{(32 \cdot M_{o_4} \cdot d_{h_3})}{\pi \cdot (D_{h_3}^4 - d_{h_3}^4)} = 3.303 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k_4} := 16 \cdot \frac{M_k}{\pi} \cdot \frac{d_{h_3}}{(D_{h_3}^4 - d_{h_3}^4)} = 3.581 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red\_MSP\_4} := \sqrt{(\sigma_{o_4} \cdot \alpha_{\sigma_4})^2 + 3 \cdot (\tau_{k_4} \cdot \alpha_{\tau_4})^2} = 11.218 \text{ MPa}$$

$$k_4 := \frac{R_e}{\sigma_{red\_MSP\_4}} = 61.064$$

$$\text{MSP - Langer} \quad \sigma_{a_4} := \sigma_{o_4} \cdot \beta_{\sigma_4} = 5.608 \text{ MPa} \quad \sigma_{m_4} := \sqrt{3} \cdot \tau_{k_4} \cdot \beta_{\tau_4} = 7.603 \text{ MPa}$$

$$k_{Lang_4} := \frac{R_e}{\sigma_{a_4} + \sigma_{m_4}} = 51.85$$

$$\text{MSÚ - Gerber} \quad k_{Gerb_4} := \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{R_m}{\sigma_{m_4}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{a_4}}{\sigma'_{Co_3}} \cdot \left( -1 + \sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot \sigma_{m_4} \cdot \sigma'_{Co_3}}{R_m \cdot \sigma_{a_4}} \right)^2} \right) = 67.027$$

Celková bezpečnost k MSP  $k_{min} := \min(k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_{Lang_1}, k_{Lang_2}, k_{Lang_3}, k_{Lang_4})$

$$k_{min} = 6.169$$

Celková bezpečnost k MSÚ  $k_{u_{min}} := \min(k_{Gerb_1}, k_{Gerb_2}, k_{Gerb_3}, k_{Gerb_4})$

$$k_{u_{min}} = 3.512$$

## Návrh dalších členů

Volnoběžka

GMN Sprag-Type-Clutches Series 8000  
Insert Element without Bearing

osová vzdálenost centrální kolo - satelit  
min. tloušťka stěny vnějšího kroužku  
volnoběžky

$$a_{1,2} = 49.5 \text{ mm}$$

$$t_{stěny} = 2 \text{ mm}$$

průměr čepu satelitu  
vnější průměr volnoběžky  
vnitřní průměr volnoběžky  
šířka volnoběžky

$$d_{čep} := d_{pouz} = 16 \text{ mm}$$

$$D_{vol} := 2 \cdot a_{1,2} + d_{čep} + 2 \cdot t_{stěny} = 119 \text{ mm}$$

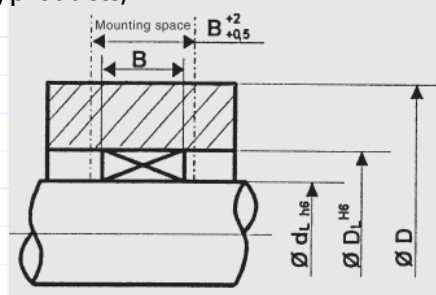
$$d_{vol} := d_{L_3} = 30 \text{ mm}$$

$$b_{vol} := 13 \text{ mm}$$

tolerance hřídele

h6

<http://www.spekuma.se/en/products/freewheel-clutches/>



Mounting fits:  
(only series 8000)

Shaft:  $d_L = h6$   
Housing:  $D_L = H6$   
Hardness:  $HRC = 60^{+4}$

Hardening

Depth:  $E_{ht} \geq 1.3 \text{ mm}$

Surface Finish:  $R_Z \leq 2.5 \mu\text{m}$

Excentricity:  $e \leq 0.09 \text{ mm}$

(coaxiality of inner and outer race way)

Pojistný kroužek 47 ČSN 02 2931

$$D_{1_{poj}} := 47 \text{ mm}$$

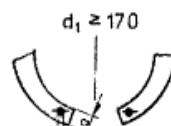
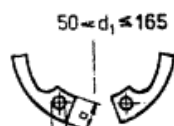
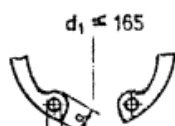
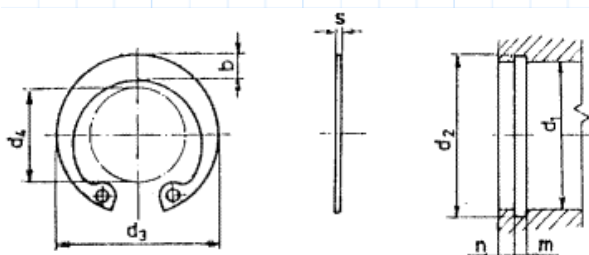
[http://old.uk.fme.vutbr.cz/index37f2.html?akce=1&sekce=csn&ln=en&norma\\_id=14](http://old.uk.fme.vutbr.cz/index37f2.html?akce=1&sekce=csn&ln=en&norma_id=14)

$$s_{poj} := 1.75 \text{ mm}$$

$$m_{poj} := 1.85 \text{ mm} \quad H13 \Rightarrow +0,14\text{mm} / +0,00$$

$$n_{poj} := 3.75 \text{ mm}$$

$$d_{2_{poj}} := 49.5 \text{ mm} \quad H12$$



Pružina

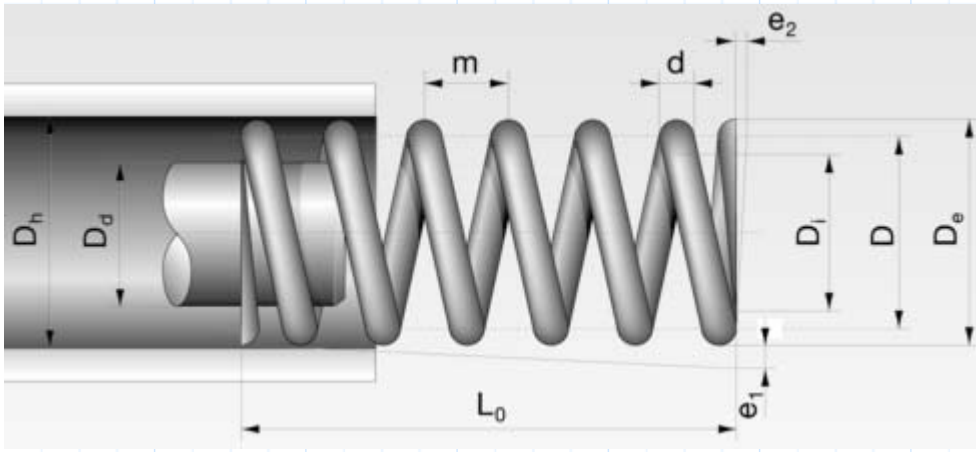
[https://www.hennlich.cz/uploads/cz\\_Tla%C4%8Dn%C3%A9\\_pru%C5%BEiny\\_-\\_tabulky\\_patent\\_1-1\\_4.pdf](https://www.hennlich.cz/uploads/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_patent_1-1_4.pdf)

$$D_{stř\_pruž} := 21 \text{ mm} \quad d_{i\_pruž} := 19.6 \text{ mm}$$

$$d_{drát\_pruž} := 1.4 \text{ mm}$$

$$D_{e\_pruž} := 22.4 \text{ mm}$$

$$L_{0\_pruž} := 40.1 \text{ mm}$$



$d$ [mm]	$D_e$ [mm]	$D$ [mm]	$D_i$ [mm]	$L_0$ [mm]	$n$	$D_d$ [mm]	$D_h$ [mm]
1,4	22,4	21,0	19,6	40,1	3,3	19,1	23,4

## Tolerance:

Jehlové ložisko - vnější kroužek

str. 38, Tab. 2  
str. 48, Tab. 1

Nominální:  $D_A := 42 \text{ mm}$

Horní úchylka:  $es_{L_A} := 0 \text{ } \mu\text{m}$

Dolní úchylka:  $ei_{L_A} := -11 \text{ } \mu\text{m}$

Odpovídající tolerance: h5

Outer ring					
D		$\Delta_{D_{mp}}$		$V_{Dp}$	$V_{D_{mp}}$
over	incl.	high	low	max	max
mm		$\mu\text{m}$		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$
6	18	0	-8	10	6
18	30	0	-9	12	7
30	50	0	-11	14	8

Limits for ISO tolerance grades

Nominal dimension		Tolerance grades				
over	incl.	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6
mm		$\mu\text{m}$				
1	3	1,2	2	3	4	6
3	6	1,5	2,5	4	5	8
6	10	1,5	2,5	4	6	9
10	18	2	3	5	8	11
18	30	2,5	4	6	9	13
30	50	2,5	4	7	11	16

Geometrické tolerance

str. 49, Tab. 2

Válcovitost vnějšího uložení:

$$t_{1\_D\_A} := \frac{11 \text{ } \mu\text{m}}{2} = 5.5 \text{ } \mu\text{m}$$

Kolmost opěrné plochy:

$$t_{2\_A} := 11 \text{ } \mu\text{m}$$

Házení válcové plochy hřídele druhého ložiska:

$$t_{3\_h\_A} := \frac{9 \text{ } \mu\text{m}}{2} = 4.5 \text{ } \mu\text{m}$$

Házení válcové plochy díry druhého ložiska:

$$t_{3\_D\_A} := \frac{11 \text{ } \mu\text{m}}{2} = 5.5 \text{ } \mu\text{m}$$

Házení čelních ploch druhého ložiska:

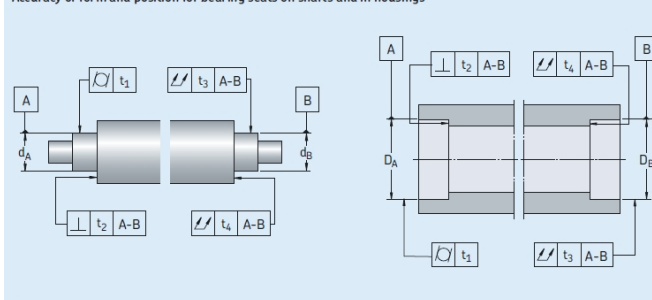
$$t_{4\_A} := 11 \text{ } \mu\text{m}$$

Válcovitost hřídele:

$$t_{1\_h\_A} := 4 \text{ } \mu\text{m}$$

str. 80

Accuracy of form and position for bearing seats on shafts and in housings



applied. The cylindricity of the housing bore should be within IT5/2 tolerance grade and the shaft raceway should be within IT3 tolerance grade.

Surface Characteristic	Symbol for characteristic	tolerance zone	Permissible deviation Bearings of tolerance class <sup>1)</sup>		
			Normal	P6	P5
<b>Cylindrical seat</b>					
Cylindricity	$\text{○}$	$t_1$	$\frac{IT5}{2}$	$\frac{IT4}{2}$	$\frac{IT3}{2}$
Total radial runout	$\text{⊘}$	$t_3$	$\frac{IT5}{2}$	$\frac{IT4}{2}$	$\frac{IT3}{2}$
<b>Flat abutment</b>					
Perpendicularity	$\perp$	$t_2$	IT5	IT4	IT3
Total axial runout	$\text{⊘}$	$t_4$	IT5	IT4	IT3

Drsnost povrchu uložení:

$$R_{a_A} := 0.4 \mu\text{m}$$

str. 50, Tab. 3

**Guideline values for surface roughness of bearing seats**

Diameter of seat d (D)		Recommended $R_a$ value for ground seats		
over	incl.	Diameter tolerance to		
		IT7	IT6	IT5
mm		$\mu\text{m}$		
-	80	1,6 (N7)	0,8 (N6)	0,4 (N5)
80	500	1,6 (N7)	1,6 (N7)	0,8 (N6)

Povrchová tvrdost hřídele:

$$HRC_A := 61$$

**Raceway hardness and its influence**

If the load carrying capacity of the bearing or assembly is to be fully exploited, the raceways machined in associated components must be hardened to between 58 and 64 HRC.

Tolerance vnitřního průměru:

str. 79, Tab. 1

Horní úchylka:

$$ES_{L_A} := 50 \mu\text{m}$$

Dolní úchylka:

$$EI_{L_A} := 25 \mu\text{m}$$

Odpovídá uložení:

F7

**Tolerances for drawn cup needle roller bearings**

Bearing Inside diameter $F_w$	Outside diameter D	Gauge ring Bore diameter (measured)	Deviations from nominal inside diameter	
			high	low
mm		mm	$\mu\text{m}$	
3	6,5	6,484	+24	+6
4	8	7,984	+28	+10
5	9	8,984	+28	+10
6	10	9,984	+28	+10
7	11	10,980	+31	+13
8	12	11,980	+31	+13
9	13	12,980	+31	+13
10	14	13,980	+31	+13
12	16	15,980	+34	+16
12	18	17,980	+34	+16
13	19	18,976	+34	+16
14	20	19,976	+34	+16
15	21	20,976	+34	+16
16	22	21,976	+34	+16
17	23	22,976	+34	+16
18	24	23,976	+34	+16
20	26	25,976	+41	+20
22	28	27,976	+41	+20
25	32	31,972	+41	+20
28	35	34,972	+41	+20
30	37	36,972	+41	+20
32	39	38,972	+50	+25
35	42	41,972	+50	+25
40	47	46,972	+50	+25

### Tolerance hřídele a díry:

Díra: N6  
Hřídel: h5

Housing material <sup>1)</sup>	Tolerance classes		
	Housing bore seat <sup>2)</sup>	Raceway on the shaft	Shaft inner ring seat
Steel, cast iron	N6	h5	k5
	N7	h6	j6
Light alloy	R6	h5	k5
	R7	h6	j6

1) For housings that are not rigid, the shaft tolerance giving the desired operational clearance must be determined by trial and error.  
2) The accuracy of cylindrical form to ISO 1101-2004 for the housing bore must correspond to IT5/2 tolerance grade.

### Kuličkové ložisko str. 296

Tolerance šířky:  $es_{b_{LB}} := 0 \mu m$   
 $ei_{b_{LB}} := -60 \mu m$   
šířka drážky pro pojistný kroužek:  
 $140 \mu m - 60 \mu m = 80 \mu m$

### Tolerance

Jednořadá kuličková ložiska SKF jsou standardně vyráběna s Normální přesností.

Jednořadá kuličková ložiska SKF Explorer jsou vyráběna s vyšší přesností než je Normální přesnost podle ISO. Přesnost rozměrů odpovídá třídě přesnosti P6 s výjimkou tolerance šířky, která je podstatně užší a činí

### Charakteristika zatížení:

- $P \leq 0,05 C$  – běžné zatížení.
- $0,05 C < P \leq 0,1 C$  – normální zatížení.
- $0,1 C < P \leq 0,15 C$  – těžké zatížení.
- $P > 0,15 C$  – velmi těžké zatížení.

- 0/-60  $\mu m$  pro ložiska s vnějším průměrem až do 110 mm
- 0/-100  $\mu m$  pro větší ložiska.

Charakteristika zatížení: těžké zatížení

str. 169

Doporučené uložení:

str. 165, 169

### Způsob otáčení a zatížení

Provozní podmínky	Schématický obrázek	Působící zatížení	Příklad	Doporučené uložení
Rotující vnitřní kroužek		Obvodové zatížení vnitřního kroužku	Hřídele poháněné řemenem	Uložení vnitřního kroužku s přesahem
Nepohyblivý vnější kroužek		Bodové zatížení vnějšího kroužku		Volné uložení vnějšího kroužku
Konstantní směr zatížení				

Tolerance hřídele: k5  
Tolerance díry: H6  
Úchylky díry ložiska:  $ES_{LB} := 0 \mu m$

Úchylky vnějšího průměru ložiska:

$EI_{LB} := -10 \mu m$        $es_{LB} := 0 \mu m$   
 $ei_{LB} := -11 \mu m$

## Uložení pro plné ocelové hřídele

## Radiální ložiska s válcovou dírou

Provozní podmínky	Příklady	Průměr hřídele, mm				Tolerance
		Kuličková ložiska <sup>1)</sup>	Válečková ložiska	Kuželíková ložiska	CARB a soudečková ložiska	
<b>Obvodové zatížení vnitřního kroužku nebo neurčitý směr zatížení</b>						
Malá a proměnná zatížení (P ≤ 0,05 C)	Dopravní zařízení, lehce zatížená ložiska v převodovkách	≤ 17	–	–	–	js5 (h5) <sup>2)</sup>
		(17) až 100	≤ 25	≤ 25	–	j6 (j5) <sup>2)</sup>
		(100) až 140	(25) až 60	(25) až 60	–	k6
		–	(60) až 140	(60) až 140	–	m6
Normální až velká zatížení (P > 0,05 C)	Všeobecné strojírenství, elektro motory, turbíny, čerpadla, větrné elektrárny ozubené převody, dřevoobráběcí stroje	≤ 10	–	–	–	js5
		(10) až 17	–	–	–	j5 (js5) <sup>2)</sup>
		(17) až 100	–	–	< 25	k5 <sup>3)</sup>
		–	≤ 30	≤ 40	–	k6
		(100) až 140	(30) až 50	–	25 až 40	m5
	(140) až 200	–	(40) až 65	–	m6	
	–	(50) až 65	–	(40) až 60	n5 <sup>4)</sup>	

<sup>1)</sup> Pokud jsou používány hřídelové tolerance uvedené v tabulce, je často nutné pro normální a velká zatížení kuličkových ložisek (P > 0,05 C) použít radiální vůle větší než normální. Provozní podmínky někdy vyžadují použít tužší uložení zamezující protáčení kroužku na hřídeli. V případě, kdy je zvolena větší radiální vůle než normální, lze použít následující tolerance

- k4 pro průměr hřídele 10 až 17 mm
- k5 pro průměr hřídele (17) až 25 mm
- m5 pro průměr hřídele (25) až 140 mm
- n6 pro průměr hřídele (140) až 300 mm
- p6 pro průměr hřídele (300) až 500 mm

Pro bližší informace kontaktujte technické oddělení SKF.

<sup>2)</sup> Tolerance v závorkách se používá pro nerezová ložiska.

## Uložení pro litinová a ocelová tělesa

## Radiální ložiska – dělená nebo nedělená tělesa

Provozní podmínky	Příklady	Tolerance <sup>1)</sup>	Posuvnost vnějšího kroužku
<b>Neurčitý směr zatížení</b>			
Malá až normální zatížení (P ≤ 0,1 C), požadovaná posuvnost vnějšího kroužku	Středně velké elektrické stroje, čerpadla, ložiska klikových hřídelí	J7	zpravidla je posuvný
<b>Bodové zatížení vnějšího kroužku</b>			
Libovolná velikost zatížení	Všeobecné strojírenství, železniční nápravové skříně	H7 <sup>2)</sup>	posuvný
Malá až normální zatížení (P ≤ 0,1 C) u méně náročných uložení	Všeobecné strojírenství,	H8	posuvný
Přívod tepla hřídelí	Sušící válce, velké elektrické stroje se soudečkovými ložisky	G7 <sup>3)</sup>	posuvný

<sup>1)</sup> Pro kuličková ložiska s D ≤ 100mm je často vhodné použít stupeň IT6. Tato přesnost je doporučena i pro ložiska s tenkostěnými kroužky (např. průměrová řada 7,8 a 9). Pro tato ložiska je také doporučena tolerance válcovitosti IT4.

1) Z textu nelze jednoznačně určit, jestli se doporučení tolerance válcovitosti IT4 vztahuje pouze pro ložiska s tenkostěnými kroužky, nebo také pro kuličková ložiska s D < 100mm. Proto je tolerance válcovitosti díry zvolena IT4/2, což splňuje požadavek, že má být o 1 až 2 stupně přesnější, než rozměrová tolerance.

Jmenovitý průměr	Tolerance průměru díry $\Delta_{dmp}$		Tolerance								
	k5	k6	m5								
přes	včetně	min	max	Úchylky (průměr hřídele)							
				Teoretický přesah (+)/vůle (-)							
				Pravděpodobný přesah (+)/vůle (-)							
mm				$\mu\text{m}$							
3	-8	0		+4	0	+6	0	+6	+2		
				+12	0	+14	0	+14	+2		
				+11	+1	+12	+2	+13	+3		
6	-8	0		+6	+1	+9	+1	+9	+4		
				+14	+1	+17	+1	+17	+4		
				+13	+2	+15	+3	+16	+5		
10	-8	0		+7	+1	+10	+1	+12	+6		
				+15	+1	+18	+1	+20	+6		
				+13	+3	+16	+3	+18	+8		
18	-8	0		+9	+1	+12	+1	+15	+7		
				+17	+1	+20	+1	+23	+7		
				+15	+3	+18	+3	+21	+9		
30	-10	0		+11	+2	+15	+2	+17	+8		
				+21	+2	+25	+2	+27	+8		
				+19	+4	+22	+5	+25	+10		

Jmenovitý průměr D	Ložisko Tolerance vnějšího průměru $\Delta_{Dmp}$		Úchylky průměru díry tělesa, výsledná uložení										
	F7	G6	G7		H5		H6						
přes	včetně	max	min	Úchylky (průměr díry tělesa)									
				Teoretický přesah (+)/vůle (-)									
				Pravděpodobný přesah (+)/vůle (-)									
mm				$\mu\text{m}$									
6	10	0	-8	+13	+28	+5	+14	+5	+20	0	+6	0	+9
				-13	-36	-5	-22	-5	-28	0	-14	0	-17
				-16	-33	-7	-20	-8	-25	-2	-12	-2	-15
10	18	0	-8	+16	+34	+6	+17	+6	+24	0	+8	0	+11
				-16	-42	-6	-25	-6	-32	0	-16	0	-19
				-19	-39	-8	-23	-9	-29	-2	-14	-2	-17
18	30	0	-9	+20	+41	+7	+20	+7	+28	0	+9	+0	+13
				-20	-50	-7	-29	-7	-37	0	-18	0	-22
				-23	-47	-10	-26	-10	-34	-2	-16	-3	-19
30	50	0	-11	+25	+50	+9	+25	+9	+34	0	+11	0	+16
				-25	-61	-9	-36	-9	-45	0	-22	0	-27
				-29	-57	-12	-33	-13	-41	-3	-19	-3	-24

**Tolerance válcovitosti**

V závislosti na požadavcích by tolerance válcovitosti podle ISO 1101:2004 měly být o 1 až 2 stupně IT lepší než předepsaná rozměrová přesnost. Např. je-li čep vyroben v toleranci m6, tvarová přesnost by měla odpovídat IT5 nebo IT4. Velikost tolerančního pole  $t_1$  pro válcovitost se vypočte pro uvažovaný průměr hřídele 150 mm podle  $t_1 = IT5/2 = 18/2 = 9 \mu\text{m}$ . Tolerance  $t_1$  je určena pro poloměr, a tedy  $2 \times t_1$  platí pro průměr hřídele. **Tabulka 11**, na **str. 196**, uvádí doporučené hodnoty tolerance válcovitosti a tolerance celkového házení pro různé třídy přesnosti

Tolerance válcovitosti hřídele:

str. 194

$$t_{1_{h_B}} := \frac{6 \mu\text{m}}{2} = 3 \mu\text{m}$$

Tolerance válcovitosti díry:

$$t_{1_{D_B}} := \frac{7 \mu\text{m}}{2} = 3.5 \mu\text{m}$$

Tolerance radiálního házení hřídele druhého ložiska:

$$t_{3_{h_B}} := \frac{9 \mu\text{m}}{2} = 4.5 \mu\text{m}$$

Rozměrové toleranční stupně podle ISO (délky, šířky, průměry atd.)



Rozměrové toleranční stupně podle ISO (délky, šířky, průměry atd.)								
Jmenovitý rozměr přes včetně		Toleranční stupně IT1 IT2 IT3 IT4 IT5 IT6 IT7						
		max						
mm		μm						
1	3	0,8	1,2	2	3	4	6	10
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25

Tolerance radiálního házení díry druhého ložiska:

$$t_{3\_D\_B} := \frac{11 \mu m}{2} = 5.5 \mu m$$

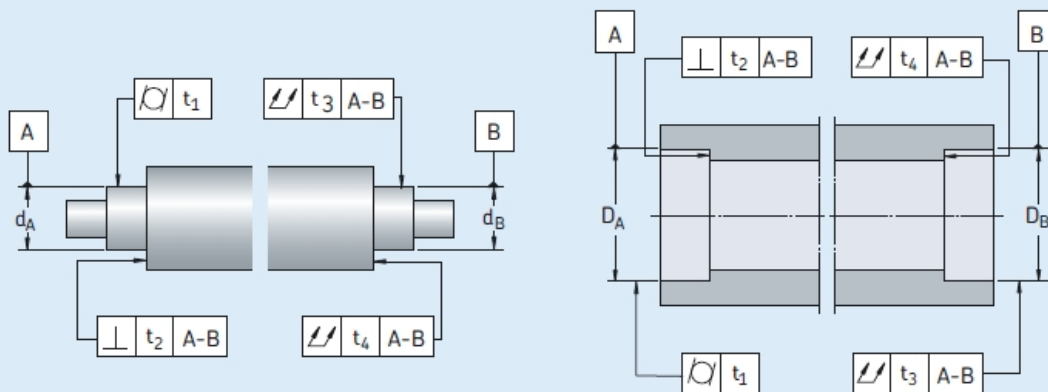
Kolmost opěrných ploch:

$$t_{2\_B} := 7 \mu m$$

Tolerance axiálního házení druhého ložiska:

$$t_{4\_B} := 11 \mu m$$

Tolerance tvaru a polohy dosedacích ploch na hřídeli a v tělese



Plocha Charakteristika	Symbol pro charakteristiku	toleranční pole	Přípustné úchytky Ložiska třídy přesnosti <sup>1)</sup>		
			Normální, CLN	P6	P5
<b>Válcová plocha</b>					
Tolerance válcovitosti		t <sub>1</sub>	IT5/2	IT4/2	IT3/2
Celkové radiální házení		t <sub>3</sub>	IT5/2	IT4/2	IT3/2
<b>Rovné opěrné plochy</b>					
Kolmost		t <sub>2</sub>	IT5	IT4	IT3
Celkové axiální házení		t <sub>4</sub>	IT5	IT4	IT3

### Tolerance kolmosti

Díly související s ložiskovými kroužky by měly být vyrobeny v toleranci pravoúhlosti podle ISO 1101:2004, která je lepší alespoň o 1 stupeň IT než průměrové tolerance souvisejících válcových ploch pro uložení ložisek. U ploch souvisejících s kroužky axiálních ložisek by tolerance kolmosti neměla překročit hodnotu IT5. Doporučené hodnoty tolerance pravoúhlosti a celkového axiálního házení jsou uvedeny v **tabulce 11**, na **str. 196**.

### Drsnost stykových ploch

Drsnost stykových ploch na čepu a v tělese nemá takový vliv na chod ložiska jako rozměrová a tvarová přesnost a házení. Obecně platí zásada, že požadovaného přesahu se dosáhne tím lépe, čím kvalitnější jsou stykové plochy. U méně náročných uložení lze volit větší drsnost povrchu.

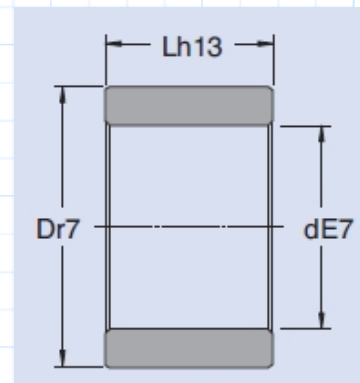
Drsnost hřídele:

$$R_{a\_h\_B} := 0.8 \mu m$$

Drsnost díry bez požadavků

Kluzné ložisko:  
beru hodnoty uložení pro materiál "Wrapped bronze"

	<b>Solid Bronze</b> The all-round runner	<b>Sintered Bronze</b> The fast runner	<b>Wrapped Bronze</b> The cross count runner
Temperature range, °C	-40 .. +250	-10 .. +90	-40 .. +150
Friction coefficient, $\mu$	0,08 .. 0,15	0,05 .. 0,10	0,08 .. 0,15
Permissible load, N/mm <sup>2</sup> - dynamic - static	25 45	10 20	40 120
Permissible sliding velocity, m/s	0,5	0,25 .. 5	1,0
Shaft tolerance	e7 - e8	f7 - f8	e7 - f8
Housing tolerance	H7	H7	H7
Shaft roughness $R_a$ , $\mu\text{m}$	0 .. 1,0	0,2 .. 0,8	0,4 .. 0,8
Shaft hardness, HB	165 - 400	200 - 300	150 - 400



Požadované uložení čepu ve volnoběžce:  $\phi 16 \text{ H7/s6}$

Tolerance díry:

$$T_{IT7} := 18 \mu\text{m}$$

Tolerance hřídele:

$$t_{IT6} := 11 \mu\text{m}$$

$$EI_{H7} := 0 \mu\text{m}$$

$$ES_{H7} := 18 \mu\text{m}$$

$$es_{s6} := 39 \mu\text{m}$$

$$ei_{s6} := 28 \mu\text{m}$$

Minimální přesah:

$$p_{min} := ei_{s6} - ES_{H7} = 10 \mu\text{m}$$

Maximální přesah:

$$p_{max} := es_{s6} - EI_{H7} = 39 \mu\text{m}$$

Úchytky hřídele podle požadavků pouzdra:

$$es_{e7} := -32 \mu\text{m}$$

$$ei_{e7} := -50 \mu\text{m}$$

Úchytky díry pro ekvivalentní uložení:

$$ES := ei_{e7} - p_{min} = -60 \mu\text{m}$$

$$EI := es_{e7} - p_{max} = -71 \mu\text{m}$$

Přibližně odpovídající tolerance:

Z7

## Evolverní drážkování pro pastorek startéru

– drážkový náboj se středěním na boky zubů s jmenovitým průměrem  $D = 50 \text{ mm}$ , modulem  $m = 2$ , toleranční značky 9H:

### EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ $50 \times 2 \times 9H$ ČSN 01 4952

Rozměry v mm

Jmenovitý průměr $D$		Modul, $m$															
		Řada 1	0,5	–	0,8	–	1,25	–	2	–	3	–	–	5	–	8	–
		Řada 2	–	0,6	–	1	–	1,5	–	2,5	–	3,5	4	–	6	–	10
Řada 1	Řada 2	Počet zubů, $z$															
–	4	6	–	–													
–	5	8	–	–													
6	–	10	8	6													
–	7	12	10	7													
8	–	14	12	8	6												
–	9	16	13	10	7	–											
10	–	18	15	11	8	6	–										
12	–	22	18	13	10	8	6	–									
–	14	26	22	16	12	10	8	–									
15	–	28	23	17	13	10	8	6									
–	16	30	25	18	14	11	9	6									
17	–	32	27	20	15	12	10	7									
–	18	34	28	21	16	13	10	7	–								
20	–	38	32	23	18	14	12	8	6	–							
–	22	42	35	26	20	16	13	9	7	6							
25	–	48	40	30	24	18	15	11	8	7							

Zvoleno: EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ  $15 \times 0,5 \times 9H$  ČSN 01 4952

### Ozubení - satelit

Modul:	$m_n = 1.5 \text{ mm}$	
Počet zubů:	$z_2 = 48$	
Úhel sklonu boční křivky zubu	$\beta = 0$	
Toleranční stupeň:	$Q_{ISO} = 9$	
Mezní úchylka sklonu zubu:	$f_{H\beta} := 24 \text{ } \mu\text{m}$	Tab. A-35, str. 1149
Vzdálenost os:	$a_{12} = 49.5 \text{ mm}$	
Základní kružnice:	$d_{b2} = 67.658 \text{ mm}$	
Roztečná kružnice:	$d_2 = 72 \text{ mm}$	
Patní kružnice:	$d_{f2} = 68.25 \text{ mm}$	
Tolerance polohy čepů ve volnoběžce:	$IT9_{a12} := 62 \text{ } \mu\text{m}$	
Hlavová kružnice:	$d_{a2} = 75 \text{ mm}$	

Požadavky: navrhnete dle ISO 6336  
v třídě přesnosti ISO 9 dle ČSN ISO 1328-1 s broušenými boky zubů  
drsnost boků zubů je Ra 1,6; drsnost na přechodové křivce (patě zubu) je Ra 6,3  
celkovou úchylku dotykové křivky uvažujte  $F_{\beta u} = 5 \text{ } \mu\text{m}$

