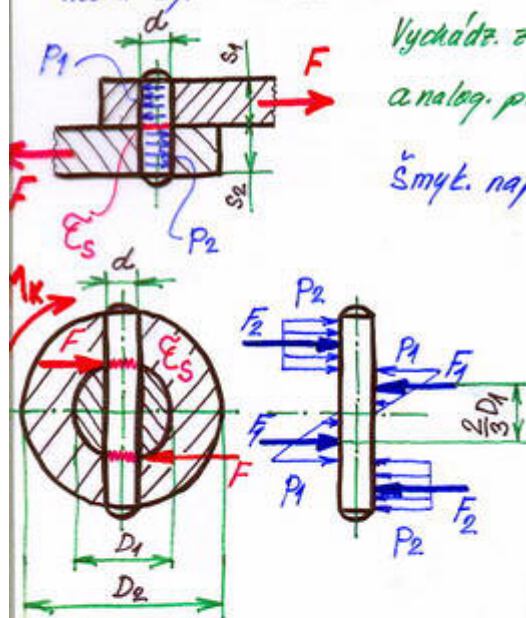


Spojovacie kolíky slúžia predovšetkým k zabezpečeniu vzájomnej polohy súč. bez nároku na prenos vonkajšieho zaťaženia. Bývajú valcové alebo kužeľové so zabezpečenou samosvornosťou. Valecové kol. sú v spojov. súč. uložené tesne s toleranciou n6 alebo môžu byť ryhované.

V niektorých príp., a to pri nižších zaťaženiach, majú kolíky i úplnú funkciu spojovaciu. Potom prenášajú silový účinok z jednej súč. na druhú. Ich namákanie je za predpokl. správneho lícovania rovnaké ako u spojovacích čapov a tiež i postup ich dimenzovania je rovnaký, len rozloženie tlaku po dĺžke stykových plôch kolíka so spojov. súč. nemusí byť konštantné.



Vychádza z uved. obr. tlak p_1 na kolíku $p_1 = \frac{F}{s_1 \cdot d} \leq p_D$

analog. pre druhú súč. platí $p_2 = \frac{F}{s_2 \cdot d} \leq p_D$

Šmyk. nap. stanov. zo vzťahu $\tau_s = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{SD}$

Daný obr. predstav. spojené súč. zaťaž. krúť. mom. M_k . Keď je namákaný tlakom a šmykom.

Tlak medzi kolíkom a nábojom p_2 (za predpokl. rovnomern. rozlož. tlaku) bude $p_2 \cdot d \cdot \frac{D_2 - D_1}{2} = F_2 = \frac{M_k}{D_2 + D_1} \Rightarrow$

$$p_2 = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot (D_2^2 - D_1^2)} \leq p_D$$

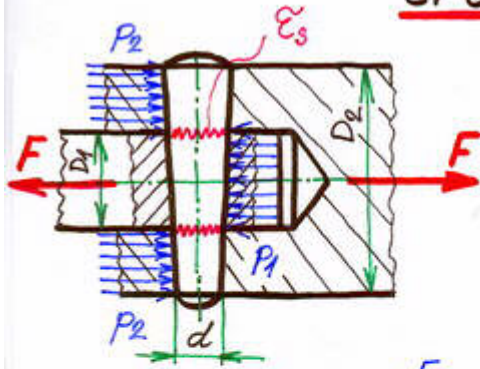
Tlak medzi kolíkom a hriadeľom p_1 na zákl. obr. nadob. hodnotu

$$\frac{p_1}{2} \cdot \frac{D_1}{2} \cdot d = F_1 = \frac{M_k}{\frac{2}{3} D_1} \Rightarrow p_{1max} = \frac{6 \cdot M_k}{D_1^2 \cdot d} \leq p_D$$

Pre šmykové nap. platí $\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot M_k}{D_1 \cdot \pi \cdot d^2} \leq \tau_{SD}$

SPOJE

-27-

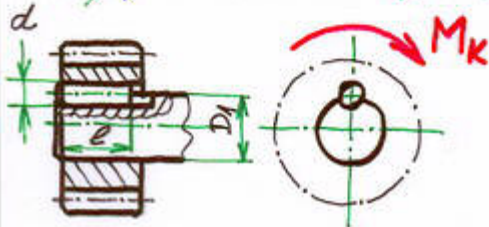


V prípade prenosu osovej sily, podľa tvr. a za predpokl. rovnomern. rozdel. tlaku, pre jednotl. zať. platí:

$$\epsilon_s = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2F}{\pi d^2} \leq \epsilon_{sd}$$

$$P_1 = \frac{F}{d \cdot D_1} \leq P_D; \quad P_2 = \frac{F}{d(D_2 - D_1)} \leq P_D$$

Okrem kolíkov priečnych sa použív. pre prenos ZK momentu i kolíky pozdĺžne. Ich výhodou je väčší nosný prierez a ľahšia montáž.



Priemer valcového kolíka sa nadimenz. na edel. šmyč. nap.

$$\epsilon_s = \frac{F}{S} \leq \epsilon_{sd} \quad \text{pričom} \quad F = \frac{2 \cdot M_k}{D_1};$$

$$S = d \cdot l;$$

Dosadením a dpr. pre d platí:

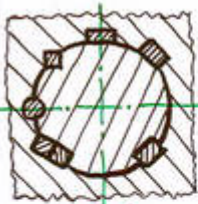
$$d = \frac{2 M_k}{D_1 \cdot l \cdot \epsilon_{sd}};$$

SPOJE PRE PRENOS ZK MOMENTU Z HRIADEĽA NA NÁBOJ

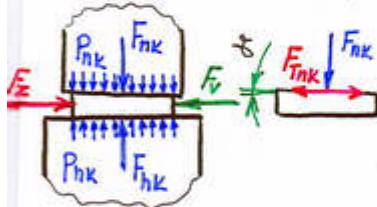
Prenos zať. krúť. momentu z hriadeľa na náboj je možné realizovať pomocou: spojovacích klínov, spojov. pier, žliabkového spojenia, polygonového spoja, zverného spoja, a nalisovaného spoja.

SPOJOVACIE KLINY

Spojov. klíny sa použív. k rozoberat. spojeniu stroj. súč.. Delíme ich na klíny pozdĺžne a priečne. Klíny majú úkos 1:100, ktorý zaručuje samos. vernosť spoja. Klíny sú normaliz. súč.. Služia na prenos ZKM pri spojení hriadeľa s nábojom. Pozdĺžne kl. sú s nosom, bez nosa alebo sa vklad. do žliabku hriadeľa.



Podľa dosadenia klina na hriadeľ sa klíny delia na kruhové, štvorcové, duté, ploché, žliabkové a tangenciálne. Zaťaženie spojov sa prenáša súčasne tvarovou väzbou a trecími silovými účinkami. Spojenie klinom môže byť ~~zafixované~~ nielen ZKM, ale môže prenášať i axiálnu silu.



Narazením klina do žliabku náboja a hriadeľa silou F_z vzniká na dotykovej ploche klina s náb. tlak p_{nk} a s hriad. p_{tk} . Za predpokladu rovn. rozloženia je možné účinnky

tlaku p_{nk} a p_{tk} nahradit' osamelými silami F_{nk} a F_{tk} . Nardžacia sila F_z prenáša zložky normálovej sily F_{nk} a trecích sil F_{tnk} a F_{thk} v pozdĺžnom smere. Platí, že $F_{tnk} = f \cdot F_{nk}$ a $F_{thk} = f \cdot F_{tk}$, kde f je súčim. tr. uvaž. na obidv. dotyk. plochách rovnaký.

Suvaž. uhol φ medzi dotykov. plochami klina s nábojom, vyjde pre nardž. silu F_z klina $F_z = F_{nk} \cdot \sin \varphi + F_{tnk} \cdot \cos \varphi + F_{thk} \approx F_{tk} (\tan \varphi + 2f)$

a pre vyráž. silu F_v klina $F_v = -F_{nk} \cdot \sin \varphi + F_{tnk} \cdot \cos \varphi + F_{thk} \approx F_{tk} (2f - \tan \varphi)$.

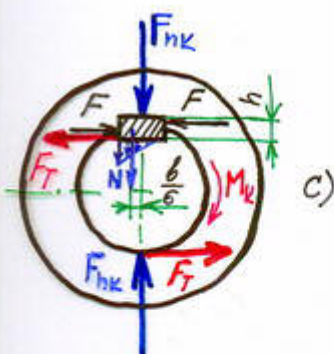
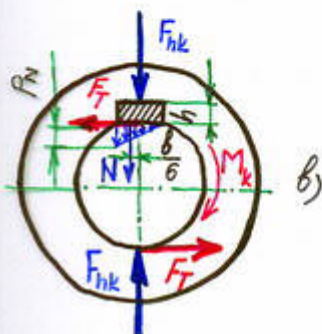
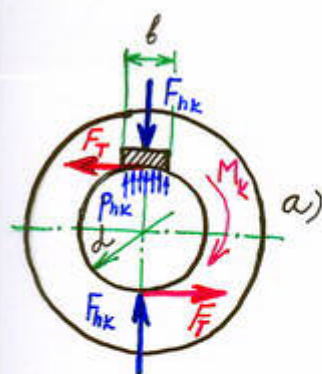
Pokiaľ bude vyrážacia sila F_v kladná, to znamená, že pri demontáži je potrebné ju vyvinúť - takýto spoj je potom samosvorný.

U pozdĺžnych klinov s úkosom 1:100 je samosvornosť zabezpečená pre reálne fyzikálne trenie vždy: pri 1:100 je $\varphi = 4,573^\circ$ a pre $f = 0,1$ je $F_v = 4,76 \cdot F_z$.

Tlak p_{tk} v dosadacej ploche klina a hriadeľa je daný vzťahom

$$p_{tk} = \frac{F_{tk}}{l \cdot b} = \frac{F_z}{(\tan \varphi + 2f) \cdot l \cdot b}, \text{ kde } l \text{ - je dotyk. dĺžka hriad. s klinom a } b \text{ je šírka klina.}$$

Veľkosť nardž. sily F_z nie je možné presne stanoviť. Jej veľkosť ale nesmie spôsobiť plast. deform. čelnej plochy klina, potom musí platiť, že $F_{zmax} \leq R_e \cdot S_c$ kde R_e - medza kľtu tlaku mat. klina a S_c - čelná plocha klina.



Najprv uvaž. prenos ZKM M_k z hriadeľa na náboj pomocou dutého klina, ktorý sa usku-
točňuje len **TRENÍM** (obr. a), nakoľko dotyková
plocha klina a hriade. je daná časťou plochy val-
ca o priem. d - hriadeľa. Po montáži vznikne po-
tenciálna, trecia silová dvojica, pre ktorú trecí mom.
bude: $M_T = F_T \cdot d = F_{hk} \cdot f \cdot d = k \cdot M_k$ kde k je súčin.
bezpečnosti prenosu. S ohľadom na konitr. rozm.
klina vo vzťahu k priem. hr. d : $b = 0,28 \cdot d$; $l =$
 $1,5 \cdot d$; $f = 0,1$ a dov. tlak $p_0 = 60 \text{ MPa}$, prenesie
tento spoj približne **40% dovolen. krúť. mom.**
 M_{k0} hriadeľa.

U spoja s plochým klinom (obr. b.) spolupôsobí s
trecím momentom M_T krútiaci moment M_N , ktorý
vznikne v dôsledku tvarovej väzby a lineárneho roz-
loženia tlaku po šírke klina b . Jeho maxim. hodn.
bude p_N a vyvolá silu N , danú vzťahom $N = \frac{p_N \cdot b \cdot l}{2}$
Pokiaľ nemá dôjsť k odľahnutiu klina od hriade,
bude $p_N = 2 \cdot p_{hk}$ a rameno sily $r = \frac{b}{6}$, vyjde pre
krútiaci moment $M_N = N \cdot r = N \cdot \frac{b}{6}$. Potom výs-
ledný krútiaci mom. M_{TN} , ktorý prenesie spoj
s plochým klinom, je daný vzťahom $M_{TN} = M_T + M_N$.

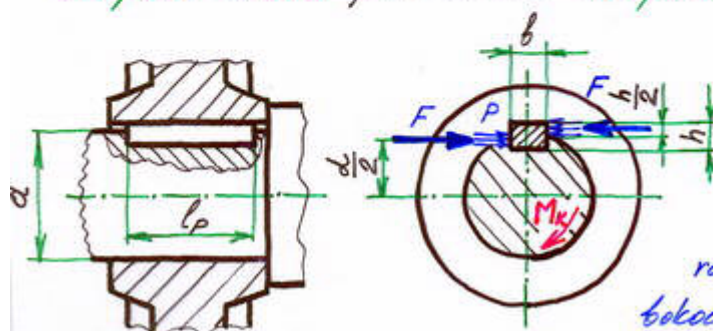
Desadením požadov. hodnôt do daného vzťahu je možné konštat., že
spoj s plochým klinom prenesie viac než polovicu dov. krut. mom.
Med hriadeľov.

Únosnosť žliabkového klina (obr. c.) je zvýšená ešte o krúť. mom. M_F
prítlačujúcej sily F , ktorá závisí od tlaku p_F pôsobiaceho na boky žliab-
ku. Je potom $M_F = F \cdot \frac{d}{2}$, pričom $F = \frac{1}{2} p_F \cdot l \cdot h$, kde $h \cong \frac{d}{6}$. Výsl. krúť.
mom., ktorý je schopný preniesť spoj žliabkovým klinom - M_{TNF} -

$M_{TNF} = M_T + M_N + M_F$, je v tomto prípade väčší ako dov. krúť. mom. M_{KD} hriadeľa.

SPOJOVACIE PERÁ

Perá sú obvyčajne hranolovité súo. obdĺžnikového prier. Umožňujú prenášať len ZKM M_k . Ich tvar a rozm. sú normalizované. V praxi sa používajú hlavne perá tesné. Pre prenáš ZKM M_k z hriadeľa



na náboj cez pero tesné platí, že

$$M_k = F \cdot \frac{d}{2} = \frac{1}{4} p h l_p d.$$

Sila F vo vzťahu nahradzuje pôsob. tlaku p na bokoch pera so žliaztkom hriadeľa.

a náboja. V dvoch zaťaženiach dotkových plôch sa predpokladá rovnakej silovej účinnosti aj napriek tomu, že v skutočnosti nepodstatná odlišnosť existuje ($h = t + t_1$, $t > t_1$, $t - h/6$ žl. v hriadeľ, t_1 - v náboji). Vo vzťahu je priemer hriadeľa - d , výška pera - h , účinná dĺžka pera - l_p .

Tlak v dotyk. plôchach pera a hriadeľa, resp. náboja, na základe uvedených predpokladov vyjadríme $p = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot l_p \cdot d} \leq p_D$, kde

$p_D = 120 \text{ MPa}$ pre pevný (neposuvný) oceľový náboj, $p_D = 80 \text{ MPa}$ pre pevný (neposuvný) liatinový náboj, $p_D = 20 \text{ MPa}$ - pre náboj posuvný.

Záverom musí byť pre namáhanie pera v šmyku splnené, že

$$\tau_s = \frac{F}{b \cdot l_p} \leq \tau_{sd}, \text{ kde } b - \text{šírka pera a } \tau_{sd} - \text{dov. nap. mat. pera v šmyku.}$$

Veľkosť tlaku - p ako i nap. - τ_s je možné pri danom priereze pera vyplývať jeho dĺžkou - l_p . Pre splnenie podm. $p \leq p_D$ a $\tau_s \leq \tau_{sd}$ je možné všade uvaž. len s dĺžkou $l_p \leq 1,2 \cdot d$, nakoľko obdobne vzť. vych. z rovnom. rozlož. tlaku. Pokiaľ spoj vyžad. dĺžku pera väčšiu, je možné použiť 2 pera navzájom pootočených o 120° .