

MAŠINSKI FAKULTET

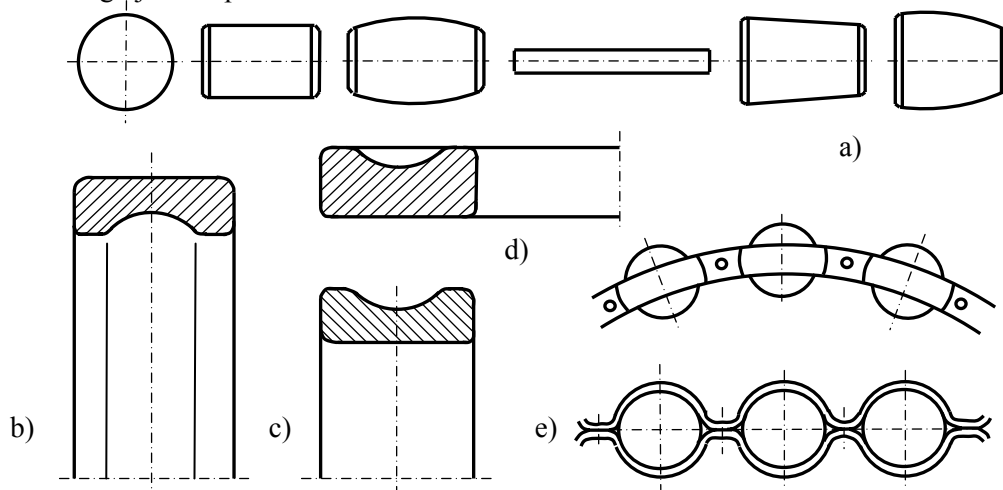
Mašinski elementi-1

II – Kolokvijum

Prof. dr Milosav Ognjanović

1. Funkcija, podela i označavanje kotrljajnih ležaja

Obezbeđuju uslove za relativno kretanje obrtnih delova i za prenošenje opterećenja, **tačnost** položaja osa obrtnih delova, dovoljno visoku **brzinu** rotacije i **odstupanje** položaja ose rotacije. Prema pravcu sile koju prenose, ležaji mogu biti radijalni, aksijalni i radiaksijalni. Prema kotrljajnim telima dele se na kuglične, valjčane, iglične, konusno valjčane, bačvaste, konusno bačvaste. Mogu još biti prsteni i kolutni.

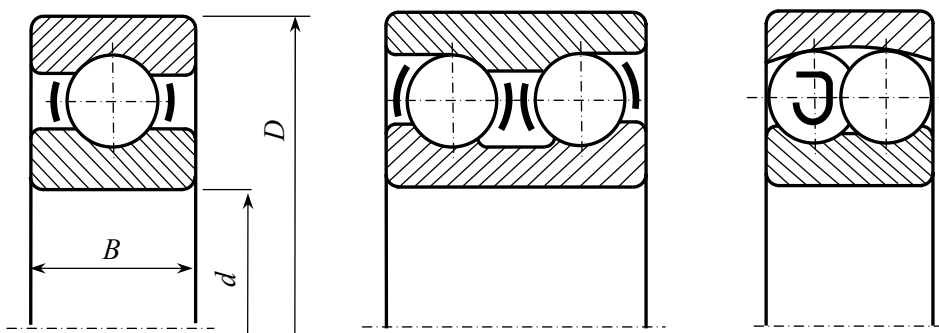


Delovi kotrljajnih ležaja: a) kotrljajna tela, b) spoljni prsten, c) unutrašnji prsten, d) kolut, e) držač kotrljajnih tela (kavez)

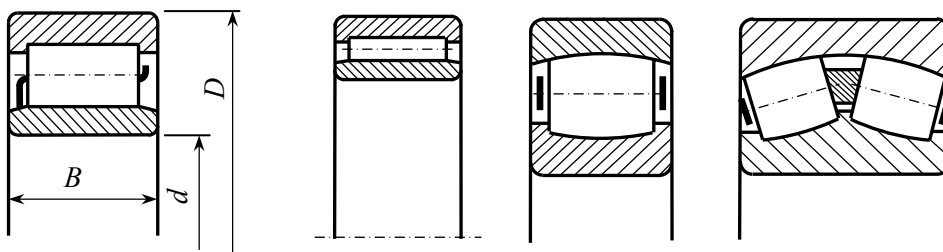
Označavanje: Za ugradnju ležaja važne dimenzije su prečnik provrta ležaja d , spoljni prečnik D , širina B i radijus zaobljenja r i one su standardizovane. Za svaki prečnik d predviđeno je više veličina D i B od kojih zavisi veličina preseka ležaja – red mera, 00, 02, 03 i 04. Tip ležaja se označava brojevima, na primer jednoredni kuglični ležaj sa radijalnim dodirom, brojem 6. U kombinaciji sa redom mera dobijaju se oznake 60; 62; 63 i 64. Drugi deo oznake se odnosi na veličinu prečnika provrta tj. prečnik provrta d podeljen brojem 5 ($d/5$). To takodje znači da su prečnici provrta ležaja deljivi brojem 5 i mogu biti 15, 20, 25, 30.....110, 120, 130.....190, 200....Na primer za $d=30\text{mm}$, oznaka može biti 6206 ili za $d=60\text{mm}$ 6212 i td. Dvoredni kuglični ležaj označava se brojem 3 (32 i 33) i dopunjava se oznakom prečnika provrta, na isti način.

2. Radijalni ležaji

Jednoredi kuglični ležaj sa radijalnim dodirom pogodan je za prenošenje radijalnih sila kao i aksijalnih sila koje nisu veće od 70% njegove radijalne nosivosti. Broj kuglica u ovom ležaju je relativno mali tj. ograničen je mogućnošću sklapanja. Ako se na prstenima načini bočno proširenje u vidu otvora za punjenje, broj kuglica može biti uvećan. Dvoredi kuglični ležaj je sa većom radijalnom nosivošću ali ne dopušta ugaono odstupanje vratila. Za tu svrhu je namenjen podesivi kuglični ležaj koji dopušta ugaono prilagođavanje odstupanju do 4° . Zbog smanjene dodirne površine manje je nosivosti i osetljiv je na dejstvo aksijalne sile, koja ne sme biti veća od 20% od radijalne nosivosti.

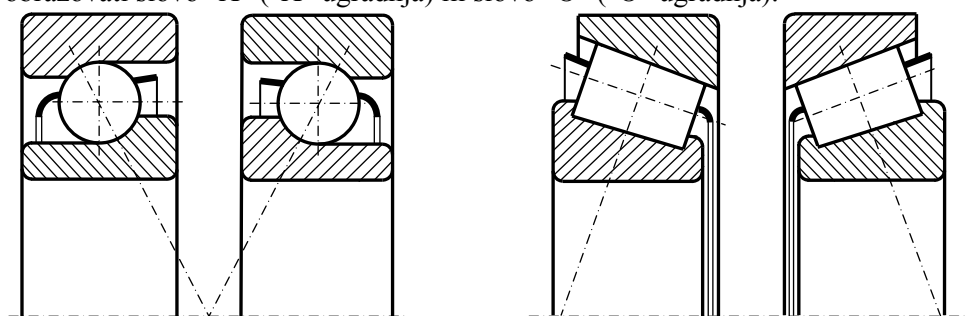


Valjčani ležaji: Dodir se ostvaruje po izvodnici valjka, dodirna površina je povećana ali je povećana i opasnost od neravnomerne raspodele opterećenja duž izvodnice valjka. To je razlog što se valjčani ležaji koriste za prenošenje velikih radijalnih sila kod izrazito krutih vratila. Nije moguće prenošenje aksijalnih sila. *Iglični ležaji* su u poredjenju sa valjčanim, veće nosivosti, a manjeg gabarita. Kotrljajna tela su smanjenog prečnika, a povećane dužine. Ugrađuje se veći broj kotrljajnih tela, a smanjena je debljina ležaja tj. smanjen je spoljni prečnik. Radijalna nosivost je vrlo visoka, nije moguće prenošenje aksijalnih sila i nisu dopuštene deformacije vratila. Mogu biti bez jednog ili bez oba prstena. Podesivi ležaj sa jednim redom bačvica i sa dva reda bačvica su visoke nosivosti, visoke prilagodljivosti elastičnim deformacijama vratila. Nisu osetljivi na udare, ali nisu pogodni za prihvatanje većih aksijalnih sila. Primenuju se za vrlo teške uslove rada i skuplji su u odnosu na druge ležaje.

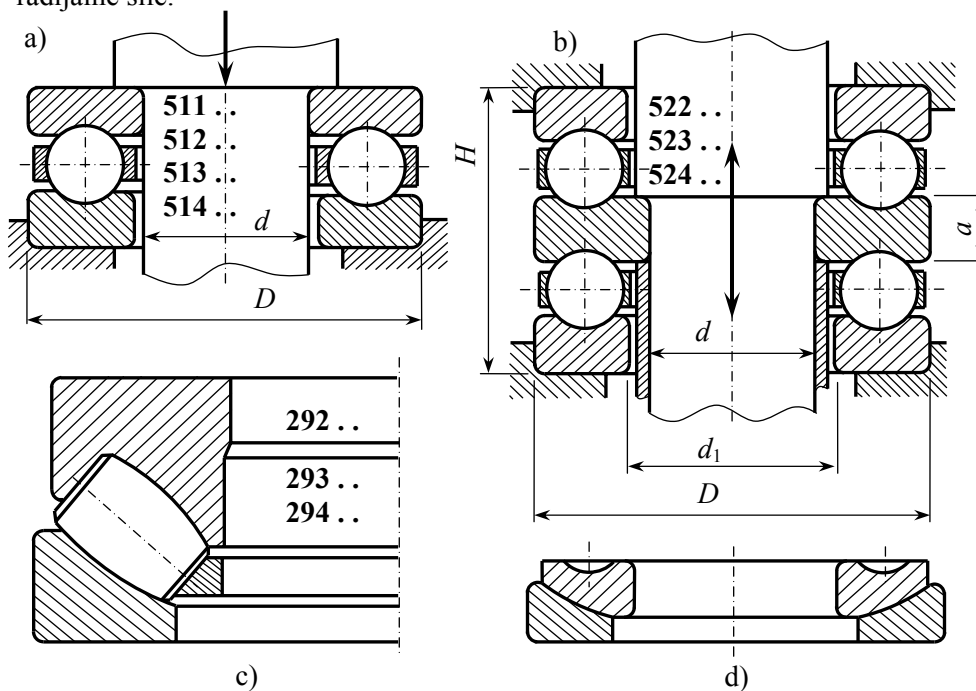


3. Radiaksijalni i aksijalni ležaji

Ležaji pogodni za prenošenje i radijalnih i aksijalnih sila su radiaksijalni. Neki od napred navedenih ležaja, osim radijalne sile, mogu da prenesu i značajnu veličinu aksijalne. Jednoredni, kuglični ležaj *sa kosim dodirom i konusno valjčani* ležaj su pogodni za prihvatanje relativno velikih aksijalnih sila. Ovi su ležaji rasklopivi i kod njih je moguće podešavati unutrašnji zazor. Kosi dodir dovodi do stvaranja dodatne samoindukovane aksijalne sile. Uravnoteženje ove sile ostvaruje se u paru ležaja. Normale na dodirne površine u parovima mogu obrazovati slovo "X" ("X" ugradnja) ili slovo "O" ("O" ugradnja).

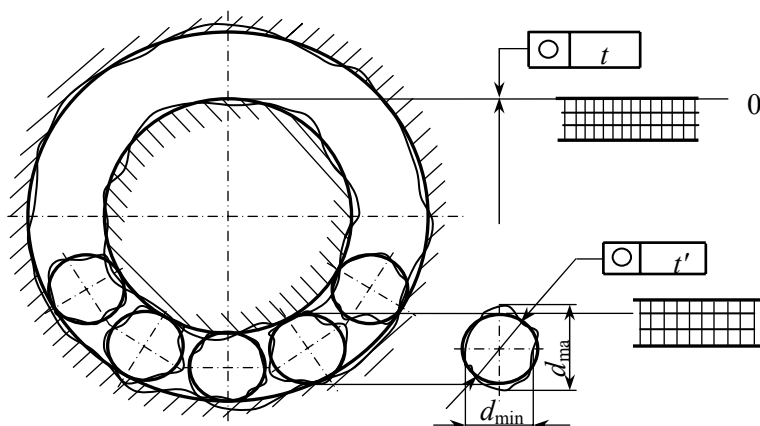


Kolutni ležaji sa aksijalnim dodirom, mogu biti sa jednim redom kuglica (za silu u jednom smeru) i sa dva reda kuglica (za silu u oba smera). Ovi ležaji ne mogu prenositi radijalnu silu. Koluti sa sfernim dodirom omogućuju prilagođavanje osi vratila. Konusno bačvasti ležaji su prilagodljivi osi vratila i mogu prenositi i radijalne sile.



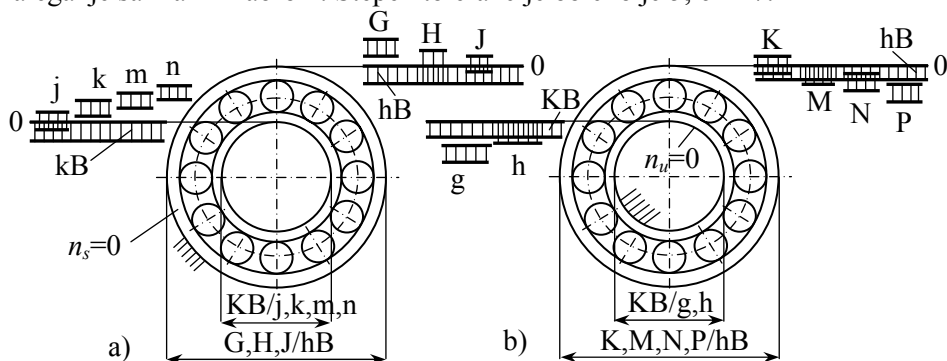
4. Tolerancije ležaja

Ispravnost funkcionisanja zavisi od odstupanja unutrašnjih geometrijskih parametara. To su odstupanja oblika staza kotrljanja, odstupanja prečnika staza kotrljanja, odstupanja oblika i prečnika kotrljajnih tela. Izrada delova sa uskim tolerancijama bila bi previše skupa ili teško izvodljiva. Rešenje je pronadjeno u primeni metode odabiranja (selekcije). Delovi se izrađuju sa relativno velikim (normalnim) granicama tolerancije, a zatim se vrši grupisanje izradjenih delova prema ostvarenim (stvarnim) merama.



Odstupanja i tolerancije unutrašnje geometrije kotrljajnog ležaja

Prečnik provrta d se izrađuje sa posebnim tolerancijskim poljem (KB), a spoljni prečnik D sa takodje posebnim tolerancijskim poljem hB. Izborom odgovarajućeg tolerancijskog polja za prečnik rukavca na vratilu i za otvor u kućištu, ostvaruje se željeno naleganje. Onaj prsten koji rotira mora formirati čvrsto naleganje sa malim preklapom. Prsten koji miruje formira labavo naleganje sa malim zaorom. Stepen tolerancije obično je 5, 6 ili 7.



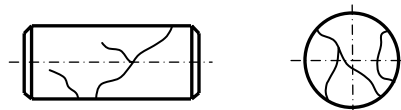
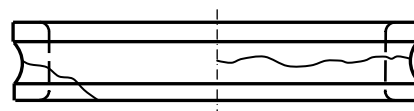
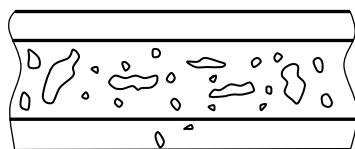
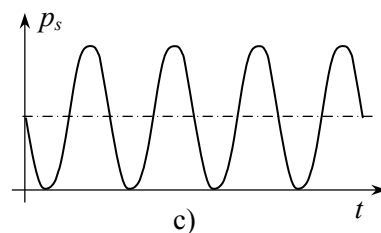
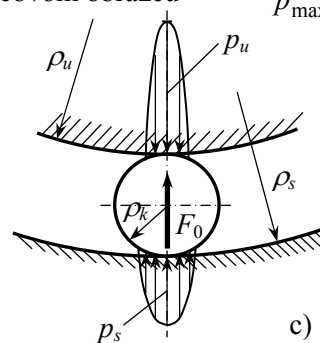
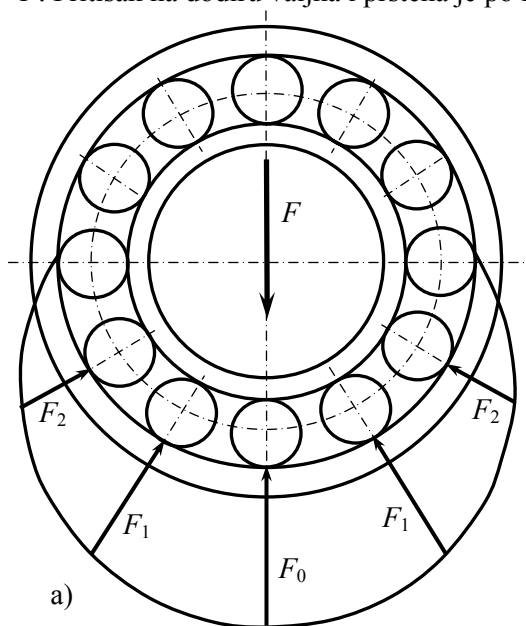
Naleganja ležaja na vratilu i u kućištu: a) ako spoljni prsten miruje, b) ako unutrašnji prsten miruje.

5. Naponi i razaranje delova ležaja

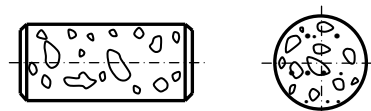
Sila F koju prenosi ležaj, raspodeljuje se na veći broj kotrljajnih tela u ležaju. Sila se raspodeljuje samo na ona kotrljajna tela koja su ispod meridijanske ravni. Najveća je na onom kotrljajnom telu koje je na pravcu dejstva spoljne sile F . Pritisak na dodiru valjka i prstena je po Hercovom obrazcu

$$p_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{F_0 E}{\rho b}}$$

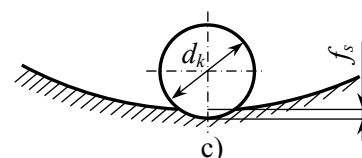
$$F_0 = k_0 \frac{F}{z}$$



b)



a)



c)

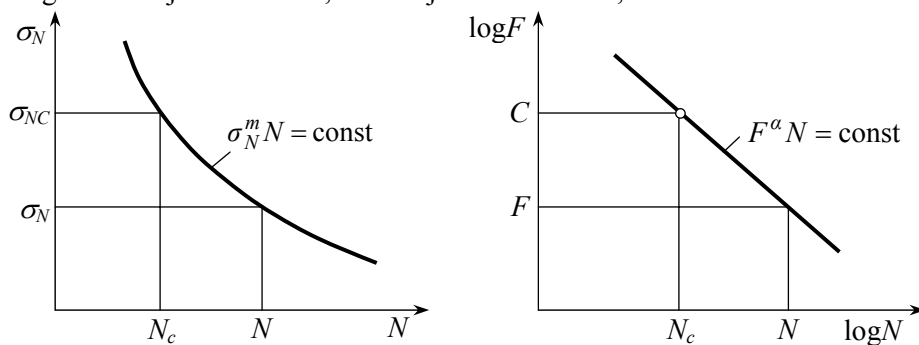
6. Nosivost i radni vek ležaja

Ako se za meru broja promena napona usvoji broj obrta ležaja N , polazeći od krive zamaranja dobija se

$$\sigma_{N_c}^m N_c = \sigma_N^m N ; \quad \left(0,418 \sqrt{\frac{k_0 F_{N_c} E}{z \rho b}} \right)^m N_c = \left(0,418 \sqrt{\frac{k_0 F_N E}{z \rho b}} \right)^m N$$

$$F_{N_c}^{\frac{m}{2}} N_c = F_N^{\frac{m}{2}} N ; \quad C^\alpha N_c = F^\alpha N$$

za kuglične ležaje iznosi $\alpha=3$, a za valjčane $\alpha=10/3=3,33$.



Dinamička nosivost ležaja C je opterećenje – sila koju ležaj može da prenosi u toku $N_c = 10^6$ obrtaja s tim da se pri tom ne razori više od 10% od ispitivanog skupa ležaja.

Radni vek ležaja izražava se brojem časova rada do razaranja L_h i koji se može transformisati u broj obrta ležaja do razaranja N . Polazeći od date relacije

$$N = N_c \left(\frac{C}{F} \right)^\alpha ; \quad N = 60nL_h ; \quad L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^\alpha$$

gde je n minutni broj obrtaja ležaja, a $N_c=10^6$ obrtaja koji odgovara razaranju 10% ležaja pod dejstvom sile C .

Statička nosivost je opterećenje ležaja C_0 koje dovede do trajnih deformacija na dodirnim površinama koje nisu veće od 10^{-4} prečnika kotrljajnog tela d_k tj. $f_s \leq 10^{-4} d_k$. Veće trajne deformacije doprinose snižavanju kvaliteta rada ležaja odnosno tačnosti obrtanja. Ležaji sa većom učestanosti obrtanja n , prenose relativno male sile te ne postoji opasnost od trajnih deformacija. U obrnutom slučaju, za $n < 10 \text{ min}^{-1}$, ležaj prenosi veliko opterećenje koje može biti veće od statičke nosivosti C_0 . Stoga se pri ovim učestanostima obrtanja proverava statička nosivost. Potrebno je da spoljnje opterećenje F_0 bude manje od statičke nosivosti C_0 ($F_0 < C_0$).

7. Ekvivalentno opterećenje, izbor i ugradnja ležaja

Ekvivalentno opterećenje ležaja je sila F čije je dejstvo na oštećenje ležaja ekvivalentno zajedničkom dejstvu radijalne sile F_r i aksijalne sile F_a

$$F = XF_r + YF_a \quad \text{odnosno} \quad F_0 = X_0F_r + Y_0F_a$$

gde su X i Y koeficijenti proporcionalnosti (ekvivalentnosti). Ako se spoljni prsten okreće, a unutrašnji miruje, $F = 1,2XF_r + YF_a$. Ako se tokom radnog veka ležaja ekvivalentno opterećenje menja, ukupna ekvivalentna sila je

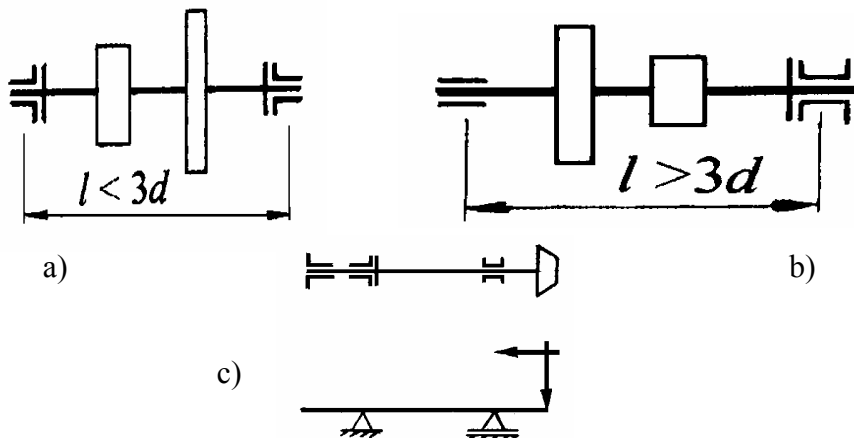
$$F = \sqrt[\alpha]{\frac{F_1^\alpha n_{\Sigma 1} + F_2^\alpha n_{\Sigma 2} + \dots + F_k^\alpha n_{\Sigma k}}{n_{\Sigma 1} + n_{\Sigma 2} + \dots + n_{\Sigma k}}}$$

Izbor ležaja obuhvata 1) izbor tipa ležaja, 2) izbor prečnika provrta, 3) izbor reda mera. Odluka o redu mera (preseku) ležaja donosi se na bazi potrebne nosivosti za izabrani radni vek, tj.

$$\left(\frac{C}{F}\right)_{potr} \geq \sqrt[\alpha]{\frac{60nL_h}{10^6}}$$

Odgovor na pitanje, koji od nekoliko ležaja istog prečnika provrta može da zadovolji ovaj uslov, dobija se paralelnim proračunom svih ležaja iz te grupe ili iteracionim probama dok se ne dodje do prvog koji zadovoljava.

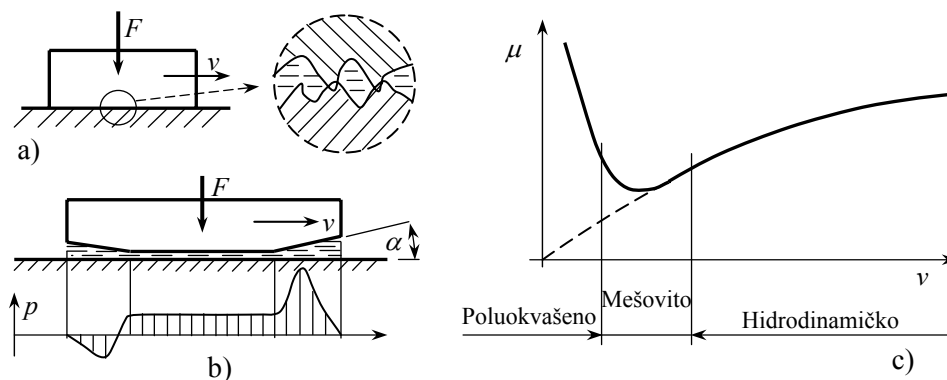
Ugradnja ležaja: *Unutrašnji prsten* u aksijalnom pravcu mora biti oslonjen na naslon visine h i sa radijusom prelaznog zaobljenja r_1 koji zavise od veličine radijusa na prstenu ležaja r . **Oslanjanje vratila** u osnovi se može ostvariti na tri načina. Ako su vratila male dužine u odnosu na prečnik ($l < 3d$), uticaj toplotnog širenja vratila na unutrašnji zazor u ležajima je mali. Vratilo se može osloniti tako da aksijalnu silu u jednom smeru prihvati ležaj u jednom osloncu, a u drugom smeru ležaj koji je ugrađen u drugom osloncu. Drugu grupu čine dugačka vratila ($l > 3d$) čije je toplotno širenje značajne veličine. Ležaj u jednom od oslonaca mora biti aksijalno slobodan, a drugi aksijalno ograničen (fiksiran) u oba smera.



8. Svojstva i podela kliznih ležaja

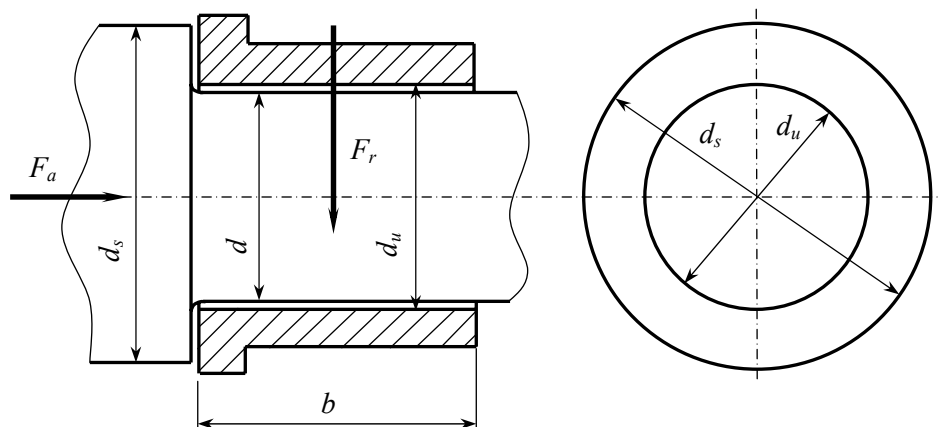
Primenjuju se za male prečnike (ispod 15mm) i za velike prečne rukavaca (preko 300mm), zatim na mestima koja su nepristupačna za ugradnju kotrljajnih ležaja jer se klizni ležaji mogu izraditi kao dvodelni ili iz više delova. Ako kotrljajni ležaj stvara neprihvatljiv nivo buke ili ako su brzine izuzezno visoke, rešenje se nalazi u primeni kliznih ležaja.

Dele se na radijalne i aksijalne. Mogu biti sa klizanjem poluokvašenih površina, sa hidrodinamičkim ili hidrostatičkim klizanjem (plivanjem) ili sa mešovitim klizanjem. Ako je pod opterećenjem ulje istisnuto tako da se površine dodiruju, reč je o ležaju sa klizanjem poluokvašenih površina. Pri dovoljno velikoj brzini kretanja jedne površine u odnosu na drugu, ulje prodire izmedju površina i razdvaja njihov dodir. Formira se uljni film tj. ostvaruje se hidrodinamičko plivanje. Ovi uslovi podrazumevaju da brzina v bude veća od granične pri odgovarajućoj dinamičkoj viskoznosti ulja η i uz prisustvo odgovarajućeg ugla klina α . Pri klizanju poluokvašenih površina, sa povećavanjem brzine v smanjuje se otpor μ , a kod hidrodinamičkog plivanja ovaj se otpor postepeno povećava usled povećavanja hidrodinamičkih otpora. U sredini je prelazno područje tj. područje sa mešovitim stanjem kretanja sa dodirom i bez dodira. Osim toga klizni ležaji mogu biti hidro i aero-statički i elektromagnetni.



Stanje u kliznom spoju: a) dodir i klizanje poluokvašenih površina, b) hidrodinamičko plivanje, c) promena otpora pri povećavanju brzine

9. Nosivost kliznih ležaja sa klizanjem poluokvašenih površina



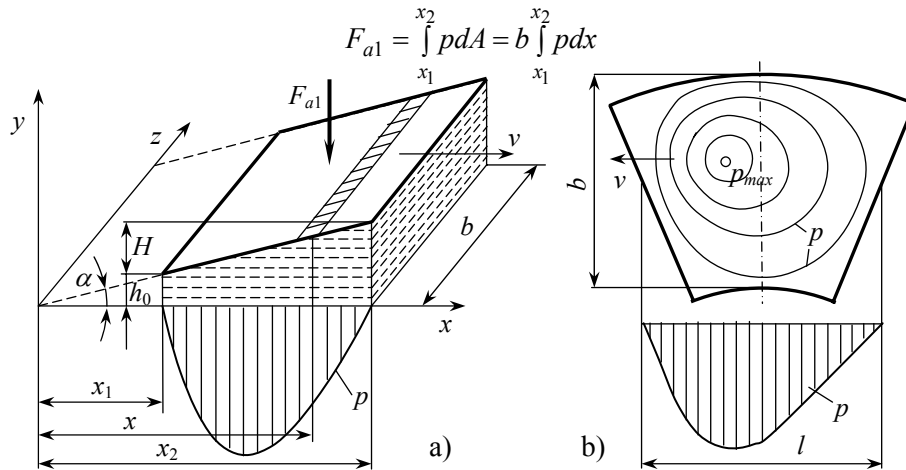
Na površinama posteljice i rukavca kliznog ležaja pod opterećenjem se ostvaruje pritisak čija nominalna vrednost treba da je manja od dozvoljene. Za radijalni i za aksijalni dodir ovaj pritisak je

$$p_r = \frac{F_r}{A_r} = \frac{F_r}{db} \leq (p_r)_{doz}; \quad p_a = \frac{F_a}{A_a} = \frac{4F_a}{\pi(d_s^2 - d_u^2)} \leq (p_a)_{doz}$$

Dozvoljena vrednost pritiska p_{doz} se određuje na osnovu uslova između relativno pokretnih površina. Ako su one u dodiru (poluokvašene), tokom rada ostvaruje se klizanje i habanje. Pri većem pritisku, pri većoj brzini klizanja i tokom dužeg vremena rada ostvaruje se veće habanje. Skinuti sloj materijala sa kliznih površina (sa čaure) dovodi do povećavanja zazora i do povećanog odstupanja položaja ose vratila. U zavisnosti od veličine dozvoljenih odstupanja koja se mogu dopustiti, od brzine klizanja, od vremena rada (trajno ili povremeno) i od vrste materijala posteljice (čaure), određuje se veličina dozvoljenog pritiska.

10. Nosivost kliznih ležaja sa hidrodinamičkim plivanjem

Ako je brzina kretanja v veća od granične, ako je dinamička viskoznost η dovoljno velika i pri odgovarajućem uglu klina α , formira se uljni film debljine h_0 u kojem se ostvaruje odgovarajuća raspodela pritiska p . Ploča koja pliva može da prenosi opterećenje koje odgovara pritisku u uljnom filmu

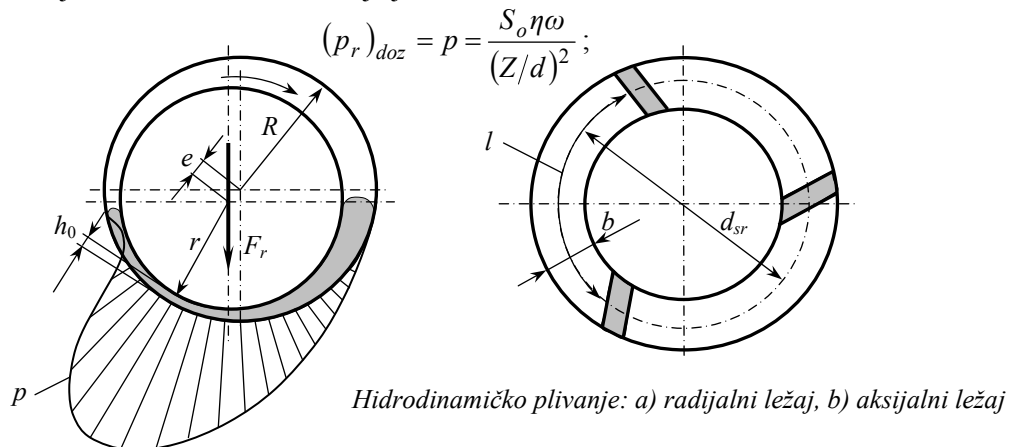


Hidrodinamičko plivanje: a) teorijski model, b) segment aksijalnog ležaja

Kod radijalnih ležaja stanje je složenije. Uljni film se formira na osnovu ugla α koji nastaje usled zazora Z u ležaju. Ovaj se zazor deli na debljinu uljnog filma h_0 i na ekcentričnost e , na sledeći način

$$h_0 + r + e = R; \quad h_0 = \frac{Z}{2} - e \approx \frac{Z}{4}; \quad e \approx \frac{Z}{4}$$

Veći zazor je potreban za veću brzinu i za veći prečnik rukavca. Za određivanje nosivosti (dozvoljenog pritiska u ležaju) koristi se Sommerfeldov broj S_0 koji uspostavlja vezu između pritiska, brzine rotacije, dinamičke viskoznosti ulja η , zazora i dimenzija ležaja. Na osnovu ove veze, dozvoljeni pritisak za radijalne i za aksijalne hidrodinamičke ležaje je



Hidrodinamičko plivanje: a) radijalni ležaj, b) aksijalni ležaj

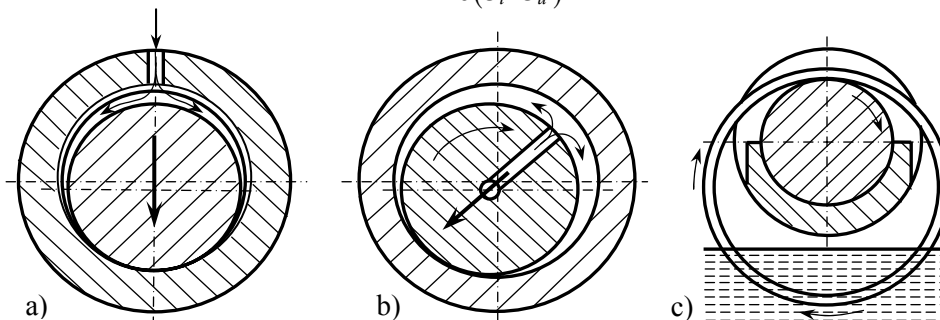
11. Zagrevanje i podmazivanje kliznih ležaja

Rad sile otpora u ležaju pretvara se u toplotu Q_1 . Preko površine posteljice (čauze) ležaja odvede se toplota Q_2 . Ako se odvede sva oslobodjena toplota, njihovim izjednačavanjem se dobija temperatura na mestu dodira u ležaju ϑ .

$$Q_1 = \mu F_r v; \quad Q_2 = k A \Delta \vartheta; \quad \vartheta = \vartheta_0 + \frac{\mu F_r v}{k d \pi b} = \vartheta_0 + \frac{\mu}{k \pi} p v$$

Sa ϑ_0 označena je temperatura okoline te je ($\Delta \vartheta = \vartheta - \vartheta_0$), sa k koeficijent odvodjenja toplote kroz posteljicu i druge delove, a sa $A = d \pi b$ unutrašnja površina posteljice. Prema dobijenom obrascu temperatura ϑ je proporcionalna proizvodu pritiska i brzine relativnog kretanja (klizanja) $p v$. Da bi se nivo temperature održao na predviđenom nivou potrebno je da se ovaj proizvod održi ispod dozvoljene vrednosti $(p v)_{\text{doz}}$. Zavisno od ulja dopuštene temperature su $(90 \dots 110)^\circ\text{C}$. U tablici 4.10 data je zavisnost viskoznosti od temperature. Ako postoji opasnost da radna temperatura prekorači granične vrednosti, predvidja se hladjenje ležaja koje se može ostvariti odvođenjem toplote posredstvom strujanja vazduha ili cirkulacijom ulja za podmazivanje ležaja. Cirkulacijom ulja može se odvesti toplota $Q_3 = mc(\vartheta_r - \vartheta_u)$, gde je $m = q \rho$ -protok mase ulja kroz ležište, q -zapreminski protok ulja, ρ - gustina ulja, c -specifična toplota ulja, ϑ_r -temperatura ulja na izlazu iz ležaja, ϑ_u -temperatura ulja na ulazu u ležaj (najčešće $\vartheta_r - \vartheta_u = 20^\circ\text{C}$). Ako svu oslobodjenu toplotu odvede ulje, $Q_1 = Q_3$, a potreban protok mase ulja m je

$$m = \frac{\mu F_r v}{c(\vartheta_r - \vartheta_u)};$$

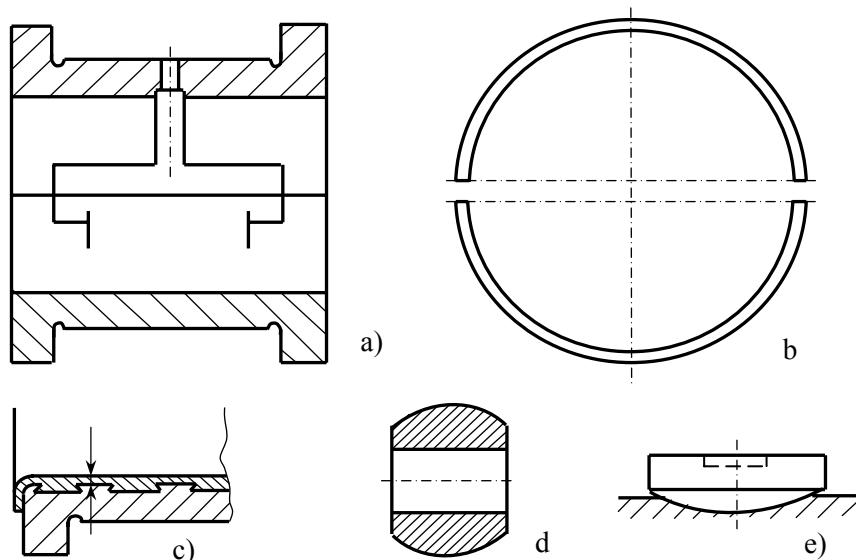


Uvodjenje ulja u ležaj: a) kroz posteljicu, b) kroz rukavac, c) pomoću prstena za podmazivanje

Ulje se u ležaj uvodi na mestu koje je suprotno od mesta gde se prenosi opterećenje. Ako sila deluje stalno u istom pravcu, ulje se uvodi kroz posteljicu sa suprotne strane od smera dejstva sile. Ako sila rotira sa rukavcem ulje se dovodi kroz rukavac takodje sa suprotne strane od smera sile.

12. Oblici i materijal posteljica kliznih ležaja

Osnovni deo kliznog ležaja je posteljica koja sa rukavcem vratila čini klizni par. Može biti u obliku jednodielne čaure sa ili bez venca. Dvodelna čaura je uzduž rasečena tako da se pri sklapanju polutke mogu radijalno približiti i međusobno spojiti. Najčešće su sa obodima na oba kraja cilindra koji omogućuju prihvat aksijalne sile u oba smera, a istovremeno obezbeđuju centriranje jedne polutke u odnosu na drugu. Radi obezbeđenja dovoljne krutosti, čaure su podebljanih zidova. Ako se ugrađuju u zidove ili prstene čija je krutost i stabilnost dovoljna, posteljica može biti i tankih zidova. Tankozidne posteljice mogu biti jednodielne, mogu biti rasečene na jednom mestu po obimu ili na dva mesta, tako da se mogu razdvojiti. Centriranje jedne polutke u odnosu na drugu ostvaruje se posebnim ispustima koji mogu imati i ulogu "džepova" za ulje. Posteljica može biti fiksna ili samopodesiva odstupanju položaja ose ili elastičnim deformacijama vratila.

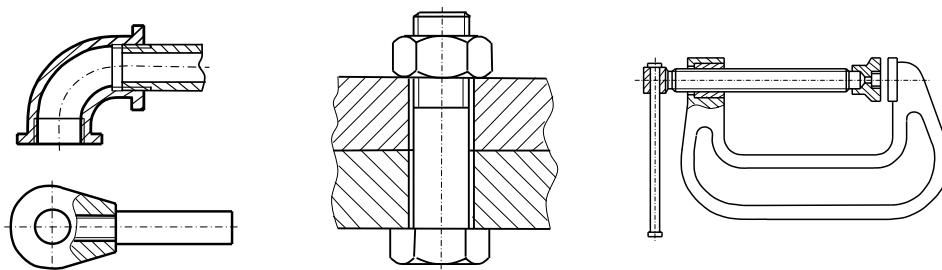


Posteljice kliznih ležaja: a) dvodelna debelih zidova sa obodima, b) dvodelna tankih zidova, c) detalj prevlake od meke legure, d) samopodesiva posteljica radijalnog ležaja, e) samopodesiva posteljica aksijalnog ležaja

Posteljica treba da je dovoljno čvrsta i kruta da omogući prenošenje opterećenja, a takodje i dovoljno mekana da bi sa rukavcem činila kvalitetan klizni par. Po pravilu se izrađuje od bronzе, a može biti i od sivog liva i od nekih drugih metala ili od plastične mase. Ovi materijali obezbeđuju dovoljnu čvrstoću i u znatnoj meri dobra klizna svojstva. Kalajna bronza je u tom pogledu najpogodnija međutim često to nije dovoljno. Stoga se posteljice od bronzе prekrivaju po unutrašnjoj (dodirnoj) površini tankim slojem legure koja obezbeđuje poboljšanje kliznih svojstava. To su najčešće legure pod nazivom "beli metal" i "crveni liv".

13. Funkcija i podela navojnih spojeva

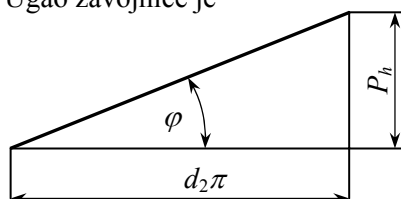
Navojni spojevi se ostvaruju posredstvom navoja. Navoj je standardizovani oblik koji može biti izradjen neposredno na delovima koji se spajaju - neposredni navojni spojevi ili na posebnim delovima kao što su navojna vretena, zavrtnji, navrtke koji se koriste za realizaciju posrednih navojnih spojeva. Delovi u spoju mogu izvršavati funkciju tačno definisanog međusobnog kretanja ili funkciju obezbeđenjem čvrste veze - spoja. Pokretni navojni spojevi koriste se za transformaciju kretanja ili za transformaciju momenta u silu - **navojni prenosnici**. Nepokretni navojni spojevi koji se ostvaruju pomoću zavrtnja i navrtke su **zavrtanjske veze**.



Zavrtanjske veze mogu prenositi opterećenje u pravcu ose zavrtnja – *uzdužno opterećene zavrtanjske veze* ili opterećenje koje deluje popreko u odnosu na osu zavrtnja – *poprečno opterećene zavrtanjske veze*. Funkcija uzdužno opterećenih zavrtanjskih veza se zasniva na relativno velikom pritezanju zavrtnja. Sila pritezanja je potrebna ili za obezbeđenje zaptivanja na dodiru spojenih delova posredstvom pritiska na ovom dodiru - pritisne zavrtanjske veze, ili samo radi poboljšanja raspodele radne sile - obične zavrtanjske veze. Neke uzdužno opterećene zavrtanjske veze ne smeju se pritezati jer bi sila pritezanja dovela do nepotrebnog opterećivanja delova u spoju - nepritegnute uzdužno opterećene zavrtanjske veze. Poprečno opterećene zavrtanjske veze dele se u dve grupe. Prvu čine one kod kojih se opterećenje prenosi posredstvom otpora trenja između spojenih delova i zovu se frikcione odnosno nepodešene zavrtanjske veze. U drugoj grupi su one poprečno opterećene zavrtanjske veze kod kojih se opterećenje prenosi smicanjem stabla zavrtnja tj. smicajne ili podešene. Najširu primenu imaju **nepodešene** (frikcione) poprečno opterećene zavrtanjske veze, a zatim **pritisne** uzdužno opterećene zavrtanjske veze.

14. Navoj i profili navoja

Navoj je geometrijsko telo koje nastaje zavojnim kretanjem geometrijske slike u obliku trougla. Zavojno kretanje je složeno od rotacije i translacije. Svaka tačka na trouglu pri tom opisuje prostornu krivu liniju - zavojnicu, a svaka stranica na trouglu opisuje zavojnu površinu te je navoj ograničen zavojnim površinama. Ugao zavojnice je



$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P_h}{d_2 \pi}$$

d_2 -srednji prečnik navoja

$P_h = zP$ -hod navoja

P -korak navoja

z -broj početaka navoja

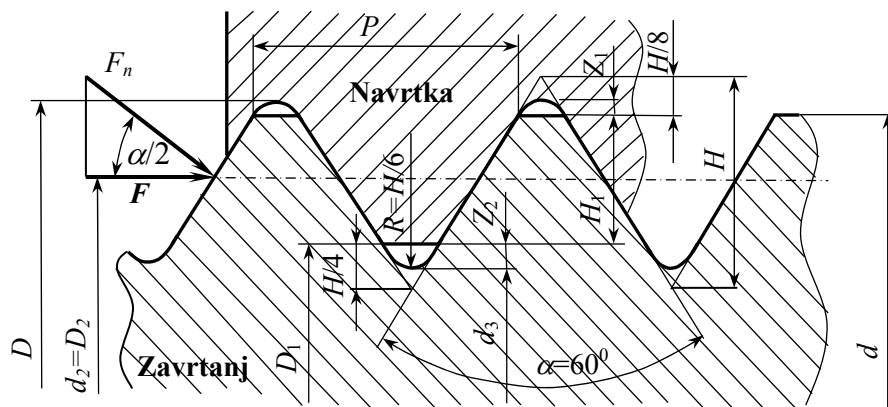
α -ugao profila navoja

Trougao, koji opisuje navoj zavojnim kretanjem, predstavlja teorijski profil navoja. Stvarni profil se razlikuje od teorijskog usled zaobljavanja (radi smanjenja koncentracije napona) i zasjecanja da oštra ivica ne zadire u zaobljenje. Standardni profili navoja su: *metrički*, *cevni*, *trapezni*, *kosi*, *obli*, *za lim* i *za drvo*. Profil metričkog navoja je

Varijacijom ugla profila α i varijacijom radijusa zaobljenja u korenu navoja, mogu nastati različiti profili. Ugao profila metričkog navoja je $\alpha = 60^\circ$. Radijus zaobljenja u korenu navoja R je veliki, te je koncentracija napona u odnosu na druge navoje manja, na primer u odnosu na trapezni navoj. Smanjeni su i prazni međuprostori između navojaka i povećana je aktivna noseća površina na jedinici dužine nošenja l_n . Povećani ugao profila α odrazio se na povećanje otpora trenja pri kretanju pod opterećenjem

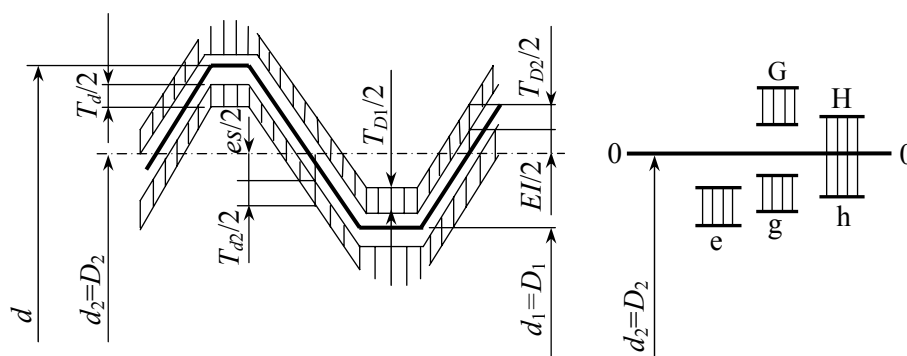
$$F_\mu = F_n \mu = \frac{F}{\cos(\alpha/2)} \mu = F \cdot \mu_n ; \quad \mu_n = \frac{\mu}{\cos(\alpha/2)} ,$$

tj. koeficijent otpora μ_n je veći od koeficijenta trenja pri dodiru ravnih površina.



15. Tolerancije navoja

Koriste se tolerancijska polja G i H za unutrašnje navoje i e, f, g i h, za spoljašnje navoje i stepeni tolerancije 3...9. Oznake tolerancija navoja razlikuju se od oznaka opštih tolerancija dužinskih mera. Primeri ovih oznaka za unutrašnji navoj su M16-6H, odnosno M20x2-6H, gde se navedeni stepen tolerancije odnosi na srednji i na mali prečnik. Oblik tolerancijskog polja je prilagođen obliku profila navoja.

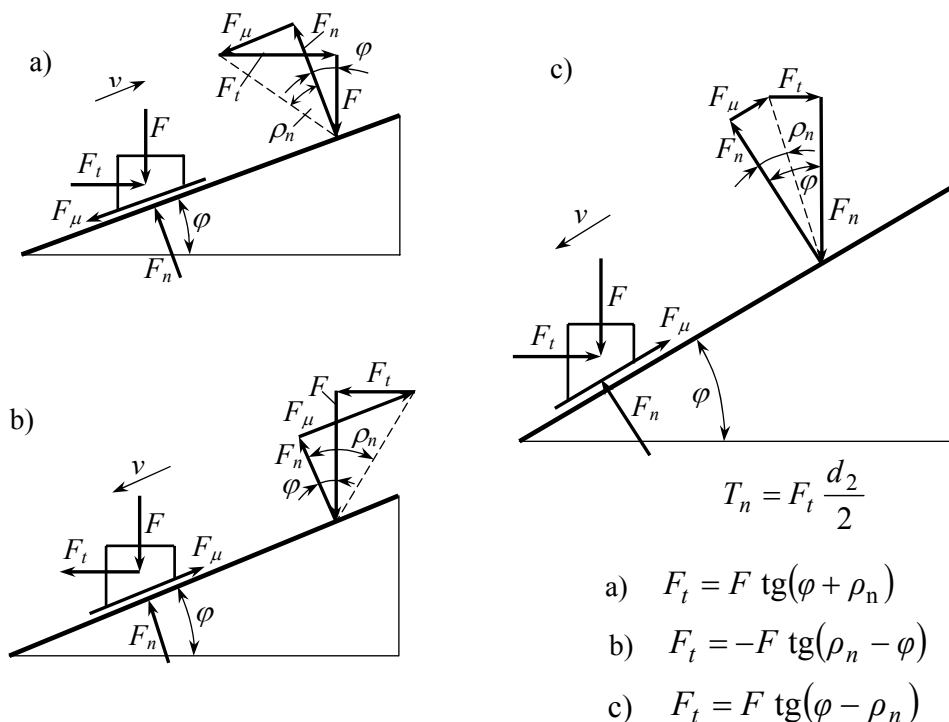


Oblik i položaj tolerancijskih polja metričkog navoja

Naleganja navojnih parova se označavaju, na primer M20x2-6H/6g. Naleganja su po pravilu labava. Odstupanja oblika dovode do smanjenja ili do potpunog gubljenja zazora, naročito kod navojnih parova veće dužine. To je od značaja za precizne navojne parove. U zavisnosti od veličine zazora naleganja mogu biti fina, srednja i gruba. Fina naleganja su sa vrlo malim zazorom, a gruba sa velikim zazorom. Naleganja navojnih delova se još dele i prema dužini tako da naleganja odnosno navojni parovi mogu biti kratki (S), normalni (N) i dugački (L).

16. Opterećenja navojnih delova i navoja

Navojni par je spoj spoljnjeg i unutrašnjeg navoja koji je izložen dejstvu uzdužne sile F . Da bi se ostvarilo kretanje pod dejstvom ove sile, na navojni par mora delovati obrtni moment T .



Odnos sila u navojnom paru: a) pri kretanju navrtke suprotno smeru sile, b) pri kretanju navrtke u smeru sile, c) ravnoteža sila nesamokočivog navoja

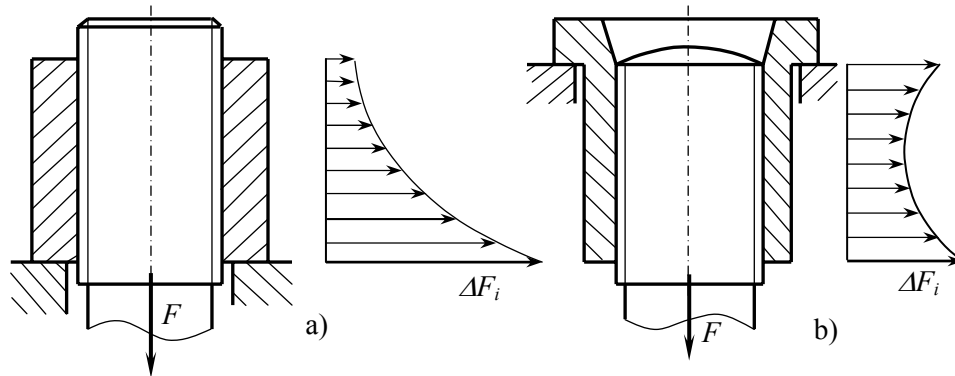
Množenjem tangente sile F_t , srednjim poluprečnikom $d_2/2$, dobija se moment T_n koji je potreban za savladavanje otpora u navojnom paru tj. za pokretanje navrtke koja je izložena spoljnjem opterećenju F . Smer momenta T_n pri odvrtnanju je suprotan u odnosu na pritezanje i ima negativan predznak.

$$T_n = F_t \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n); \quad T_n = F_t \frac{d_2}{2} = -F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi - \rho_n)$$

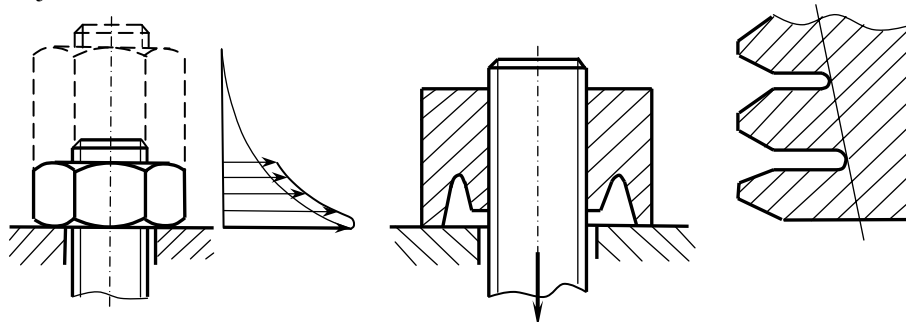
Povećavanjem ugla strme ravni φ , kada ovaj ugao dostigne dovoljno veliku vrednost, telo može da se spušta niz strmu ravan bez dejstva sile F_t . Za održavanje ravnoteže potrebna je sila F_t suprotna smeru kretanja. Granica samokočivosti navoja je za $\varphi = \rho_n$. Navoj je samokočiv za $\varphi < \rho_n$, a nije samokočiv za $\varphi > \rho_n$. $\rho_n = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu_n = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\mu}{\cos(\alpha/2)}$.

17. Raspodela opterećenja na navojke u navojnom paru

Raspodela opterećenja na navojke u navojnom paru je neravnomerna. Sila F koju prenosi navojni par ravnomerno bi se raspodelila na navojke u navojnom paru ako bi koraci bili jednaki, ako bi navrtka i zavrtanj bili iste krutosti i ako bi smerovi deformacija bili isti. Tada bi svako navojak prenosio deo ove sile $\Delta F = F/z$, gde je $z = l_n/P$ -broj navojaka u zahvatu navojnog para, l_n -dužina nošenja, P -korak navoja. Pošto ni jedan od navedenih uslova nije ispunjen, raspodela sile na navojke je neravnomerna. Najveći deo sile prenosi prvi navojak u dodiru sa navrtkom, posmatrano sa strane gde deluje sila. Raspodela sile u navojnom paru za suprotno napregnute navojne delove (zavrtanj je zategnut, a navrtka je izložena pritisku) je vrlo neravnomerna jer je usled toga prisutna razlika u koraku. Ako je i navrtka zategnuta kao i zavrtanj (istosmerno napregnute), razlike u koracima su manje, a raspodela opterećenja je povoljnija.

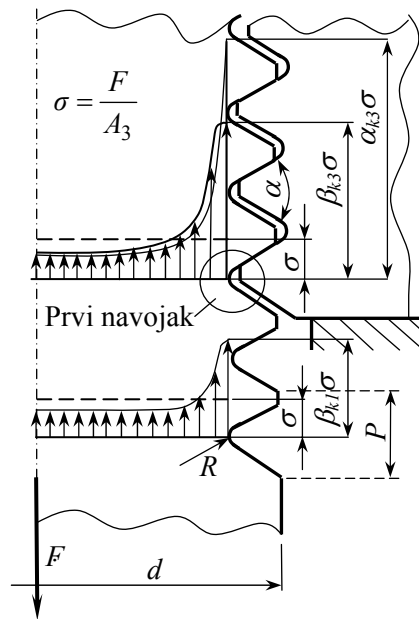
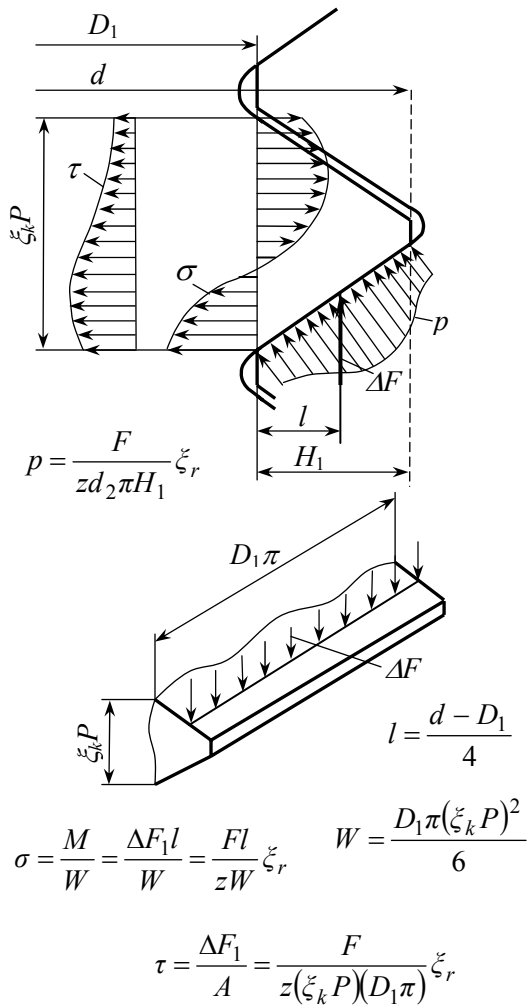


Pošto opterećenje prenosi samo manji broj navojaka iza prvog, to visina navrtke ne treba da je velika jer neće biti iskorišćena. Optimalan broj navojaka u zahvatu je $z=7$, a u primeni je 5...9. Ravnomernost raspodele se još može popraviti ako se poveća elastičnost tela navrtke u zoni prvih navojaka. Isto tako se može povećati i elastičnost samih navojaka. Elastičniji prvi navojci apsorbuju manji deo sile, a ostatak se raspoređuje na navojke koji su udaljeniji od prvog navojka.



18. Naponi u navoju

Navojak je izložen dejstvu sile ΔF_i koja je raspoređena po obimu $d_2\pi$ i po dubini nošenja H_j . Na prvom navojku ova sila je uvećana faktorom ξ_r u odnosu na prosečnu vrednost. Površinski pritisak na najopterećenijem navojku je p , napon savijanja σ i napon smicanja τ .



Koncentracija napona je posledica uticaja

- žlebova od navoja
- napona u navojcima (savijanja i smicanja)
- neravnomerne raspodele opterećenja na navojke (najveće na mestu prvog navojka navrtke)

Jezgro spoljašnjeg navoja (zavrtanja), izloženo je dejstvu uzdužne sile F kojoj odgovara nominalni napon $\sigma = F/A_S$, gde je A_S -noseća površina. Ova površina odgovara preseku jezgra navoja, uvećana za uticaj navojaka $A_S = [(d_3 + d_2)/2]^2 \pi/4$. Usled koncentracije napona, veličina napona u korenu navoja se povećava, a u sredini jezgra, smanjuje.

19. Materijal i izdržljivost navojnih delova

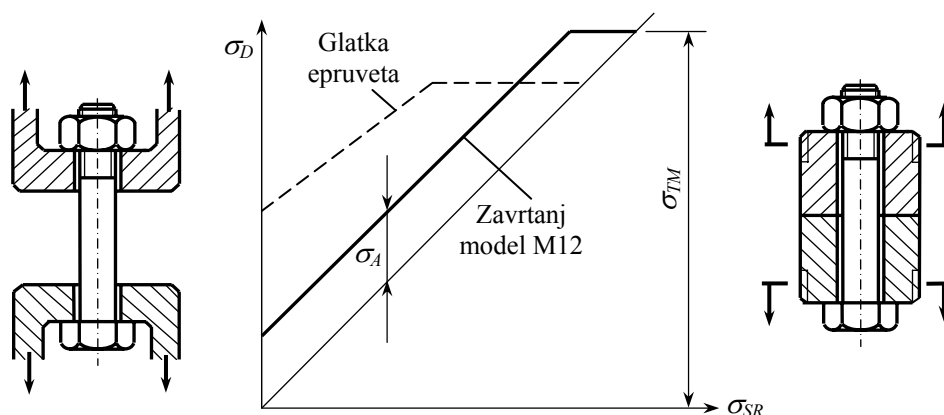
Izrađuju se od konstrukcionih čelika, ugljeničnih i legiranih čelika za poboljšanje. Za posebne namene koriste se nerđajući čelici za prehrambenu industriju, vatrootporni čelici za visoke temperature, obojeni metali i legure. Standardi propisuju obavezu proizvođačima da na zavrtanj unesu oznaku jačine materijala – klasu čvrstoće. Ona se sastoji od dva broja razdvojena tačkom, na primer 5.6 ili 12.9. Prvi broj označava zateznu čvrstoću, a proizvod prvog i drugog broja napon tečenja materijala. Radi dobijanja odgovarajućih jedinica za napone, ove brojke se množe sa 10 ili sa 100. Na primer klasa čvrstoće 5.6 predstavlja zateznu čvrstoću od 500 N/mm^2 i napon tečenja $\sigma_{TM} = 5 \times 6 \times 10 = 300 \text{ N/mm}^2$. Dinamička izdržljivost se određuje ispitivanjem zavrtanja modela M12. Amplituda dinamičke izdržljivosti bilo kojeg drugog zavrtanja dobija se korekcijom eksperimentalne amplitude σ_A , uzimajući u obzir razlike u odnosu na ispitivani model

$$\sigma_{AM} = \sigma_A \zeta_\beta \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3$$

Razlika u koncentraciji napona obuhvata koeficijent $\zeta_\beta = \beta_{k0} / \beta_k$, gde je β_{k0} - efektivni faktor koncentracije napona zavrtanja modela M12, a β_k - efektivni faktor koncentracije napona navojnog dela za koji se određuje izdržljivost. Koeficijentima ζ_1 , ζ_2 i ζ_3 uzima se u obzir razlika u veličini preseka, načina izrade i ojačanja ili zaštite. Ako se napon tečenja zavrtanja σ_{TM} određuje na osnovu napona tečenja glatke epruvete R_e , onda je

$$\sigma_{TM} = R_e \zeta_T \zeta_1$$

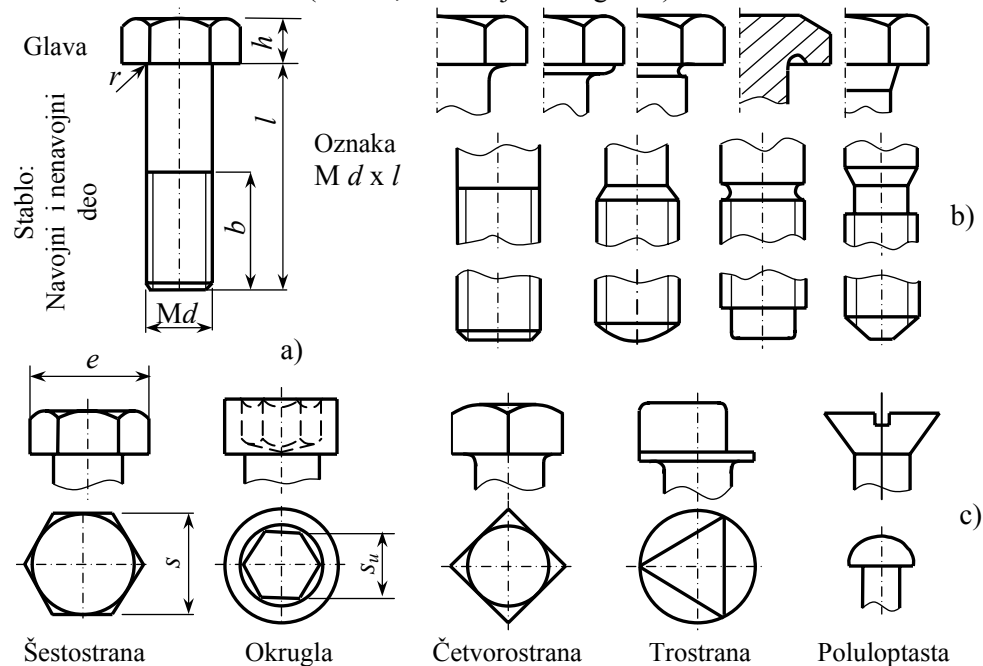
Uticao koncentracije napona na statičku čvrstoću ($\zeta_T > 1$)



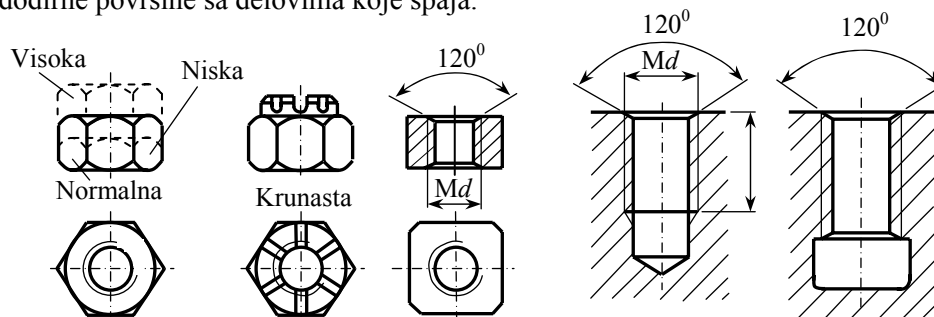
Ispitivanje dimerničke izdržljivosti i Smitov dijagram navojnih delova ISO 3800

20. Oblici zavrtnja i navrtke

Oblici zavrtnja i navrtke, uključujući dimenzije, tolerancije, materijal i dr. su standardizovani. Za svaki oblik zavrtnja, navrtke ili osigurača predviđen je odgovarajući poseban standard koji osim oblika propisuje dimenzije, klasu čvrstoće i klasu kvaliteta (A-finu, B-srednju ili C-grubu).



Zavrtanj čine stablo i glava zavrtnja. Stablo se sastoji iz navojnog i nenavojnog dela. Mogu biti sa navojem po celoj dužini stabla ($b=l$) i sa navojem na delu stabla ($b<l$). Dele se prema obliku glave. Navrtke su po pravilu šestostrane (šestougaone). Izuzetno mogu biti četvorougaone, krilaste ili posebnog (specijalnog) oblika. Šestougaona (šestostrana) navrtka može biti normalna, niska i visoka. Osim toga osnovni šestougaoni oblik može biti snabdeven raznim dodacima za osiguranje od samoodvrtanja ili za povećanje veličine dodirne površine sa delovima koje spaja.



21. Pritezanje zavrtnjskih veza

Dovoljnom silom pritezanja sprečava se razdvajanje i međusobno kretanje spojenih delova. Veličina sile pritezanja određuje se prema više kriterijuma. Ako se želi optimalno iskorišćenje nosivosti zavrtnja onda napon usled dejstva sile pritezanja F_p treba da je reda veličine $\sigma_p = F_p / A_S = (0,6 \dots 0,8) \sigma_{TM}$, a izuzetno može biti i 0,9. Ako se želi sprečiti razdvajanje spojenih delova pod dejstvom uzdužne radne sile F_r , potrebna sila pritezanja $F_p = \gamma F_r$, $\gamma = 1,5 \dots 4$. Kod poprečno opterećenih zavrtnjskih veza silom pritezanja se obezbeđuje dovoljno velika sila trenja da spojeni delovi ne proklizaju pod dejstvom spoljnog opterećenja ($F_p = \xi_p F_b$). Sila pritezanja zavrtnja se ostvaruje dejstvom momenta pritezanja $T_p = T_n + T_\mu$,

$$T_p = T_n + T_\mu = F_p \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + r_\mu \mu \right]$$

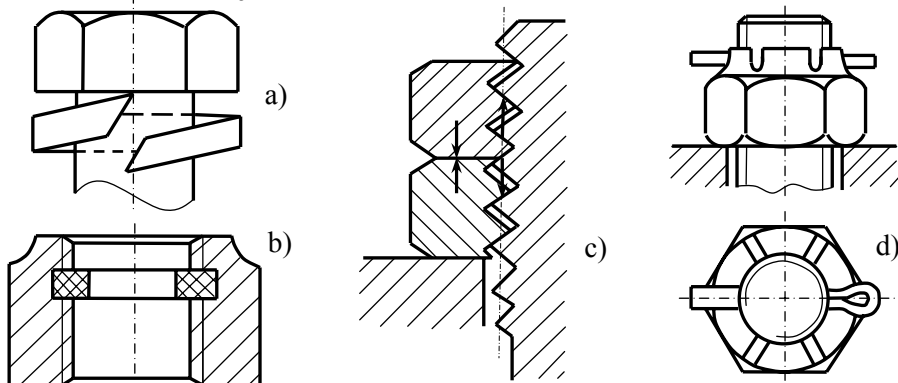
$$T_\mu = F_p \mu r_\mu$$

Stepen sigurnosti na kraju pritezanja

$$S_T = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad S_\sigma = \frac{\sigma_{TM}}{\sigma} \quad S_\tau = \frac{\tau_{TM}}{\tau}$$

$$\sigma = \frac{F_p}{A_{\min}} = \frac{F_p}{A_S} \quad \tau = \frac{T_n}{W_{p \min}} = \frac{T_n}{0,2 d_3^3}$$

Osiguranja od samoodvrtanja i labavljenja: Elastične podloške (a) nadomeštaju izgubljene elastične deformacije; Nemetalni prsten u navrtci (b) i dvostruka navrtka (c) obezbeđuju povećanje otpora trenja u navojnom paru i sprečava samoodvrtanje; Posebnim osiguračima kao što je rascepka (d) takodje se sprečava samoodvrtanje.



22. Sile i deformacije uzdužno opterećene zavrtnjske veze

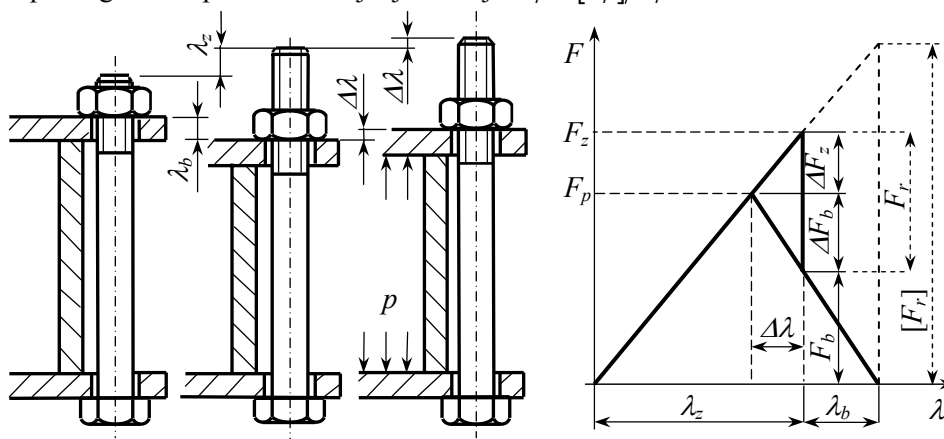
Radno opterećenje izraženo radnom silom F_r deluje u pravcu ose zavrtnja. Ova sila teži da razdvoji spojene delove, a to sprečava sila pritezanja. Pritezanjem se zavrtnj isteže za veličinu $\lambda_z = F_p / c_z$, a spojeni delovi skraćuju (sabijaju) za $\lambda_b = F_p / c_b$, gde su c_z i c_b krutost zavrtnja i krutost spojenih delova. Radna sila F_r se deli proporcionalno krutostima na dva dela ΔF_z i ΔF_b te su sila u zavrtnju F_z , i u spojenim delovima F_b su

$$F_z = F_p + \Delta F_z = F_p + \frac{c_z}{c_z + c_b} F_r; \quad F_b = F_p - \Delta F_b = F_p - \frac{c_b}{c_z + c_b} F_r$$

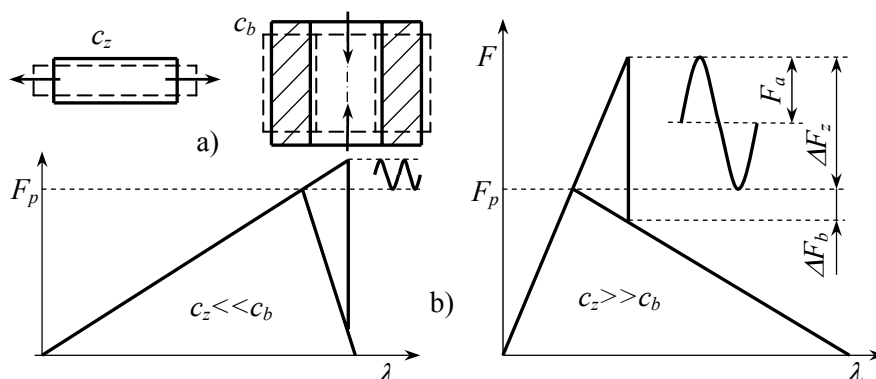
Kritična sila $[F_r]$ je za.

$$F_b = F_p - \frac{c_b}{c_z + c_b} F_r = 0; \quad [F_r] = F_p \frac{c_z + c_b}{c_b} = F_p \left(1 + \frac{c_z}{c_b} \right)$$

Stepen sigurnosti protiv razdvajanja veze je $S_r = [F_r] / F_r$.



Uticaj odnosa krutosti zavrtnja i spojenih delova



23. Stepen sigurnosti uzdužno opterećenog zavrtnja u radu

Zavrtanj uzdužno opterećene zavrtnjske veze može biti plastično deformisan pri pritezanju dejstvom sile pritezanja F_p i momenta T_n . Proverom stepena sigurnosti protiv plastičnih deformacija na kraju procesa pritezanja ocenjuje se mogućnost pojave ovog kritičnog stanja. U nastavku se proverava stepen sigurnosti zavrtnja u radu. Ako je radna sila stalne veličine (približno konstantna), stepen sigurnosti protiv plastičnih deformacija u radu je

$$S = \frac{\sigma_{TM}}{\sigma}; \quad \sigma = \frac{F_z}{A_{\min}} = \frac{F_z}{A_S}.$$

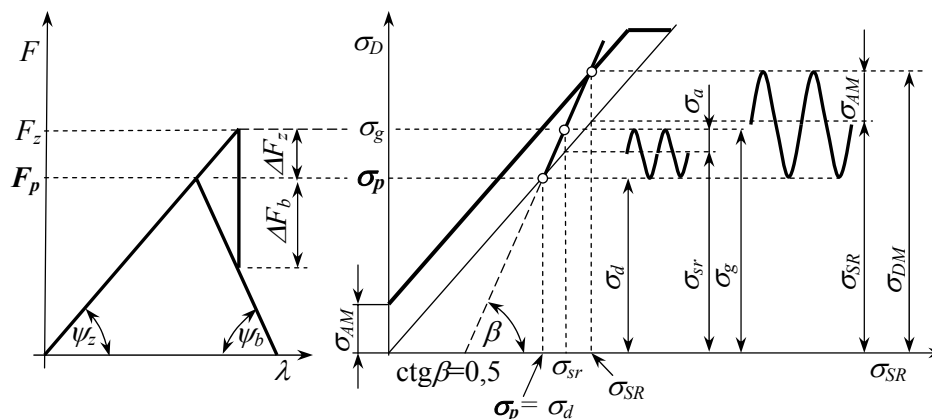
Pri dinamičkoj promeni radne sile F_r , sila u zavrtnju se menja od sile ostvarene pritezanjem F_p do najveće vrednosti sile F_z . Pri tom se napon menja od σ_d do σ_g

$$\sigma_d = \frac{F_p}{[A]} = \frac{F_p}{A_3}; \quad \sigma_g = \frac{F_z}{[A]} = \frac{F_z}{A_3}; \quad \sigma_{sr} = \frac{\sigma_g + \sigma_d}{2}; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_g - \sigma_d}{2}$$

Sila pritezanja zavrtnja je stalne veličine te je i donja vrednost napona stalna tj. $\sigma_d = \text{const}$. Za proveru dinamičkog stepena sigurnosti merodavan je kritični presek $[A]$. To je najmanji presek sa najvećom koncentracijom napona. To je presek na mestu dodira zavrtnja sa prvim navojkom navrtke. Veličina ovog poprečnog preseka odgovara nosećem preseku A_3 . Izuzetno lomovi mogu nastati na mestu prelaza stabla i glave zavrtnja ili na stablu gde se završava navojni deo. Stepen sigurnosti u radu dinamički napregnutog zavrtnja je

$$S_A = \frac{\sigma_{AM}}{\sigma_a}; \quad \sigma_{AM} = \sigma_A \zeta_\beta \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3; \quad \sigma_a = \frac{\Delta F_z}{2A_3}$$

Stepen sigurnosti zavrtnja u radu treba da je veći od 1,25...2,5 zavisno od pouzdanosti podataka na osnovu kojih je određen kritični i radni napon.

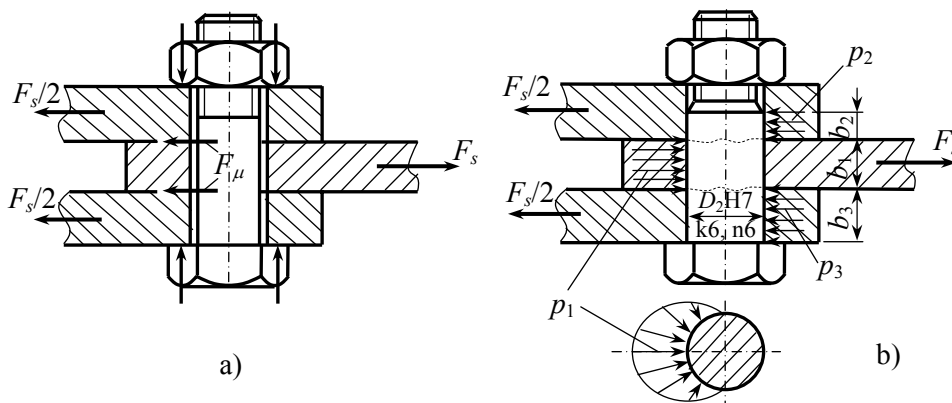


24. Poprečno opterećene zavrtnjske veze

Radno opterećenje (sila F_s) deluje poprečno na osu zavrtnja. Pomeranje (klizanje) sprečava sila trenja F_μ koja se dobija pritezanjem zavrtnja i ostvarivanjem sile F_b na dodiru spojenih delova. Sila trenja mora biti veća od poprečne sile F_s za stepen sigurnosti protiv klizanja $S_\mu = 1,2 \dots 1,8$. Ako je u dodiru i površina (sl.5.22a – $i=2$), dobija se

$$iF_b\mu = S_\mu F_s; \quad F_b = \frac{S_\mu F_s}{i\mu}; \quad F_p = \xi_p F_b$$

Labavljenje i samoodvrtanje, se kompenzuje uvećavanjem sile pritezanja, gde je faktor pritezanja $\xi_p = 1,5 \dots 2$ za statičke sile F_s i $\xi_p = 2 \dots 4$ za dinamičke sile i za veze koje su izložene vibracijama. Proračun nepodešenih zavrtnjskih veza se svodi na proveru stepena sigurnosti protiv plastičnih deformacija zavrtnja na kraju procesa pritezanja. Za izradu nepodešenih zavrtnjskih veza se koriste zavrtnji grube klase C i ugrađuju se u grubo obradjen otvor sa velikim zazorom.



Poprečno opterećene zavrtnjske veze: a) nepodešene, b) podešene

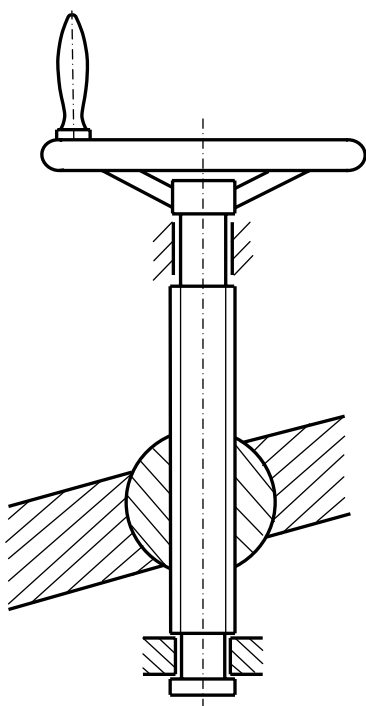
Podešene zavrtnjske veze se ostvaruju korišćenjem zavrtnja za tačno naleganje. Zavrtnj i otvor se precizno obrađuju i formira neizvesno naleganje, što ih čini skupljim od nepodešenih. Opterećenje se prenosi smicanjem stabla zavrtnja i pritiskom na dodirne površine stabla.

$$\tau = \frac{F_s}{iA} = \frac{4F_s}{iD_2^2\pi}; \quad S_\tau = \frac{[\tau]}{\tau}; \quad p_1 = \frac{F_s}{b_1D_2}; \quad p_2 = \frac{F_s}{2b_2D_2}; \quad S_p = \frac{p_T}{p} = \frac{1,2R_e}{p}$$

Kritični napon zavrtnja $[\tau]$ je napon tečenja $\tau_T = 0,7R_e$ za statičko naprezanje odnosno τ_{DM} za dinamičko. Kod površinskog pritiska proverava se najveći pritisak p_1 , p_2 ili p_3 u odnosu na R_e za slabiji materijal u dodiru. Malo se pritežu, najviše do $\sigma_p = 0,2\sigma_{TM}$.

25. Funkcija, podela i karakteristike pokretnih navojnih spojeva

Pokretni navojni spojevi obezbeđuju spregnuto relativno kretanje spojenih delova, pretvaranje obrtnog kretanja u pravolinijsko kao i pretvaranje obrtnog momenta u aksijalnu silu. Osnovni delovi pokretnog navojnog spoja su deo sa spoljnim navojem (navojno vreteno) i deo sa unutrašnjim navojem (navrtka) sa kojima su spojeni delovi izmedju kojih se ostvaruje relativno kretanje. Pokretanje se može ostvarivati ručno (ručni pogon) i pomoću izvora mehaničke energije (motorni pogon).



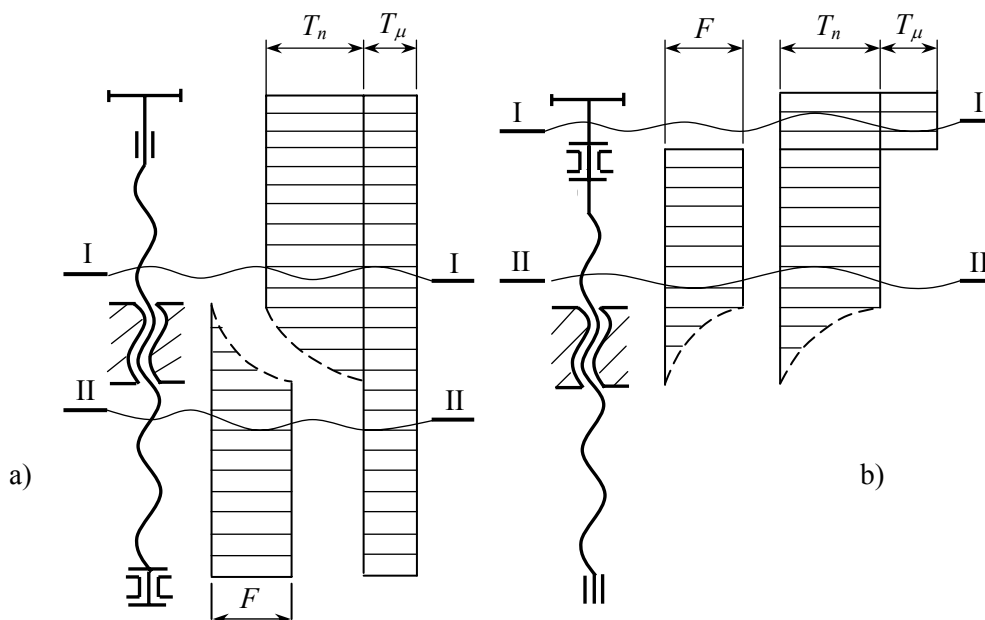
$$v_a = \frac{n}{60} P_h \quad v_t = \frac{d_2 \pi n}{60}$$

$$v_k = \sqrt{v_a^2 + v_t^2}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + (d_\mu / d_2) \mu}$$

U pravcu srednje zavojnice u navojnom paru ostvaruje se klizanje brzinom v_k koja je proporcionalna brzini aksijalnog kretanja v_a i obimnoj brzini u pravcu tangente na srednji cilindar navoja v_t . Pri svakom od n obrta ostvari se aksijalni pomeraj od jednog hoda navoja $P_h = zP$, gde je z -broj hodova navoja. Usled klizanja stepen iskorišćenja η pokretnog navojnog spoja nije veliki. Na smanjenje stepena iskorišćenja pokretnog navojnog spoja utiče i trenje u aksijalnom osloncu navojnog vretena. Ako je ovaj oslonac klizni srednji prečnik gde deluje sila trenja u ovom osloncu je d_μ . Ako je oslonac kotrljajni ovaj prečnik $d_\mu = 0$.

26. Opterećenje i proračun navojnih vretena



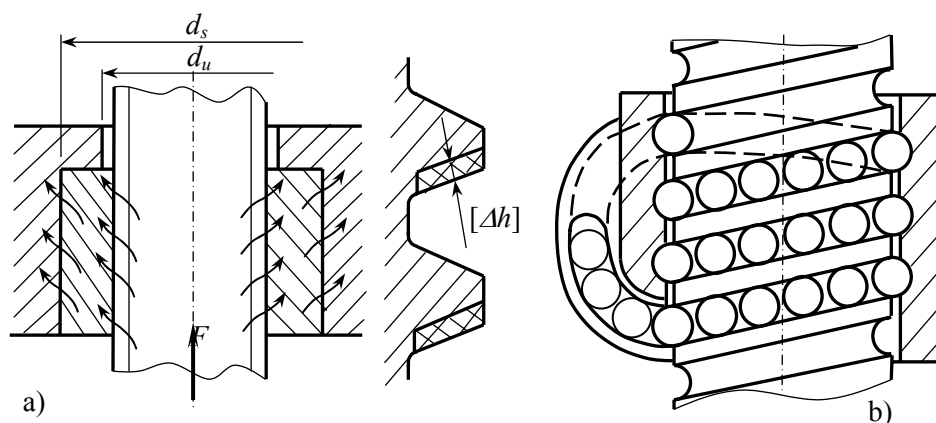
Opterećenje navojnog vretena: a) Moment deluje sa suprotne strane od aksijalnog oslonca, b) Moment deluje sa iste strane gde je i aksijalni oslonac

Navojno vreteno je izloženo dejstvu uzdužne sile F između navrtke i aksijalnog oslonca. Moment kojim se savladavaju otpori u navoju T_n i otpori u aksijalnom osloncu T_μ ($T = T_n + T_\mu$), kod nekih se vretena uvodi sa iste strane gde se nalazi aksijalni oslonac, a kod drugih sa suprotne strane, posmatrano u odnosu na navrtku. Obrtni moment se uvodi sa suprotne strane od aksijalnog oslonca tako da su moment i sila ravnomernije raspoređeni duž vretena. U drugom slučaju, kod kojeg se i moment i sila uvode sa iste strane, i aksijalno i torziono opterećenje trpi samo jedan deo vretena.

Navojno vreteno je u preseku I-I izloženo prostom naprezanju na uvijanje momentom $T_t = T = T_n + T_\mu$. Ako je u aksijalnom osloncu kotrljajni ležaj, $T_\mu = 0$, $T_t = T_n$. Napon i stepen sigurnosti u ovom preseku su $\tau = T_t / 0,2d_3^3$, $S_\tau = \tau_{TM} / \tau$. U preseku II-II vreteno je osim uvijanja izloženo i zatezanju odnosno pritisku, a napon i stepen sigurnosti su $\sigma = F / A_3$; $S_\sigma = \sigma_{TM} / \sigma$.

Ukupni stepen sigurnosti u preseku II-II je $S = S_\sigma S_\tau / (S_\sigma^2 + S_\tau^2)^{1/2}$. Kritični napon za navojno vreteno, po pravilu je statička čvrstoća σ_{TM} i τ_{TM} . Usled kretanja navrtke duž vretena, menja se položaj preseka sa najvećim naponom što značajno smanjuje mogućnost loma usled zamora.

27. Navrtke pokretnih navojnih spojeva



Navrtka pokretnog navojnog spoja: a) klizna, b) kotrljajna

Navrtka pokretnog navojnog spoja je veoma složeno napregnuta. Pod dejstvom sile F navojci su izloženi površinskom pritisku, savijanju i smicanju. Usled klizanja i površinskog pritisaka, navojci navrtke se habaju tj. skida se sloj materijala koji je označen sa Δh . Zbog boljih kliznih svojstava, navrtka je od bronzе, najčešće kalajne, što dodatno smanjuje nosivost. Habanjem se smanjuje debljina navojaka, povećava se zazor i smanjuje tačnost navojnog spoja. Veličina pritiska koji se može dopustiti na dodiru navojaka zavisi od kritične pohabanosti $[\Delta h]$ tj. od brzine klizanja, vremena rada i potrebne tačnosti spoja. Za navojne spojeve ručnih alata to je oko 50 N/mm^2 , a kod navojnih prenosnika na motorni pogon 15 N/mm^2 . Za povećanu tačnost rada ovaj se pritisak smanjuje i do 5 N/mm^2 . Visoka tačnost položaja spojenih delova, smanjeni otpori kretanja i dovoljna nosivost postiže se primenom kotrljajne navrtke i vretena. Navojci su zamenjeni zavojnim žlebovima po kojima se kotrljaju kuglice. Kada kuglica stigne do kraja navrtke, vraća se na početak kroz povratni kanal za recirkulaciju. Osim navrtki sa kuglicama razvijene su i navrtke sa navojnim valjcima.