

zamašnjaka (sl. 122), remenica, zupčanika i sličnih dvodijelnih elemenata. To su stezni obruči (npr. na glavini zamašnjaka na sl. 122) i stezne trake ili spojnice (npr. na vijencu tog zamašnjaka).

Pri izvođenju spoja ti se elementi prethodno moraju ugrijati.

Stezni obruči obično imaju oblik kružnog prstena s kvadratnim presjekom.

Svaki od tih spojeva izvodi se obično s dva stezna obruča. Za navlačenje obruča na dijelove koje treba spojiti, stezni obruči imaju naročita udubljenja na vijencu i na glavini (sl. 122).

Pri izvođenju spojeva glavine s vratilom steznim prstenovima, prstehovi se navlače kad je glavina već montirana na vratilo. Da bi stezni prstenovi djelovali na vratilo preko glavine, dosjed tih dijelova mora biti čvrst. Stezanje dijelova tim obručima nastaje pojavom tlaka na dosjednim površinama uslijed hlađenja poslije navlačenja.

Sile i naprezanja u spoju steznim obručem prikazane su na sl. 123. Iz stanja mirovanja prikazanog na sl. 123 a može se zaključiti da jedan obruč tlačí dijelove spoja prethodnom silom $F_p = Dlp$, gdje je D promjer, l dužina dosjeda, a p tlak koji tlačí na dosjednu površinu, i da ta sila uzrokuje deformacije δ_1 (deformaciju na unutrašnjoj površini obruča) i δ_2 (deformaciju dijela u spoju).

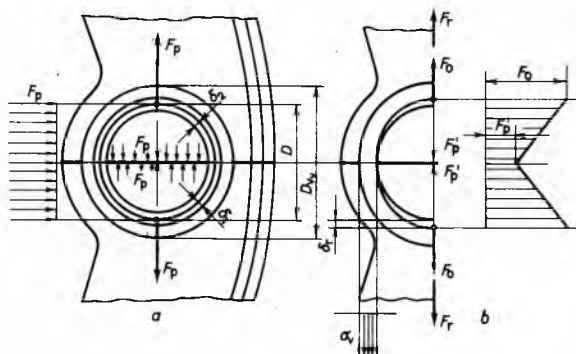
U pogonu (stanje prikazano na sl. 123 b) uslijed djelovanja centrifugalne sile pojavljuju se prethodnoj sili suprotna sila rada F_r i deformacije δ_r steznog obruča i dijelova u spoju. Pojava te sile uzrokuje smanjenje stezne sile spoja od veličine F_p na veličinu F_p' , tako da tada ukupna sila F_0 koja djeluje na spoj nije više rezultanta sile F_r i F_p , već sile F_r i F_p' . Prema tome sila rada ne smije doseći veličinu ukupne sile, jer bi onda bilo $F_p' = 0$, tj. došlo bi do odvajanja dijelova u steznom spoju.

Zbog toga se u proračune spojeva steznim obručima uvodi faktor sigurnosti $S = \frac{F_0}{F_r}$; vrijednosti $S \geq (1,3 \dots 1,8)$. Pri tome se za F_r uzima dio centrifugalne sile koji otpada na stezni obruč. (Računa se da je glavina opterećena sa 65%, a vijenac sa 35% od centrifugalne sile.) Veličina F_0 je opterećenje spoja koje odgovara potrebnom maksimalnom prijeklopu.

Vlačna naprezanja σ_v materijala steznog obruča ne smiju prekoračiti granicu razvlačenja. Taj uvjet kontrolira se formulom

$$\sigma_v = \frac{F_0}{(D_{vv} - D)l} \leq \sigma_R,$$

gdje je F_0 opterećenje spoja koje odgovara maksimalnom prijeklopu, a značenje je ostalih oznaka već spomenuto (v. i sl. 123).

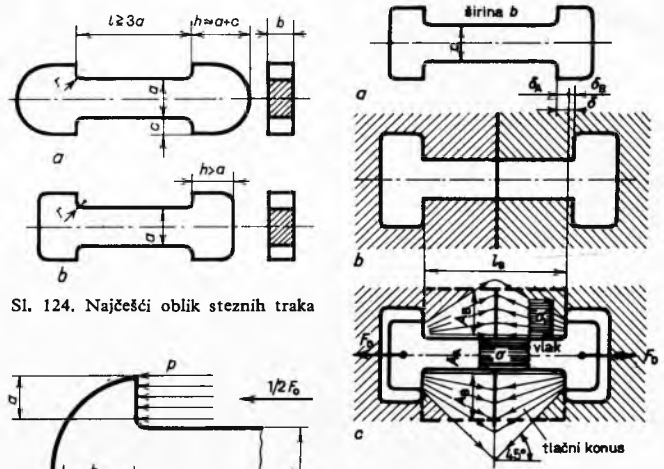


Sl. 123. Sile i naprezanja u steznom spoju vijenca zamašnjaka pomoću steznih obruča: a u stanju mirovanja, b u pogonu

Vijci s kojima glavine u steznim spojevima moraju biti stegnute (npr. na sl. 122) ne uzimaju se u obzir u proračunu, kao da ništa ne nose, već služe samo kao privremeni rezervni spoj za slučaj loma steznog obruča, i moraju biti dovoljno jaki. Stezni obruči izrađuju se od žilavih čelika.

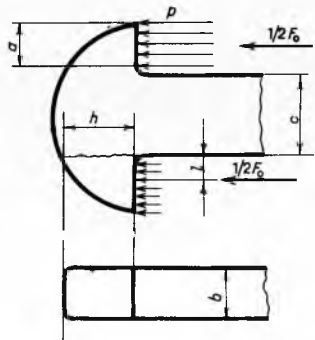
Stezne trake najčešće imaju oblike prikazane na sl. 124. Za spajanje steznim trakama u dijelovima spoja prethodno se naprave udubljenja s oblikom koji odgovara obliku traka. Dimenzije tih udubljenja moraju biti dovoljno velike da se prethodno ugrijana traka može nesmetano uložiti. Pojave koje nastaju u izvedenom spoju po ohlađivanju stezne trake na temperaturu

okoline prikazane su na sl. 125 i sl. 126. Odatle se vidi da deformacija δ_A trake uzrokuje u posljednjoj vlačno naprezanje σ_v , a deformacija δ_B dijelova tlačno naprezanje σ_p svakog od njih. Pri tome silnice u tim dijelovima stvaraju tzv. tlačni konus, tako da mu izvodnice leže pod kutom od 45° prema osi spoja. Osim toga tlak na dosjednoj površini spoja uzrokuje naprezanje σ_s glave trake na savijanje.



Sl. 124. Najčešći oblik steznih traka

Sl. 125. Deformacije, naprezanja i sile u spoju steznom trakom. a Stezna traka, b strojni dio, c sile i naprezanja u spoju



Sl. 126. Djelovanje pritiska na dosjednoj površini spoja steznom trakom i naprezanje glave trake na savijanje

tome se, uzveši u obzir oznake iz sl. 124, 125 i 126 dobije

$$\sigma_v = \frac{F_0}{2bc} \leq 0,5\sigma_R.$$

Pri kontroli naprezanja glave trake na savijanje s pomoću izraza $\sigma_s = \frac{M}{W}$, uzima se da ono ne smije prekoračiti veličinu 60% od granice razvlačenja materijala trake

$$\sigma_s = \frac{0,5 F_0 l}{b h^2 / 6} \leq 0,6\sigma_R,$$

a pri kontroli specifičnog dodirnog tlaka uzima se da on ne smije prekoračiti veličinu 70% od granice razvlačenja, tj.

$$p = \frac{0,5 F_0}{ab} \leq 0,7\sigma_n.$$

U tim izrazima veličina sile F_0 je ona koja odgovara maksimalnom steznom prijeklopu.

Za određivanje temperaturnih razlika potrebnih kod ugrijavanja steznih traka mogu poslužiti već prije spomenuti izrazi, uz odgovarajuće izmjene, prilagođene slučaju steznih traka.

E. Oberšmit

OSOVINE I VRATILA

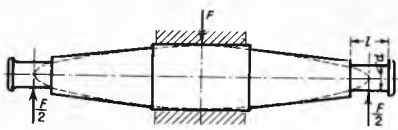
Osovine i vratila strojni su elementi koji nose druge dijelove stroja (kao što su kotači, remenice, zupčanici, poluge) i pri tome rotiraju u ležajima. Za razlikovanje osovina od vratila mjerodavna je njihova funkcija: *osovine* su opterećene samo na savijanje, a *vratila* na torziju ili istovremeno na savijanje i torziju. Međusobne razlike tih elemenata često i nema, i zato u praksi i jedni i drugi često se zovu osovinama.

Opterećenja osovina na savijanje potječu od njihove vlastite težine, težine strojnih elemenata koji su na njima montirani, djelovanja vanjskih sila, a kod vratila još i od djelovanja obodnih sila koje stvaraju momente torzije i istovremeno pritišću vratilo.

Prema njihovoj geometrijskoj središnjici vratila se dijele na ravna i koljenasta. Koljenasta vratila su vrlo važni dijelovi parnih strojeva, motora s unutrašnjim izgaranjem, kompresora itd. Zbog toga se ona i opisuju u člancima o spomenutim strojevima.

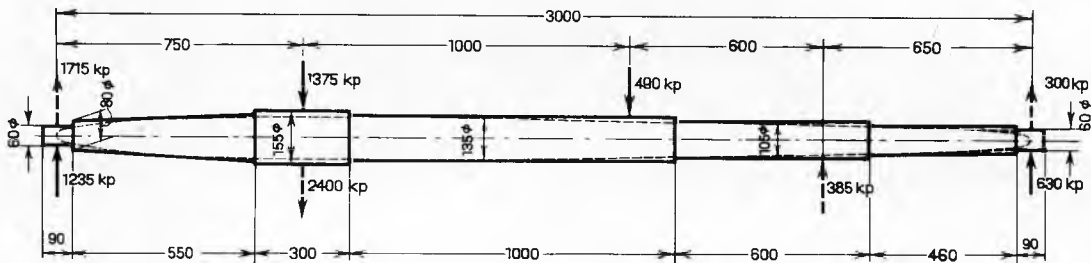
Osovine i vratila naslanjaju se na ležaje s pomoću *osnaca* (čepova). Ako je osovina okomita, njen donji osnac naziva se upornim ili petnim osnacom. Osovine i vratila imaju cilindrični oblik, ali im promjeri na različnim presjecima ne moraju biti jednaki, već mogu varirati prema veličini opterećenja na tim mjestima. Razlog je takvoj konstrukciji štednja materijala i ograničavanje težine. Kako na mjestima promjene promjera dolazi do koncentracije naprezanja materijala osovina i vratila, i to tim većeg što je prijelaz oštrij, ona moraju biti prikladno zaobljena. Osovine i vratila, a naročito njihovi osnaci, koji se nalaze u ležajevima i u njima se okreću, moraju biti tokareni i poslije toga što finije obradeni.

Karakteristične izvedbe osovina i vratila prikazane su na sl. 127 do 132. Na sl. 127 prikazana je obična simetrična osovina s dva potporna osnaca. Idealni je oblik takve osovine koji se ne

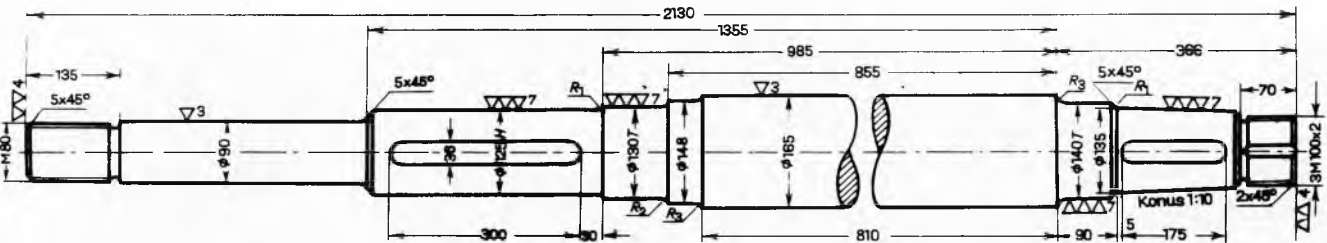


Sl. 127. Simetrična osovina s dva potporna osnaca. *F* Opterećenje na savijanje, *l* dužina osnaca, *d* promjer osnaca; crtkano: idealni oblik predstavlja kubna parabola

može izvesti iz praktičkih razloga, prikazan crtkanom linijom, kubna parabola. Na sl. 128 prikazano je asimetrično vratilo s dva potporna osnaca čiji je idealni oblik također kubna parabola.



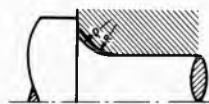
Sl. 128. Asimetrično vodoravno transmisijsko vratilo s dva potporna osnaca (crtkano idealni oblik)



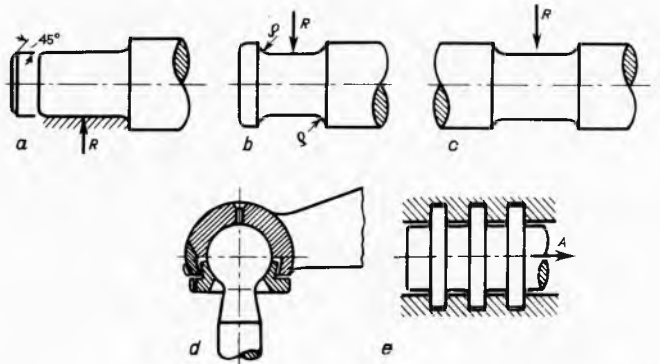
Sl. 129. Vertikalno vratilo mehanizma za okretanje dizalice

Na sl. 129 prikazana su zaobljenja na mjestima promjene promjera i znakovi obrade na različitim dijelovima vratila. Na sl. 130 prikazano je kao se ta zaobljenja kotiraju. Pri tome mora biti $\varrho < R$, gdje je ϱ polumjer zaobljenja na mjestu promjene promjera vratila, a R polumjer zaobljenja priležnog mjesta elementa koji je učvršćen na vratilo. Različiti oblici osnaca prikazani su na sl. 131.

Težina osovina i vratila može se smanjiti primjenom šupljih presjeka, uz samo neznatno smanjenje njihovog momenta otpora.

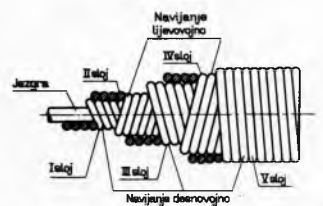


Sl. 130. Zaobljena mjesta promjene presjeka osovine i vratila. ϱ Polumjer zaobljenja na vratilu, R polumjer zaobljenja dijela koji se montira, $\varrho < R$



Sl. 131. Oblici osnaca: *a* krajnji ravni osnaci, *b* s ojačanjem na kraju, *c* unutarnji, *d* kuglasti, *e* grebenasti

Posebna vrsta vratila jesu tzv. *saviljiva vratila* (sl. 132). To su vratila napravljena od tanke čelične jezgre i na nju u suprotnim smjerovima pletenja namotanih slojeva žice. Po izgledu su slična višestrukim spiralnim oprugama. Debljina je njihovih žica 0,3–3 mm, a broj namotanih slojeva najviše do 8. Ta vratila upotrebljavaju se u slučajevima kad je nemoguće izvesti direktan spoj rotirajućih elemenata, ili kad se u pogonu mijenja međusobno položaj geometrijskih središnjica vratila.



Sl. 132. Saviljivo vratilo

Vratila su uvučena u zaštitne cijevi, koje su obično još pojačane spiralno motanom metalnom trakom. Najčešća im je primjena

kod pokretnih uređaja za bušenje, brušenje, glodanje te kod prijenosa za brzinomjere, pokazivače broja okretaja, različite indikatore i sl.

Konstruktivski materijali i obrada osovina i vratila. Glavni konstruktivski materijali osovina i vratila jesu ugljični i legirani čelici. Čelik za te strojne elemente legira se s kromom, niklom, molibdenom i manganom. Već prema zahtjevima koje moraju zadovoljavati, osovine i vratila najprije se obrađuju tokarenjem, a njihovi osnaci poslije toga još brušenjem i eventualno poliranjem. Prema potrebi osovine i vratila obrađuju se (prije brušenja i poliranja) još i toplinsko-kemijskim postupcima (npr. kaljenjem, cementiranjem, nitriranjem). Pri tome materijal treba da bude odabran tako, da se osovini (vratilu) osigura potrebna

dinamička čvrstoća i otpornost osnaca prema izlizavanju u ležajima. U posebnim slučajevima osovine i vratila mogu se napraviti od čeličnog lijeva ili od modificiranog lijevanog željeza, koje se odlikuje visokom čvrstoćom i bolje prigušuje vibracije nego čelični materijal.

Proračun osovina i vratila. Osnaci osovina proračunavaju se na savijanje, a kontroliraju na površinski pritisak i dopušteno ugrijavanje. Za izračunavanje promjera osnaca služi formula

$$d = \sqrt{\frac{5F\varphi}{\sigma_{s\text{ dop}}}}$$

gdje je F maksimalno radijalno opterećenje, $\sigma_{s\text{ dop}}$ dopušteno naprezanje materijala na savijanje, a $\varphi = \frac{l}{d}$ tzv. karakteristika osnaca, gdje je l njegova dužina.

Površinski pritisak na osnac kontrolira se s pomoću formule

$$p = \frac{F}{l d} \leq p_{\text{dop}}$$

gdje je p_{dop} dozvoljeni površinski pritisak ovisan o materijalu osnaca i blazinice ležaja.

Ugrijavanje osnaca kontrolira se s pomoću formule

$$p v \leq (p v)_{\text{dop}}$$

gdje je $v = \pi d n$ obodna brzina osnaca, a n broj okretaja osovine osnaca. Umnožak $p v$ je tzv. karakteristika ugrijavanja koja zavisi od materijala čepa i blazinice ležaja i od vrste stroja.

Promjer osovine d izračunava se iz

$$\sigma_{s\text{ dop}} = \frac{M_{\text{max}}}{W}$$

gdje je σ_{dop} dopušteno naprezanje na savijanje, M_{max} maksimalni moment savijanja, a $W = \frac{d^3}{32} \approx 0,1 d^3$ aksijalni moment otpora za kružni presjek.

Vratila proračunavaju se samo na torziju ili na kombinirano istovremeno opterećenje od torzije i savijanja. Za izračunavanje promjera vratila opterećenog samo na torziju mjerodavna je formula

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_{t\text{ dop}}}} \approx \sqrt[3]{\frac{5 M_t}{\tau_{t\text{ dop}}}}$$

gdje je M_t moment vrtnje (torzije), a $\tau_{t\text{ dop}}$ dozvoljeno naprezanje na torziju.

Pri kombiniranom opterećenju (npr. kad se radi o dugim transmisijskim vratilima) promjer vratila izračunava se s pomoću formule

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10 M_1}{\sigma_{s\text{ dop}}}}$$

gdje je $\sigma_{s\text{ dop}}$ ima već navedeno značenje, a M_1 je tzv. idealni (ili imaginarni) moment koji se smatra momentom savijanja na mjestu djelovanja i koji se prema Saint-Venantu sastavlja od momenta savijanja M_s i momenta torzije M_t u izraz

$$M_1 = 0,35 M_s + 0,65 M_s^2 + (a M_t)^2,$$

gdje je $a = \frac{\sigma_{s\text{ dop}}}{1,3 \tau_{t\text{ dop}}}$ Bachov koeficijent korekcije. Prema novijoj teoriji nauke o čvrstoći imaginarno ili privedeno naprezanje na savijanje kod vratila iznosi

$$\sigma_1 = \sqrt{1 + 0,75 (\alpha_0 M_t / M_s)^2},$$

gdje je $\alpha_0 = \frac{\sigma_{s\text{ dop}}}{1,73 \tau_{t\text{ dop}}}$. Iz ove formule supstitucijom i transformacijom dolazi se do drugog izraza za imaginarni moment savijanja M_1 s pomoću kojeg se nađe potreban promjer vratila d_1 kao i u prethodnom slučaju. Prema novijoj teoriji dobivaju se nešto manji promjeri vratila.

Pojam kritičnog broja okretaja osovine i vratila. Uslijed opterećenja vlastitom težinom i težinom na njima učvršćenih dijelova rotirajuće osovine i vratila titraju u okomitoj ravnini. Pri tome može nastupiti mehanička rezonancija i uslijed nje toliko povećanje amplitude titranja da može doći do loma osovine.

Mehanička rezonancija nastaje kod tzv. kritičnog broja okretaja n_k , kod kojega se frekvencija promjene vanjskih sila podudara s frekvencijom vlastitog titranja sustava osovine (vratila) i na njoj učvršćenih dijelova. Osim toga mehanička rezonancija može nastupiti i kad je frekvencija promjene vanjskih sila jednaka višekratniku frekvencije vlastitog titranja tog sustava.

Kritični broj okretaja n_k , odnosno kritična kutna brzina ω_k , može se u najjednostavnijem slučaju, smatrajući osovinu, odnosno vratilo nosačem koji leži na dva uporišta, odrediti s pomoću njenog progiba f izazvanog djelovanjem centrifugalne sile.

Progib f povećava se s kutnom brzinom, odnosno s brojem okretaja, a kritična je ona kutna brzina ω_k pri kojoj se on povećava neograničeno. Kritični broj okretaja u minuti kao funkcija progiba određen je izrazom

$$n_k \approx 300 K \sqrt{\frac{1}{f}},$$

gdje je vrijednost koeficijenta K između 0,9 i 1,3, već prema načinu uležištenja osovine (vratila). Prema tome je broj okretaja osovine to veći, što je progib manji.

Približavanje kritičnom broju okretaja ispoljava se u jakim vibracijama vratila, te pri dužem radu pod takvim uvjetima lom je neizbježiv.

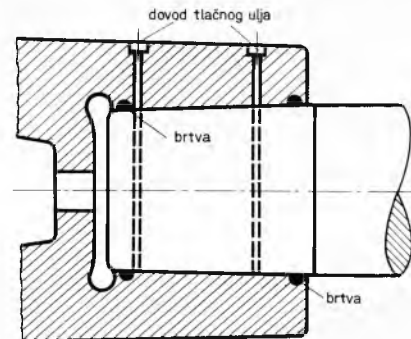
Đ. Taubkin

SPOJEVI S GLAVINAMA

Spojevi s glavinama, koji služe za prijenos snage, odnosno momenta vrtnja s glavine na vratilo ili obrnuto, u strojarstvu su vrlo česti i izvode se na različite načine, ali ipak imaju dosta zajedničkog. To je razlog zašto se u proučavanju elemenata strojeva ovi spojevi izdvajaju kao posebno poglavlje. Prema načinu na koji djeluju, ti se spojevi mogu podijeliti na naponske spojeve (one u kojima se spoj opire rješavanju otporom trenja), spojeve oblikom (one u kojima se spoj opire razrješavanju oblikom dijelova), prednapregnute spojeve oblikom (one u kojima se spoj opire razrješavanju i otporom trenja i oblikom dijelova) i nerazrješive spojeve. O nerazrješivim (tvrdno zalemljenim i zavarenim) spojevima s glavinama v. *Zavarivanje i lemljenje*.

Inače se ti spojevi češće dijele prema tome da li su, i kakvi su posebni elementi upotrijebljeni za spajanje. Takvim grupiranjem na temelju dijelova spoja može se onda čitavo područje spojeva s glavinama podijeliti na stezne spojeve s cilindričnim i stožastim dosjednim površinama, spojeve steznim glavinama, spojeve s pomoću steznih elemenata, spojeve profiliranim vratilima i provrtima glavina i spojeva klinovima i perima. Iako manje načelna, ova podjela upotrijebljena je u ovom poglavlju zbog jednostavnosti pregleda, s time što su spojevi s klinovima i perima izdvojeni i opisani u posebnom poglavlju. To je učinjeno zbog toga što se pod klinovima obično razumijevaju i elementi (poprečni klinovi, v. dalje) koji se upotrebljavaju za druge namjene.

Stezni spojevi s cilindričnim i stožastim dosjednim površinama. Nedostaci opisanih spojeva glavina s vratilima (u poglavlju Stezni spojevi), inače sposobnih za preuzimanje velikih opterećenja i otpornih prema potresima i trzajima, jesu smanjenje trajne čvrstoće i izdržljivosti dijelova i teškoće pri njihovom rastavljanju. Za uklanjanje tih nedostataka može se primijeniti izvedba s blagim konicitetom dosjednih površina, prikazana na sl. 133, koja omogućava lako rastavljanje po tzv. postupku s uljem pod tlakom (»uljnom injekcijom«) izrađenom u švedskoj tvornici valjnih ležaja SKF. Pri tome se preko kanala u glavini i utora na



Sl. 133. Stezni spoj s glavinom rastavljiv tlačnjem ulja

površini njenog provrta dovodi na dosjednu površinu spoja mala količina ulja pod visokim tlakom, koji uzrokuje deformaciju glavine potrebnu za rastavljanje. Brtve na krajevima dosjedne površine takvog spoja služe za sprečavanje istjecanja ulja. Tlak ulja mora biti manji od onoga koji bi uzrokovao naprezanje materijala iznad granice razvlačenja σ_R .