

1. BOSHTET, AKSET DHE AKSET E VEGJËL

Boshtet - bartës të pjesëve makinerike rrotulluese me të cilat janë të lidhura në një tërësi dhe shërbejnë për bartjen e momentit të rrotullimit gjatë aksit gjeometrik të rrotullimit.

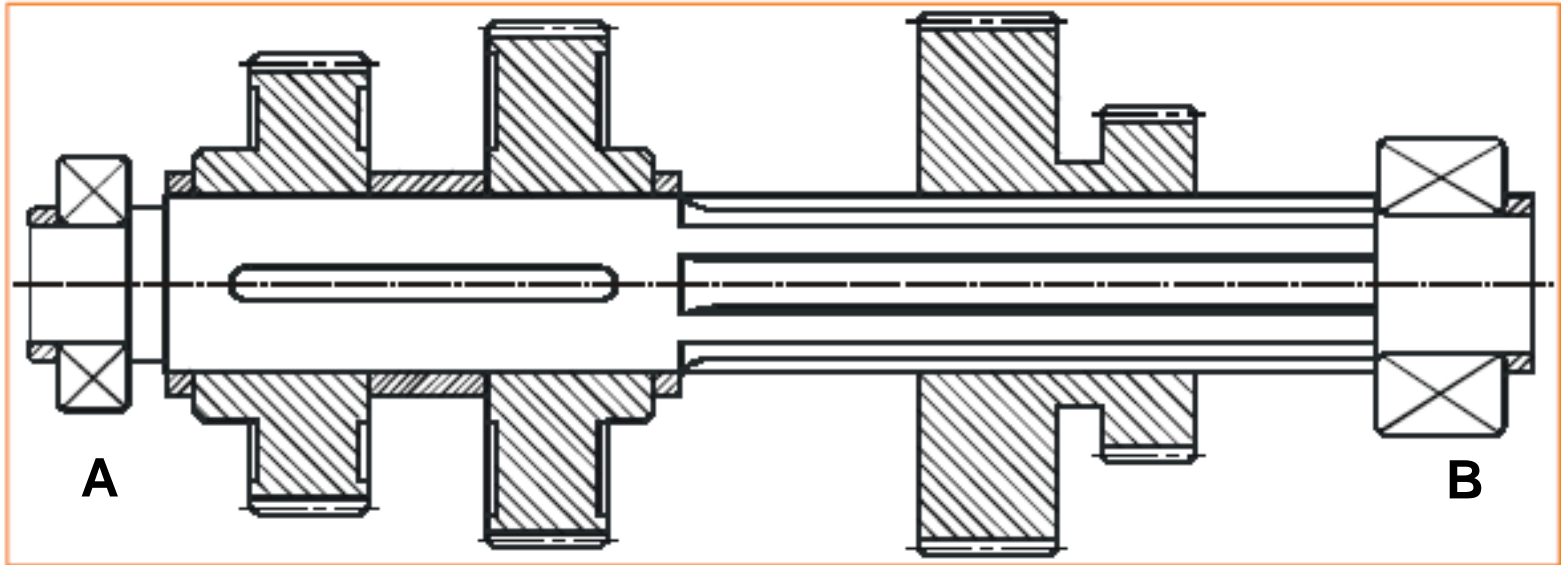


Fig. 1. Boshti me dhëmbëzorët e montuar në te (A,B- kushinetat)

Akset - vetem bartësit e pjesëve makinerike rrotulluese me të cilat janë të lidhura në një tërësi ose jo.

Akset mund të jenë:

- Të lëvizshëm,

- Të palëvizshëm.

Akset e vegjël janë akset, të cilët kanë gjatësi të vogël.

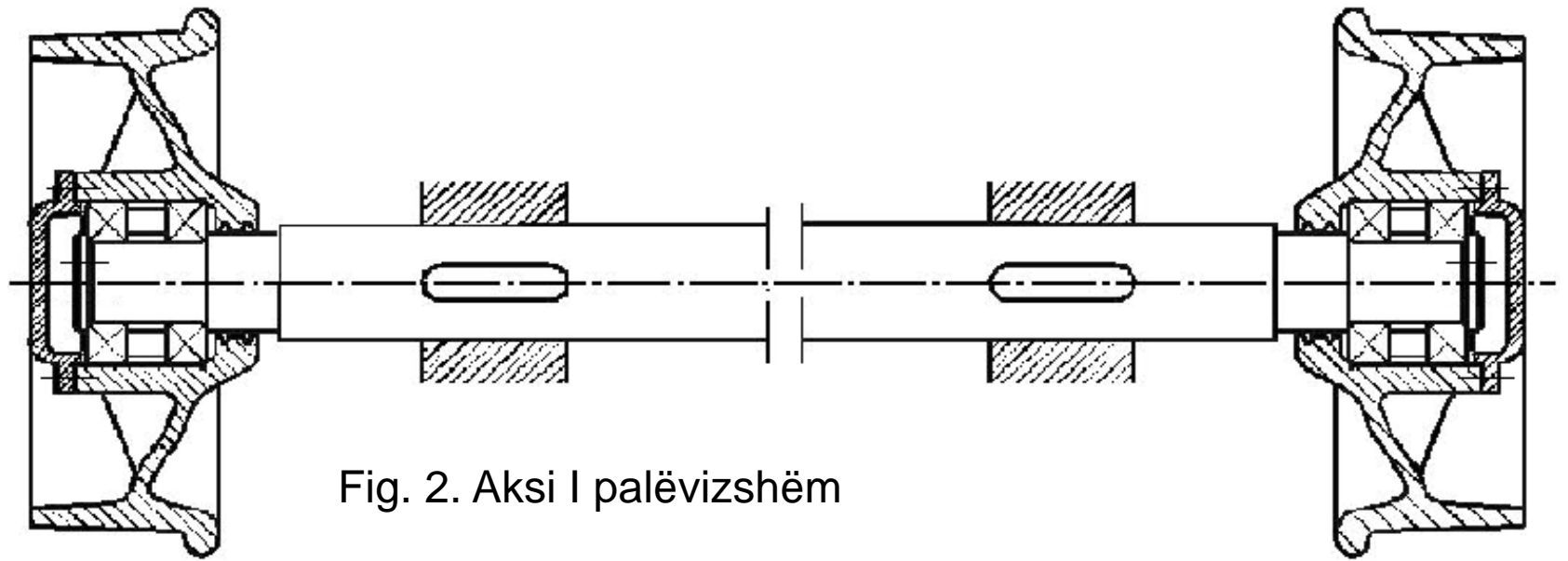


Fig. 2. Aksi I palëvizshëm

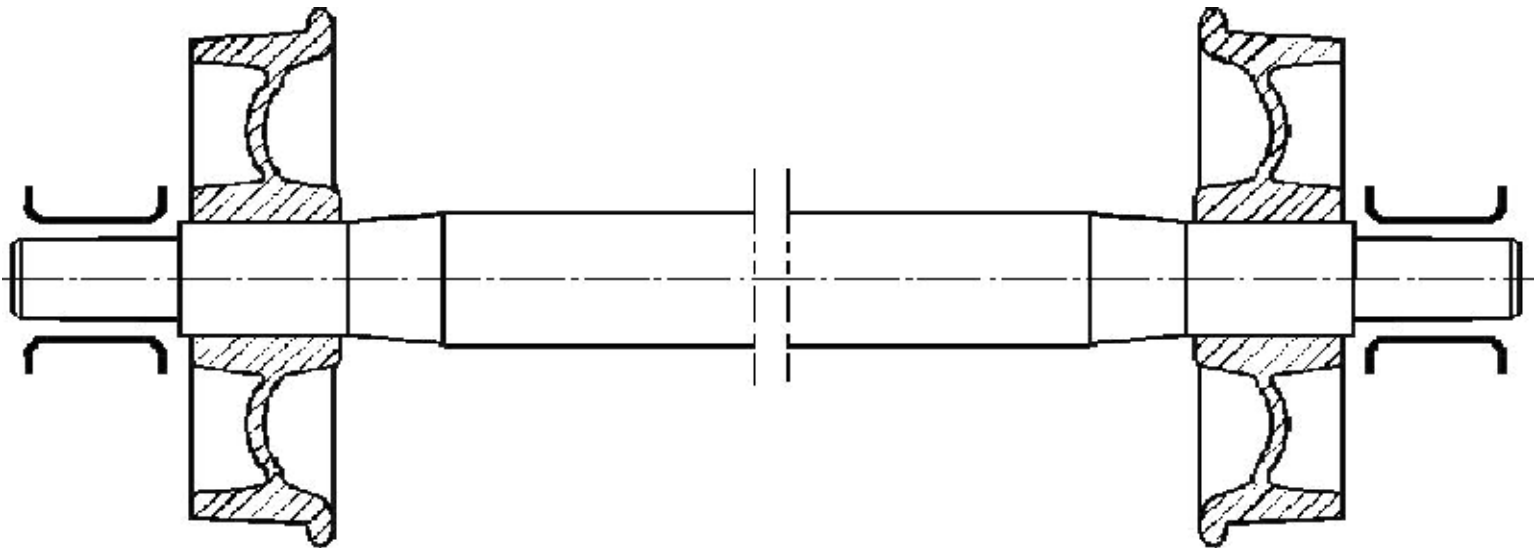


Fig.3. Aksi I lëvizshëm

- **Dorëzat** - pjesë të boshteve dhe akseve që u mundësojnë këtyre mbështetjen në kushineta.

Sipas drejtimit të veprimit të forcës, dorëzat ndahen në:

- **Radiale**, dhe
- **Aksiale**.

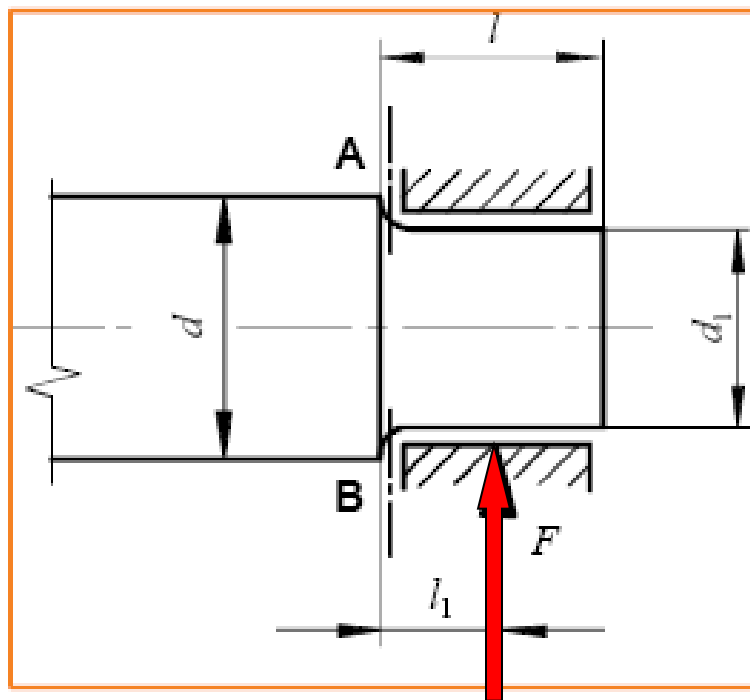


Fig.4. Dorëza radiale

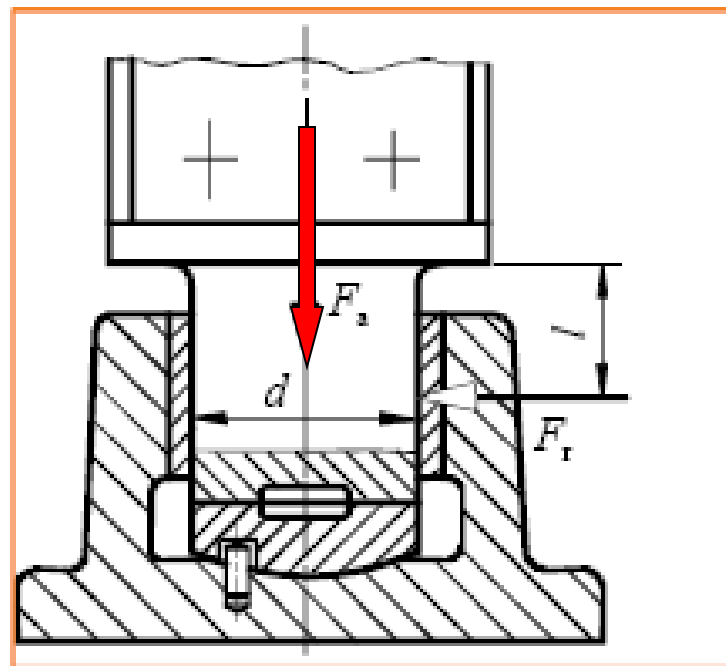


Fig.5. Dorëza aksiale

Format konstruktive të boshteve



Fig.6. Boshti i drejtë

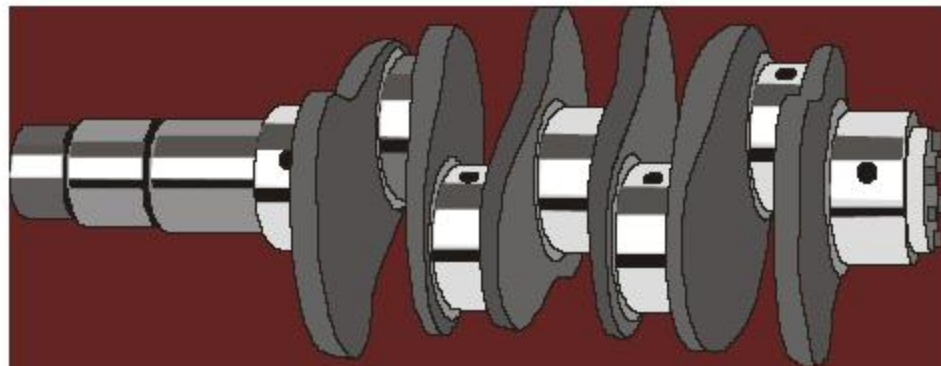


Fig.7. Boshti bërrylorë



Fig. 8. Boshti I punuar së bashku me dhëmbëzorin

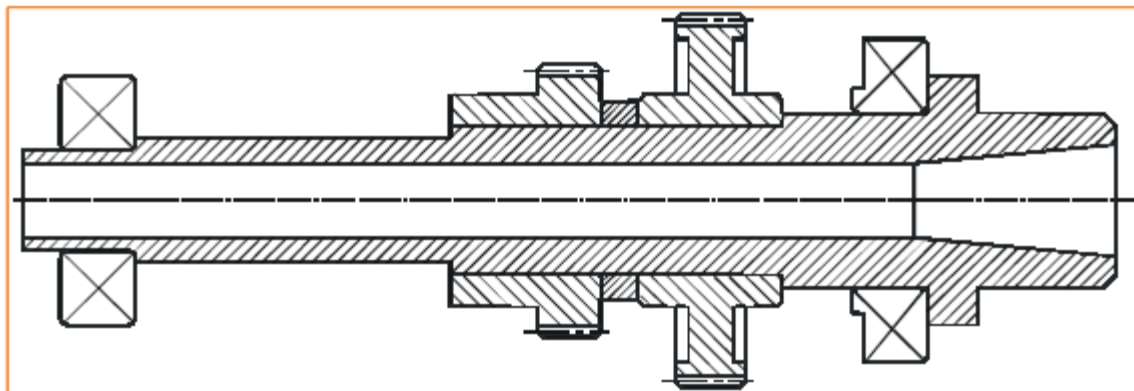


Fig.9. Boshti me prerje tërthore unazore

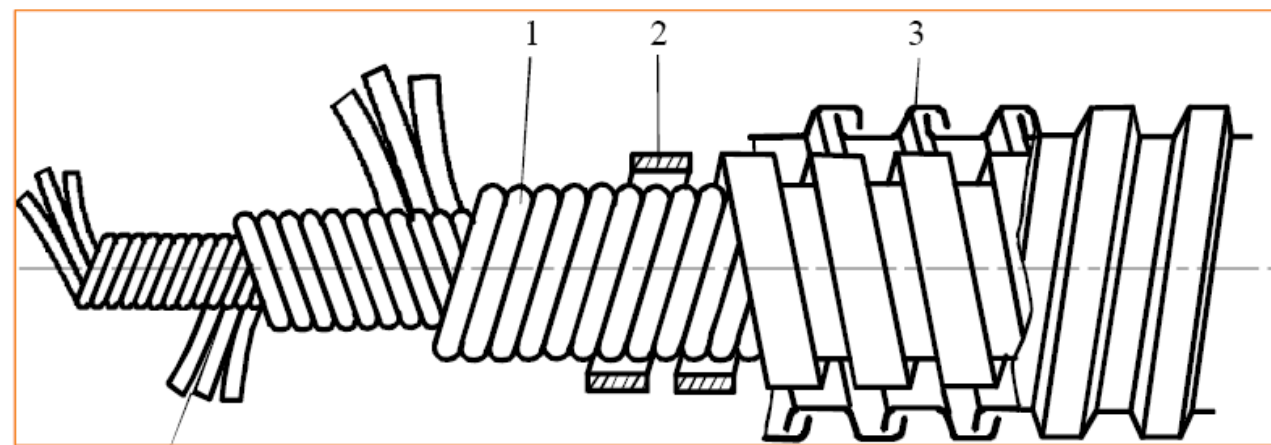


Fig. 10. Boshti elastik

Përdoren në rastet kur nevojitet që gjatë punës boshti të ketë **lakueshmëri** të caktuar. Përdoren te makinat e vogla për ratifikim, në makinat stomatologjike etj.



Fig.11. Boshtet kardanike

Mundësojnë **ndryshimin e gjatësisë** së boshtit gjatë punës, bartjen e momentit të rrotullimit në boshte jokoaksiale etj.

2. KALKULIMI PARAPRAK DHE PËRFUNDIMTAR I BOSHTEVE (RASTI I PARË)

- **Boshtet** u nënshtrohen rrekjeve të përbëra, ku dominon rrekja në **përdredhje** dhe **përkulje**.
- Janë të pranishme edhe rrekjet në **shtypje, zgjatje** dhe **shkëputje**.
- **Akset** u nënshtrohen të gjitha rrekjeve të sipërpërmendura, përveq **përdredhjes**.
- Rrekjet e përmendura janë të **karakterit dinamik** – ndryshojnë me kohën.
- Boshtet dhe akset duhet të dimensionohen në atë mënyrë që t'i bartin ngarkesat gjatë punës pa u paraqitur gjendja **kritike e tyre**.

Gjatë kalkulimit të **boshteve** dhe **akseve** dallohen dy faza të llogaritjes:

- - **kalkulimi paraprak**, dhe
- - **kalkulimi përfundimtar**.

• Kalkulimi paraprak

- Rasi i I (distanca në mes mbështetësve dhe pozita e pjesëve në bosht janë të njohura)
- Sforcimi ekuivalent normal në prerjen tërthore të boshtit:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} \leq \sigma_{lej}$$

- Momenti sulmues ekuivalent (I përbërë)

$$M_i = \sqrt{(M_f)^2 + \left(\frac{\sigma_{Daf}}{\tau_{Dnjt}} \cdot \frac{T}{2} \right)^2}$$

- Momenti rezistues aksial për boshtin me prerje tërthore rrethore

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \cong \frac{d^3}{10}$$

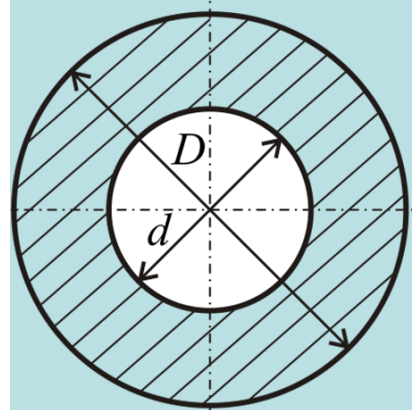
- *Diametri ideal I boshtit*

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{\sigma_{lej}}}$$

Ky diametër rritet për **10%** dhe standardizohet në vlerën e parë më të madhe standarde (tabela në Praktikum).

• **Për prerje tërthore unazore**

$$W = \frac{\pi \cdot d_j^3}{32} \cdot (1 - \psi^4) \cong \frac{d_j^3}{10} \cdot (1 - \psi^4)$$



Ky diametër rritet për 10% dhe standardizohet.

$$d_{ji} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{\sigma_{lej} \cdot (1 - \psi^4)}}$$

$\Psi = d/D = d_b/d_j$ – raporti ndërmjet diametrit të brendshëm dhe të jashtëm

- Sforcimi i lejuar

$$\sigma_{lej} = \frac{\sigma_{Daf}}{K \cdot S}$$

S = 1.5...2.5 – shkalla e sigurisë së boshtit

K- faktori i përqëndrimit të sforcimit, tab.7.3.

σ_{Daf} – qëndrueshmëria e përhershme dinamike në përkulje alternative, lexohet nga tab.7.1. Në varësi të materialit të boshtit.

- **Kalkulimi përfundimtar I boshteve**

a) Metoda e saktë:

- Shkalla e sigurisë për përkulje

$$S_f = \frac{\sigma_{Daf} \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3}{\beta_{kf} \cdot \sigma_f}$$

- Shkalla e sigurisë për përdredhje

$$S_t = \frac{\tau_{Dnjt} \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3}{\beta_{kt} \cdot \tau_t}$$

- Shkalla e sigurisë për zgjatje-shtypje (rrekje aksiale)

$$S_z = \frac{\sigma_{Dnjz} \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3}{\beta_{kf} \cdot \sigma_z}$$

- Shkalla e sigurisë për shkëputje

$$S_{shk} = \frac{\tau_{Dnjsh} \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3}{\beta_{kt} \cdot \tau_{sh}}$$

- **Shkallët e sigurisë për sforcime normale dhe tangjensiale**

Sforcimet normale σ në prerjen tërthore të boshtit shkaktohen nga përkulja dhe zgjatja, prandaj shkalla e sigurisë do të jetë:

$$S_{\sigma} = \frac{S_f \cdot S_z}{S_f + S_z}$$

Sforcimet tangjensiale τ në prerjen tërthore të boshtit shkaktohen nga përdredhja dhe shkëputja, prandaj shkalla e sigurisë do të jetë:

$$S_{\tau} = \frac{S_t \cdot S_{shk}}{S_t + S_{shk}}$$

- Shkalla e përgjithshme e sigurisë

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq 1.5 \dots 2.5 \quad - \text{ e plotëson kushtin}$$

Meqë ndikimi I sforcimeve normale të shkaktuara nga zgjatja ose shtypja në prerjen tërthore të boshtit është shumë I vogël ndaj ndikimit të sforcimeve të shkaktuara nga përkulja (lakimi) dhe ndikimi I sforcimeve tangjensiale të shkaktuara nga shkëputja është shumë I vogël ndaj ndikimit të sforcimeve tangjensiale në përdredhje (torzion), atëherë kemi:

$$S = \frac{S_f \cdot S_t}{\sqrt{S_f^2 + S_t^2}} \geq 1.5 \dots 2.5 \quad - \text{ e plotëson kushtin}$$

Sforcimet punuese në prerjen tërthore të boshtit:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} \quad (\text{N/mm}^2) - \text{ Sforcimi normal punues në përkulje}$$

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} \quad (\text{N/mm}^2) - \text{ Sforcimi tangjensial punues në përdredhje}$$

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A} \quad (\text{N/mm}^2) - \text{ Sforcimi normal punues në zgjatje/shtypje}$$

$$\tau_{sh} = \frac{F_T}{A} \quad (\text{N/mm}^2) - \text{ Sforcimi tangjensial punues në shkëputje.}$$

Ngarkesat në prerjen tërthore të boshtit:

M_f (Nmm) – momenti I përkuljes,

W (mm³) – momenti rezistues aksial I prerjes tërthore të boshtit,

W_p (mm³) – momenti rezistues polar I prerjes tërthore të boshtit,

F_z (N) – forca aksiale në prerjen tërthore të boshtit,

F_T (N) – forca transversale në prerjen tërthore të boshtit,

A (mm²) – sipërfaqja e prerjes tërthore të boshtit

Faktorët e ndryshëm:

β_{kf} - Faktori efektiv i përqëndrimit të sforcimit për përkulje, tab. 7.4.

β_{kt} - Faktori efektiv i përqëndrimit të sforcimit për përdredhje, tab. 7.4.

ξ_1 - Faktori i përmasave, lexohet nga fig.7.27.

ξ_2 - Faktori i gjendjes së sipërfaqeve, lexohet nga fig.7.28.

ξ_3 - Faktori i fortësimin të shtresës sipërfaqësore, lexohet nga tabela.7.5.

- σ_{Daf} – qëndrueshmëria e përherëshme dinamike në përkulje alternative, lexohet nga tab.7.1., në varësi të materialit të boshtit.
- σ_{Dnjz} – qëndrueshmëria e përherëshme dinamike në zgjatje njëkahore, lexohet nga tab.7.1., në varësi të materialit të boshtit.
- τ_{Dnjt} – qëndrueshmëria e përherëshme dinamike në përdredhje njëkahore, lexohet nga tab.7.1., në varësi të materialit të boshtit.
- τ_{Dnjsh} – qëndrueshmëria e përherëshme dinamike në shkëputje njëkahore, lexohet nga tab.7.1., në varësi të materialit të boshtit.

b) Metoda e përafërt:

Gjatë caktimit të shkallës së sigurisë (në teste dhe në provim) për një prerje përkatëse të boshtit, shkalla e **sigurisë caktohet me metodën e përafërt**, si vijon:

$$S = \frac{S_f \cdot S_t}{\sqrt{S_f^2 + S_t^2}} \geq 1.5 \dots 2.5 \quad - \text{ e plotëson kushtin}$$

$$S_f = \frac{\sigma_{Daf}}{K \cdot \sigma_f} \quad - \text{ Shkalla e sigurisë për përkulje}$$

$$S_t = \frac{\tau_{Dnjt}}{K \cdot \tau_t} \quad - \text{ Shkalla e sigurisë për përdredhje}$$

K – faktori i përqëndrimit të sforcimit, varet nga mënyra e lidhjes së detaleve rrotulluese (dhëmbëzorit, yllzës, rrotës së rripave) me boshtin dhe vlera e **R_m**, lexohet nga tabela 7.3.

3. KALKULIMI PARAPRAK DHE PËRFUNDIMTAR I AKSEVE

- **Kalkulimi paraparak**
- **Akset** janë të rrekura në **përkulje**, andaj sforcimi normal në përkulje do të jetë:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} \leq \sigma_{lej}$$

Për aksin e plotë me prerje tërthore rrethore, momenti rezistues aksial është:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \cong \frac{d^3}{10}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_f}{\sigma_{lej}}} \quad \text{Standardizohet në vlerën e parë më të madhe (Praktikum).}$$

Për aksin me prerje tërthore unazore

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_f}{\sigma_{lej} \cdot (1 - \psi^4)}} \quad \psi = \frac{d_b}{d_j}$$

$$\sigma_{lej} = \frac{\sigma_{Dnif}}{K \cdot S}$$

σ_{Dnif} - Për akse të palëvizshme

$$\sigma_{lej} = \frac{\sigma_{Daf}}{K \cdot S} \quad \sigma_{Daf} - \text{Për akse të lëvizshme}$$

- **Kalkulimi përfundimtar**

- Shkalla e sigurisë kundër thuerjes për shkak të lodhjes në përkulje

$$S_f = \frac{\sigma_{Daf} \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3}{\beta_{kf} \cdot \sigma_f} \quad \text{-akse të lëvizshme}$$

$$S_f = \frac{\sigma_{Dnff} \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3}{\beta_{kf} \cdot \sigma_f} \quad \text{-akse të palëvizshme}$$

- **Përqëndrimi i sforcimit**

Sforcimet punuese paraqesin sforcimet nominale, të firuara me supozim se nuk ekziston ndryshimi i prerjes tërthore të boshteve dhe akseve. Përqëndrimi i sforcimit paraqitet si rezultat i ndryshimit të prerjes tërthore, përkatësisht i ndryshimit të formës së boshteve dhe akseve.

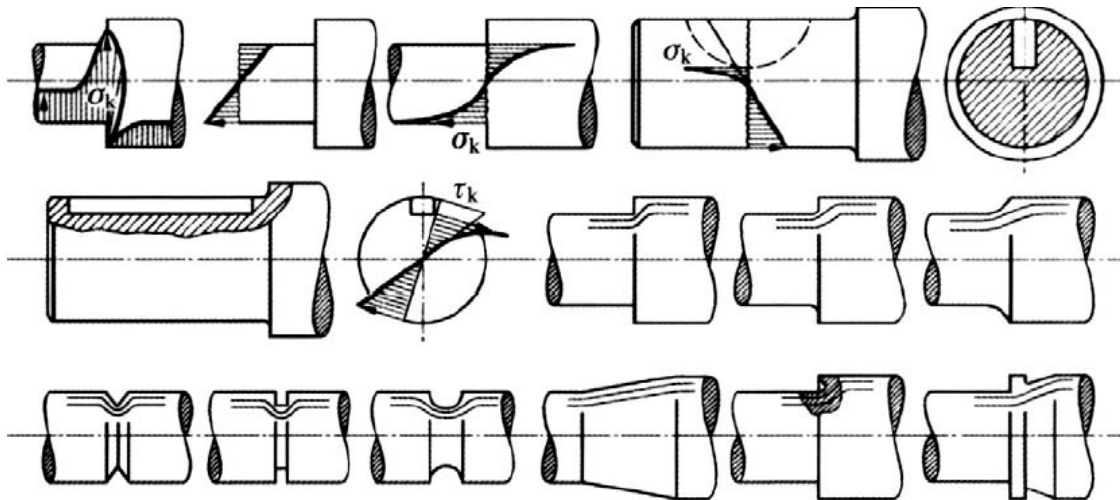


Fig.15. Burimet e përqëndimit të sforcimit

4. KALKULIMI I DORËZAVE RADIALE

Dorëzat janë pjesë të boshteve dhe akseve me të cilat këto mbështeten në kushineta. Kalkulimi i dorëzave të jashtme radiale bëhet në: **shtypja sipërfaqësore, përkulja dhe nxehje.**

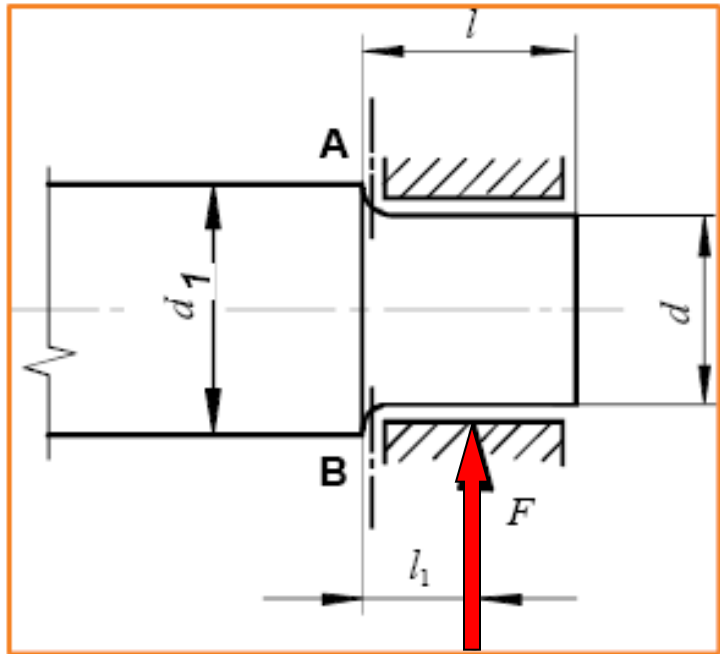


Fig.14. Dorëza radiale

d (mm) – diametri i dorëzës,
 l (mm) – gjatësia e dorëzës,
 A (mm²) – Projektioni i sipërfaqes së kontaktit ndërmjet dorëzës dhe kushinetës në rrafshin normal ndaj forcës,
 M_f (Nmm) – momenti i përkuljes,
 W (mm³) – momenti rezistues aksial i prerjes tërthore të dorëzës,
 F (N) – forca normale në aksin gjeometrik të dorëzës,.

Kalkulimi në bazë të shtypjes sipërfaqësore

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{l \cdot d} \leq p_{lej}$$

$$d = \sqrt{\frac{F}{\varphi \cdot p_{lej}}} \quad \varphi = l / d$$

Kalkulimi në bazë të përkuljes

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = \frac{\frac{F \cdot l}{2}}{\frac{d^3}{10}} = \frac{5 \cdot F \cdot l}{d^3} \leq \sigma_{lej}$$

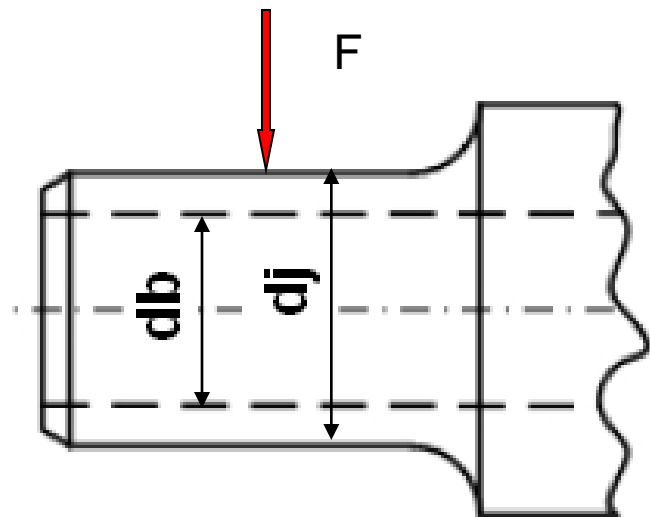
- Kalkulimi në nxehje sipërfaqësore**

$$(p \cdot v) = \frac{F}{d \cdot l} \cdot \frac{\omega \cdot d}{2} = \frac{F \cdot \omega}{2 \cdot l} \leq (p \cdot v)_{lej}$$

Vlerat $p v_{lej}$ jepen në literaturë, varësisht nga dorëzat e detaleve përkatëse, ω (s-1) – shpejtësia këndore e boshtit.

Dorëzat me prerje tërthore unazore

Nga shprehja për sforcimin në përkulje caktohet d_j .

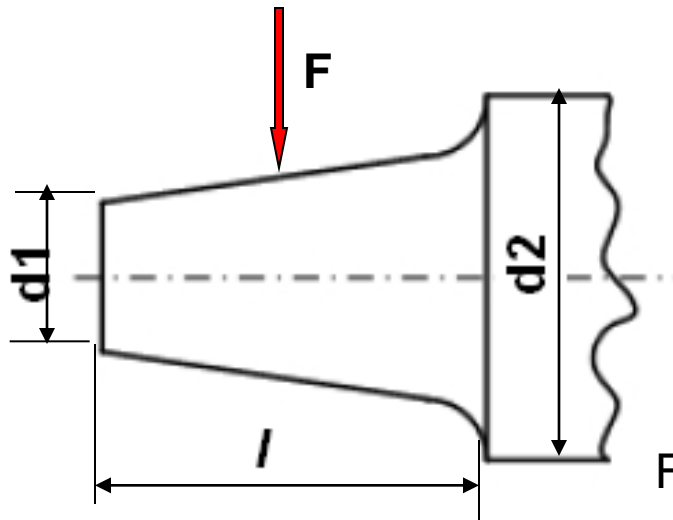


$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = \frac{5 \cdot F \cdot l}{d_j^3 (1 - \Psi^4)} \leq \sigma_{lej}$$

$$\Psi = \frac{d_b}{d_j} \quad W = \frac{d_j^3}{10} (1 - \Psi^4)$$

σ_{lej} (N/mm²)- sforcimi i lejuar në përkulje, varet nga materiali i boshtit (dorëzës).

Fig.15. Dorëza cilindrike radiale me prerje tërthore unazore

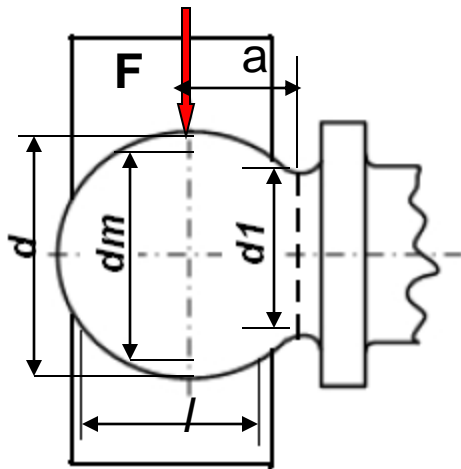


Bazë për kalkulim merret diametri mesatar.

$$d = d_m = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$$

Fig.16. Dorëza radiale konike e jashtme

- Dorëza radiale sferike



Caktimi i diametrit të qafës së dorzës caktohet duke filluar nga shprehja:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} \leq \sigma_{lej} \quad M_f = F \cdot a \quad a = 0.4d$$

$$l = 0.7d \quad d = 1.5d_1 \quad d_1 = \sqrt{\frac{6 \cdot F}{\sigma_{flej}}}$$

Fig.17. Dorëza radiale sferike e jashtme

- Dorëzat e **brendëshme** të akseve

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = \frac{10 \cdot M_f}{d^3} \leq \sigma_{flej} \implies d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_f}{\sigma_{flej}}}$$

- Dorëzat e **brendëshme** të boshteve

$$\sigma_f = \frac{M_i}{W} = \frac{10 \cdot M_i}{d^3} \leq \sigma_{lej} \implies d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{\sigma_{lej}}}$$

M_f (Nmm) – momenti i përkuljes,

M_i (Nmm) – momenti i përbërë (ekuivalent) i cili merr për bazë përkuljen dhe përdredhjen,

W (mm³) – momenti rezistues aksial.

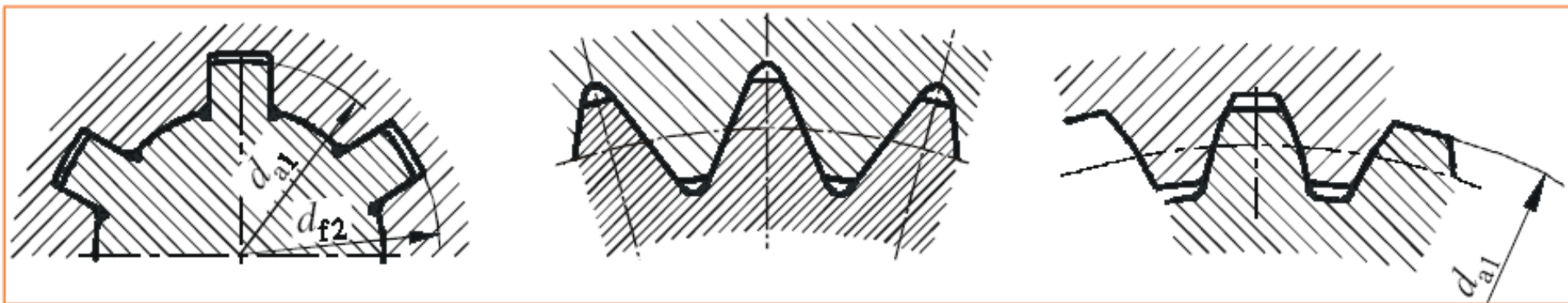
5. LIDHJET ME KANALE TË BOSHTEVE ME PJESËT RROTULLUESE

- Në varësi nga forma e prerjes tërthore të pjesëve të lidhura dallohen lidhjet:
- **me kanale**, dhe
- **e profiluara**.

Te lidhjet **me kanale** momenti i rrotullimit bartet me kontakt të drejtpërdrejtë të kanaleve të punuar në bosht dhe në pjesën me vrimë. Numri i madh i kanaleve dhe i sipërfaqeve të kontaktit bënë të mundshëm bartjen e ngarkesave më të mëdha se sa me ndihmën e lidhjeve të tjera.

Lidhjet me kanale mund të jenë me prerje tërthore:

- **katërkëndëshe**,
- **trekëndëshe**, dhe
- **me formë evolvente**.



a) Katërkëndësh

b) trekëndësh

c) evolvent

Fig. 18. Forma e kanaleve

Përmasat gjeometrike të kanaleve janë madhësi **të standardizuara**, të cilat lexohen nga tabelat varësisht nga diametri i boshtit. Lidhja me kanale në formë të evolventës përdoret për bartjen e ngarkesave më të mëdha, por paraqet lidhje më të shtrejtë. Saktësia e punimit të kanaleve në mënyrë direkte ndikon në afatin e shërbimit të lidhjes.

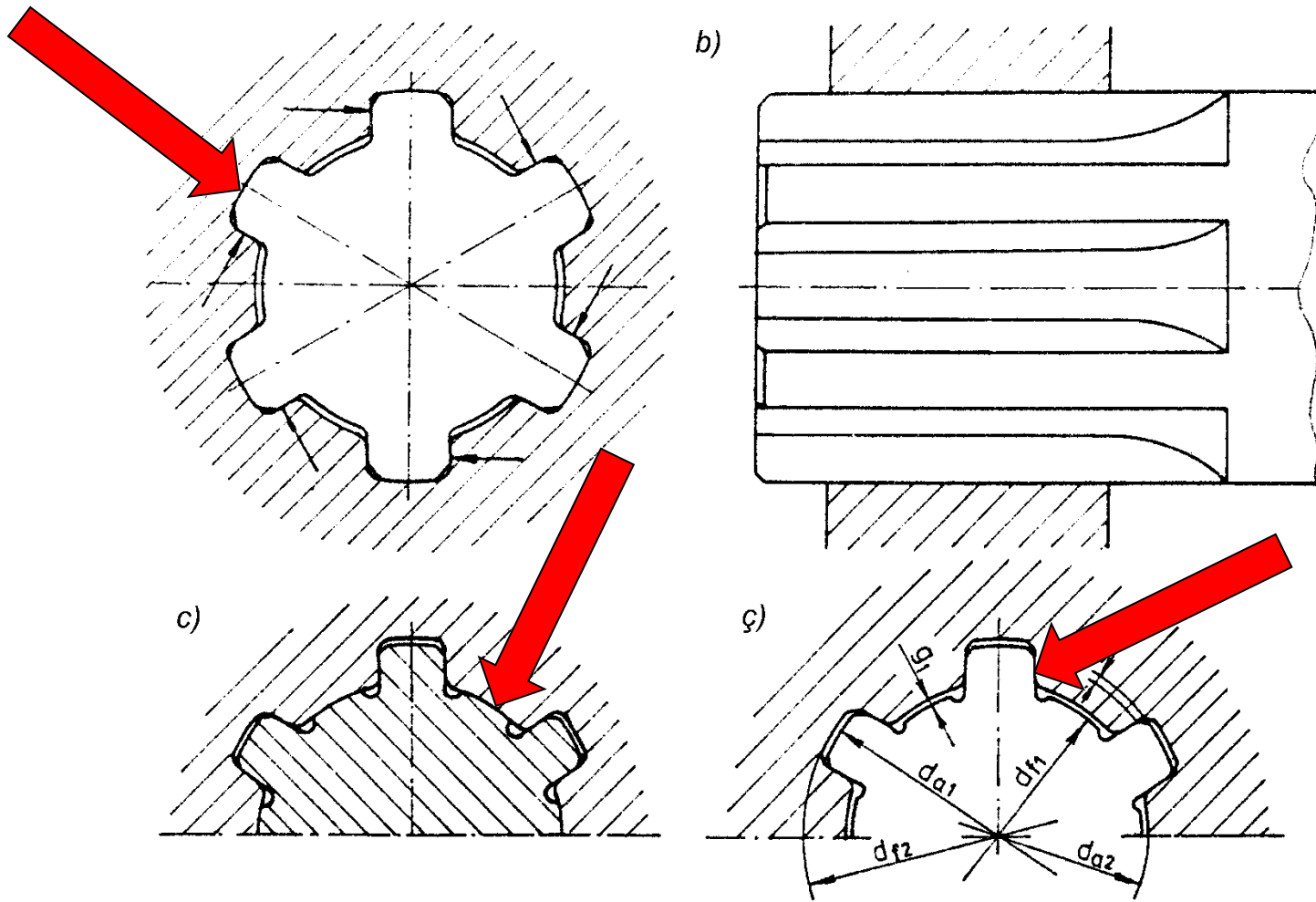


Fig. 19. Lidhja me kanale me prerje tërthore **katërkëndëshe** me centrim nëpër sipërfaqen:

b) e jashtme

c) e brendëshme

d) anësore

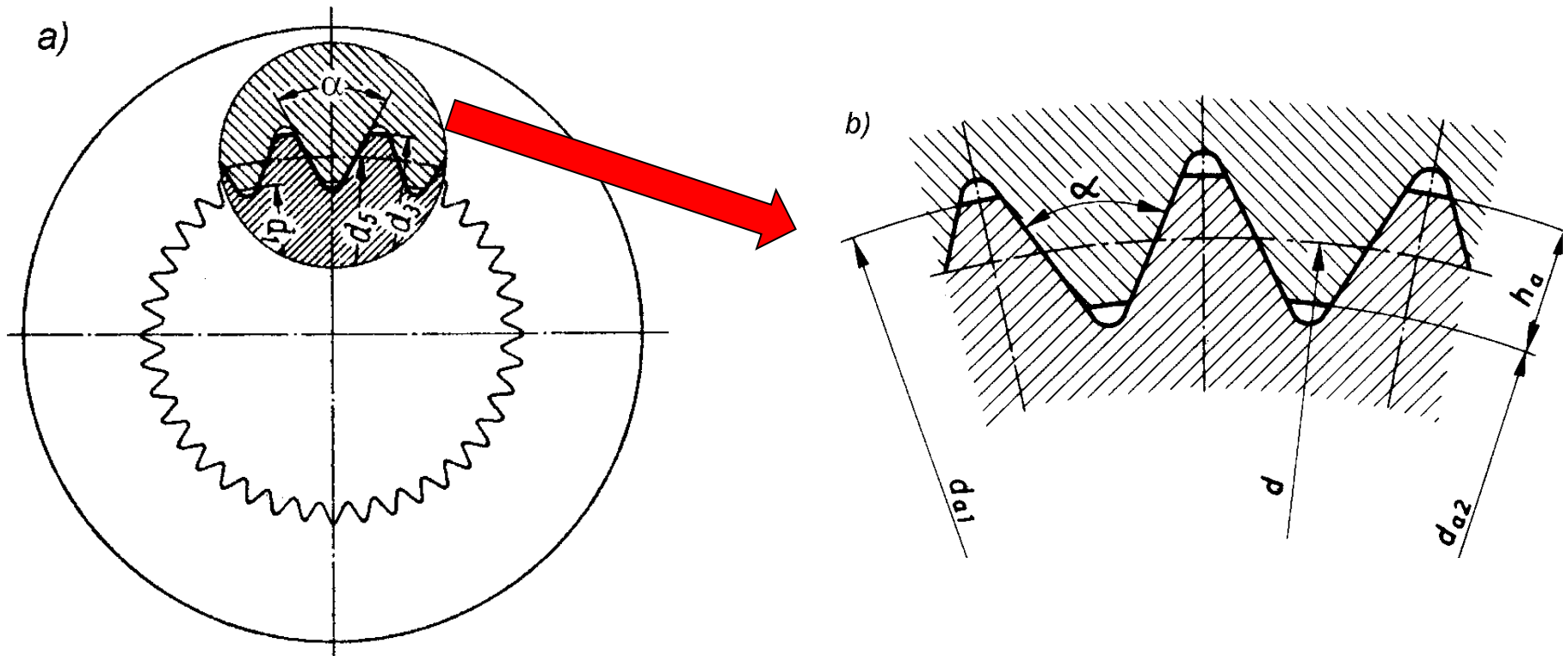


Fig. 20. Lidhja me kanale me prerje tërthore trekëndëshe.

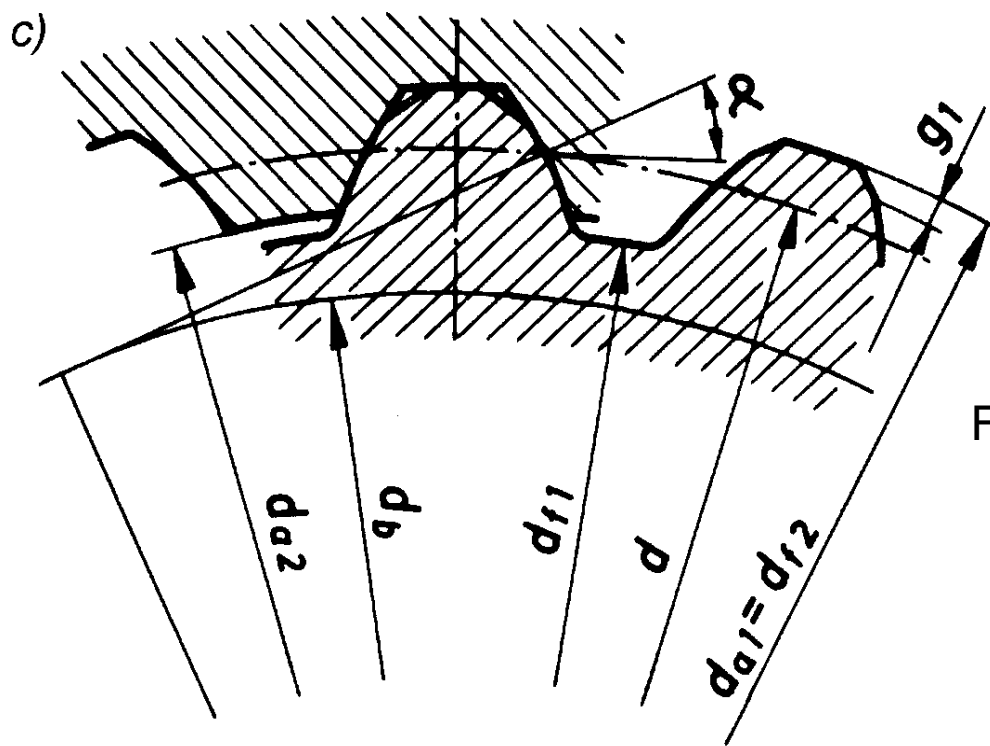


Fig.21. Lidhja me kanale me profil evolvent

$$d_m = (d_{a1} + d_{a2}) / 2 - \text{diametri mesatar.}$$

Forca tangjenciale në një kanal, nëse numri i përgjithshëm i dhëmbëve është z , është:

T - momenti i rrotullimit,

K_A - faktori i goditjeve merret,

$K_A = 1$ - për punë pa goditje,

$= 1,2 \dots 1,6$ - për punë me goditje mesatare,

$= 2,0 \dots 2,6$ - për punë me goditje të forta,

$K_r = 1,3 \dots 1,4$ - faktori i shpërndarjes jolineare të ngarkesës.

$$F_{t1} = \frac{2T \cdot K_A \cdot K_r}{z \cdot d_m}$$

6. LIDHJET ME NDIHMËN E PYKAVE PA DHE ME PJERRTËSI TË BOSHTEVE ME PJESËT RROTULLUESE

- Lidhja e boshtit dhe e pjesës me vrimë për bartjen e momentit të rrotullimit mund të realizohet edhe me ndihmën e pjesëve të veçanta makinerike. Këto pjesë pjesërisht vendosen në pjesën me vrimë, e pjesërisht në bosht dhe në mënyrë të drejtpërdrejtë i lidhin ato.
- Pjesët te të cilat forma themelore është katërkëndësh, quhen **pyka**, ndërsa tek ato në formë të cilindrit **kunja**.
- Sipas pozitës së tyre në lidhje, **pykat** ndahen në:
 - **gjatësore**, dhe
 - **tërthore**.
- **Lidhjet me ndihmën e pykave pa pjerrtësi**
- Forma themelore e pykave pa pjerrtësi është katërkëndëshe, përkatësisht prizm katërkëndësh që është vendosur në kanalet përkatëse në bosht dhe në pjesën me vrimë.

- **Momenti i rrotullimit** bartet me ndihmën e forcës në pykë dhe forcës në sipërfaqen e kontaktit të boshtit dhe pjesës me vrimë, e cila përafërsisht vepron nën kënd 90° ndaj pykës (fig. 22).

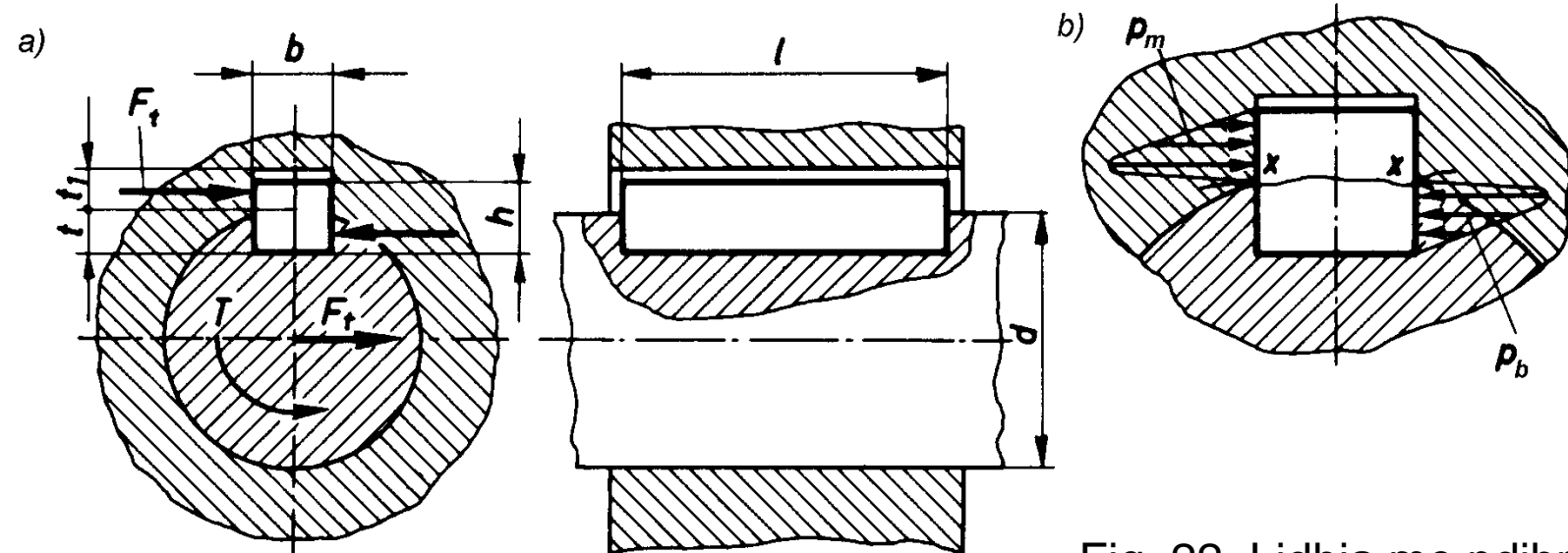
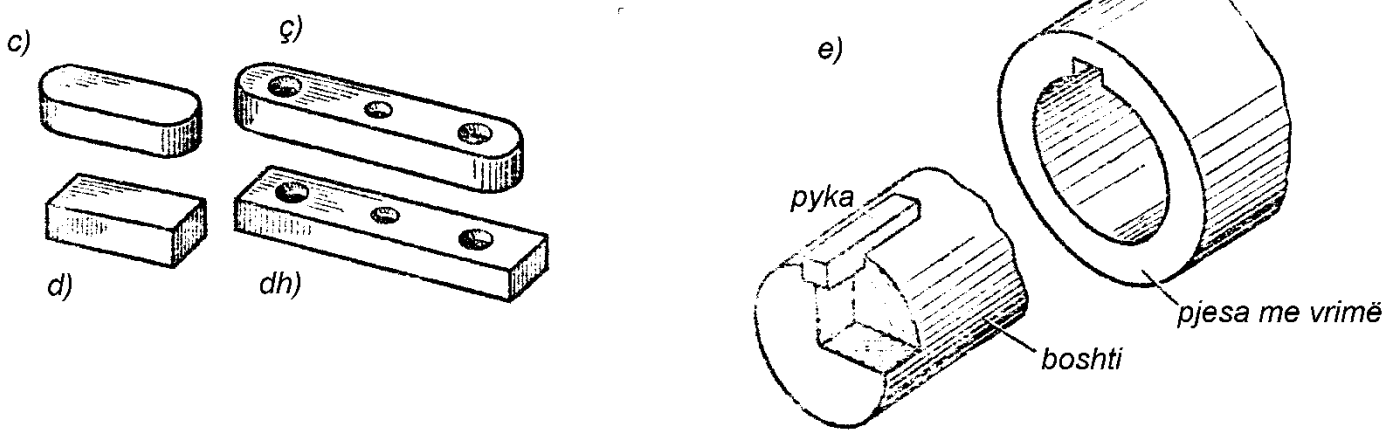


Fig. 22. Lidhja me ndihmën e pykës pa pjerrtësi



- **Shtypja sipërfaqësore** mesatare llogaritet për sipërfaqen më të vogël të kontaktit në mes të pjesës me vrimë dhe pykës me shprehjen:

$$p = \frac{K_A \cdot F_t}{A} = \frac{2K_A \cdot T}{h_a \cdot l_a \cdot d}$$

$$F_t = \frac{2T}{d} \quad \text{- forca periferike,} \quad d \text{ - diametri i boshtit.}$$

K_A - faktori i goditjeve, i cili i ka këto vlera:

$K_A = 1,0$ - për punë pa goditje,

$= 1,2 \dots 1,6$ - për punë me goditje mesatare,

$= 2,0 \dots 2,6$ - për punë me goditje të forta,

$h_a = h - r - t$ - lartësia aktive e kontaktit,

h - lartësia e pykës,

t - thellësia e kanalit në bosht,

r - rrezja e rrumbullaksimit të teheve të pykës,

l_a - gjatësia aktive e pykës.

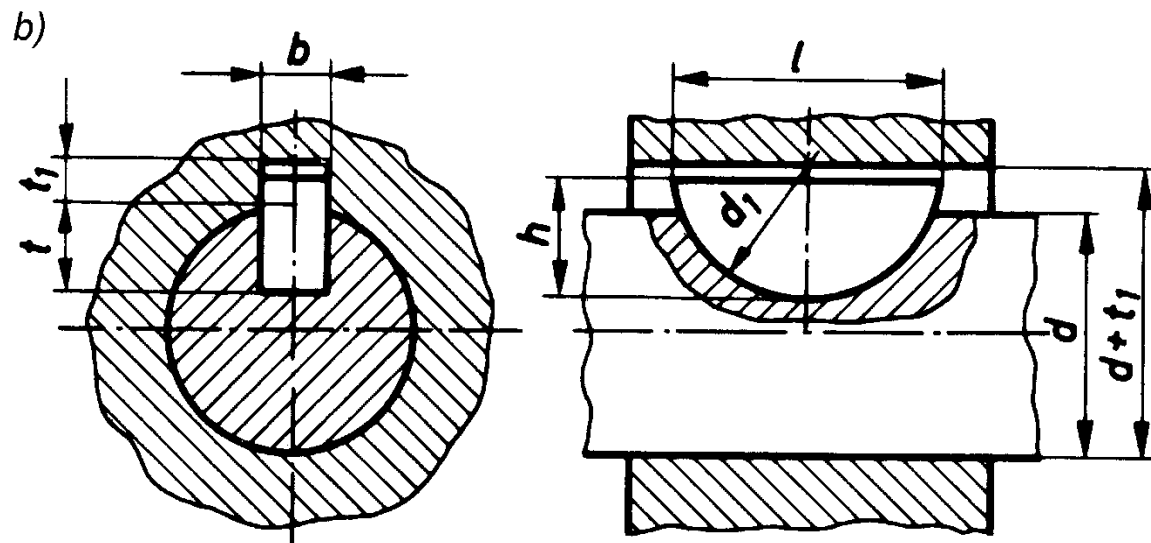
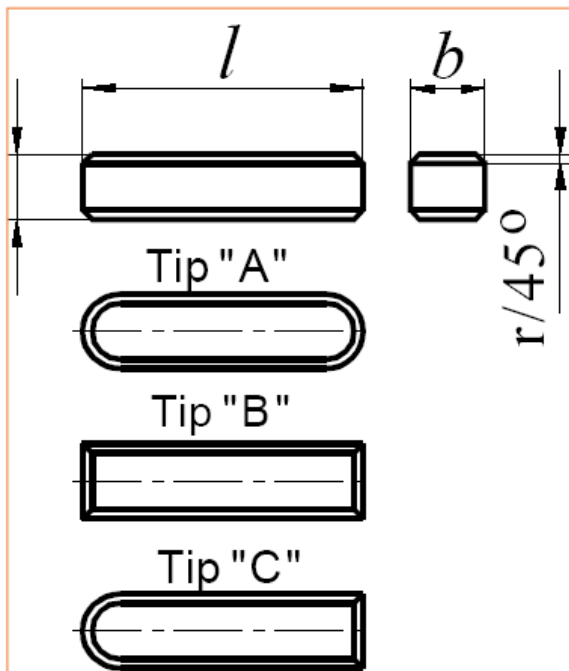


Fig. 23. Tipet e pykave pa pjerrtësi me tehe të rrëzuara

Fig. 24. Pyka segmentale

Kjo pykë është stabile në kanalën e saj, por ana negative është se e dobëson boshtin.

Shkalla e siguri së caktohet për kufirin e zgjatjeve për materialin më të dobët:

$$S = \frac{\sigma_T}{p} = 2,8 \dots 3,5$$

$$\tau_{shk} = \frac{K_A \cdot F_t}{A} - \text{Sforcimi në shkëputje}$$

- **Lidhjet me ndihmën e pykave me pjerrtësi**
- Forma themelore e pykave me pjerrtësi i përgjigjet formës së pykave pa pjerrtësi, përpos sipërfaqes së epërme, e cila është nën një pjerrtësi të caktuar (1:100), që të sigurohet vetëfrenimi i pykës dhe sigurimi i lidhjes (fig. 25.a, c).

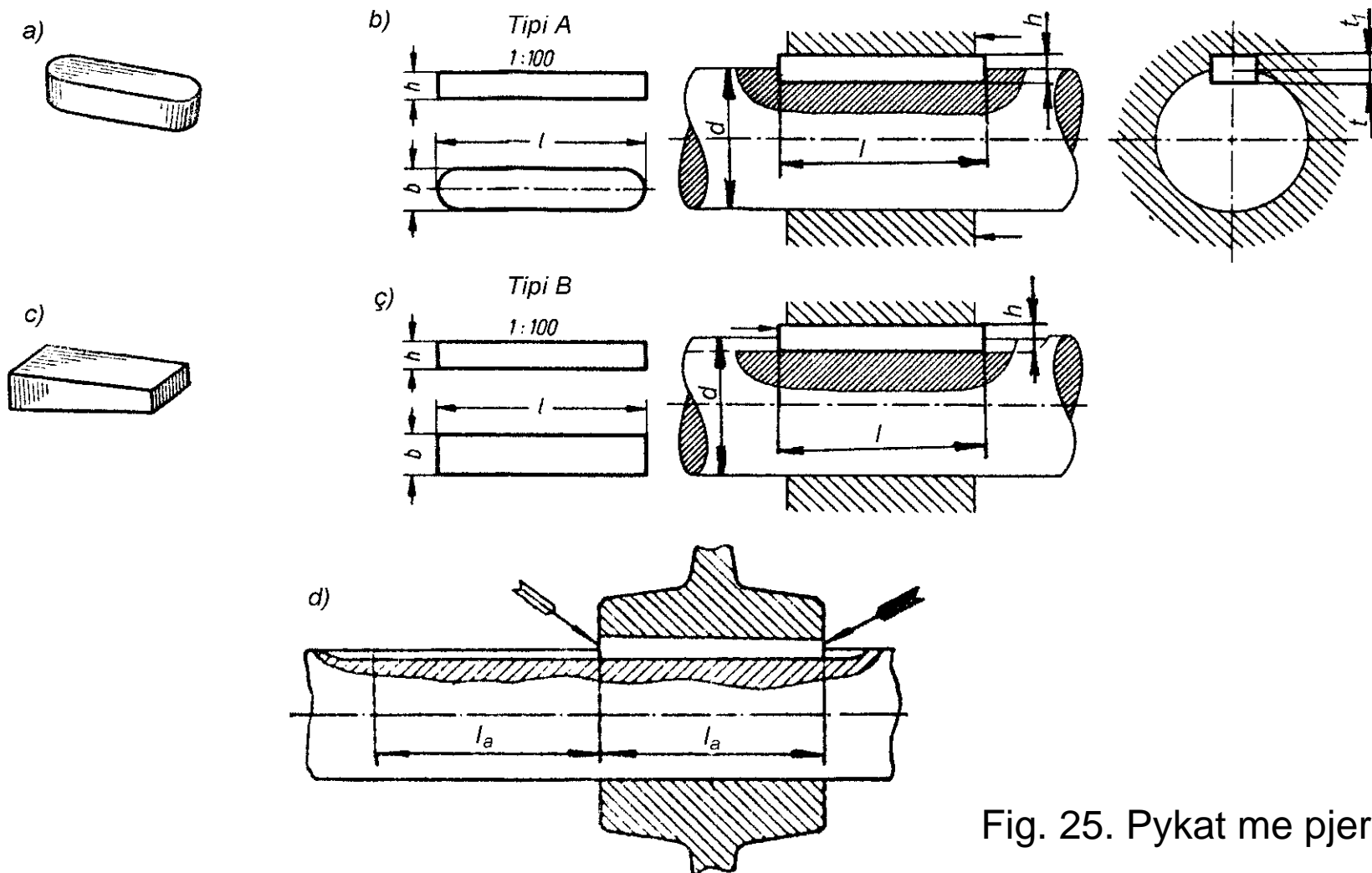


Fig. 25. Pykat me pjerrtësi

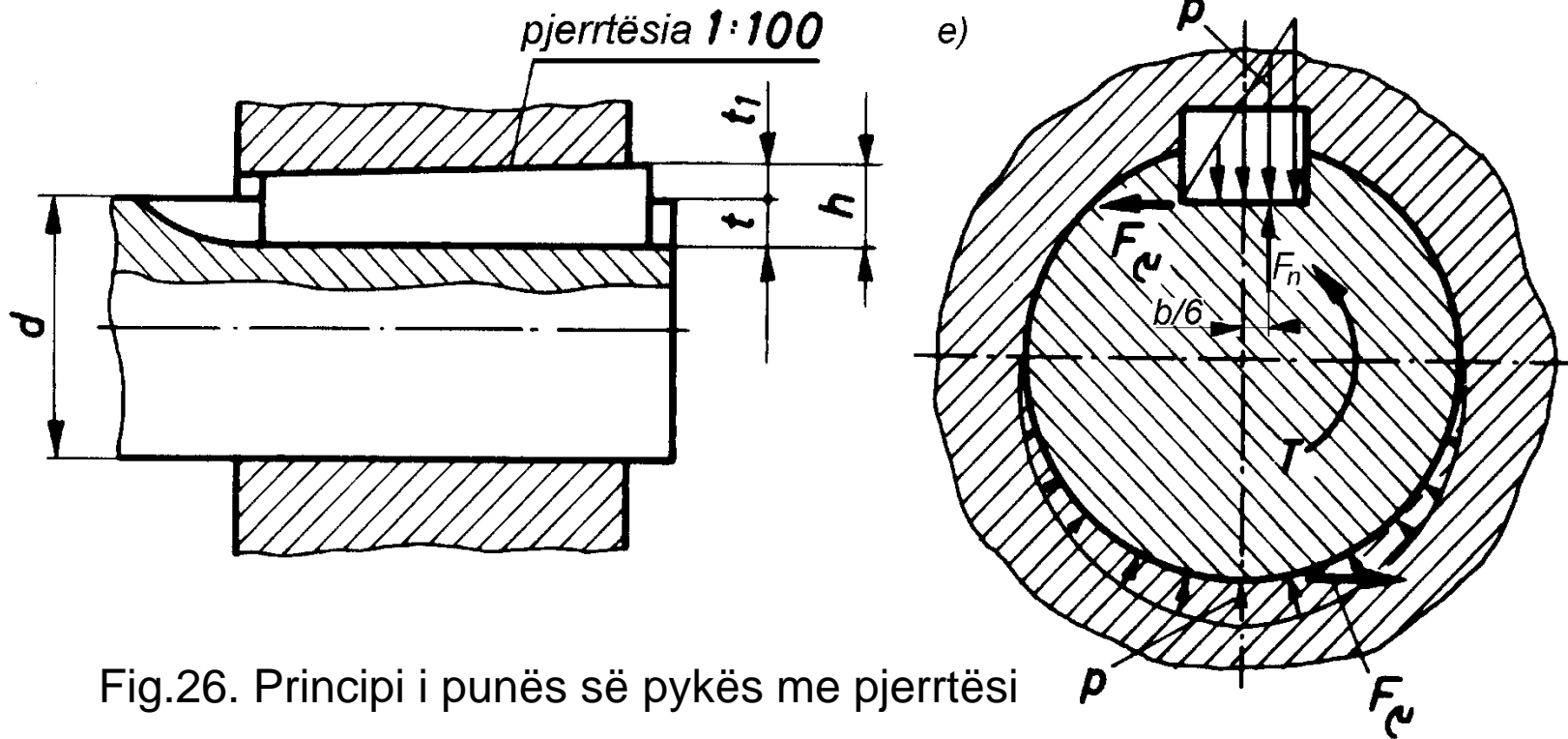


Fig.26. Principi i punës së pykës me pjerrtësi

. Lidhja mund të realizohet me vendosjen e pykës në mes të pjesës me vrimë dhe boshtit (fig. 27.d dhe e), ose me vendosjen e pjesëve rrotulluese në pykën më pa-rë të vendosur në kanal in e boshtit (fig. 27.b).

Gjatësia e kanalit për rastin e parë, nëse lidhja nuk është në skaj të boshtit (fig. 31.e), duhet të jetë së paku dy herë më e madhe se gjatësia e pykës.

Me qëllim të shkurtimit të kanalit për pykë në bosht dhe lehtësimit të heqjes së pykës, përdoret pyka me grep (fig. 27.a, b).

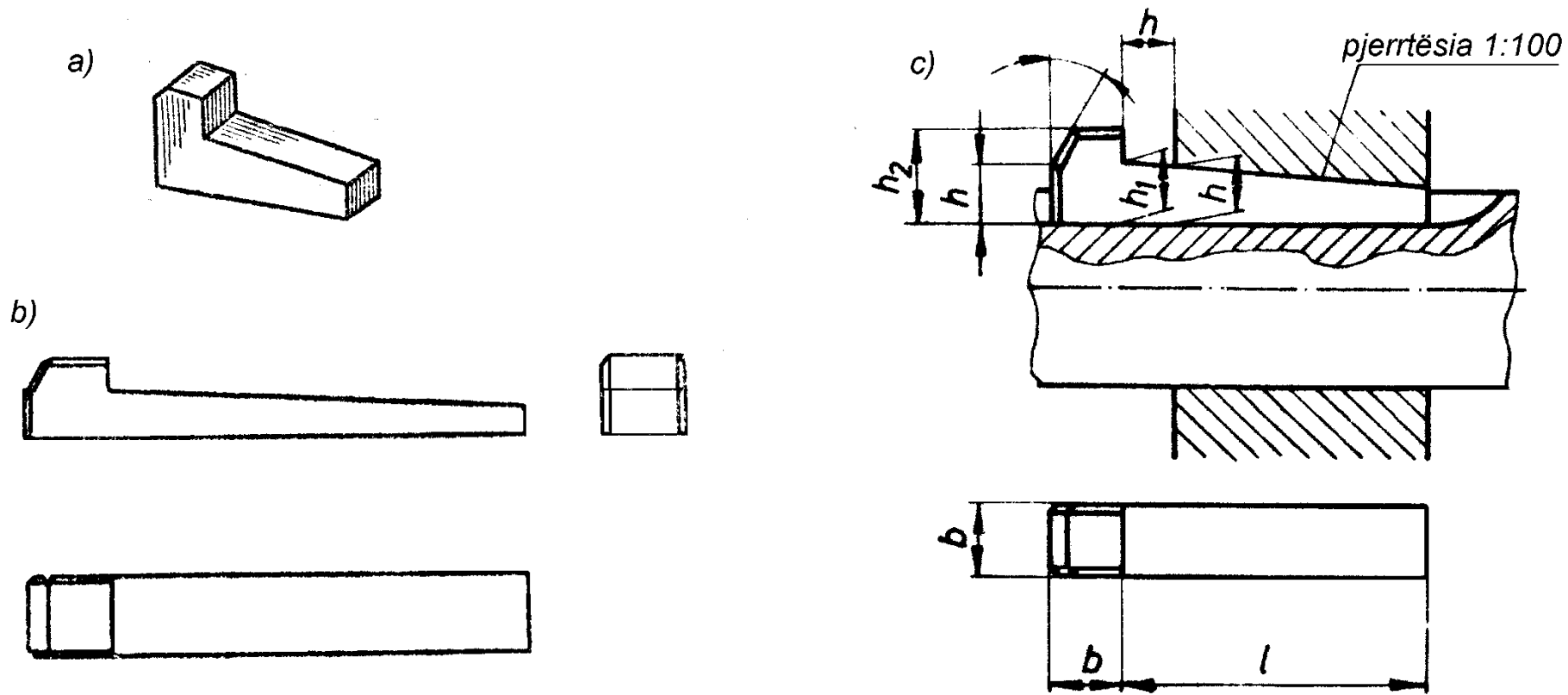


Fig. 27. a,b) Pyka me grep, c) Lidhja me pykë me grep

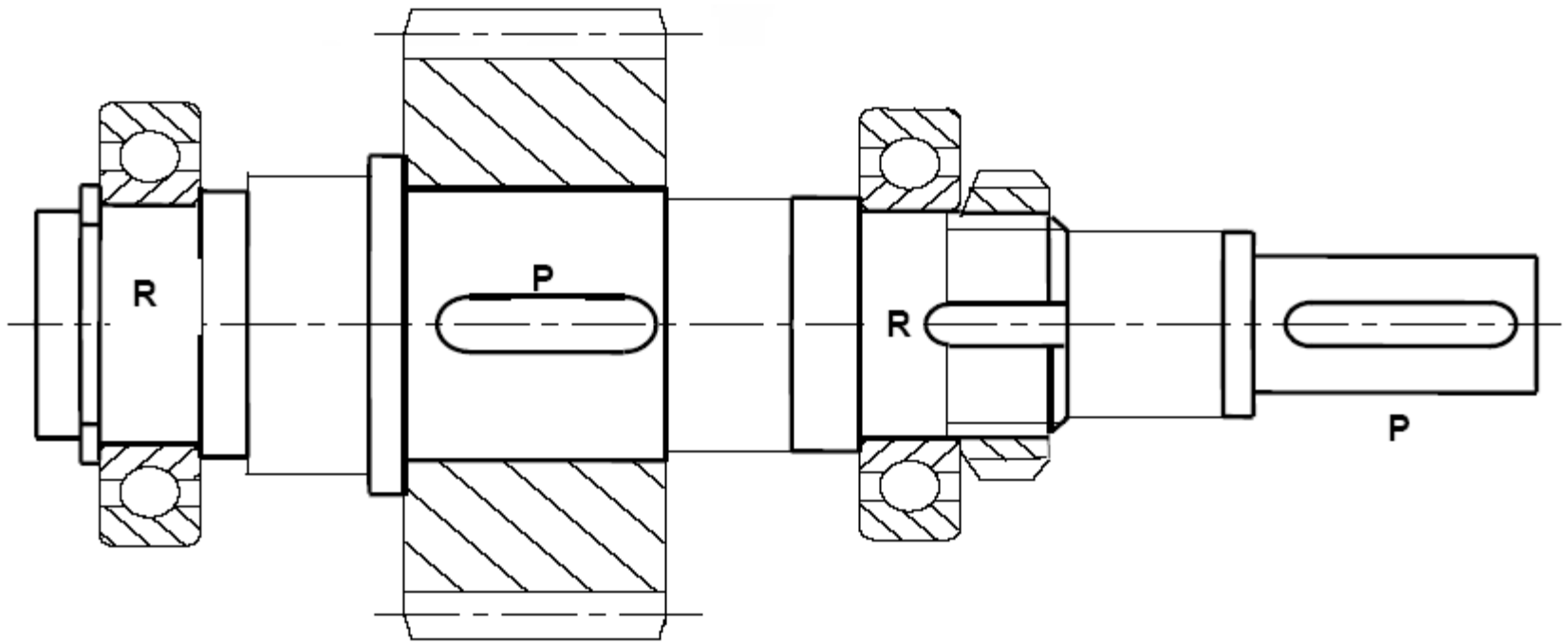


Fig. 28. Lidhja e dhëmbëzorit dhe boshtit me pykë

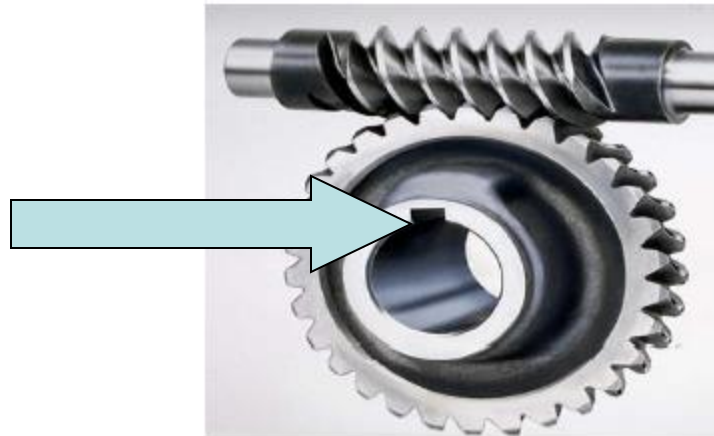


Fig. 29. Kanali për pykë në dhëmbëzorin e vidhës

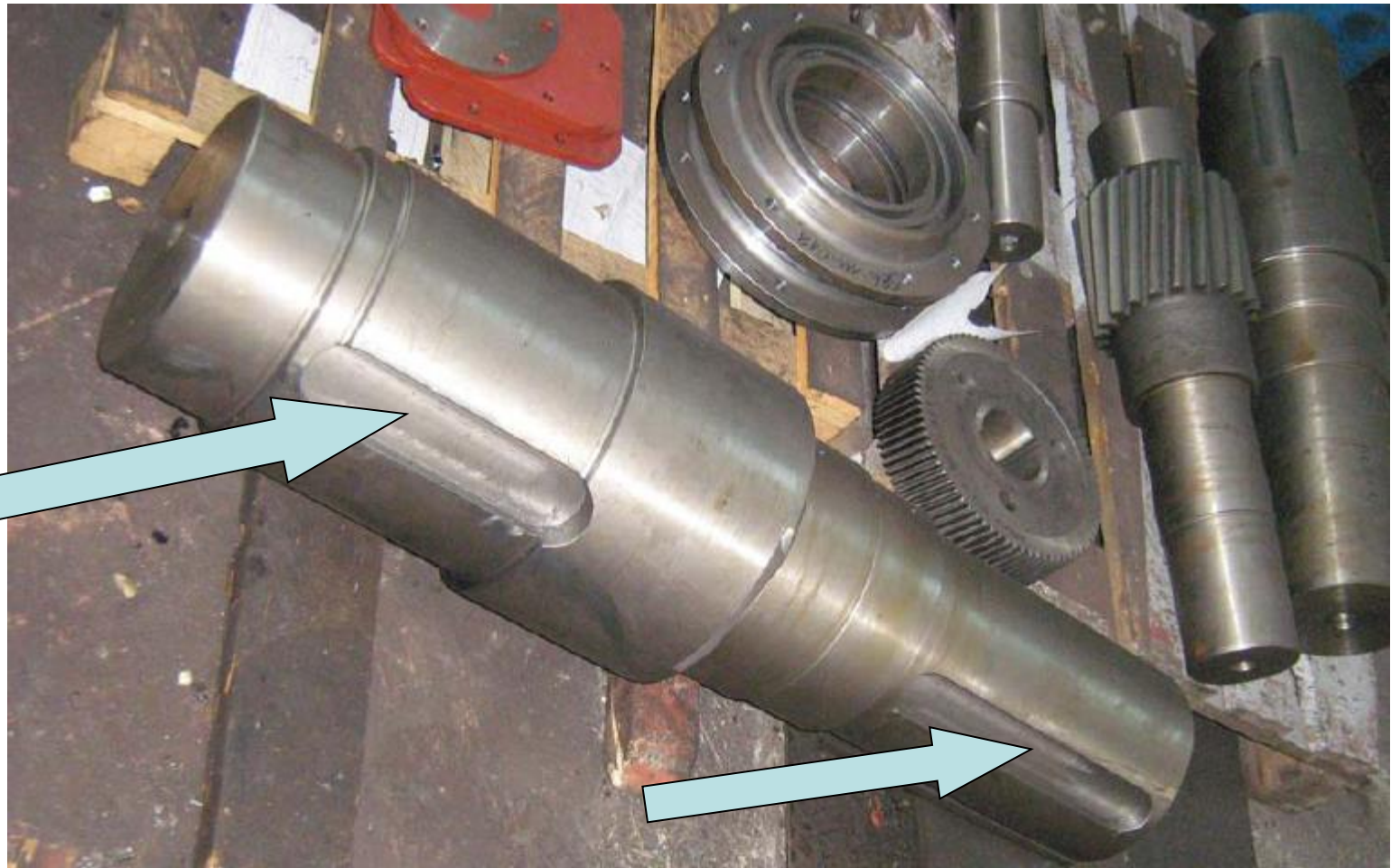


Fig. 30. Kanalet për pykë të punuara në boshtin e reduktorit

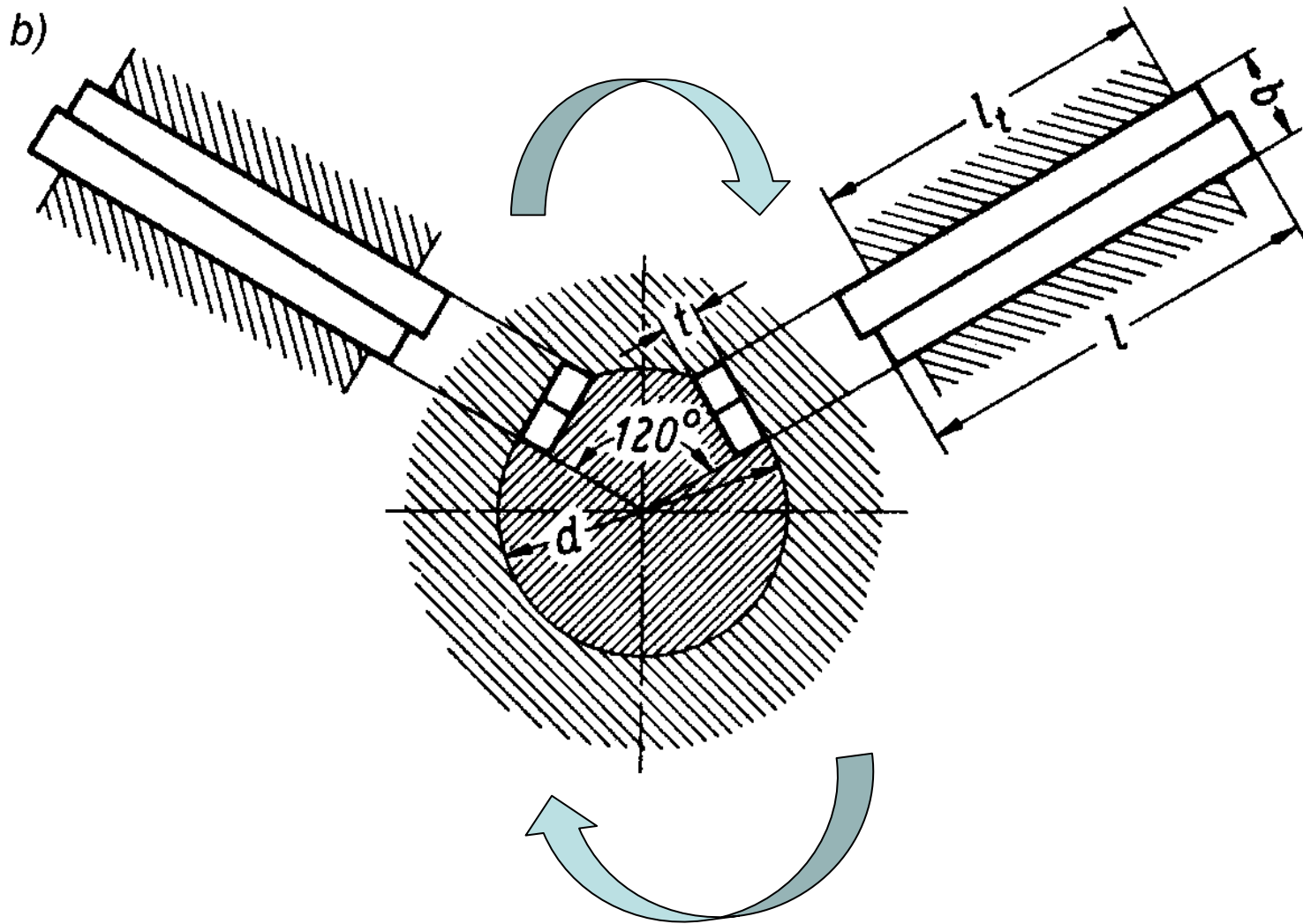


Fig. 31. Lidhja me ndihmën e pykave tangjente me pjerrtësi.

7. KUSHINETAT RRËSHQITËSE, NDARJA DHE VEÇORITË E TYRE

- Kushinetat janë tërësi makinerike, të cilat në mbështetësit e boshteve dhe akseve, shërbejnë për bartjen e ngarkesës dhe për sigurimin e saktësisë së pozitës së pjesëve të lëvizshme ndaj atyre të palëvizshme.
- Sipas llojit të lëvizjes relative të sipërfaqeve punuese përmes të cilave bartet ngarkesa, dallohen dy grupe themelore të kushinetave: - **rrëshqitëse**, dhe - **rrokullisëse**.

*Te kushinetat **rrëshqitëse** sipërfaqja e lëvizshme, e ajo më së shpeshti sipërfaqja e dorëzës së boshtit, rrëshqet nëpër sipërfaqen e palëvizshme të **nënshtresës së kushinetës**.*

Me qëllim të zvogëlimit të rezistencës së fërkimit, në mes të këtyre sipërfaqeve qiten lysterësit, kurse nënshtresa punohet nga materiali me koeficient të vogël të fërkimit. Nënshtresa është element themelor i çdo kushinete rrëshqitëse.

- Te *kushinetat rrokullisëse* në mes të pjesëve të lëvizshme dhe të palëvizshme vendosen trupa rrokullisës në formë sferë apo cilindri, përmes të cilëve arrihet që gjatë lëvizjes relative të sipërfaqeve punuese të dominojë fërkimi në rrokullisje.
- Zgjedhja e llojit të kushinetës, rrëshqitëse ose rrokullisëse, për një konstruktion makinerik është kushtëzuar nga faktorët:
 - *faktorët mekaniko-teknologjikë* (ngarkesa, shpejtësia, lyerësi etj)
 - *faktorët ekonomikë* (çmimi, rezhimi dhe shpenzimet e mirëmbajtjes),
 - *faktorët e rrethinës* (temperatura, papastërtitë, mediumi agresiv etj).
 - **Klasifikimi i kushinetave rrëshqitëse** bëhet sipas:
 - drejtimit të veprimit të ngarkesës së jashtme – në:
 - *radiale*,
 - *aksiale* dhe
 - *radiaksiale* (fig. 32.),
 - Sipas karakterit të fërkimit - në *kushineta me lyerje të plotë* dhe “fërkim të lëngët” dhe në *kushineta me lyerje të pjesëshme*.

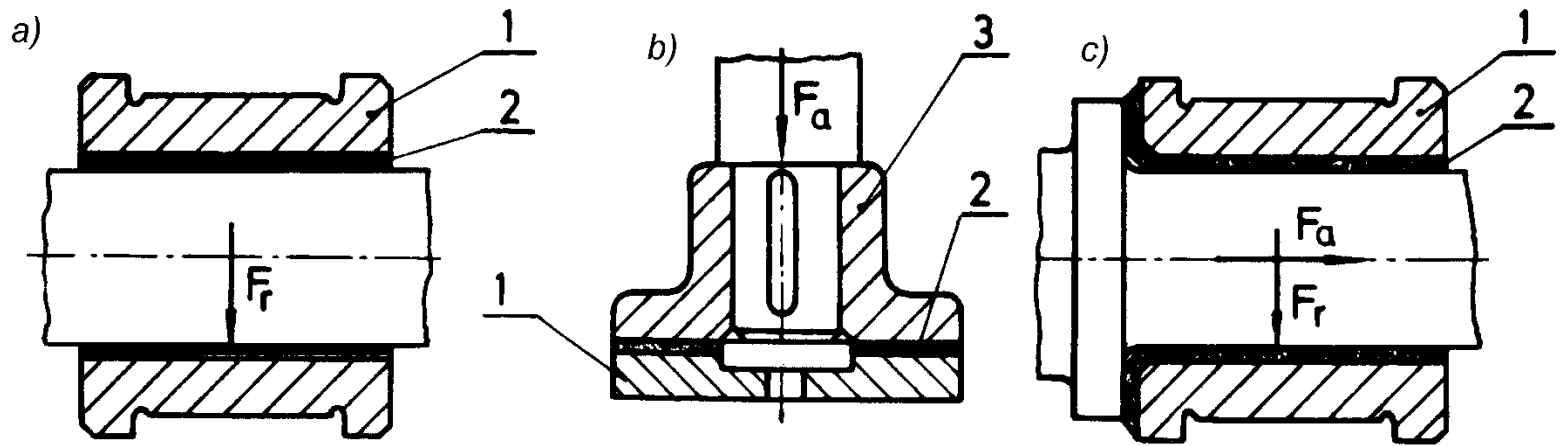


Fig. 32. Kushinetat rrëshqitëse: a) radiale, b) aksiale, c) radiaksiale.

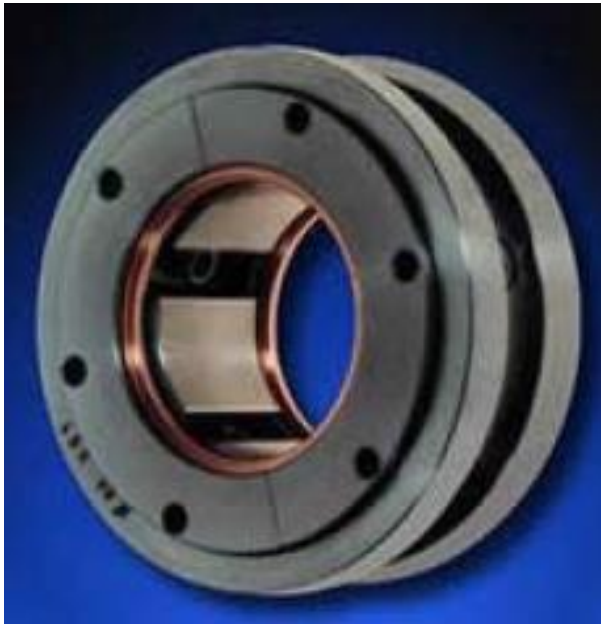


Fig.33. Kushineta rrëshqitëse radiale

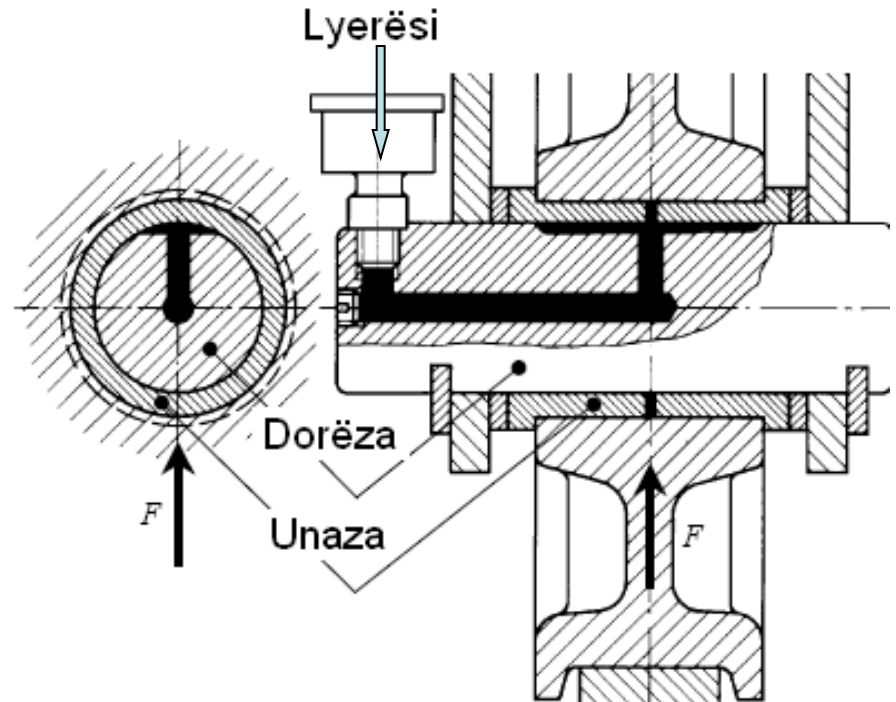
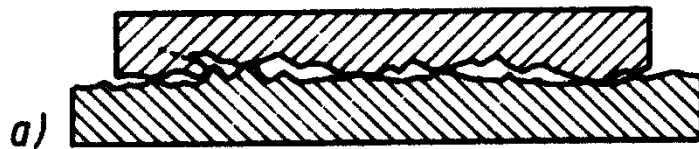


Fig. 34. Mënyra e lyerjes së Kushinetave rrëshqitëse

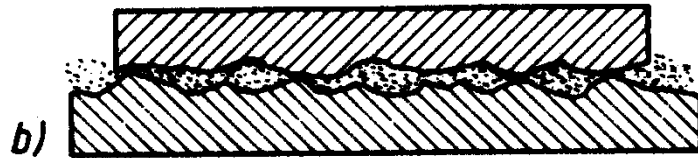
Fërkimi, Iyerja dhe Iyerësit e kushinetave

Me qëllim të zvogëlimit të fërkimit, në sipërfaqen kontaktuese ndërmjet dorëzës dhe unazës së brendëshme të kushinetës vendoset Iyerësi. Zvogëlimi I fërkimit ndikon në zvoglimin e humbjeve të energjisë në kushineta, punën më të qetë të tyre, temperaturën më të ulët gjatë punës, zvoglimin e hargjimit të materialit dhe rritjen e afatit të shërbimit të pjesëve në kontakt.

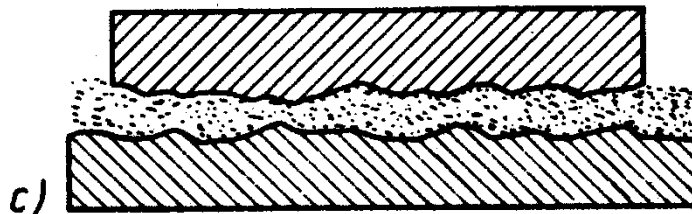
Dallohen kryesisht këto lloje të fërkimit: I thatë, gjysmë I lagur dhe fërkimi I sipërfaqeve plotësisht të lagura.



*fërkimi i sipërfaqeve të thata-
Kontakti pa prezencën e Iyerësit.*



*fërkimi i sipërfaqeve gjysmë të lagura-
Kontakti i pjesërishtëm përmes Iyerësit.*



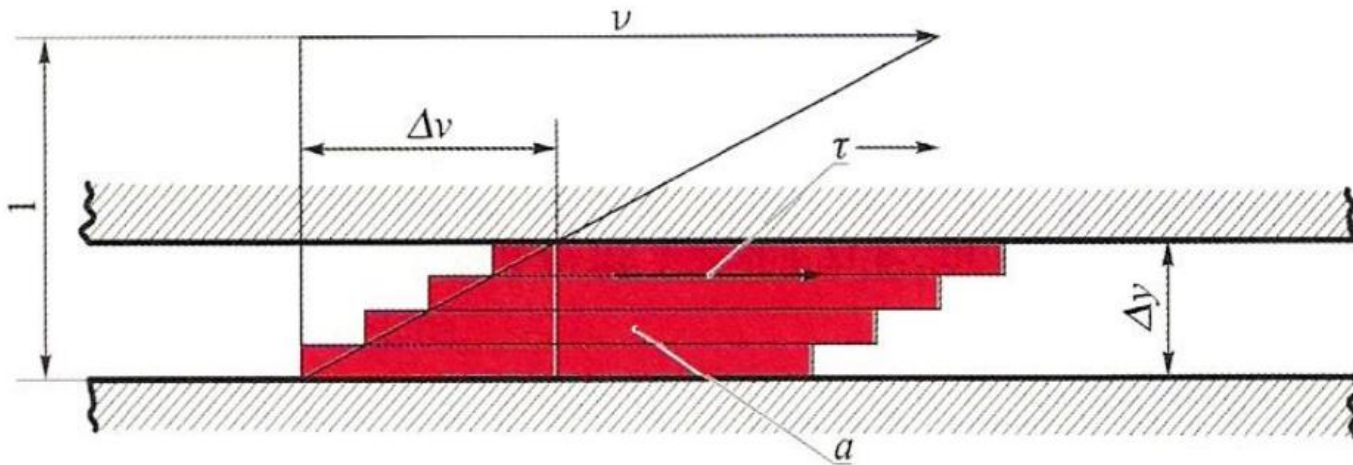
*fërkimi i sipërfaqeve të lagura –
Kontakti vetëm përmes Iyerësit.*

Fig. 35. Llojet e fërkimit

Lyerësit - Paraqesin çfardo materie që vendoset në sipërfaqen kontaktues të dy trupave me qëllim të zvoglimit të fërkimit. Lyerësit ndahen në:

- yndyra,
- Vajna (minerale, sintetike)

Karakteristikë kryesore e çdo lyerësi është viskoziteti. Viskoziteti ndryshon me temperaturën dhe presionin veprues. Rritja e temperaturës ndikon në zvoglimin e viskozitetit, kurse rritja e presionit ndikon në rritjen e viskozitetit të lyerësit. Dallohet viskoziteti dinamik dhe ai kinematik.



$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}} \quad - \text{Viskoziteti dinamik}$$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad - \text{Viskoziteti kinematik}$$

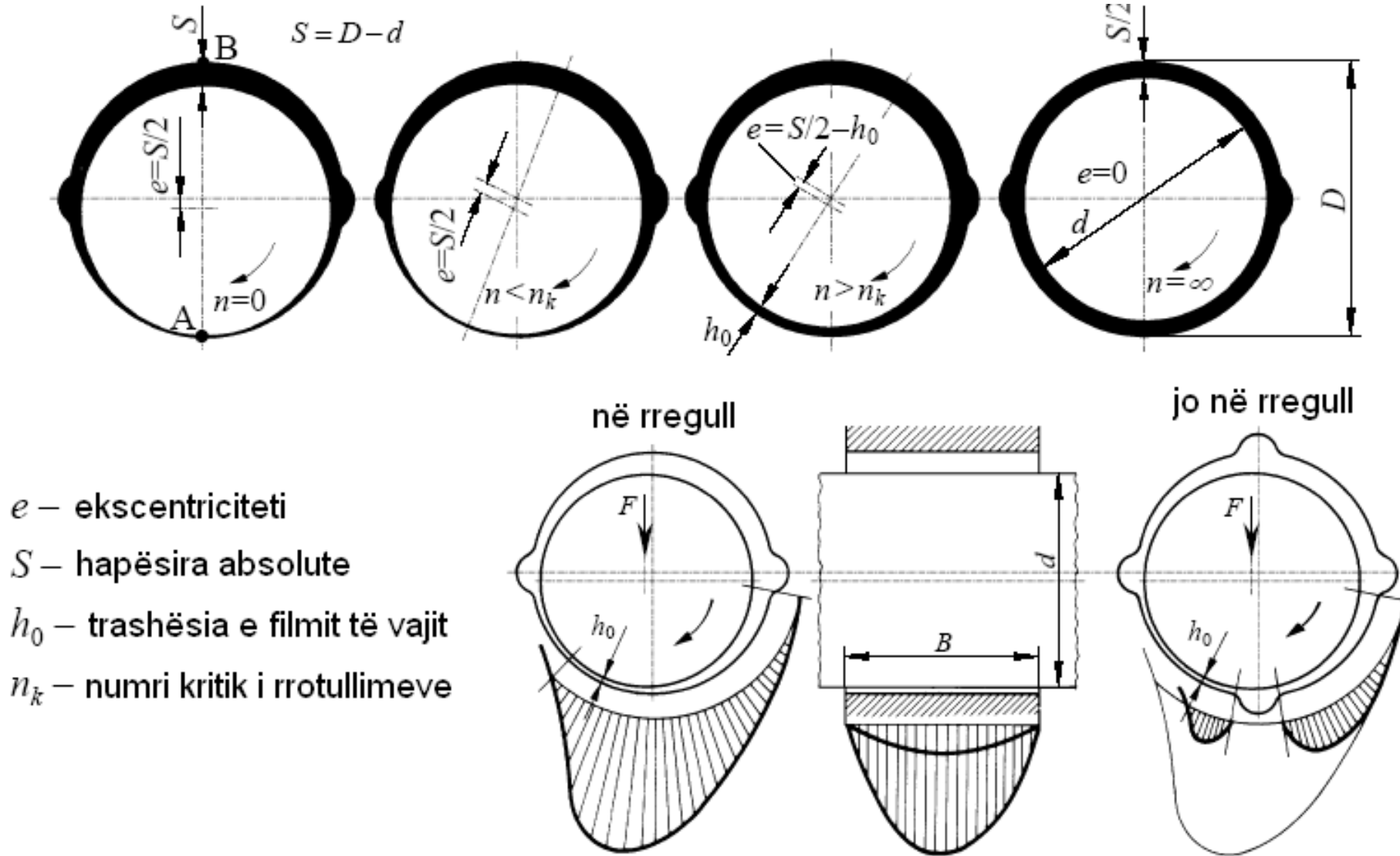


Fig. 36. Pozita e dorëzës në kushinetë dhe efekti i lyerjes

Pajisjet për lyerje me yndyrë

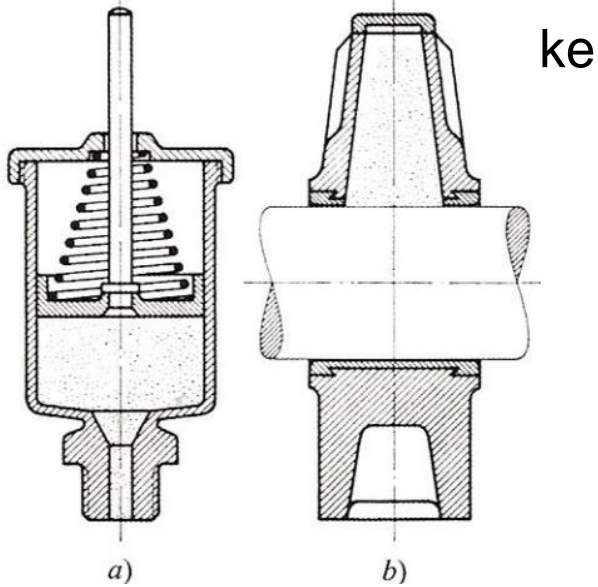
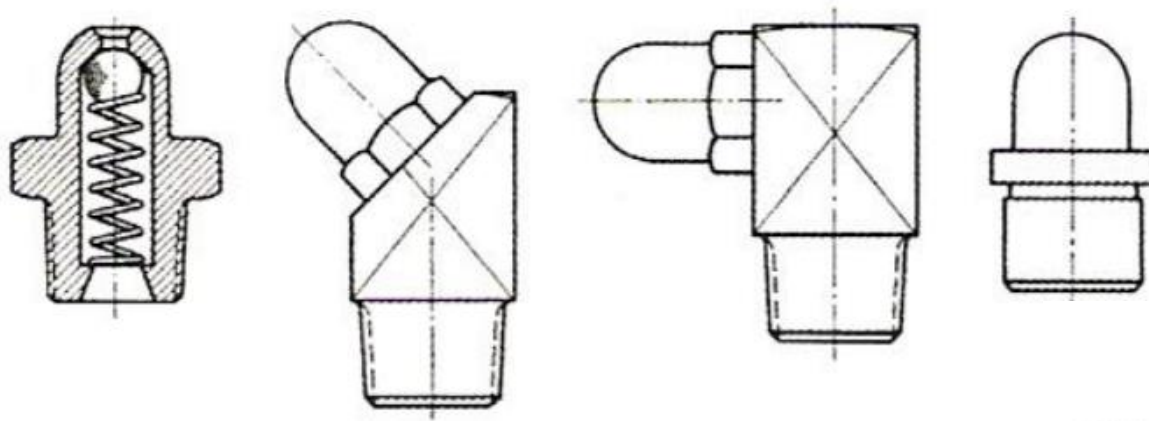


Fig.37.Pajisja vetëlyerëse me yndyrë

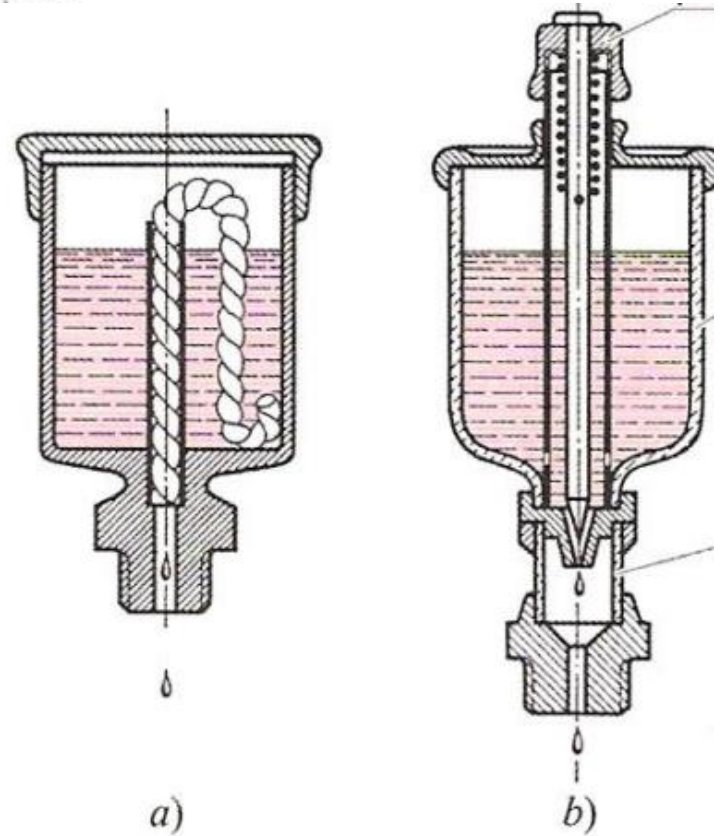


Fig.38. Pajisja vetëlyerëse me vaj

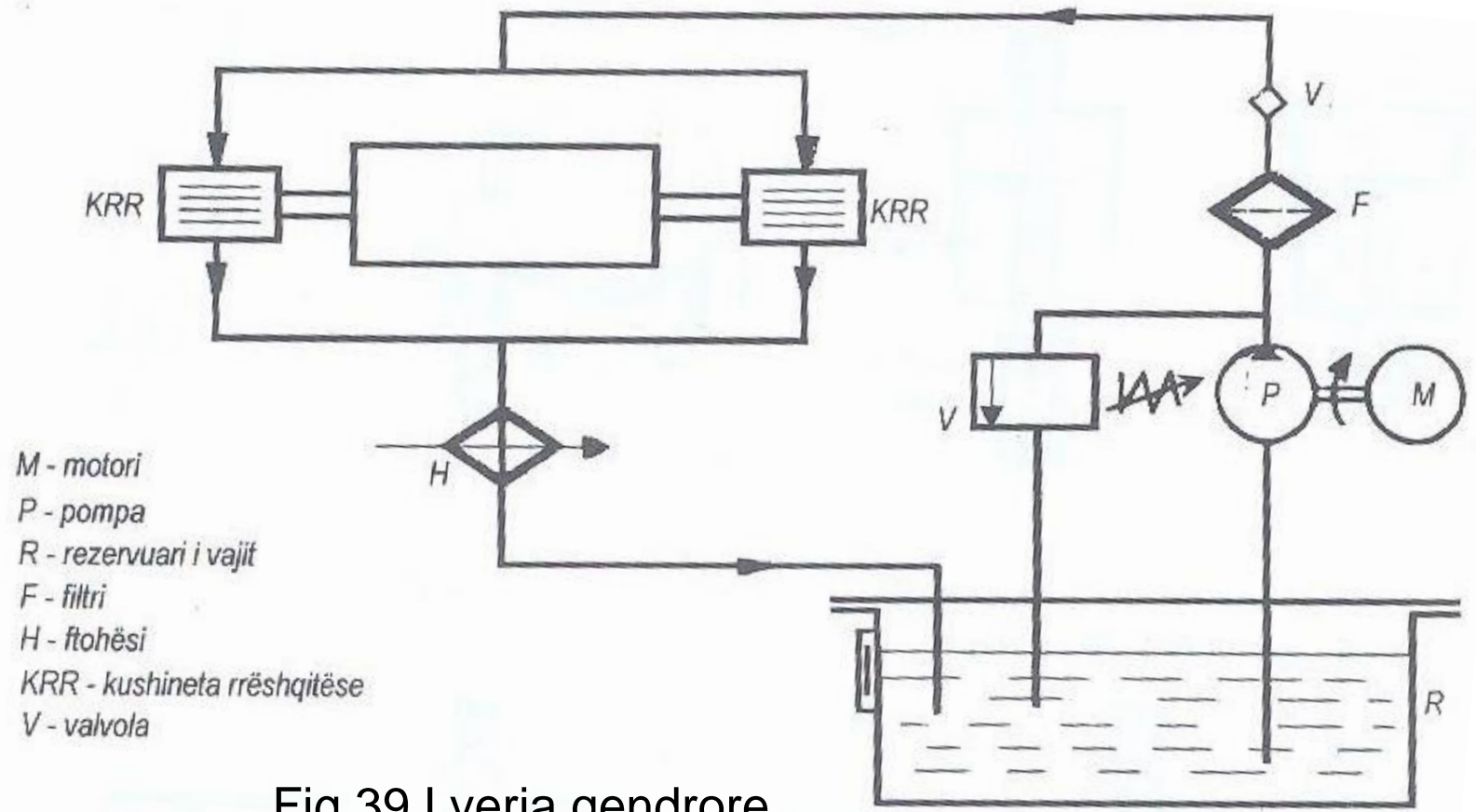


Fig.39.Lyerja qendrore

Materiali për kushineta rrëshqitëse duhet të jetë me koeficient sa më të vogël të fërkimit.
 Legurat e bakrit, bronza e plumbit, bronza e kallajit, bronza e aluminit, etj.

8. KUSHINETAT RROKULLISËSE, NDARJA DHE VEÇORITË E TYRE

- **Kushinetat rrokullisëse** janë tërësi të standardizuara. Me standarde përfshihen: *format dhe përmasat e pjesëve të kushinetave, tolerancat e përmasave dhe të formës, emërtimi dhe mënyrat e shënimit, materiali, cilësia e sipërfaqeve punuese, mënyra e kontrollimit si dhe kushtet e montimit.*
- Për këtë arsye konstruktori duhet t'i njohë **veçoritë** punuese të tipave të kushinetave, kushtet e montimit dhe mënyrën në të cilën bëhet zgjedhja. Këto kritere janë të njëjta te të gjithë prodhuesit, për këtë arsye kushinetat rrokullisëse janë të zëvendësueshme.
- Prodhuesit më të njohur evropianë të kushinetave janë:
- *SKF* - Suedia, *GPZ* - Rusia,
- *FAG* - Gjermania, *ZKL* – Çekia /(Sllovakia),
- *RIV* - Italia, *RHP* - Britania e Madhe.

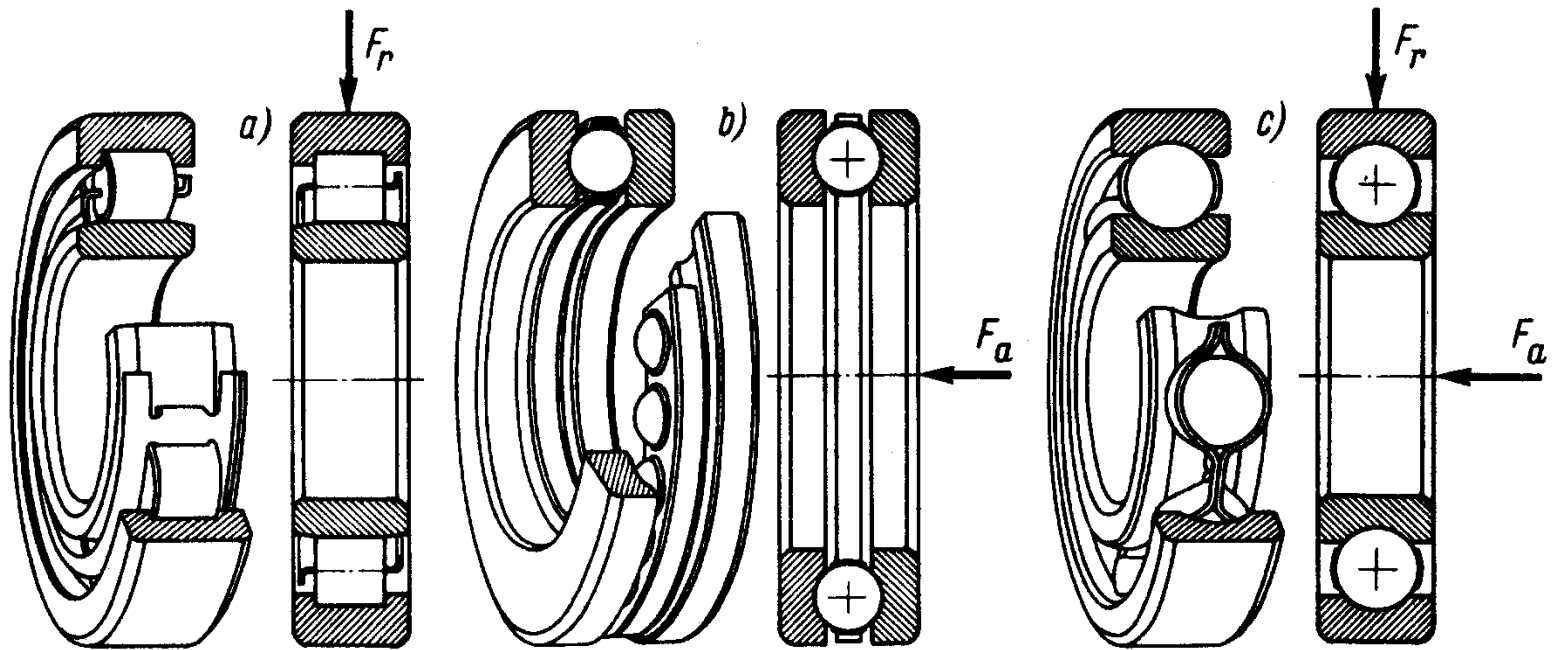


Fig. 40. Kushineta: a) radiale me cilindra, b) aksiale me sfera c) radiaksiale me sfera



- Me ndihmën e mbajtësit (kafazit) trupat rrokullisës të cilët, siç është theksuar më parë, mund të jenë: *sfera, cilindra, rula, kone, rula konikë, gjilpëra* etj

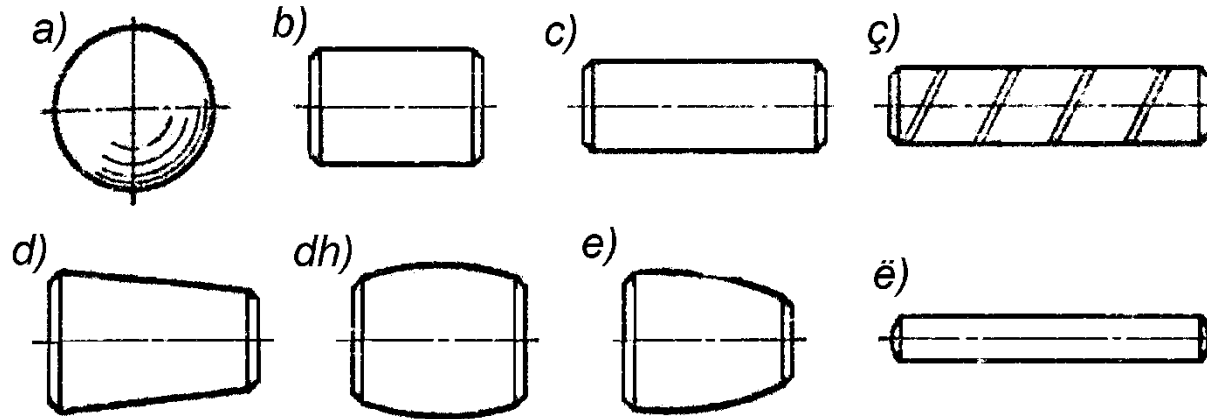


Fig.41. Format e trupave rrokullisës

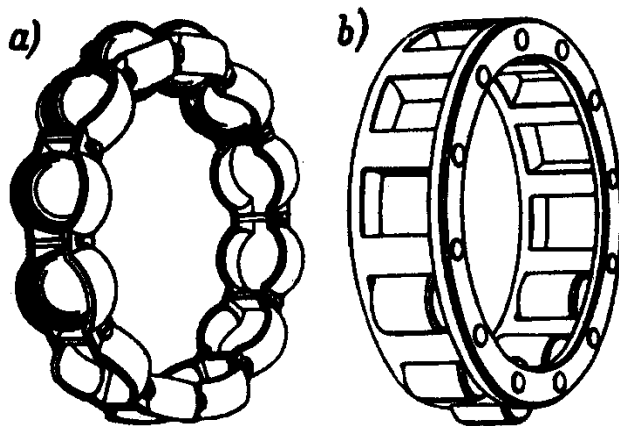


Fig. 42. Mbajtësi i a) sferave, b) cilindrave

Sipas veprimit të ngarkesës së jashtme, kushinetat rrokullisëse Mund të jenë:

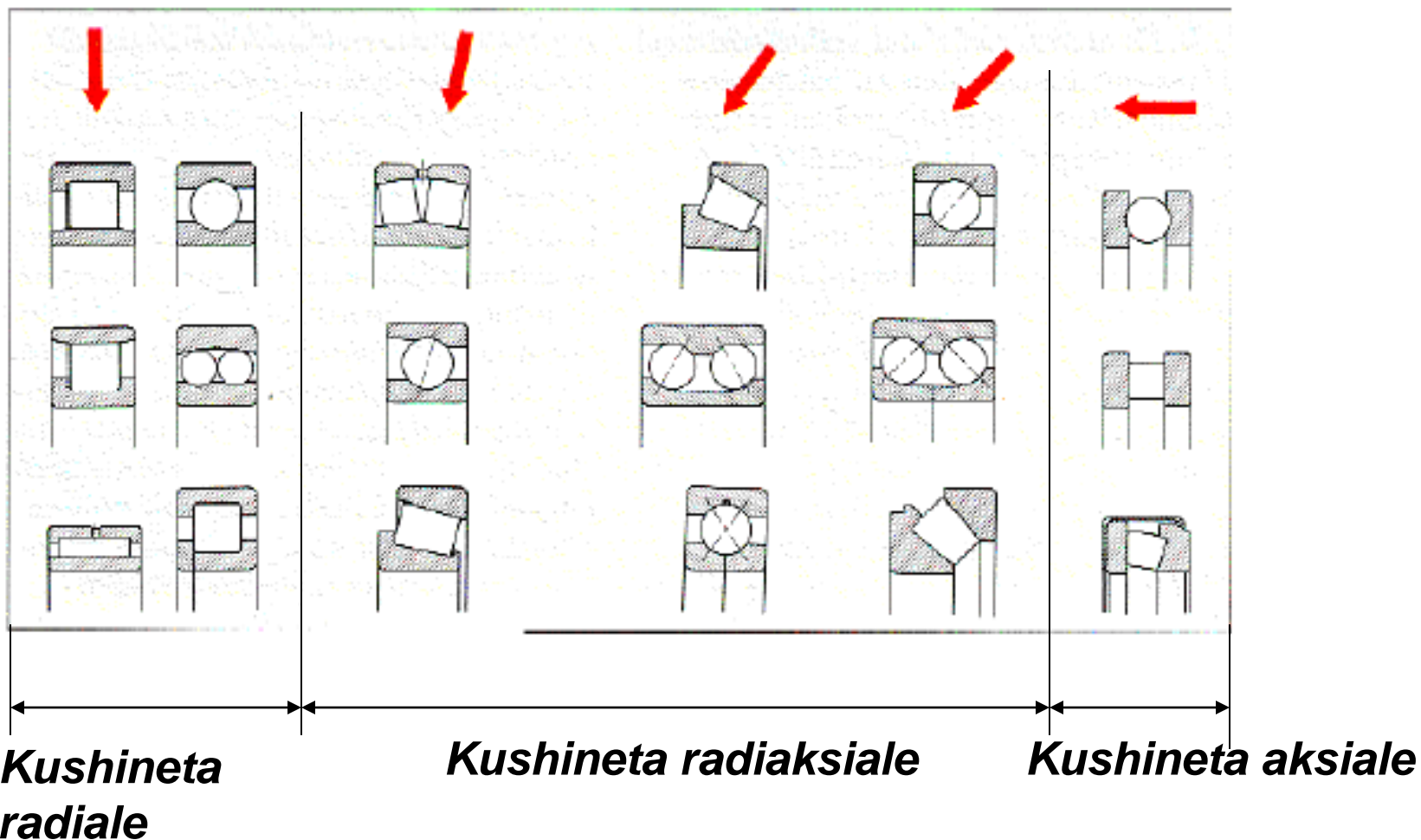


Fig. 43. Ndarja e kushinetave rrokullisëse, varësisht nga drejtimi i veprimit të ngarkesës së jashtme

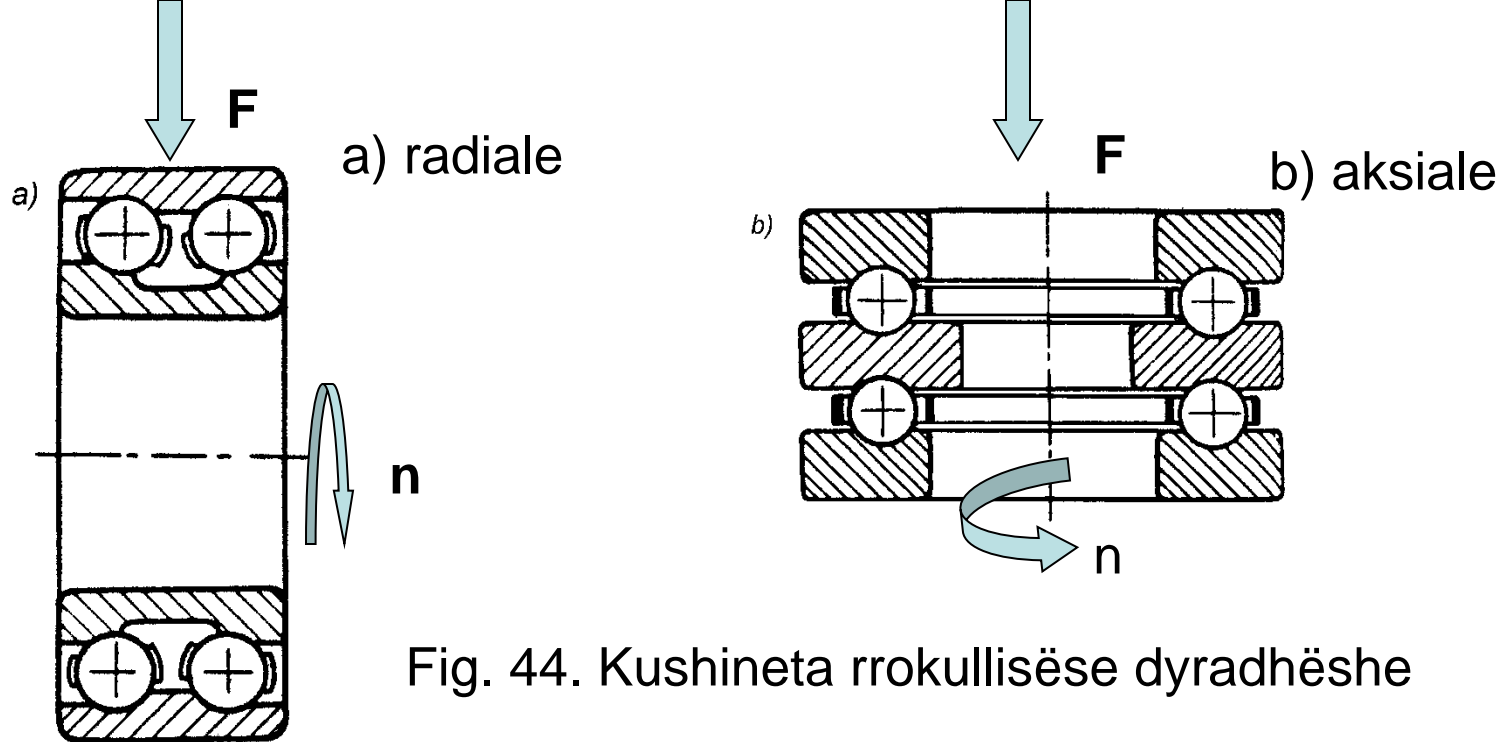


Fig. 44. Kushineta rrokullisëse dyradhëshe

Kushineta aksiale me sfera mund të jetë me kontaktim aksial (fig. 49.c) nën kënd të drejtë ($\beta = 90^\circ$) ose nën kënd të pjerrt ($\beta > 90^\circ$).

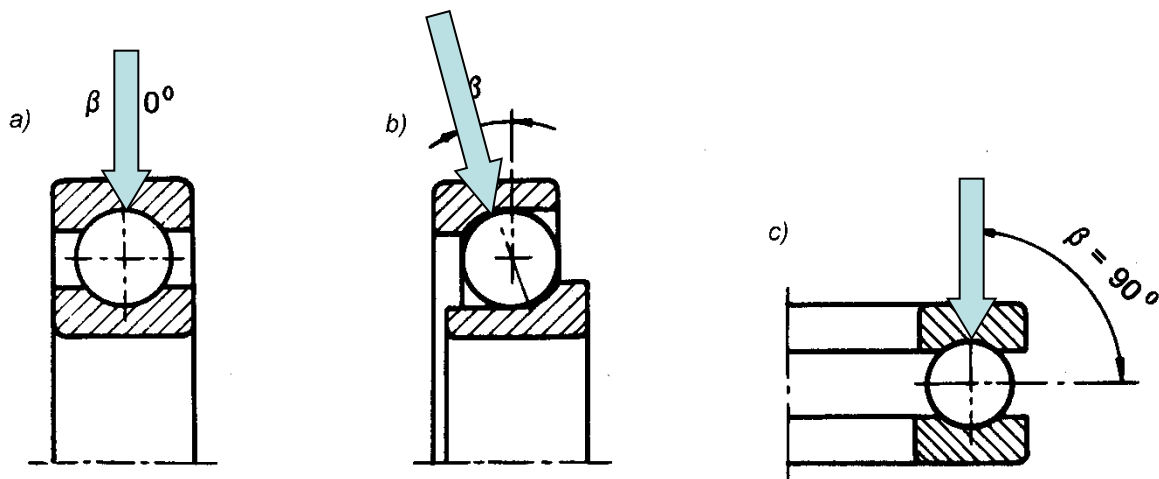


Fig. 45. Kushineta me **Kontaktim** a) radial, b) të pjerrtë c) aksial

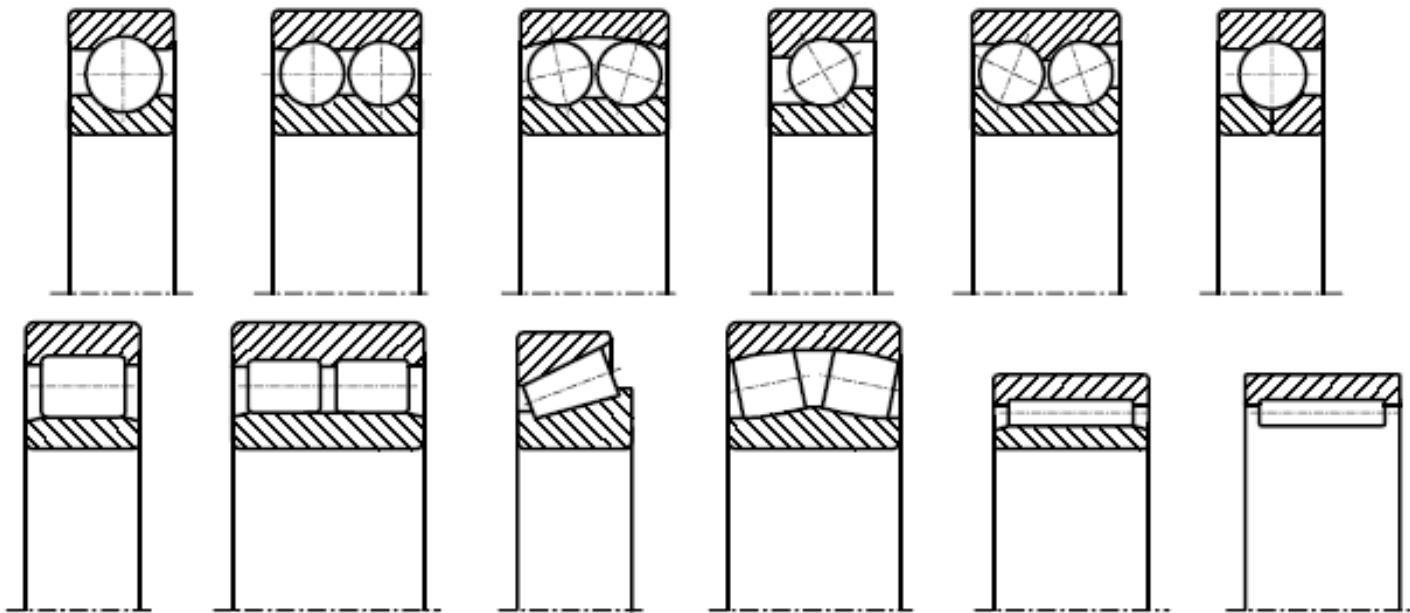


Fig. 46. Kushineta standarde radiale me elemente të ndryshme rrokullisëse

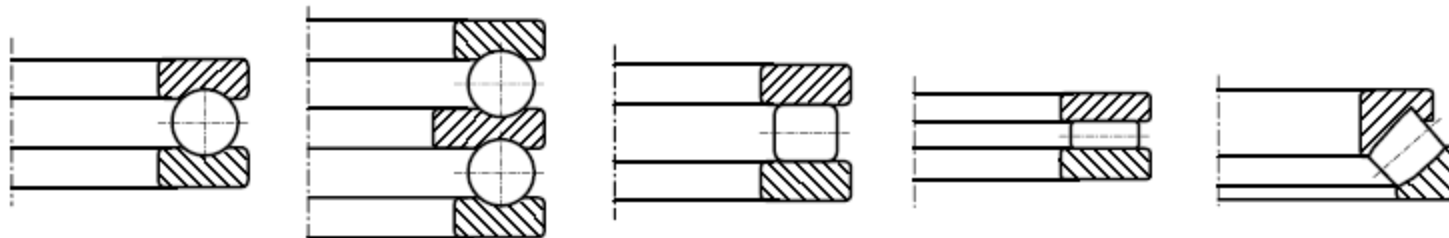
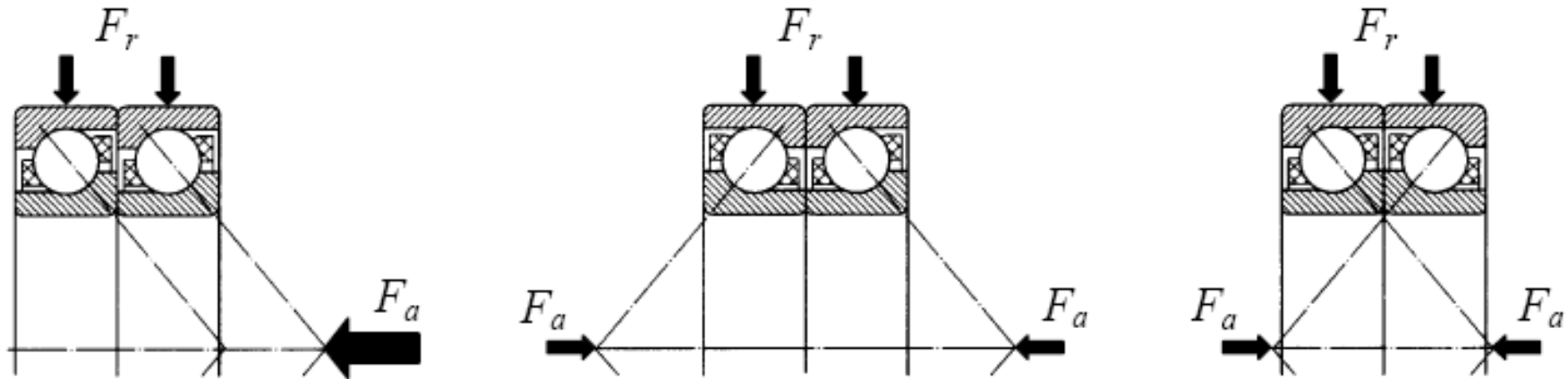


Fig. 47. Kushineta standarde aksiale me elemente të ndryshme rrokullisëse

- Për ngarkesa të mëdha në një pikë mbështetëse të boshtit mund të dyfishohet numri I kushinetave. Mënyrat e mundëshme dhe të rregullta të vendosjes së tyre me këtë rast janë treguar në fig.48.



T- vendosja

O- vendosja

X- vendosja

Fig. 48. Mënyrat e dyfishimit të kushinetave rrokullisëse

• **montimi i ftohtë me anën e çekanit dhe kësulës goditëse**

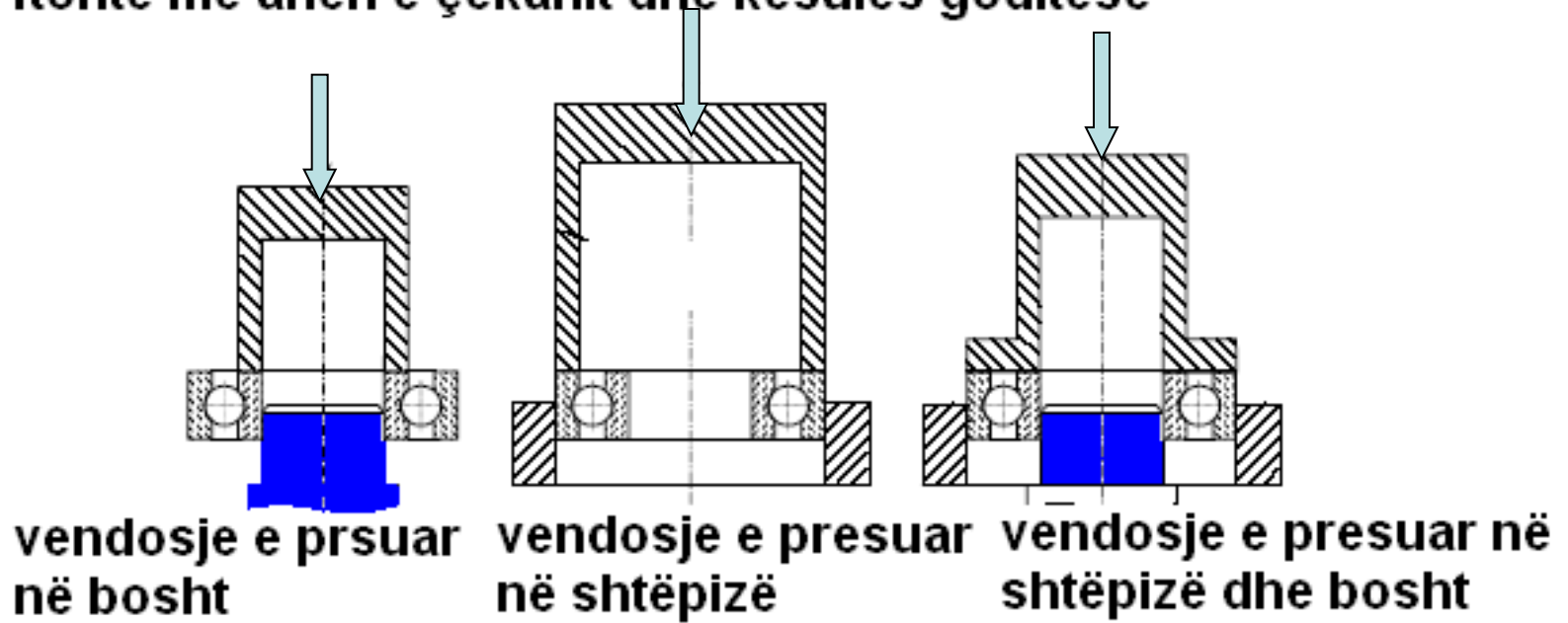
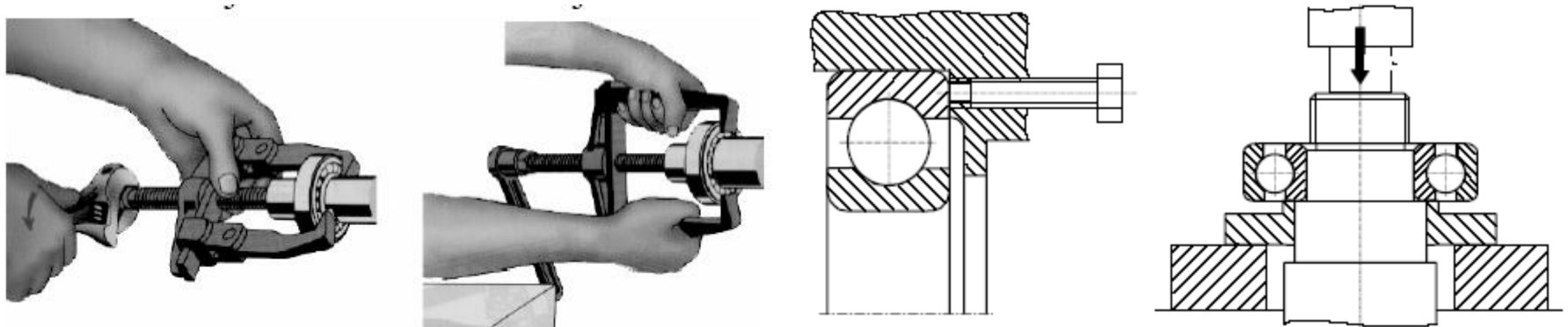


Fig. 49. Montimi i ftohtë I kushinetave rrokullisëse



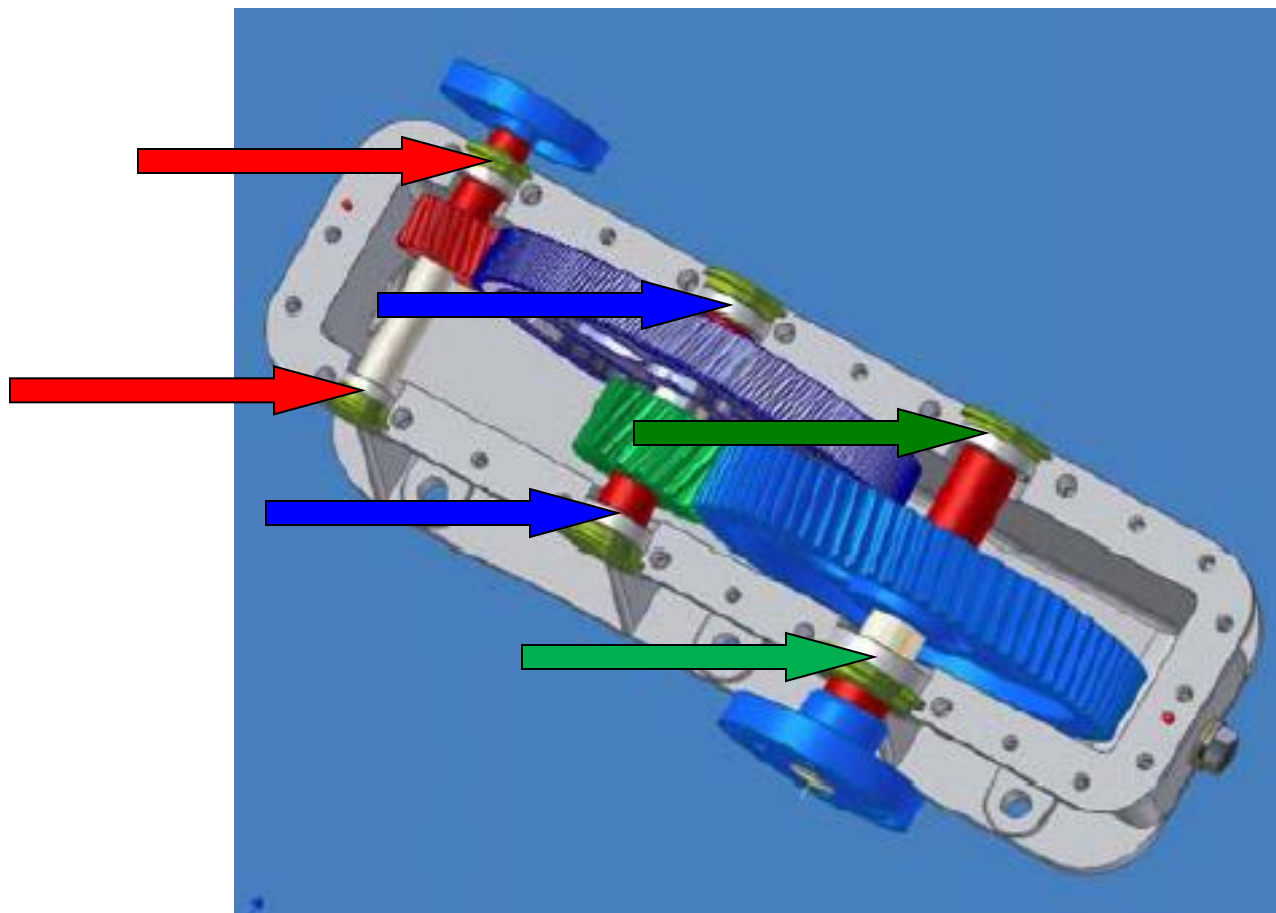


Fig. 51. Kushinetat rrokullisëse të reduktorit dyshkallësh

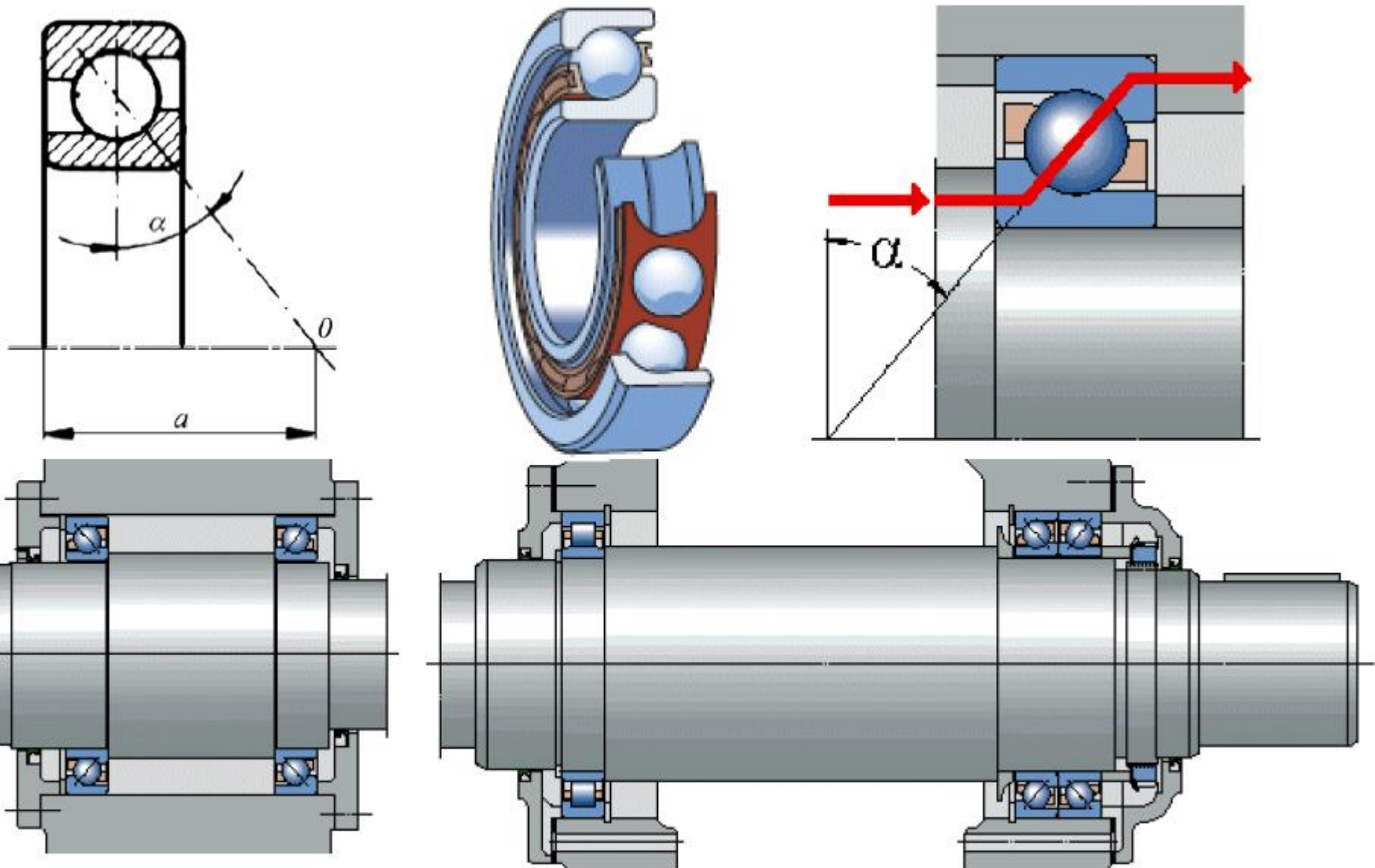
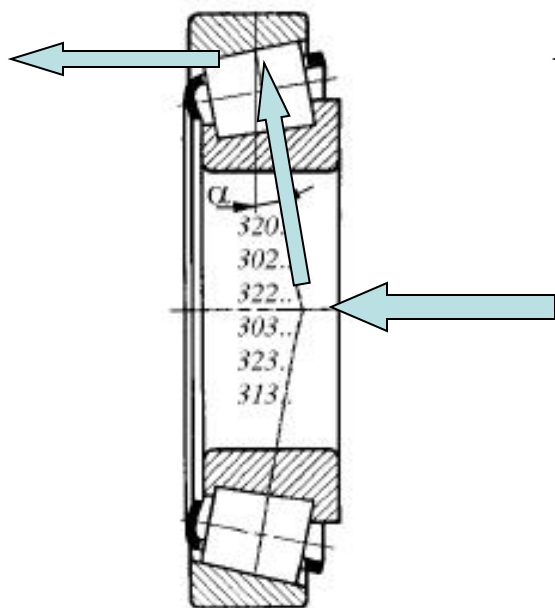
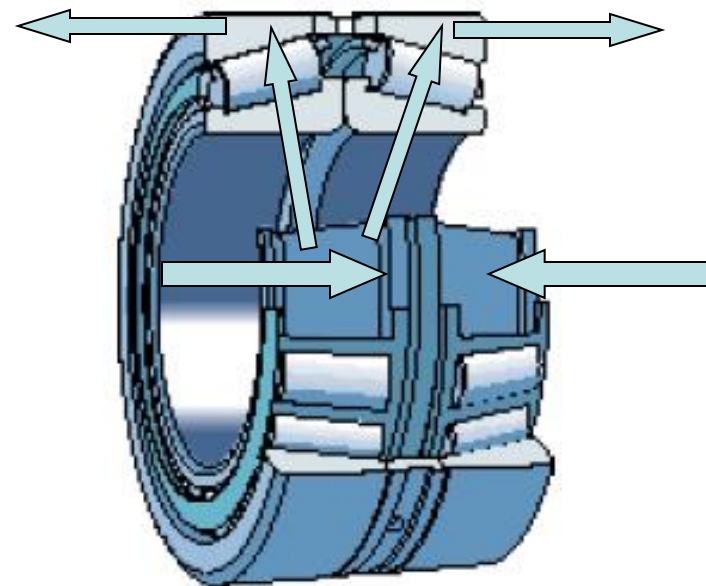
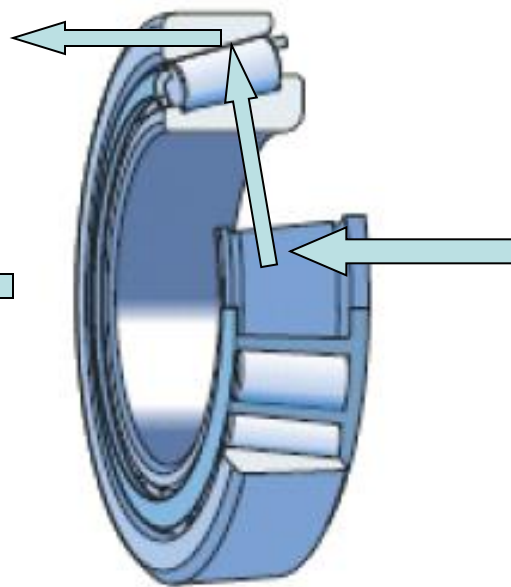


Fig. 52. Kushineta rrokullisëse të serisë 70,72 dhe 73 montuara në bosht



a) ngarkesa njëkahore



b) ngarkesa dykahore

Fig. 53. Mënyra e bartjes së ngarkesës nëpër pjesët e kushinetës radiaksiale për seritë 302, 322, 303,313 dhe 323

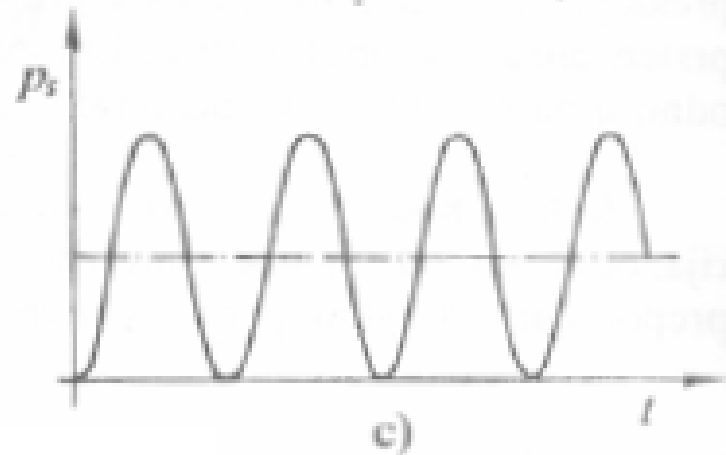
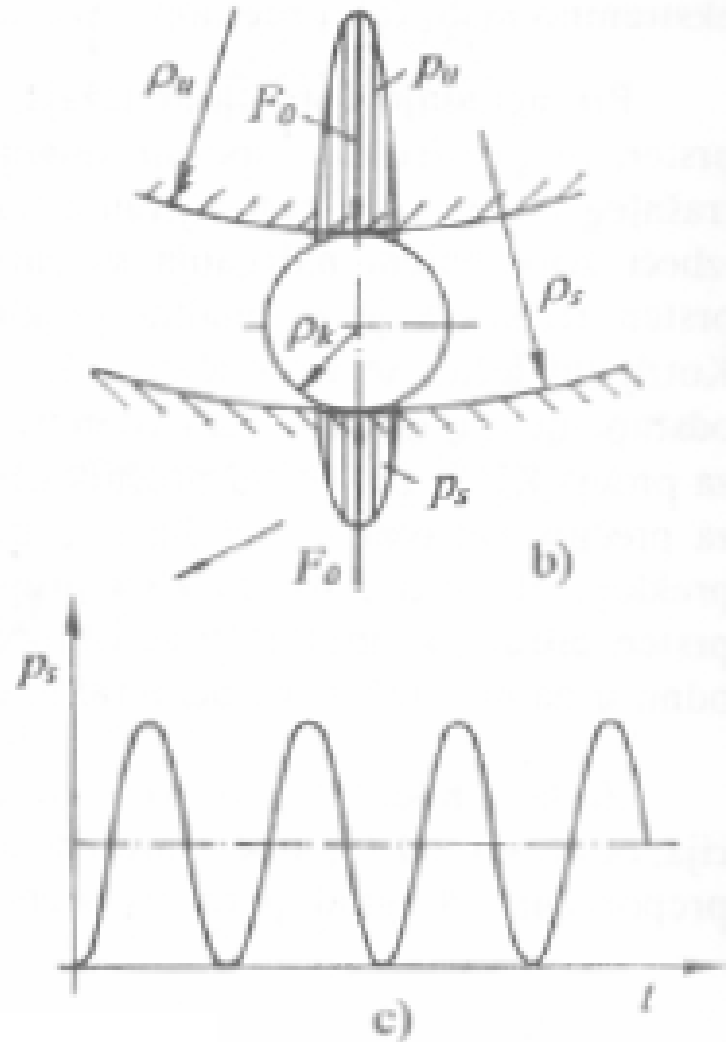
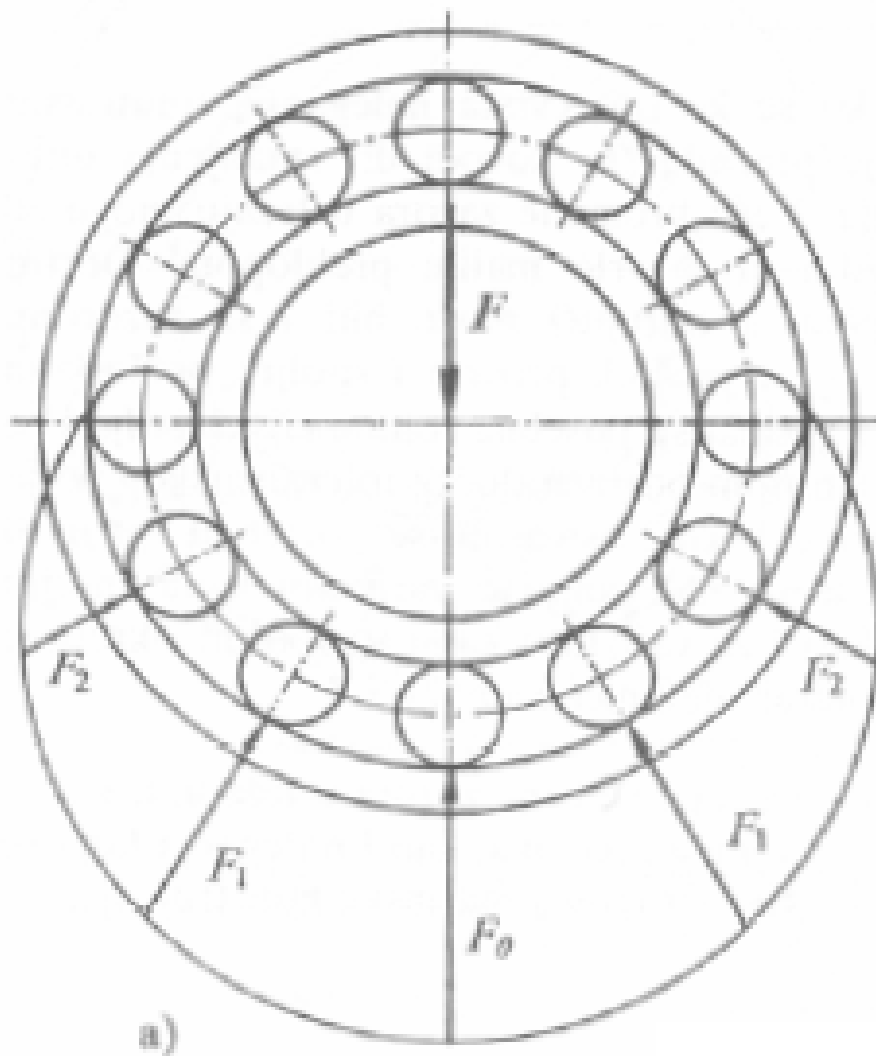


Fig. 54. Ngarkesa dhe sforcimet në pjesët e kushinetës rrokullisëse

9. BARTJA DINAMIKE DHE STATIKE E KUSHINETAVE RROKULLISËSE

- Te kushinetat rrokullisëse dallohen dy lloje bartjesh:
- *bartja dinamike*, dhe
- *bartja statike*.
- **Bartja dinamike C** - është ajo ngarkesë, me drejtim dhe intensitet konstant, nën veprimin e së cilës së paku **90%** të numrit të kushinetave të ekzaminuara realizon **10^6 cikle** të ngarkesave pa paraqitjen e **lodhjes** së pjesëve të kushinetës.
- Gjatë caktimit eksperimental të bartjes dinamike të kushinetave radiale, ngarkesa është e pastër radiale **F_r** , ndërsa rrotullohet unaza e brendshme. Gjatë ekzaminimit të kushinetave aksiale, ngarkesa është e pastër aksiale **F_a** .
- Kushinetat rrokullisëse, të cilat rrotullohen me numër më të madh se **10 min^{-1}** , konsiderohen si kushineta të ngarkuara me ngarkesë dinamike.
- Në rastin e përgjithshëm, sforcimi kontaktues **σ_H** , caktohet me shprehjen:

$$\sigma_H = K \cdot F^{\frac{1}{k}}$$

K - **konstanta**, e cila varet nga vetitë **elastike të materialeve** dhe lakorja e lodhjes së pjesëve të kontaktuar, ndërsa eksponenti ***k*** varet nga forma e pjesëve në kontakt.

***k* = 2**- për kontakt në vijë (elementet rrokullisëse cilindra, rula, kone etj)

***k* = 3**- për kontakt në pikë (elementet rrokullisëse sfera).

Në bazë të provave eksperimentale në pjesët e kushinetave rrokullisëse është fituar lidhja në mes të **qëndrueshmërisë dinamike sipërfaqësore σ_{DH}** dhe numrit kufitar të cikleve të ngarkesës ***N***, gjatë së cilave ende nuk paraqiten shenjat e shkatërrimit të sipërfaqeve kontaktuese.

$$\sigma_{DH}^m \cdot N = konst$$

m - varet kryesisht nga **vetitë mekanike** të materialit.

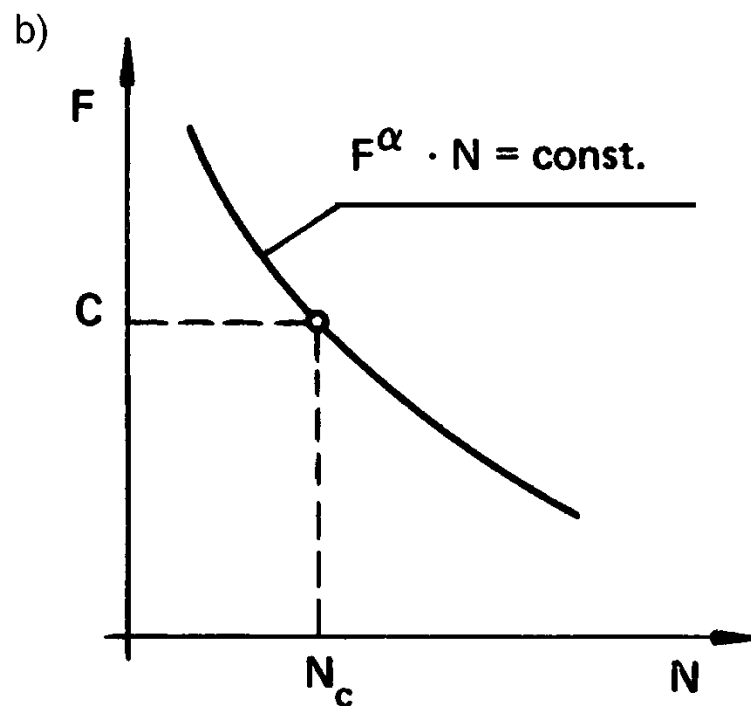
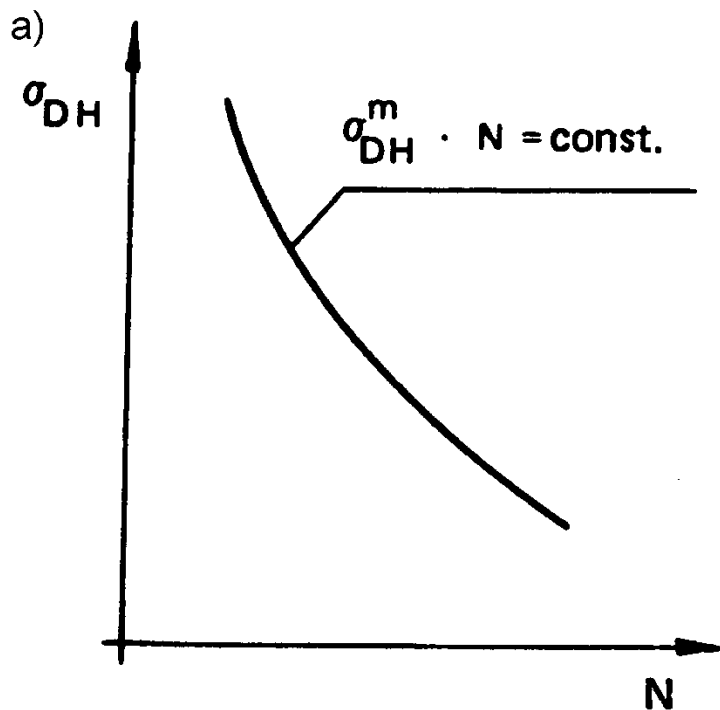


Fig. 55. Lakorja e lodhjes: a) për sforcim, b) për forcë.

Nga dy shprehjet e mëparshme për σ_H dhe σ_{DH} fitohet lidhja në mes të ngarkesës punuese F normal në rrafshin e përbashkët tangjencial të sipërfaqeve kontaktuese dhe numrit të ndërrimit të cikleve të ngarkesës N , gjatë të cilit ende nuk paraqiten shenjat e lodhjes:

$$F^\alpha \cdot N = \text{konst} \quad \text{eksponenti } \alpha = m/k.$$

- Nga fig. 61.b mund të shkruhet relacioni:

$$F^\alpha \cdot N = C^\alpha \cdot N_C \longrightarrow \left(\frac{C}{F} \right)^\alpha = \frac{N}{N_C} \quad \text{ku } N_C = 10^6.$$

$\alpha = 3$ - për kushineta me sfera,

$\alpha = 10/3$ - për kushineta me cilindra.

Nëse ngarkesa punuese e kushinetës është me intensitet të ndryshueshëm, ashtu që në intervale të caktuara kohore t_i ka vlera të ndryshueshme F_i , gjatë kësaj edhe numrat e rrotullimeve n_i mund të jenë të ndryshëm, atëherë numri i cikleve të secilës ngarkesë në afatin e përdorimit të kushinetës është:

$$N_i = n_i \cdot t_i$$

numri i përgjithshëm i cikleve në afatin e përdorimit është:
$$N = \sum_{i=1}^k N_i$$

Prandaj, shprehja për ngarkesën **ekuivalente** është:

$$F_m = \sqrt[\alpha]{\frac{1}{\sum N_i} \sum_{i=1}^k N_i \cdot F_i^\alpha}$$

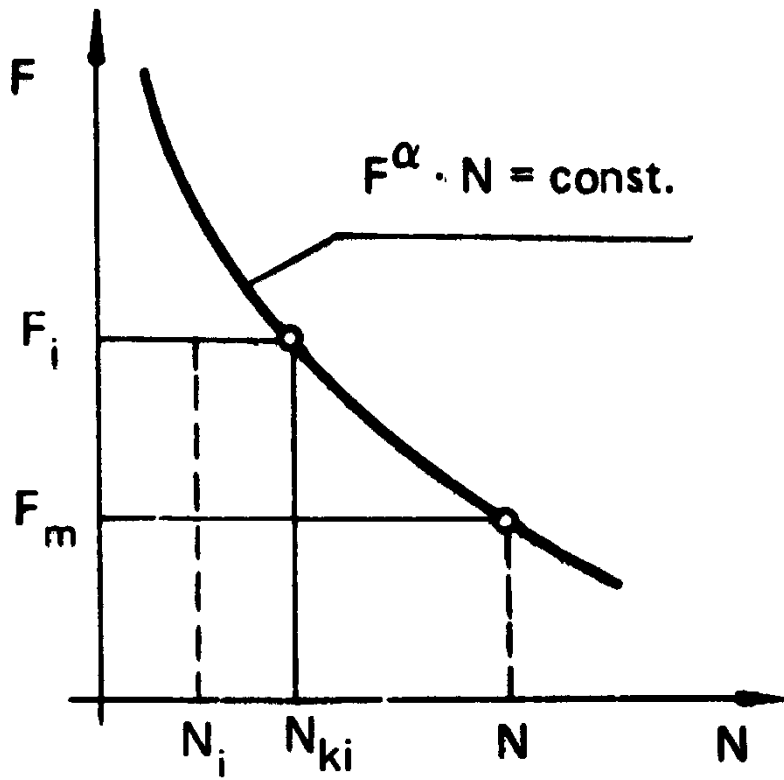


Fig. 56. Lakorja e lodhjes për forcë

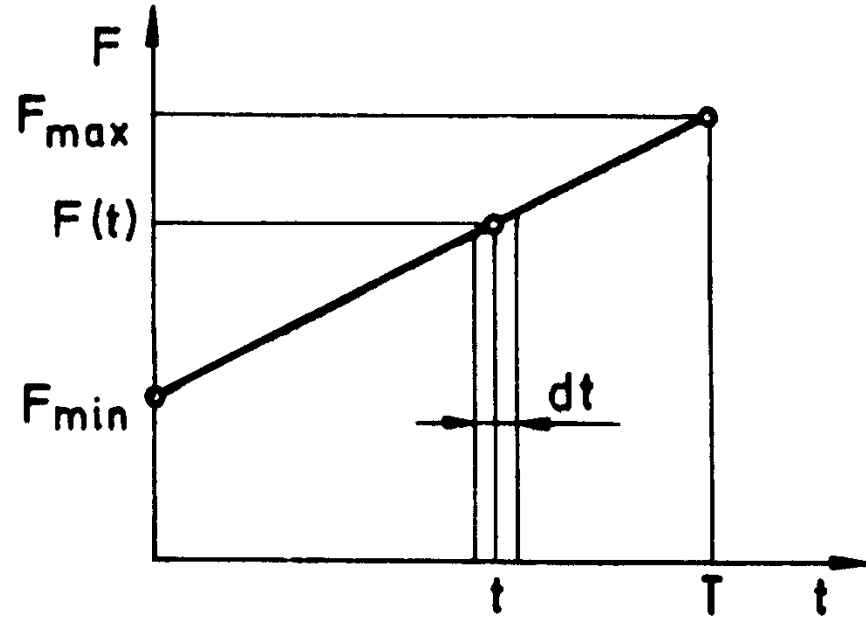


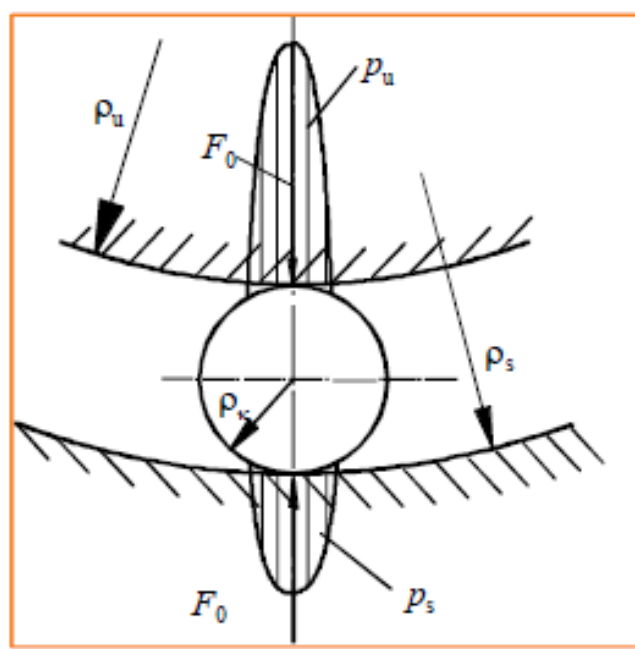
Fig. 57. Ndryshimi linear i ngarkesës

Për kalkulim të përafërt për caktimin e ngarkesës ekuivalente shfrytëzohet shprehja më e thjeshtë:

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3}$$

- Bartja statike C_0** - është ajo ngarkesë, e cila në pjesën më të rrezikuar të kushinetës nuk do të shkaktojë deformime më të mëdha se **0,01%** të diametrit të trupave rrokullisës. Kushinetat rrokullisëse, të cilat rrotullohen me numër më të vogël rrotullimesh se **10 min⁻¹**, konsiderohen si kushineta të ngarkuara me ngarkesë statike.

$$k_0 = \frac{C_0}{F_0} \quad - \text{Veçoria statike e kushinetës.}$$



$$f_s \leq 10^{-4} d_k$$

f_s - diametri I gjurmës së deformimit plastik,

d_k – diametri I elementit rrokullisës

10. NGARKESA E KUIVALENTE DINAMIKE DHE STATIKE E KUSHINETAVE RROKULLISËSE

- Zgjedhja e kushinetës bëhet në bazë të kushteve të punës dhe në bazë të veçorive të llojeve të kushinetave. Prandaj, konstruktori gjatë projektimit të konstruksioneve makinerike bënë vetëm zgjedhjen e tipit përkatës të kushinetës.
- ***Caktimi i ngarkesës ekuivalente dinamike*** - për **kushineta radiale**, të cilat mund të pranojnë edhe ngarkesa aksiale, ngarkesa ekuivalente dinamike e kushinetave caktohet me shprehjen:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

X - faktori i ngarkesës radiale

F_r - komponenti radial i ngarkesës,

Y - faktori i ngarkesës aksiale

F_a - komponenti aksial i ngarkesës,

Vlerat e faktorëve X dhe Y - caktohen nga tab.9.5.

Shenja e kushinetës		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		Shenja e kushinetës		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
			X	Y	X	Y				X	Y	X	Y
60	F_a/C_0	0,22				2,0	2302-2304	0,52		1,2			1,9
	0,025												
62	0,04	0,24				1,8	2305-2310	0,43	1	1,5	0,65		2,3
63	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6	2311-2320	0,39		1,6			2,5
64	0,13	0,31				1,4	202, 203	-	1	9,5	1		9,5
	0,25	0,37											
	0,50	0,44				1,0	22205-22207	0,32		2,1			3,1
							22208-22209	0,27		2,5			3,7
							22210-22220	0,23	1	2,9	0,6		4,4
72, 73		1,44	1	0	0,35	0,57 ¹⁾	22222-22244	0,26		2,6			3,9
3200-3210		0,80		0,78	0,63	1,24	22248-22264	0,28		2,4			3,6
3211-3222		0,95	1	0,66	0,60	1,07	22308-22310	0,37		1,8			2,7
3302-3322		0,95		0,66	0,60	1,07	22311-22315	0,35	1	1,9	0,67		2,9
1200-1203		0,31		1,8		2,8	22316-22340	0,34		2,0			3,0
1204-1205		0,27		2,3		3,6	22344-22356	0,35		1,9			2,9
1206-1207		0,23	1	2,7	0,65	4,2	30203-30204	0,34					1,75 ¹⁾
1208-1209		0,21		2,9		4,5	30205-30208	0,37					1,60
1210-1212		0,19		3,4		5,2	30209-30222	0,41					1,45
1213-1222		0,17		3,6		5,6	30224-30230	0,44					1,35
2200-2204		0,50		1,3		2,0	32206-32208	0,37					1,60
2205-2207		0,37		1,7		2,6	32209-32222	0,41					1,45
2208-2209		0,31	1	2,0	0,65	3,1	332224-	0,44	1	0	0,4		1,35
2210-2213		0,28		2,3		3,5	30302-30303	0,28					2,10
2214-2220		0,26		2,4		3,8	30304-30307	0,31					1,95
1300-1303		0,34		1,8		2,8	30308-30324	0,34					1,75
1304-1305		0,29	1	2,2	0,65	3,4	32303	0,28					2,10
1306-1309		0,25		2,5		3,9	32304-32307	0,31					1,95
1310-1320		0,26		2,8		4,3	32308-32324	0,34					1,75

- Nëse është $F_a = 0$, atëherë ngarkesa ekuivalente është $F = F_r$, dhe nëse është $F_r = 0$ ngarkesa ekuivalente është $F = F_a$.
- Për kushineta **aksiale**, të cilat mund të pranojnë edhe forcën radiale, ngarkesa ekuivalente caktohet me shprehjen:

$$F = F_a + 1,2F_r \quad \text{dhe} \quad F_r \leq 0,55F_a$$

Caktimi i ngarkesës ekuivalente statike - për kushineta **radiale** ngarkesa ekuivalente statike llogaritet me shprehjen:

$$F_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

- Vlerat e faktorëve **X0** dhe **Y0** caktohen në mbështetje të shprehjeve të dhëna në tabelën 9.7.
- Për kushineta **aksiale konike**, ngarkesa ekuivalente statike caktohet me shprehjen:

$$F_0 = F_a + 2,7F_r \quad \text{dhe} \quad Fr \leq 0,55Fa.$$

11. ZGJEDHJA E KUSHINETËS SIPAS BARTJES DINAMIKE DHE STATIKE

- **Zgjedhja e kushinetës sipas bartjes dinamike** - pas zgjedhjes së tipit të kushinetës dhe caktimit të ngarkesës ekuivalente, bëhet zgjedhja e kushinetës në mbështetje të bartjes së nevojshme dhe afatit të përdorimit.
- Raporti i bartjes dinamike dhe ngarkesës ekivalente përkufizohet me shprehjen:

$$\left(\frac{C}{F}\right)^\alpha = \frac{N}{N_C} \quad \begin{array}{l} N = 60 T \cdot n - \text{numri i cikleve të ngarkesës,} \\ N_C = 10^6 - \text{numri i cikleve për bartjen dinamike.} \end{array}$$

Pas zëvendësimit të madhësive në shprehjen e dhënë më lart fitohet:

$$\left(\frac{k_t \cdot C}{F}\right)^\alpha = \frac{60 \cdot n \cdot T}{10^6}$$


$$C \geq \frac{F}{k_t} \cdot \sqrt[\alpha]{\frac{60 \cdot n \cdot T}{10^6}} \quad - \text{Kjo është bartja e fituar me llogaritjet}$$

Bartja dinamike e nevojshme e kushinetës caktohet me shprehjen;

- për kushte punuese konstante:

$$C_{\log} \geq \frac{F}{k_t} \cdot \alpha \sqrt{\frac{60 \cdot n \cdot T}{10^6}}$$

Me rastin e zgjedhjes së kushinetës, çdoherë duhet të plotësohet kushti:

$$C_{tab} \geq C_{\log}$$

Kjo është me rëndësi praktike !

• Afati I përdorimit- për kushte punuese konstante

$$T = \left(\frac{k_t \cdot C}{F} \right)^\alpha \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right)$$

C - bartja dinamike,

F - ngarkesa ekuivalente dinamike,

T - afati i përdorimit,

n - numri i rrotullimeve,

$\alpha = 3$ - për kushineta me sfera,

$\alpha = 10/3$ - për kushineta me cilindra, kone dhe rula,

k_t - faktori i temperaturës, vlerat orientuese janë dhënë në tabelën 9.8.

Afati i përdorimit të kushinetës i caktuar sipas shprehjes paraprake i përgjigjet **sigurisë prej 90%**, përkatësisht besueshmëria që kushineta të arrijë afatin nominal të përdorimit është **90%**.

Nëse dëshirohet siguri më e madhe, nëse kushineta është punuar nga materia-li jostandard ose nëse punon në kushte të veçanta, standardi **ISO** propozon që afati i përdorimit T i caktuar më parë të korrigohet me faktorët **a1**, **a2** dhe **a3**, pra:

$$T_n = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot T$$

a1 - faktori i sigurisë,
a2 - faktori i materialit,
a3 - faktori i kushteve të punës.

Besueshmëria %	a_1
90	1
95	0,62
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

Faktori a2 varet nga vetitë e materialeve të pjesëve të kushinetës dhe merr parasysh ndikimin e teknologjisë së përfitimit të materialit.

Faktori a3 merr parasysh ndikimin e temperaturës së rritur punuese në viskozitetin e lyerësit dhe në efikasitetin e lyerjes.

Zgjedhja e kushinetës sipas bartjes statike -

bartja statike e kushinetës caktohet me shprehjen

$$C_0 = k_0 \cdot F_0$$

F_0 - ngarkesa ekuivalente statike,
 k_0 - veçoria statike e kushinetës.

12. LIDHËSET, NDARJA DHE KALKULIMI

- **Lidhëset** janë tërësi makinerike, të cilat përdoren për lidhjen e dy boshteve **koaksiale** ose boshteve me pjesët rrotulluese (dhëmbëzorët, yllëzat, rrotat e rripave, etj.) me qëllim të bartjes së momentit të rrotullimit.

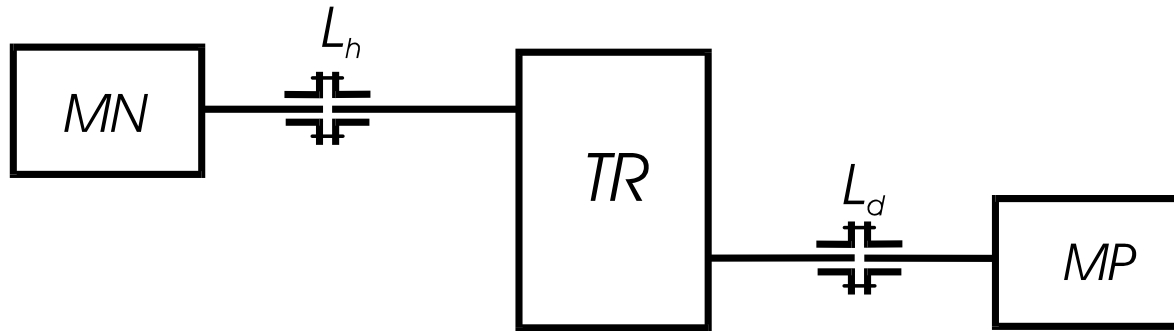


Fig. 58. Lidhja e boshteve me lidhëse:
 L_h - lidhësja hyrëse, L_d - lidhësja dalëse.

lidhëset përdoren edhe për:

- përballimin e shmangieve **radiale**,
- **aksiale** dhe
- **këndore** të boshteve,

shuarjen e lëkundjeve torzive dhe ngarkesave goditëse gjatë punës, dirigjimin në distancë, sigurimin e pjesëve të lidhura nga tejngrakesa ose kahut të padëshiruar të rrotullimit etj.

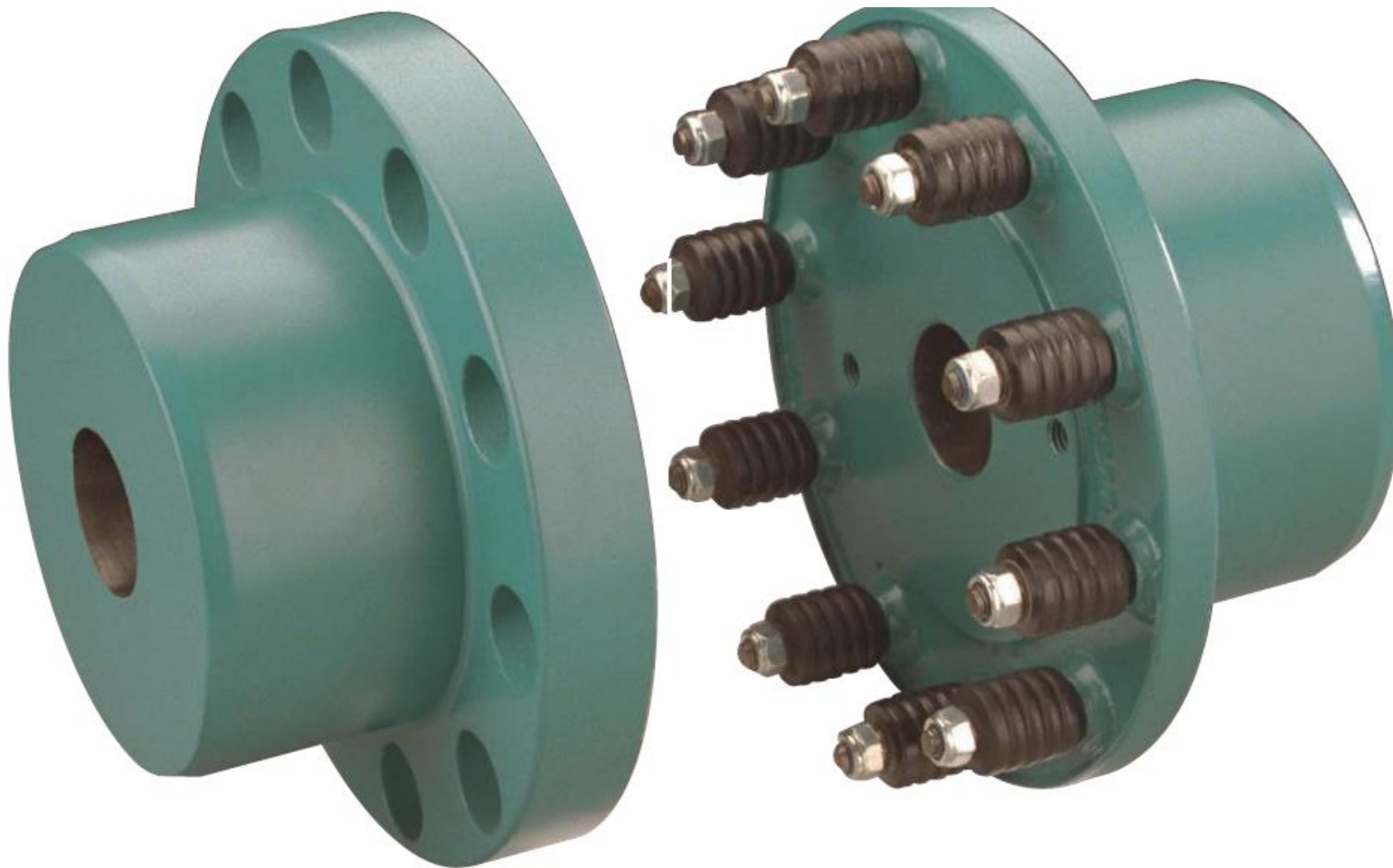


Fig. 59. Lidhësja PecoFlex

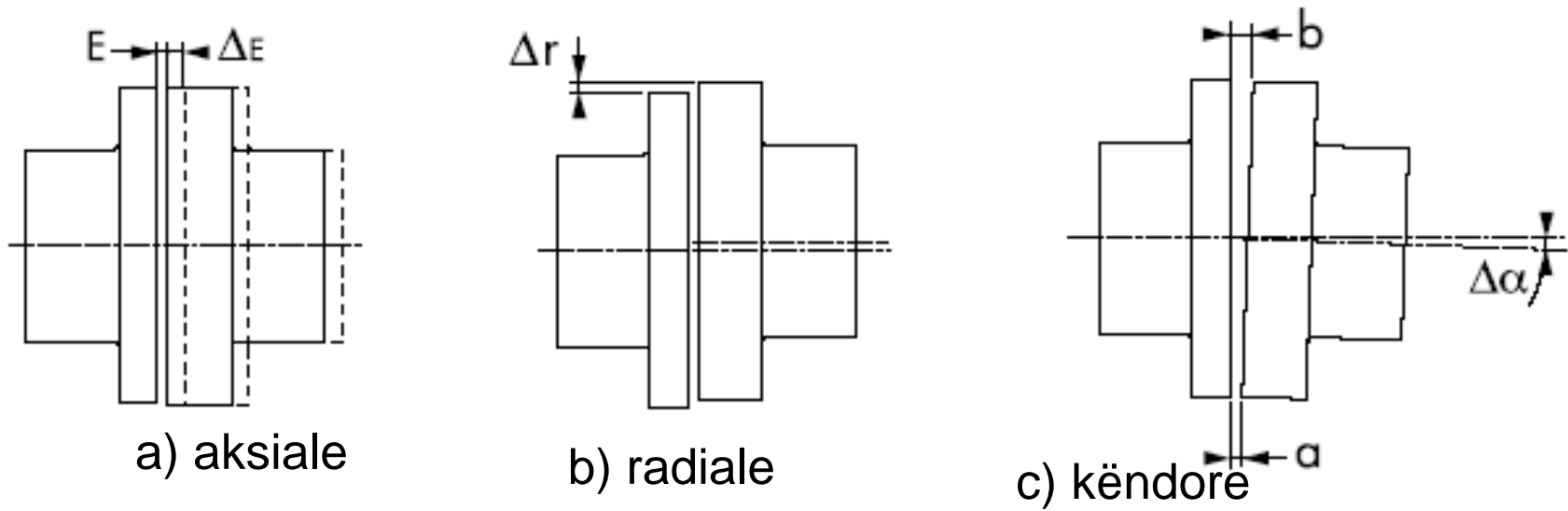


Fig.60. Llojet e shmangieve që duhet ti përballoi lidhësja

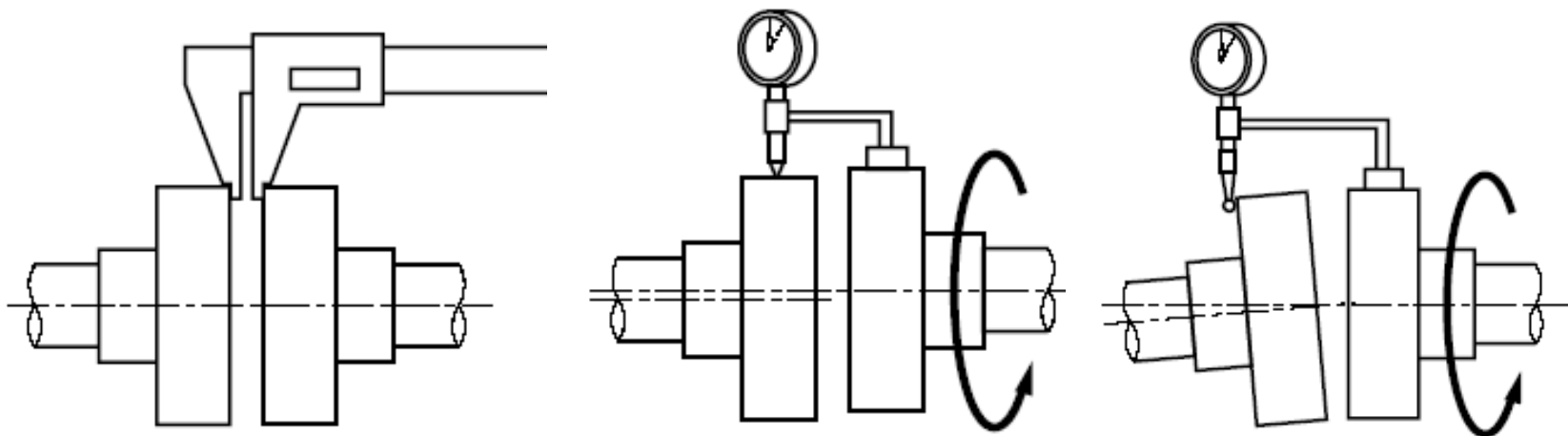


Fig. 61. Matja dhe kontrollimi I shmangieve të cilat I përballon lidhësja

- **Ndarja themelore** e lidhëseve është bërë sipas mundësisë së ndarjes së lidhjes gjatë punës, dhe atë të:
- ***pandashme*** - të cilat sigurojnë bartjen e pandërprerë të momentit të rrotullimit gjatë punës, pa mundësi të ndarjes së boshteve në mes vedi,
- ***ndashme*** - të cilat sipas nevojës bëjnë të mundshme kyçjen dhe shkyçjen e boshteve gjatë punës.
- **Kalkulimi I lidhëseve** bëhet në bazë momentit maksimal.

$$T_{max} = K \cdot T_{nom}$$

$$T_{nom} = \frac{P}{\omega} \quad \text{- momenti nominal i rrotullimit,}$$

P - fuqia nominale e makinës ngasëse,

ω - shpejtësia këndore,

$$K = K_A \cdot K_1 \cdot K_2 \quad \text{- faktori i përgjithshëm,}$$

- ***KA*** - faktori i goditjeve (tabela 10.1.),
K1- faktori i afatit të përdorimit gjatë 24 orëve (tabela 10.2.),
K2- faktori i numrit të kyçjeve (tabela 10.3.).

13. LIDHËSET E PANDASHME, LIDHËSET ME DISQE

- **Lidhësja me disqe** - përbëhet prej disqeve (fig. 69.a) të cilët punohen prej gizes së hirtë (*GH22*), ndërsa përforcohen për bosht me ndihmën e pykave. Disqet në mes vedi lidhen me ndihmën e bulonave, pra me bulona që **nuk i përshtaten vrimës** (tipi *A*) dhe bulona që **i përshtaten vrimës** (tipi *B*).

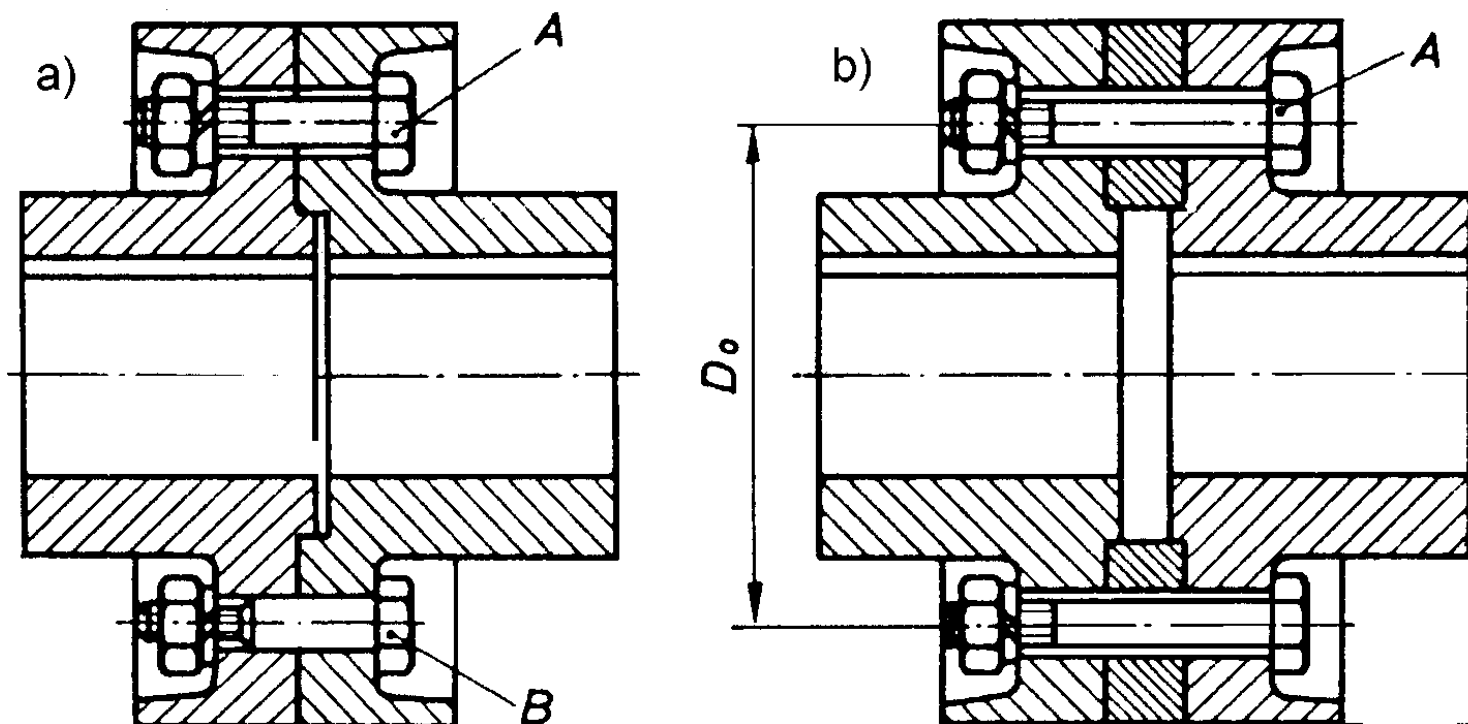


Fig. 62. Lidhësja me disqe: a) pa unazë, b) me unazë.

14. LIDHËSET NYJORE KARDANIKE

- **Lidhësja nyjore-kardanike** - mundëson lidhjen e boshteve, akset e të cilave priten nën kënd. Ai gjatë punës mund të jetë konstant ose të ndryshojë në kufijtë (teorikisht $\alpha = 5 \dots 30^\circ$, $\alpha = 0 \dots 45^\circ$).
- Kjo lidhëse përbëhet prej dy disqeve nyjore me pirunë (1) dhe (2) të vendosur në kënd 90° (fig. 63.), ku secili disk pavarësisht mund të lëvizë në një rrafsh. Disqet nyjorë përmes dorëzave të pirunëve janë lidhur me kryqin kardanik (3). Disqet nyjorë lidhen me boshtet me lidhje me kanale ose me saldim.

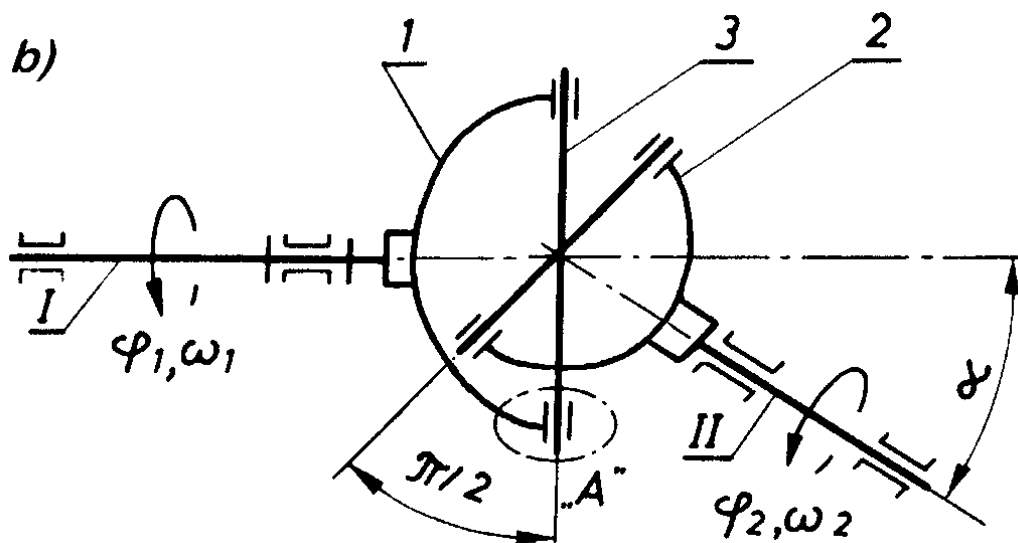


Fig. 63. Lidhësja nyjore - kardanike: b) paraqitja skematike.

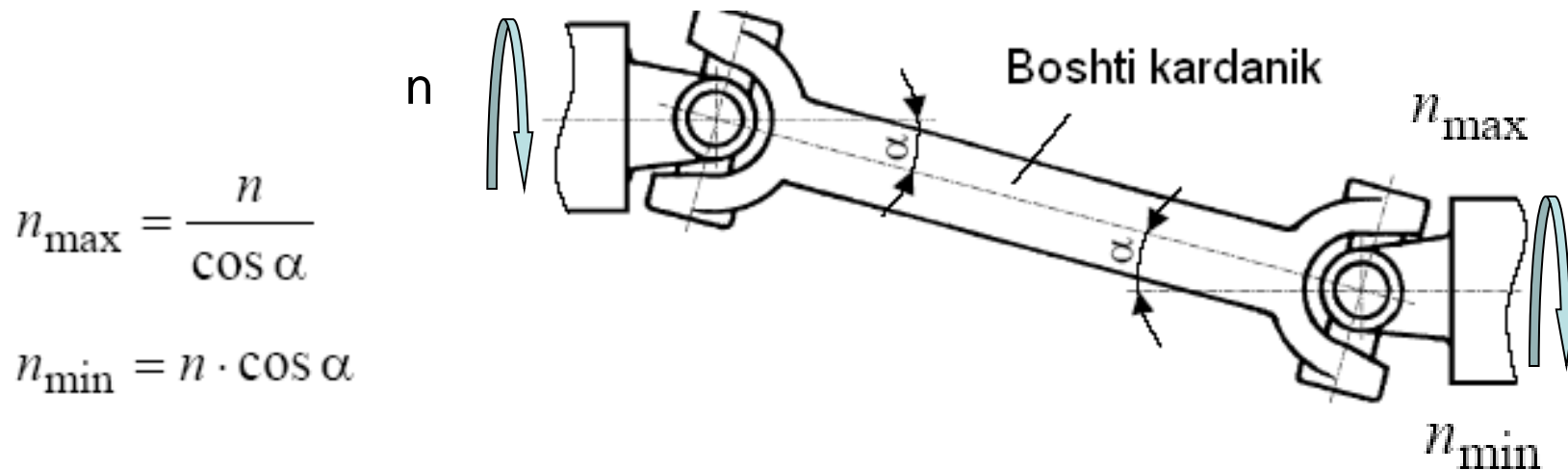
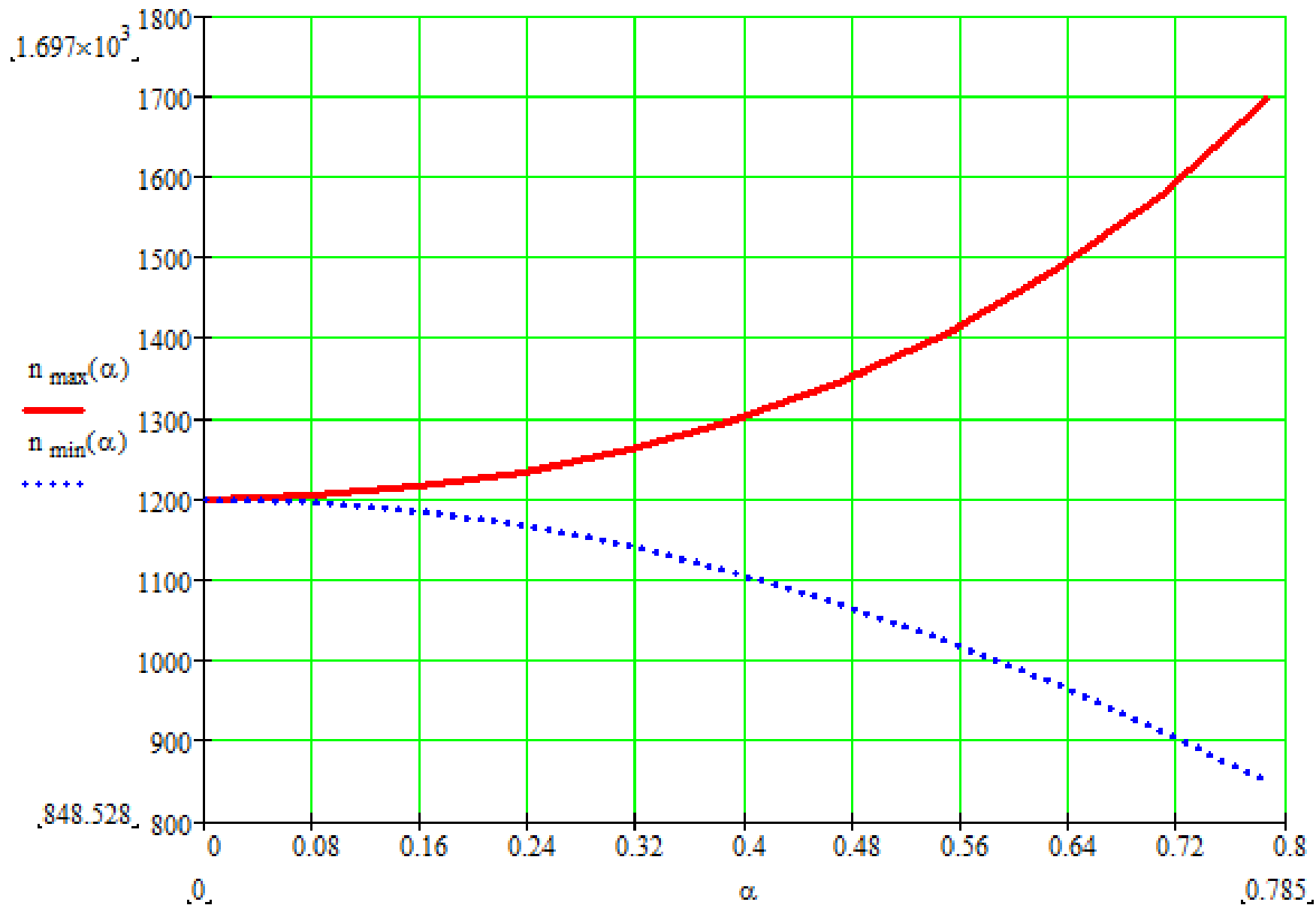


Fig. 64. Ndryshimi i numrit të rrotullimeve të boshtit të udhëzuar varësisht nga këndi α

E mëtej e kësaj lidhëseje kardanike është **jolineariteti** gjatë bartjes së shpejtë-sisë këndore ω_2 dhe e momentit të rrotullimit të boshtit të udhëzuar T_2 për vlera konstante të shpejtësisë këndore ω_1 , momentit të rrotullimit të boshtit udhëzues T_1 dhe këndit të thyerjes α në funksion të këndit φ_1 (tabela 10.6.).

Jolineariteti rritet me ndryshimin e këndit të thyerjes α , sepse këndi i rrotullimit të pirunit - boshtit të udhëzuar është caktuar me shprehjen:



Ndikimi I këndit në n_{\max} dhe n_{\min}

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{\operatorname{tg}\varphi_1}{\sin\alpha}$$

φ_1 - këndi i rrotullimit të pirunit-boshtit udhëzues.

Boshti i udhëzuar përkatësisht piruni, gjatë një rrotullimi të plotë, dy herë në mënyrë alternative shkon përpara dhe mbetet prapa ndaj pirunit udhëzues për këndin $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$ (fig. 10.8.a), gjatë së cilës shpejtësia këndore ω_2 (fig. 10.8.b) dhe momenti i rrotullimit **T2** fitojmë vlerat ekstreme.

Transmetuesi i tillë me rrotullim jolinear ($\varphi_2 \neq \varphi_1$ dhe $\omega_2 \neq \omega_1$) quhet **asinkron ose johomokinetik**. Treguesi i asinkronitetit është **shkalla e jolinearitetit**:

$$k_\omega = \frac{\omega_{2max} - \omega_{2min}}{\omega_1} = i_{max} - i_{min} = \operatorname{tg}\alpha \cdot \sin\alpha$$

i_{min}, i_{max} - vlerat ekstreme të raportit të transmisionit.

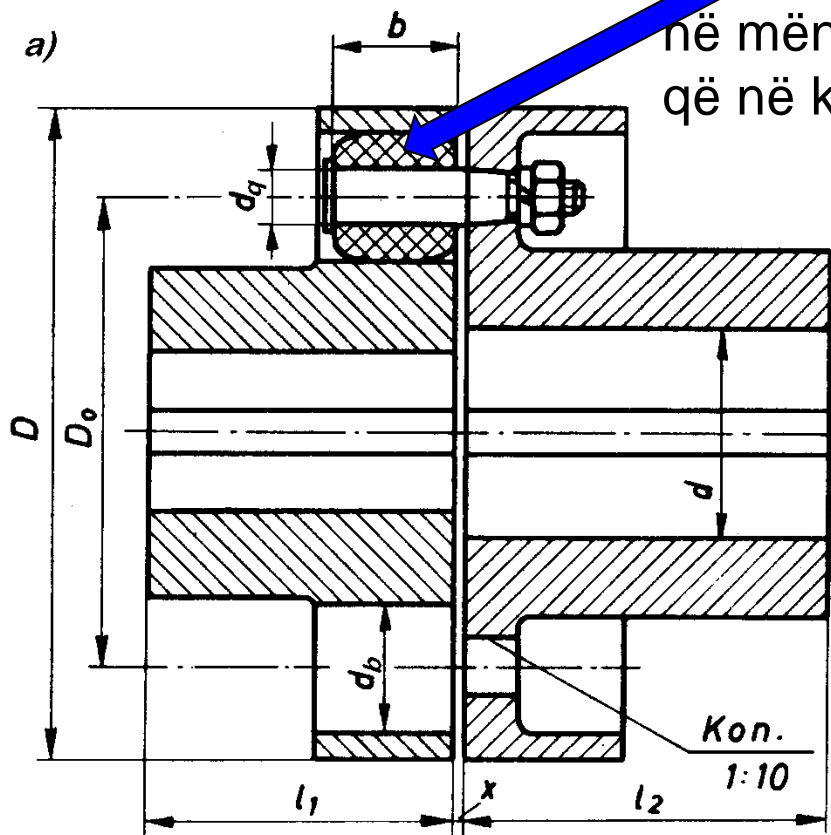
15. LIDHËSET E PËRSHTATSHME ELASTIKE ME ELEMENTE JOMETALIKE

Lidhëset elastike kanë mundësinë e kompensimit të shmangieve të **vogla radiale**, **aksiale** dhe **këndore** të akseve gjeometrike të boshteve.

Në varësi nga pjesët elastike që përdoren, lidhëset e përshtatshme elastike mund të jenë me element elastik:

- **jo metalike** (goma, lëkura ose poliuterani),
- **metalike** (sustat prej çelikut).

- **Lidhësja me unazë prej gome** - është njëra prej lidhëseve më të thjeshta elasti-ke. Në njërin disk janë unazat, që janë të vendosura në bulona ose kunjja të cilët janë të lidhur për diskun tjetër (fig. 65.a).



Elementet elastike mund të vendosen në mënyrë alternative në të dy disqet që në këtë rast kanë formë të njëjtë.

Lidhësja me kurorë elastike (fig. 66.) - ka dy disqe që lidhen në mes vedit me kurorën elastike, e cila është në një vend e prerë radialisht me qëllim të montimit më të lehtë. Kurora është prej gomës e përforcuar me shtresa të bezit ose fijeve të pambukut, të sintetikës etj., që nën veprimin e momentit të rrotullimit rreken në zgjatje.

Fig. 65. Lidhësja me unaza prej gome.

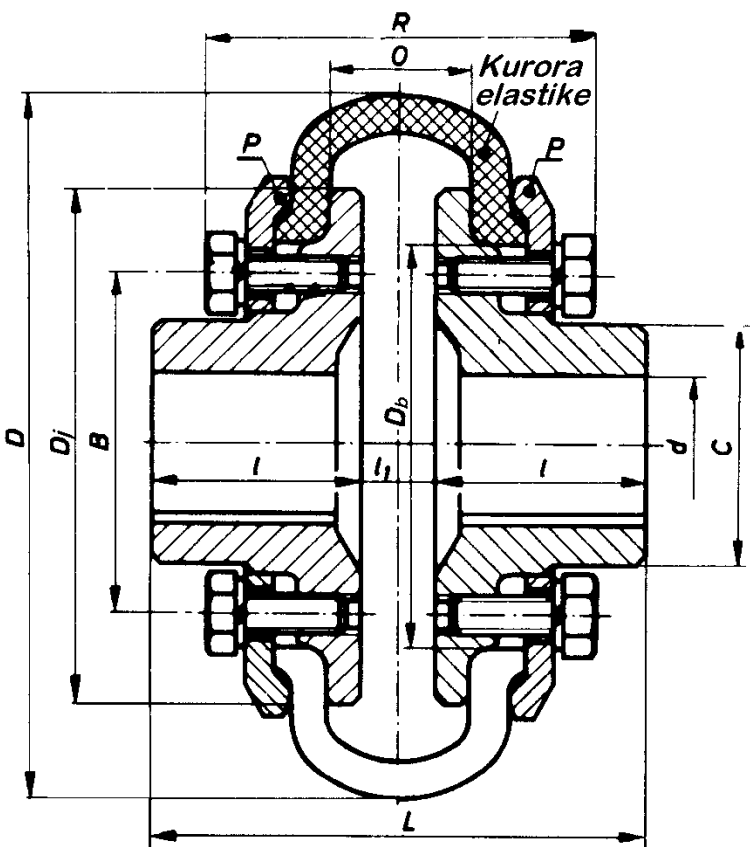


Fig. 66. Lidhësja periflex

- **Lidhësja elastike me kthetra** - përbëhet nga disku një ose dypjesësh (1) me kthetra të vendosura në vendet e caktuara në diskun (2). Në mes të kthetrave dhe vendeve të caktuara vendosen materialet prej lëkure, gome ose termoplasti (fig. 67.).

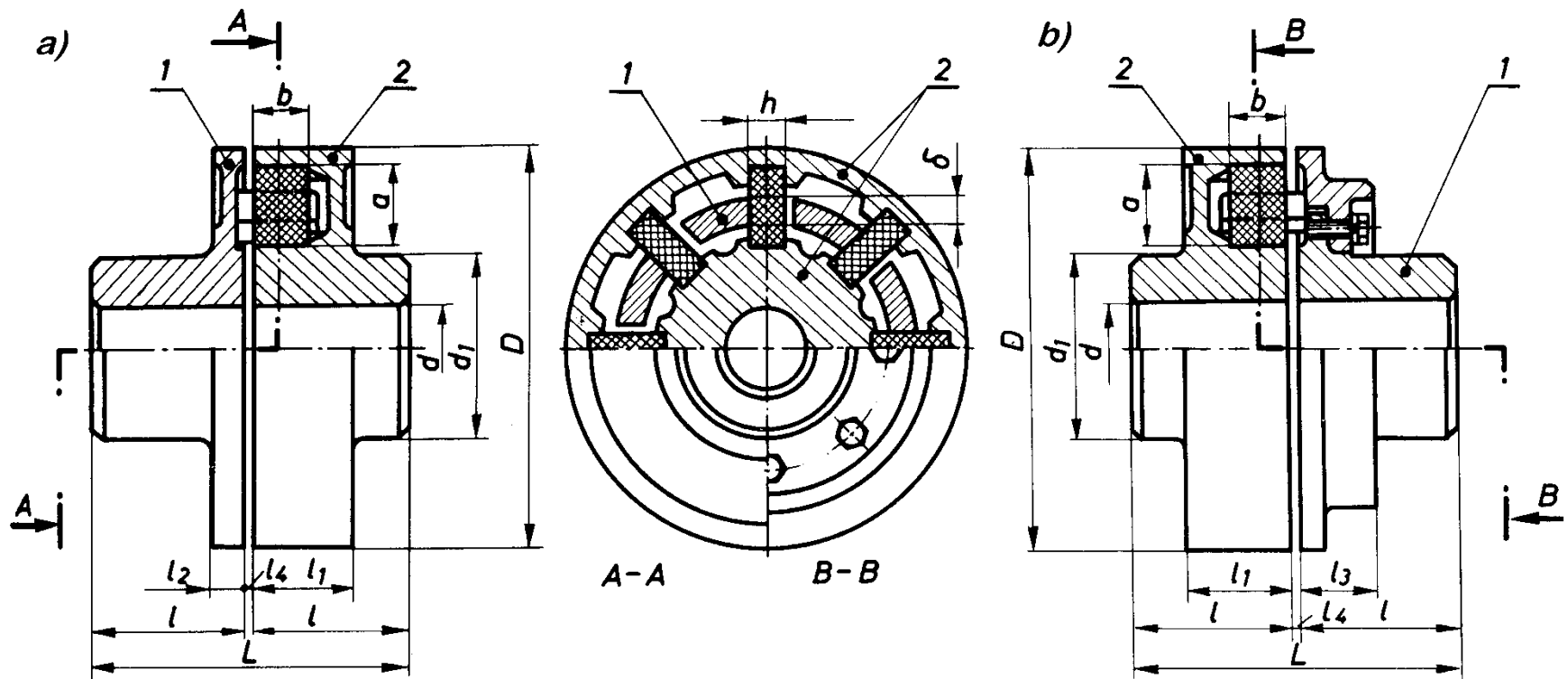


Fig. 67. Lidhësja elastike me kthetra.

Flexible Claw couplings



Fig. 68. Lidhsja me kthetra elastike
(prodhim Gjerman)

16. LIDHËSET E NDASHME FRIKSIONE

- Lidhëset friksione bartin momentin e rrotullimit me ndihmën e rezistencës ndaj fërkimit.
- Përparësitë kryesore të lidhëseve friksione në krahasim me lidhëset me dhëm-bë dhe me kthetra janë kyçja e shkallëzuar dhe kohëzgjatja më e madhe e procesit të kyçjes. Me këtë zvogëlohen forcat e inercisë ose të goditjes gjatë lidhjes së pje-sëve.
- Format konstruktive të lidhëseve friksione janë caktuar me formën e sipërfaqeve të kontaktit, të cilat mund të jenë të rrafshta, konike dhe cilindrike (fig. 69.).

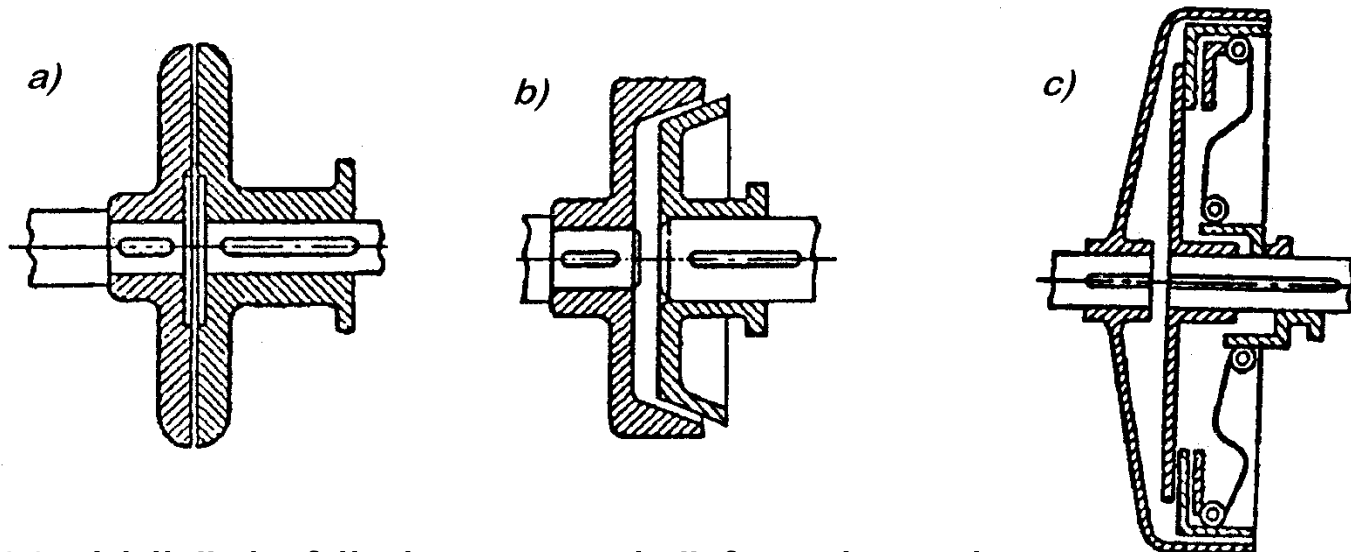


Fig. 69. Lidhësja friksione me sipërfaqe kontaktuese:
a) të rrafshta, b) konike, c) cilindrike.

- Sipas mënyrës së bartjes dhe realizimit të forcës së shtypjes, sistemet për drejtim të kyçjes-shkyçjes së lidhëses ndahen në:
- **mekanike** - te të cilët me veprimin e drejtuesit realizohet forca dhe bartet me sistemet e levave,
- **pneumatike dhe hidraulike** - te të cilët forca realizohet me veprimin e ajrit ose të vajit nën shtypje, dhe
- **elektrike** - të cilët krijojnë forcën elektromagnetike.

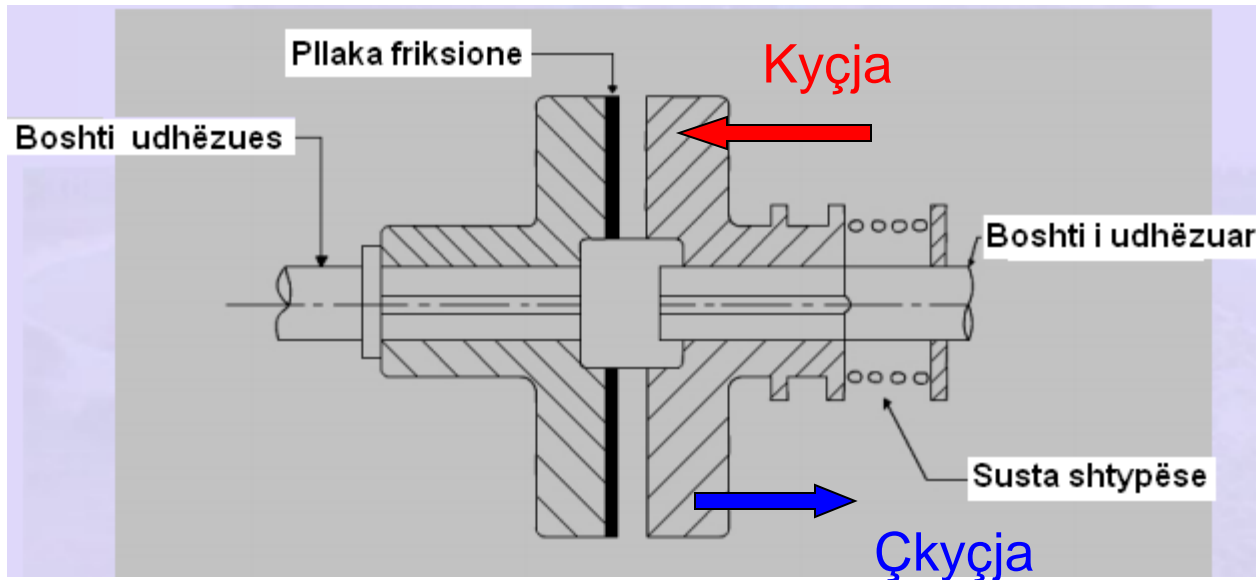


Fig. 70. Pjesët kryesore të lidhëses friksione me sipërfaqe të rrafshhtë

FUND

- **Falemnderit për vëmendje!**
- **Sukses në provim!**
- **Mos luftoni për nota, por për dije.**