

LËNDA: DETALET E MAKINAVE

- Fondi i orëve: **2+2**
- Arsimtari: ***Dr.sc. Azem Kyçyku, kabineti 624***
- ***Asistenti: Msc. Riad Morina***

Mënyra e dhënies së provimit:

1. Me teste:

- ***Testi i I 27 poena (d-13.5 + t-13.5)***
- ***Testi i II 27 poena (d-13.5 + t-13.5)***
- ***Testi i III 27 poena (d-13.5 + t-13.5)***
- ***Detyrat grafike 9 poena (3 x 3)***
- ***Vijueshmëria 10 poena (l-5 +u-5)***
- ***gjithësejtë 100 poena***
- ***Nota:***
- ***51...60 poena....6 (gjashtë)***
- ***61...70 poena....7 (shtatë)***
- ***71...80 poena....8 (tetë)***
- ***81...90 poena....9 (nëntë)***
- ***91...100 poena....10(dhjetë)***

2.Provim:

- **Provimi me shkrim**
- 3 detyra.....30 poena (15 poena studenti e kalon provimin me shkrim)
- **Provimi me gojë** (tërheqë 3 tiketa dhe zgjedh një të një nga ato. Në çdo tiketë janë 5 pyetje. Studenti përgjigjet në tabelë).

LITERATURA:

Literatura bazë:

1. Dr.sc. N.Ibrahimi: DETALET E MAKINAVE I
2. Dr.sc. N.Ibrahimi: DETALET E MAKINAVE II (Libri1 dhe Libri 2)
3. Dr.sc. Azem Kyçyku: PËRMBLEDHJE E DETYRAVE TË ZGJIDHURA NGA DETALET E MAKINAVE
4. Dr.sc. Azem Kyçyku: UDHËZIMET E DETYRAVE GRAFIKE NGA DETALET E MAKINAVE (Praktikum)

- **Literatura shtesë:**
- 1. Prof.dr. Zoran Ren : Strojni elementi, Univerza v Mariboru, 2003;
- 2. Nga interneti: Rolloff/ Matek Maschinenelemente; Mechanical desktop.

- **VËREJTJE:**
- Gjatë zhvillimit të orës mësimore nuk lejohet çfarëdo veprimi i studentit, i cili pengon zhvillimin normal të mësimit (përdorimi i celularëve, bisedat jashtë mësimit, hyrje-daljet në sallë të mësimit etj).

1. PËRMASAT KARAKTERISTIKE TE PJESËT MAKINERIKE

Te të gjitha pjesët makinerike dallohen:

- ***përmasat e jashtme***,
- ***të brendshme***, dhe
- ***të pacaktuara***.

Përmasat e jashtme janë ato përmasa gjatësore të trupit të cilat, gjatë matjes, sipërfaqet e kontaktit të instrumentit matës gjenden nga jashtë.

Përmasat e brendshme janë ato përmasa gjatësore të trupit të cilat gjate matjes, sipërfaqet e kontaktit të instrumentit matës gjenden nga brenda.

Përveç përmasave të jashtme dhe të brendshme, ekzistojnë edhe përmasa të atilla të cilat nuk i takojnë asnjërit grup të përmasave – këto quhen përmasa ***të pacaktuara***.

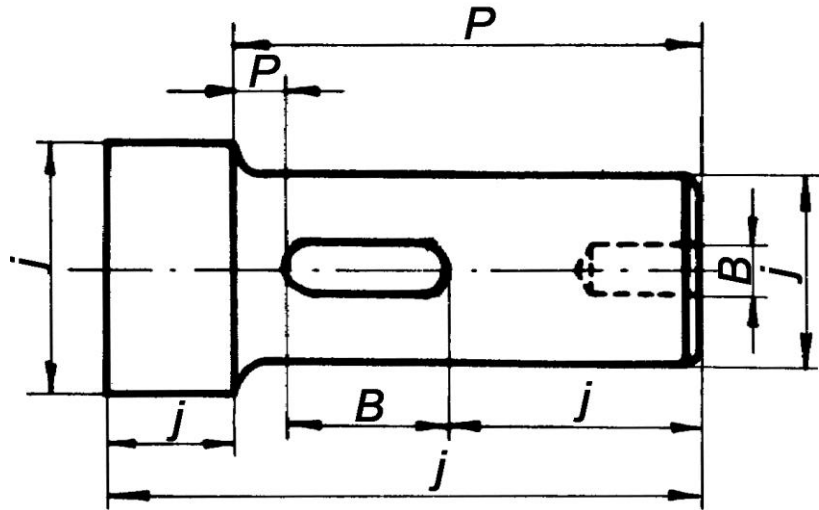


Fig. 2

1.1. Përmasat e jashtme (j), të brendshme (B) dhe të pacaktuara (P).

DIGITALNI ŠUBLER CARBON FIBER



merni ospeg: 0 - 150 mm
izbor skale: mm/inch

DIGITALNI ŠUBLER STEEL



merni ospeg: 0 - 150 mm
izbor skale: mm/inch

DIGITALNI MERAČ DEBLJINE DISKA



merni ospeg: 0 - 100 mm
izbor skale: mm/inch

Fig.1.2. Instrumenti për matjen e përmasave gjatësore



Mikrometri I thjeshtë



Mikrometri digjital

2. PËRMASA NOMINALE, PËRMASAT KUFITARE DHE PËRMASA E VËRTETË

- **Përmasa nominale (D ose d)** - është ajo përmasë e cila shërben si bazë për caktimin e shmangieve dhe shkruhet në vizatime dhe dokumentacionet e tjera teknike. Kjo përmasë gjatë paraqitjes grafike shënohet me vijën vizë-pikë-vizë dhe quhet *vija e zeros* (Fig. 1.3.).
- **Përmasat kufitare** - janë ato përmasa të cilat kufizojnë intervalin në të cilin duhet të gjendet përmasa e vërtetë e detalit të përpunuar saktë.
- **Përmasa e epërme kufitare (De ose de)** - është përmasa më e madhe e lejueshme,
- **Përmasa e poshtme kufitare (Dp ose dp)** - është përmasa më e vogël e lejueshme e trupit të punuar saktë (Fig. 1.3.).
- **Përmasa e vërtetë (Dv ose dv)** - është ajo përmasë e cila lexohet gjatë matjes në trupin e përpunuar.

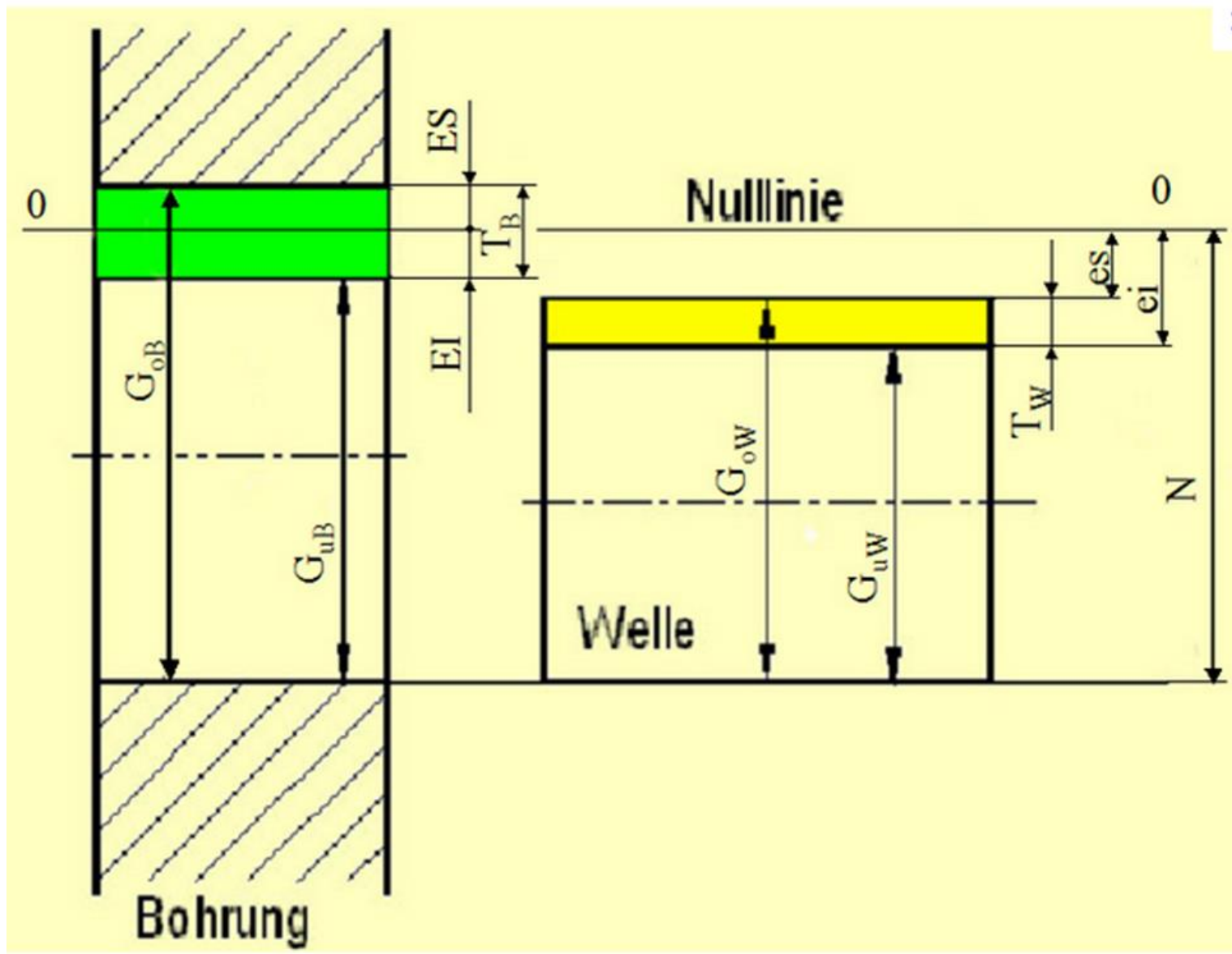
3. SHMANGIET DHE TOLERANCAT E PËRMASËS SË JASHTME DHE TË BRENDËSHME

- **Shmangia (E ose e)** - paraqet diferencën algjebrike të përmasës së caktuar dhe përmasës nominale. Shmangia është pozitive, nëse përmasa e caktuar është më e madhe se përmasa nominale, kurse negative, nëse ajo është më e vogël se përmasa nominale.
- **Shmangia e epërme (ES ose es)** - paraqet diferencën algjebrike të përmasës së epërme kufitare dhe përmasës nominale:

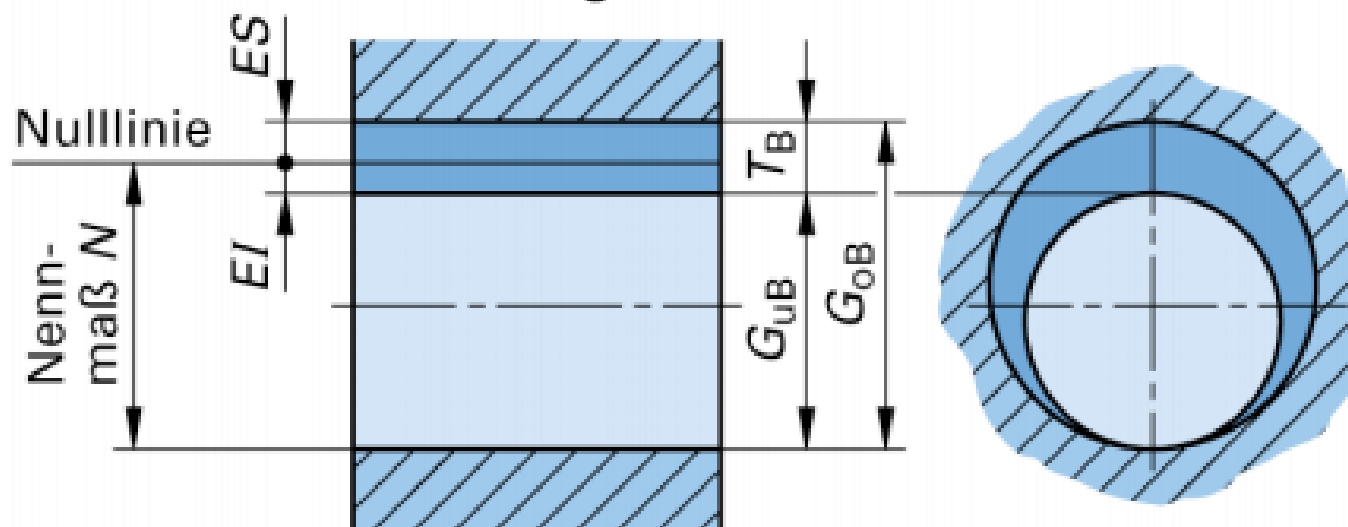
$$ES = D_e - D ; \quad es = d_e - d$$

- **Shmangia e poshtme (EI ose ei)** - paraqet diferencën algjebrike të përmasës së poshtme kufitare dhe përmasës nominale:

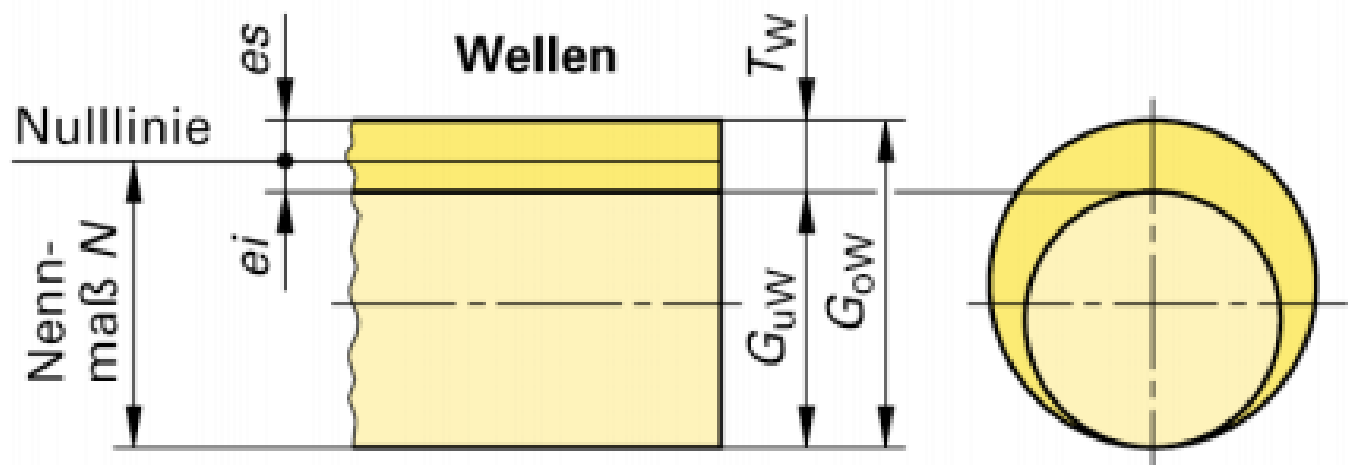
$$EI = D_p - D ; \quad ei = d_p - d$$



Bohrungen



Wellen



- **Shmangia e vërtetë** (**EV** ose **ev**) - paraqet diferencën algebrike të përmasës së vërtetë dhe nominale:

$$EV = D_v - D ; \quad ev = d_v - d$$

Toleranca (**T** ose **t**) - është ndryshimi në mes të përmasës së epërme dhe përmasës së poshtme kufitare.

$$T = D_e - D_p ; \quad t = d_e - d_p$$

Fusha toleruese - është fusha e kufizuar me shmangien e epërme dhe të poshtme. Grafikisht fusha toleruese paraqitet me katërkëndësh gjatësie të lirë, lartësia e të cilit i përgjigjet madhësisë së tolerancës (Fig. 1.3.).

4. POZITA E FUSHAVE TOLERUESE DHE SISTEMET E VENDOSJEVE

- **Pozita e fushave toleruese** ndaj vijës zero shënohet me shkronja edhe atë:
- **për përmasa të jashtme** me shkronja te vogla: a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h, j, js, k m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc (Fig. 2.5.),
- **për përmasa të brendshme** me shkronja të mëdha: A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H, J, JS, K, M, N, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC (Fig. 2.6.).
- Prandaj, tolerancat e përmasave gjatësore shënohen në këtë mënyrë:

Ø80g7, Ø100h6, Ø150s7, Ø150H8, Ø100R7, Ø180F8 etj.

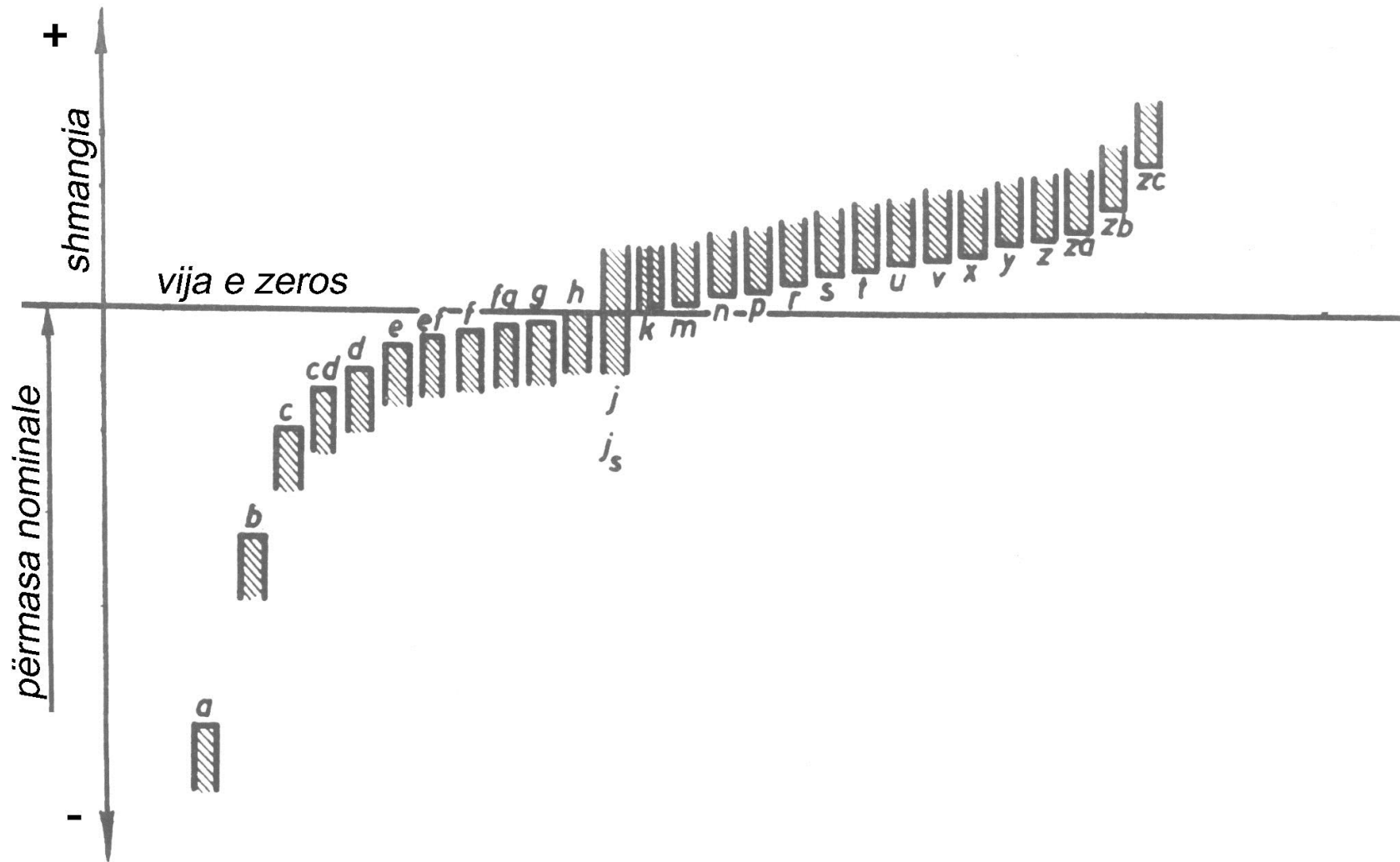


Fig. 1.4. Fushat toleruese për përmasa të jashtme.

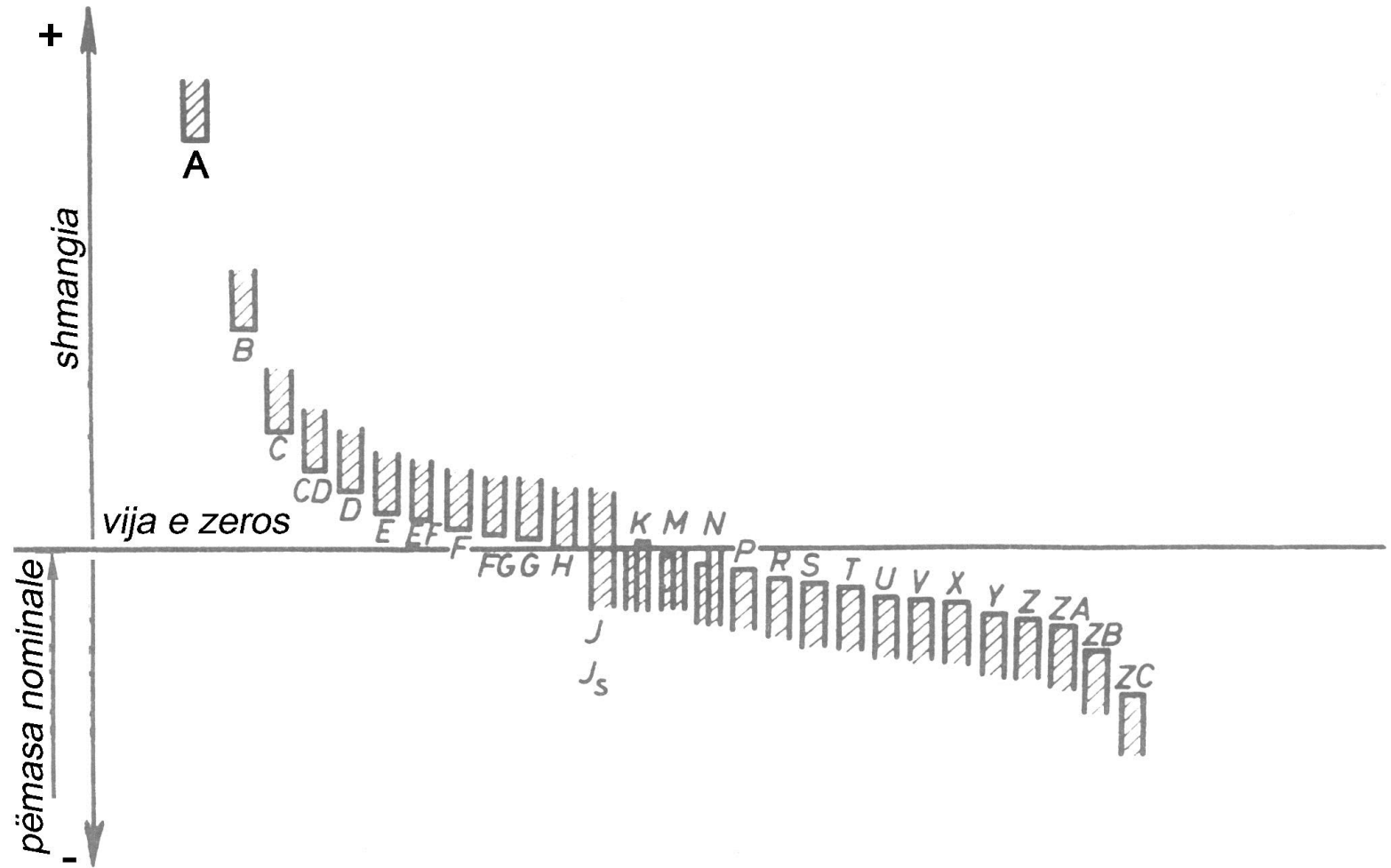


Fig. 1.5. Fushat toleruese për përmasa të brendshme.

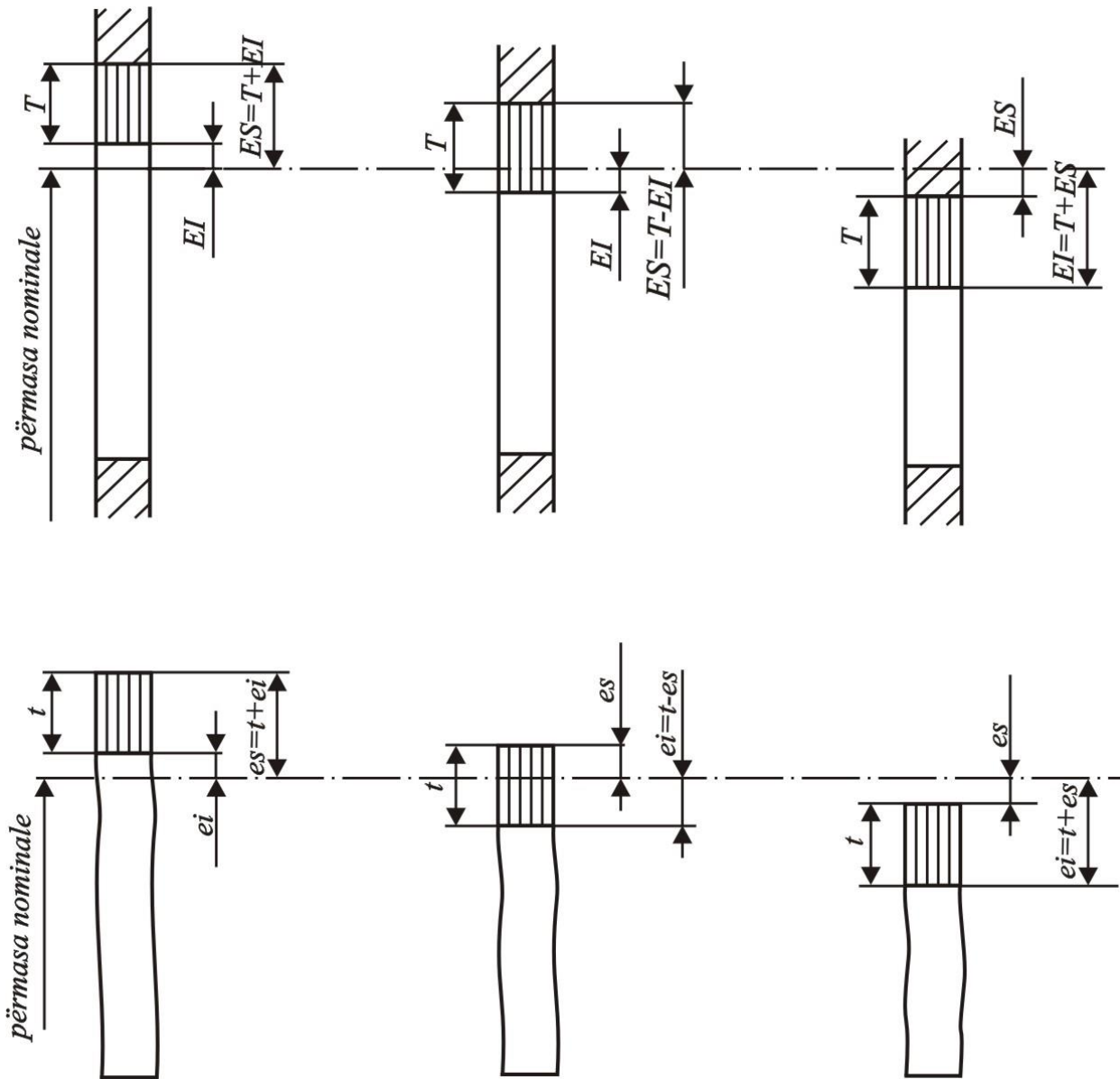


Fig. 1.7. Shmangiet kufitare të fushave toleruese nga vija e zeros - përmasa nominale

- Sistemi ISO i tolerancave parasheh **dy sisteme** të vendosjeve:
- - **sistemi i tolerancës së përbashkët i përmasës së brendshme (STPPB);**
- - **sistemi i tolerancës së përbashkët i përmasës së jashtme (STPPJ).**
- **STPPB** - *sistemi i përbashkët i vrimës* - është sistemi i vendosjes tek i cili për përmasat e brendshme janë paraparë fushat toleruese me pozitë të njëjtë ndaj vijës zero edhe atë fushat me shenja „H”, kurse fushat toleruese të përmasave të jashtme pozitash të ndryshme, varësisht nga vendosja e dëshiruar (Fig. 2.12.a).
- **STPPJ** - *sistemi i përbashkët i aksit* - është sistemi i vendosjes tek i cili për përmasat e jashtme janë paraparë fushat toleruese me pozitë të njëjtë ndaj vijës zero edhe atë fushat me shenjë „h”, kurse fushat toleruese të përmasave të brendshme pozitash të ndryshme, varësisht nga vendosja e dëshiruar (Fig. 2.12.b).

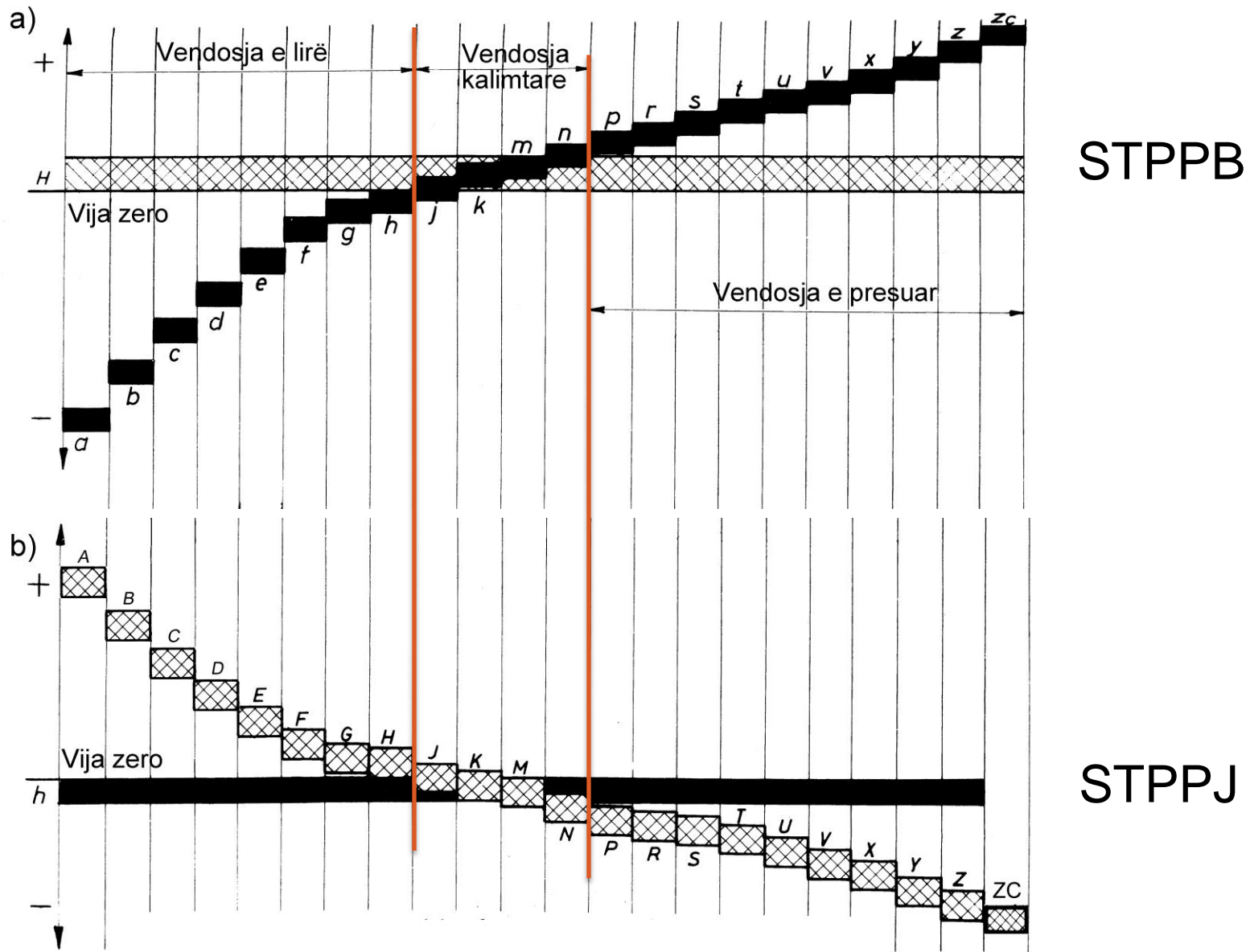


Fig. 1.11. Sistemet e vendosjeve për përmasën e përbashkët të: a) brendshme, b) jashtme

5. VENDOSJA E LIRË

- **Vendosja** - paraqet raportin e dy pjesëve të vendosura (lidhura) me përmasa të njëjta nominale e cila varet nga përmasat e vërteta të tyre para vendosjes - dhe atë një përmasë të jashtme dhe një përmasë të brendshme.
- Shënimi:
- **$\phi 80H8/g7$, $\phi 100H9/f8$, $\phi 120G9/h8$, $\phi 150P7/h7$.**

Ekzistojnë tri lloje të vendosjeve:

- - ***vendosje e lirë,***
- - ***vendosje kalimtare, dhe***
- - ***vendosje e presuar.***

Nëse dy pjesë, aksi dhe pjesa me vrimë me përmasa nominale të njëjta, pas lidhjes, vendosen në atë mënyrë, që në secilin rast në mes tyre ekziston hapësira, pa marrë parasysh se a përputhen përmasat e vërteta me përmasat e epërme ose të poshtme kufitare, kjo vendosje quhet vendosje e lirë, (Fig. 2.9.).

- **Hapësira (H)** - është ndryshimi në mes të përmasës së vërtetë të vrimës dhe përmasës së vërtetë të aksit, nëse është përmasa e vërtetë e vrimës me e madhe se përmasa e vërtetë e aksit:
- **Hapësira maksimale - e epërme (He)** - është ndryshimi në mes të përmasës së epërme kufitare të vrimës dhe përmasës së poshtme kufitare të aksit:

$$H = D_v - d_v > 0$$

$$H_e = D_e - d_p$$

Hapësira minimale - e poshtme (Hp) - është ndryshimi në mes të përmasës së poshtme kufitare të vrimës dhe përmasës së epërme kufitare të aksit:

$$H_p = D_p - d_e$$

Toleranca e vendosjes (Tn) - për vendosjen e lirë llogaritet me shprehjen:

$$T_n = H_e - H_p$$

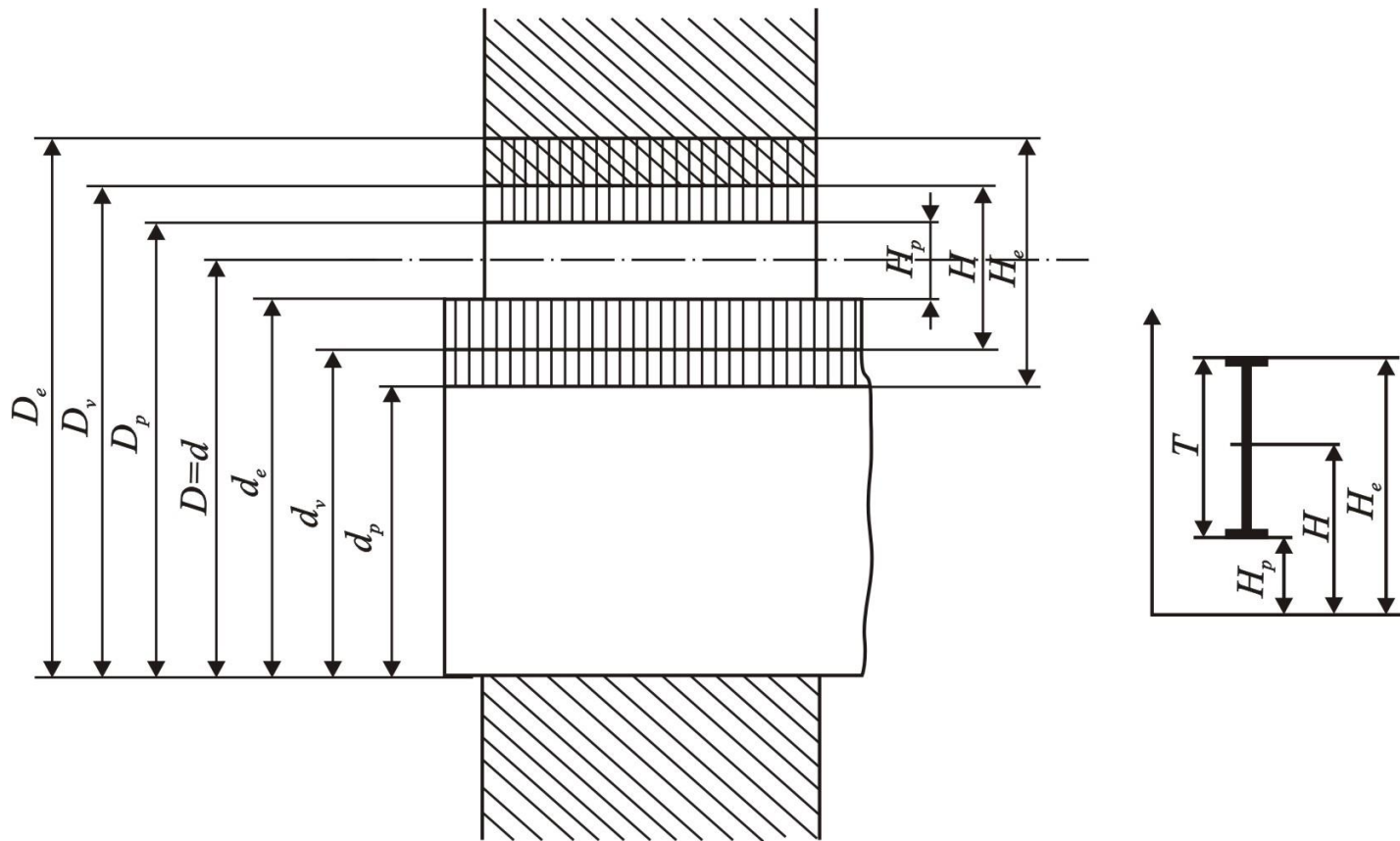


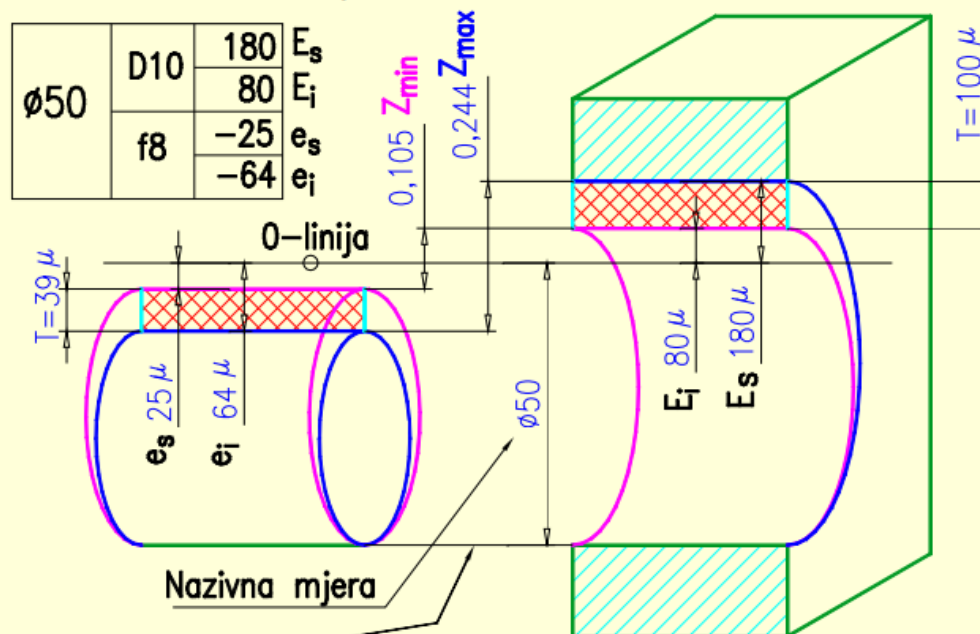
Fig. 1.8. Vendosija e lirë

LABAVI (KLIZNI) DOSJED

*

Uvijek postoji zračnost između osovine i provrta

Primjer: $\text{Ø}50\text{D}10/\text{f}8$

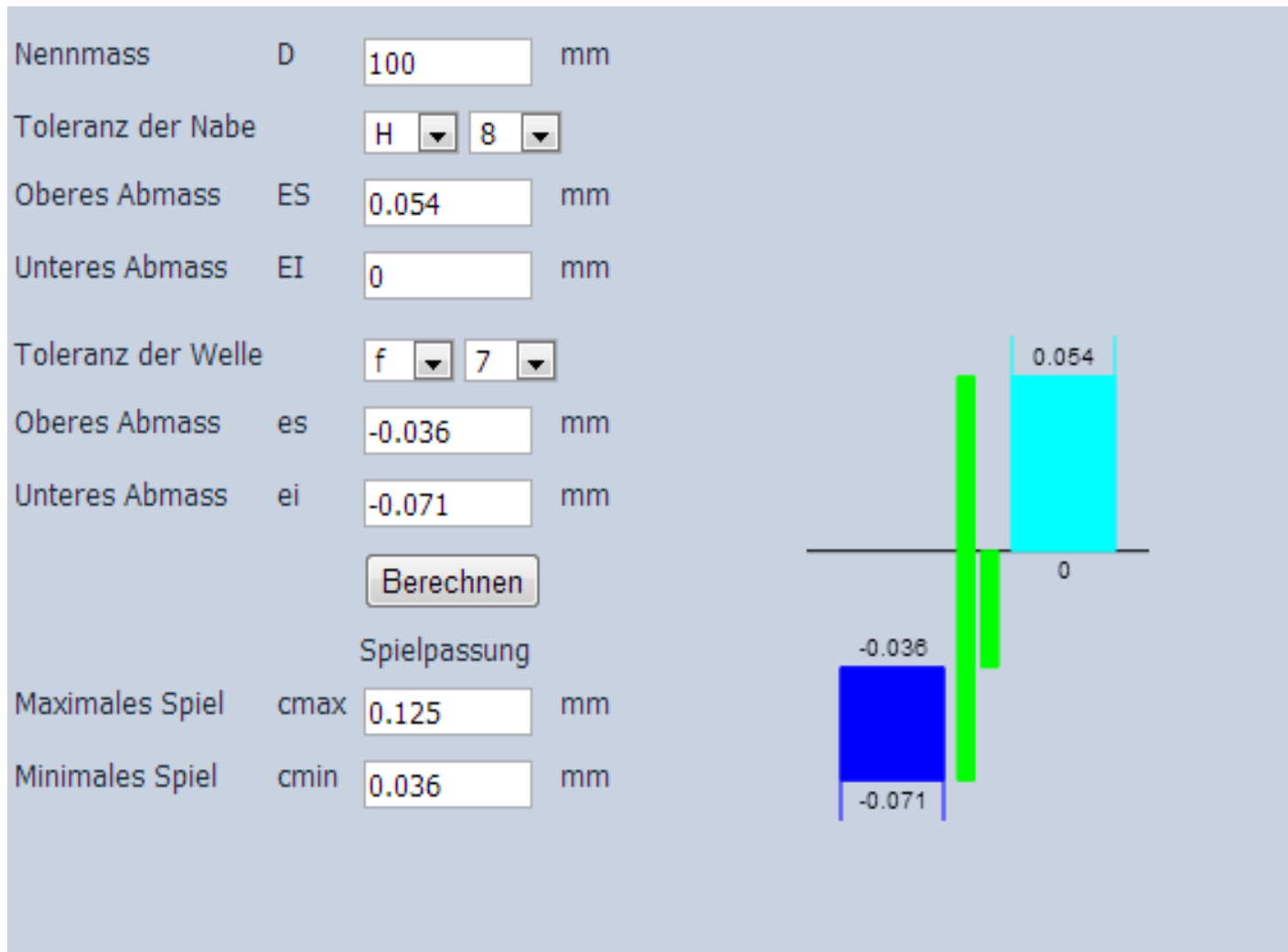


Osovina i rupa su poravnati po donjem rubu!

Uspoređuju se ekstremne moguće kombinacije tolerancija osovine i rupe:

Z_{min} – kada je rupa najmanja, a osovina najdeblja: $Z_{min} = E_i - e_s = 80 - (-25) = 105\mu$

Z_{max} – kada je rupa najveća, a osovina najtanja: $Z_{max} = E_s - e_i = 180 - (-64) = 244\mu$



Berechnung von Passungen nach ISO 286 (2010)

Roloff / Matek "Maschinenelemente"

Toleranzen, Passungen Grundtoleranzen, Abmaße, Grenzmaße Grenzpassungen, Passtoleranz Passungsart	Arbeitsblattname: TOLE-4	Datum: 10/7/2012
	<div style="border: 1px solid gray; padding: 5px 15px; display: inline-block; background-color: #e0e0e0;">Info</div>	

Eingabe			
Nennmaß	N =	100 mm	
Innenpassfläche (Bohrung)			
Toleranzfeldlage (z.B. E, H, R...)	- ? -	H <input type="button" value="v"/>	
Toleranzgrad (z.B. IT 6, IT 7, ...)	- ? -	IT... 7 <input type="button" value="v"/>	
Außenpassfläche (Welle)			
Toleranzfeldlage (z.B. e, h, r, ...)	- ? -	s <input type="button" value="v"/>	
Toleranzgrad (z.B. IT 6, IT 7, ...)	- ? -	IT... 6 <input type="button" value="v"/>	

Berechnungsergebnisse			
	Innenpassfläche (z.B. Bohrung)		Außenpassfläche (z.B. Welle)
Grundtoleranz	IT = → 35 µm		IT = → 22 µm
Lage Grenzabmaß	EI = → 0 µm		ei = → 71 µm
oberes Abmaß	ES = 35 µm		es = 93 µm
unteres Abmaß	EI = 0 µm		ei = 71 µm
Höchstmaß	G _{oB} = 100.035 mm	- ? -	G _{oW} = 100.093 mm
Mindestmaß	G _{uB} = 100.000 mm		G _{uW} = 100.071 mm

6. VENDOSJA E PRESUAR

- Nëse dy pjesë, aksi dhe pjesa me vrimë me përmasa nominale të njëjta, para vendosjes - lidhjes, kanë përputhje (interferencë), pa marrë parasysh se a përputhen përmasat e vërteta me përmasat e epërme ose të poshtme kufitare, për vendosje nevojitet të përdoret një forcë e caktuar e cila këto pjesë i deformon, ashtu që pas vendosjes krijojnë lidhje të fortë. Kjo vendosje quhet **vendosja e presuar**, (Fig. 2.10.).
- **Interferenca (I)** - është ndryshimi në mes të përmasës së vërtetë të vrimës dhe përmasës së vërtetë të aksit, nëse përmasa e vërtetë e vrimës është më e vogël se përmasa e vërtetë e aksit:

$$I = D_v - d_v < 0$$

Interferenca maksimale - e epërme (I_e)

$$I_e = D_p - d_e$$

• **Interferenca minimale** - e poshtme (I_p)

$$I_p = D_e - d_p$$

Toleranca e vendosjes (T_n)

$$T_n = |I_e| - |I_p| \quad \text{ose} \quad T_n = T + t$$

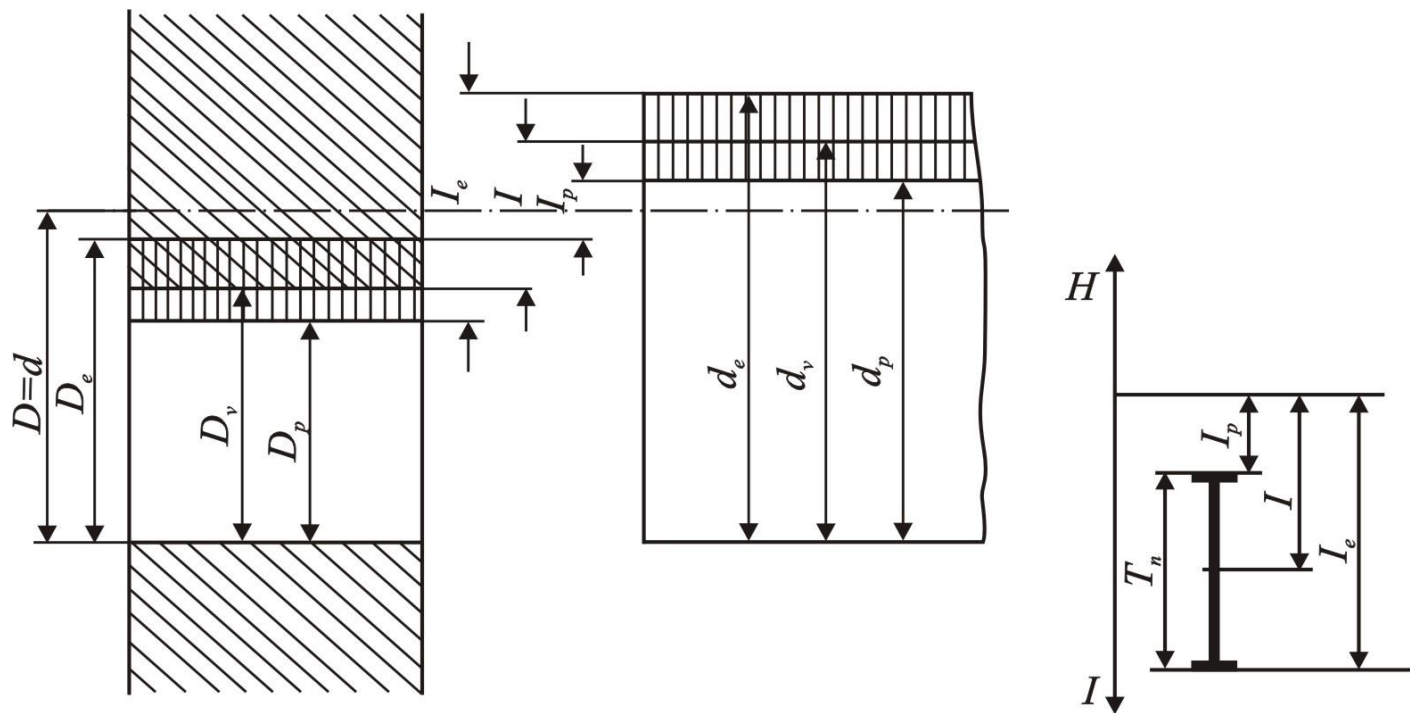
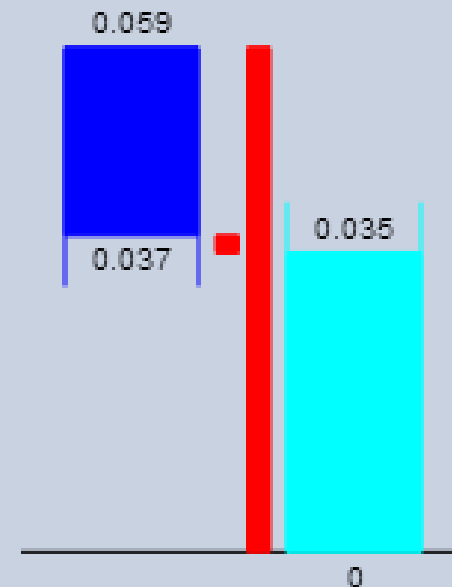


Fig. 1.9. Vendosja e presuar

Nennmass	D	<input type="text" value="100"/>	mm
Toleranz der Nabe		<input type="text" value="H"/> <input type="text" value="7"/>	
Oberes Abmass	ES	<input type="text" value="0.035"/>	mm
Unteres Abmass	EI	<input type="text" value="0"/>	mm
Toleranz der Welle		<input type="text" value="p"/> <input type="text" value="6"/>	
Oberes Abmass	es	<input type="text" value="0.059"/>	mm
Unteres Abmass	ei	<input type="text" value="0.037"/>	mm
		<input type="button" value="Berechnen"/>	
		Presspassung	
Minimales Übermass	imin	<input type="text" value="0.002"/>	mm
Maximales Übermass	imax	<input type="text" value="0.059"/>	mm



Berechnung von Passungen nach ISO 286 (2010)

7. VENDOSJA KALIMTARE

- Përmasat kufitare të aksit dhe të vrimës mund të zgjidhen edhe në atë mënyrë që kombinimet e ndryshme të përmasave të vërteta mund të japin hapësirë të vogël ose interferencë të vogël. Kjo vendosje quhet *vendosje kalimtare* (Fig. 2.11.).
- $H_e = D_e - d_p$ $l_e = D_p - d_e$

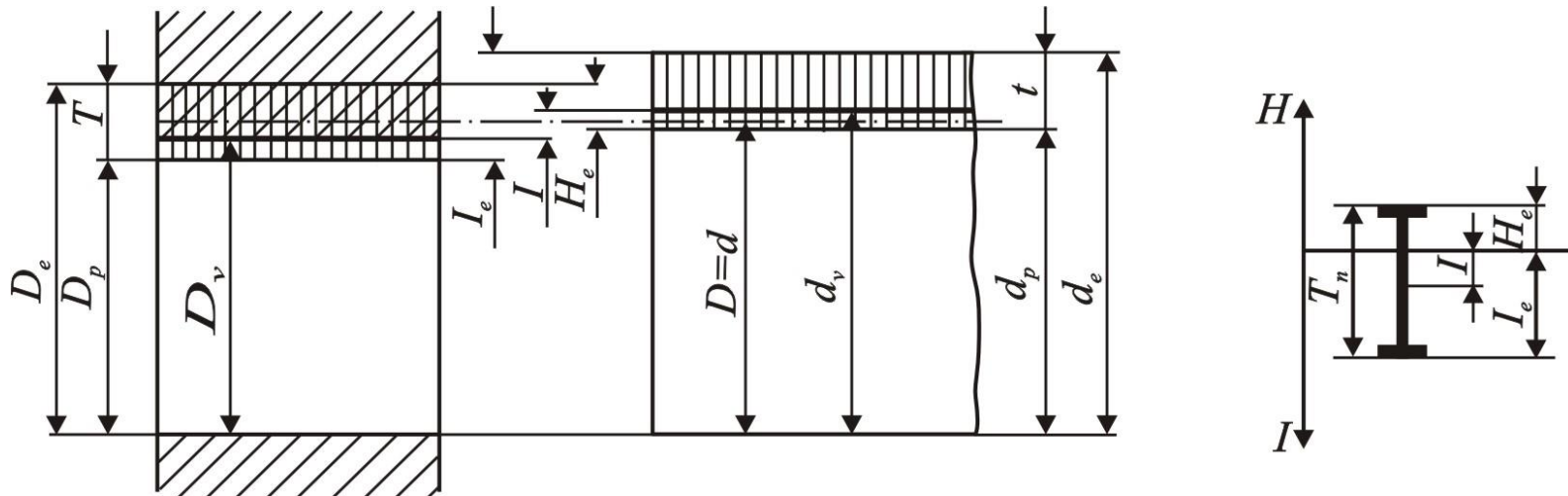
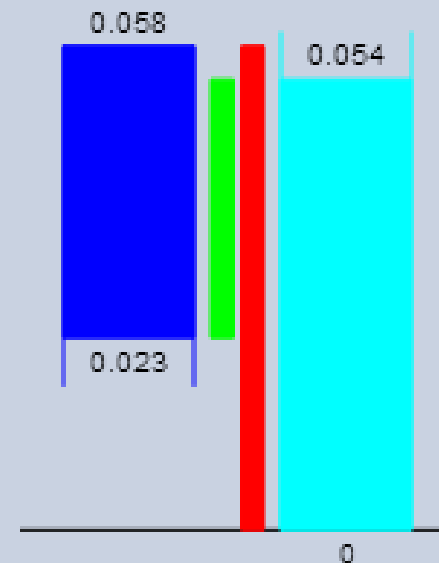


Fig. 1.10. Vendosja kalimtare

- Toleranca e vendosjes (T_n)

$$T_n = H_e - |I_e| \quad \text{ose} \quad T_n = T + t$$

Nennmass	D	<input type="text" value="100"/>	mm
Toleranz der Nabe		<input type="text" value="H"/> <input type="text" value="8"/>	
Oberes Abmass	ES	<input type="text" value="0.054"/>	mm
Unteres Abmass	EI	<input type="text" value="0"/>	mm
Toleranz der Welle		<input type="text" value="n"/> <input type="text" value="7"/>	
Oberes Abmass	es	<input type="text" value="0.058"/>	mm
Unteres Abmass	ei	<input type="text" value="0.023"/>	mm
		<input type="button" value="Berechnen"/>	
		Übergangspassung	
Maximales Spiel	cmax	<input type="text" value="0.031"/>	mm
Maximales Übermass	imax	<input type="text" value="0.058"/>	mm



Berechnung von Passungen nach ISO 286 (2010)

8. LLOJET E NGARKESAVE

- Këto ngarkesa shkaktohen nga:
- **rezistencat** të cilat makinat i përballojnë duke kryer punë të dobishme (rezistencat e fërkimit, rezistenca e dheut të eskavatorit, rezistencat e gdhendjes te makinat vegla, rezistenca e deformimit te presat, rezistenca e forcave elektromagnetike te gjeneratorët elektrik etj.),
- **peshat e pjesëve** dhe ngarkesat e dobishme,
- **presionet e lëngjeve** dhe **gazrave**,
- **deformimet**,
- **forcat inerciale**.

$$F = \frac{P}{v} \quad P \text{ – fuqia,}$$

v - shpejtësia

$$T = \frac{P}{\omega} \quad \omega \text{ - shpejtësia këndore.}$$

Ngarkesat për shkak të fërkimit:

- Dallohen dy raste kufitare të këtyre lëvizjeve të njërës pjesë ndaj tjetër:
- **rrëshqitja, dhe**
- **rrokullisja.**

Forca e fërkimit në sipërfaqen kontaktuese llogaritet me shprehjen:

$$F_{\mu} = \mu \cdot F_N$$

-Koefficienti i fërkimit varet nga materiali i pjesëve në kontakt, ashpërsia e sipërfaqeve të kontaktit dhe lyerja.

F_N – forca normale në sipërfaqen kontaktuese

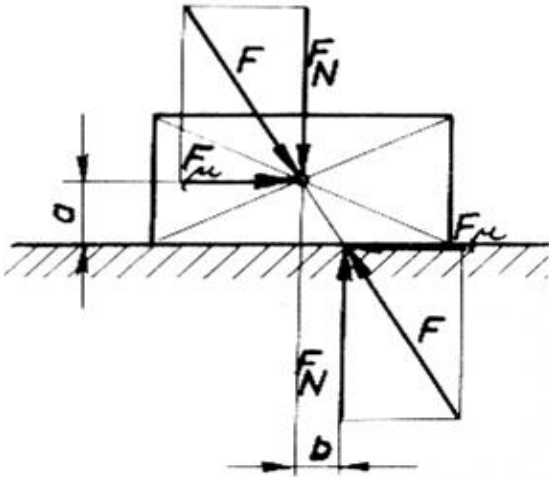
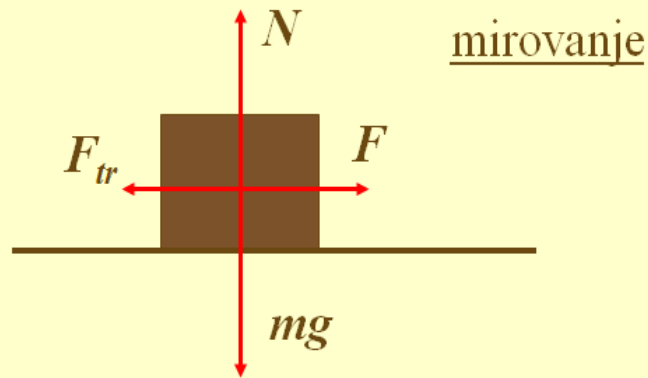


Fig. 1.12. Forca e fërkimit gjatë lëvizjes translatore të sipërfaqeve të rrafshëta.

1. Trenje klizanja



Forca e fërkimit gjatë qetësisë

Slides Outline X

8 57 2. Često pogrešno misli - vača i sila trenja - još uvijek mirovanje

9 57 4. Kada se ne može više dati ni malo više sila trenja i sila guranja

10 57 5. Kada trenja sila postane maksimalnu vrijednost sila trenja i sila guranja

11 57 6. Pri daljnjem porastu sila guranja, sila trenja zadržava konstantnu vrijednost (nešto manja od maksimalne)

6. Pri daljnjem porastu sila guranja, sila trenja zadržava konstantnu vrijednost (nešto manja od maksimalne)

sila statičkog trenja $F_{tr,s}$ (maksimalna vrijednost sile trenja)

sila dinamičkog trenja $F_{tr,d}$ (stalna sila trenja tijekom klizanja)

F_{tr} - sila trenja

F - sila guranja (vučenja)

Forca e fërkimit gjatë lëvizjes

- Fërkimi në mes të sipërfaqeve cilindrike të dy pjesëve të cilat formojnë vendosje të lirë është paraqitur në fig. 3.2.

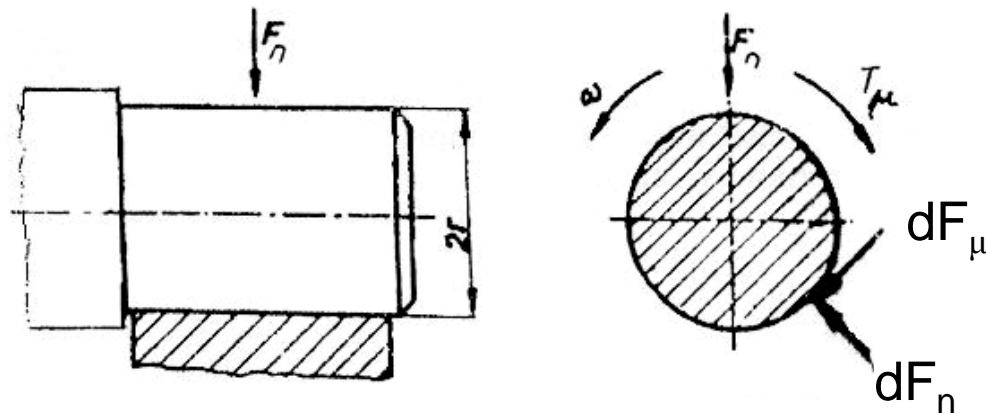


Fig.1.12.Rrezistenca e lëvizjes gjatë rrëshqitje së sipërfaqeve cilindrike

Momenti i fërkimit në këtë rast llogaritet me formulën:

$$T_{\mu} = \mu_{mes} \cdot F_n \cdot r$$

μ_{mes} - koeficienti mesatar i fërkimit

Për rastin e kontaktit të sipërfaqeve të dy pjesëve në formë të unazës rrethore, rezistenca e përgjithshme shprehet me momentin e fërkimit (Fig. 3.3.).

$$T_{\mu} = \mu_{mes} \cdot F_n \cdot r_{mes}$$

$$r_{mes} = \frac{1}{3} \cdot \frac{d_j^3 - d_b^3}{d_j^2 - d_b^2}$$

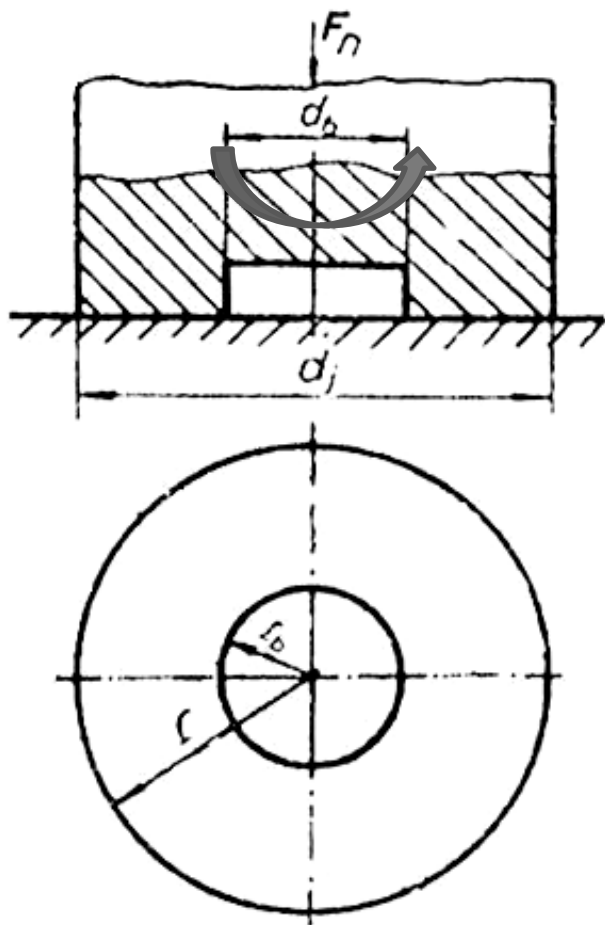
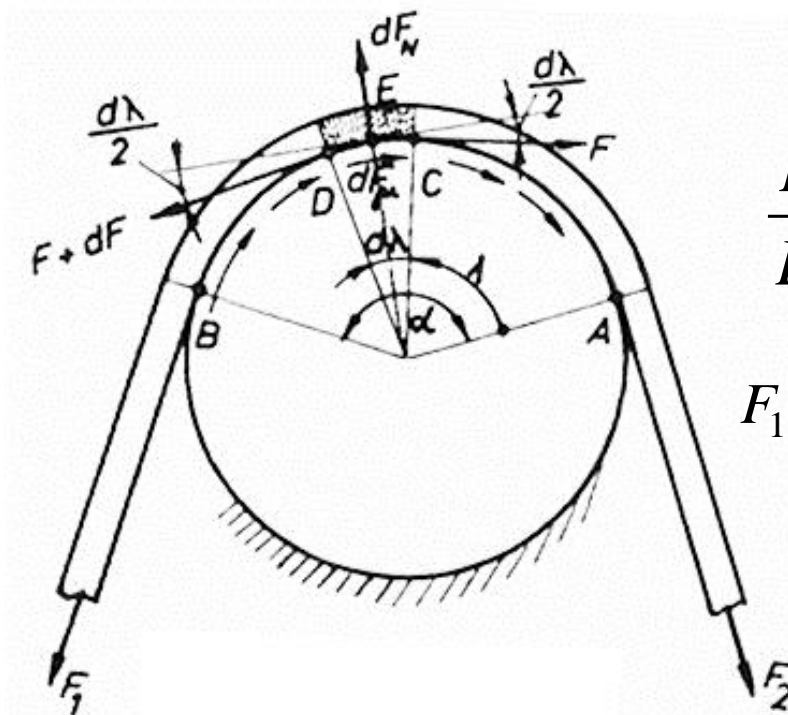


Fig. 1.13. Momenti i fërkimit gjatë lëvizjes rrotulluese të sipërfaqeve të rrafshëta

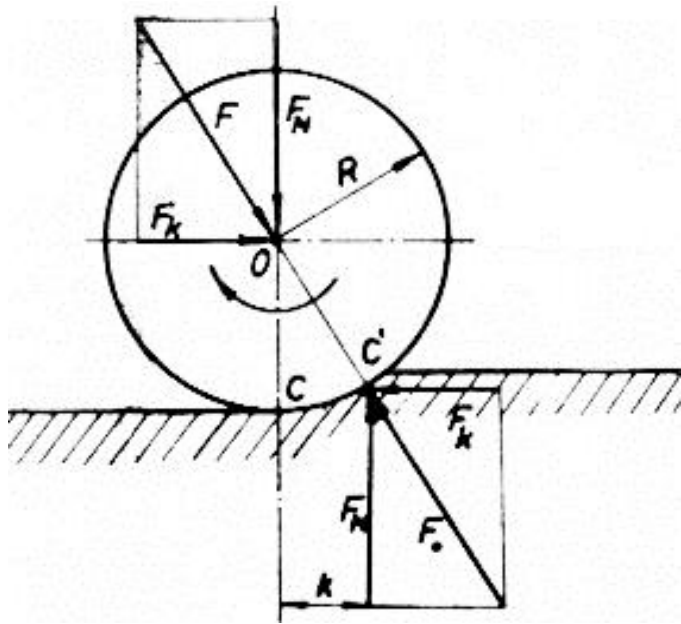
Rast i veçantë i fërkimit paraqitet në mes të shiritit të përkulshëm dhe tamburit, rripit dhe rrotës, litarit dhe makarasë etj



$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha}$$

$$F_1 - F_2 = F_{\mu}$$

Fig. 1.14. Fërkimi i shiritit nëpër tambur



Momenti i rezistencës në rrokullisje:

$$M_k = F_k \cdot R = F_N \cdot k$$

Forca e rezistencës në rrokullisje:

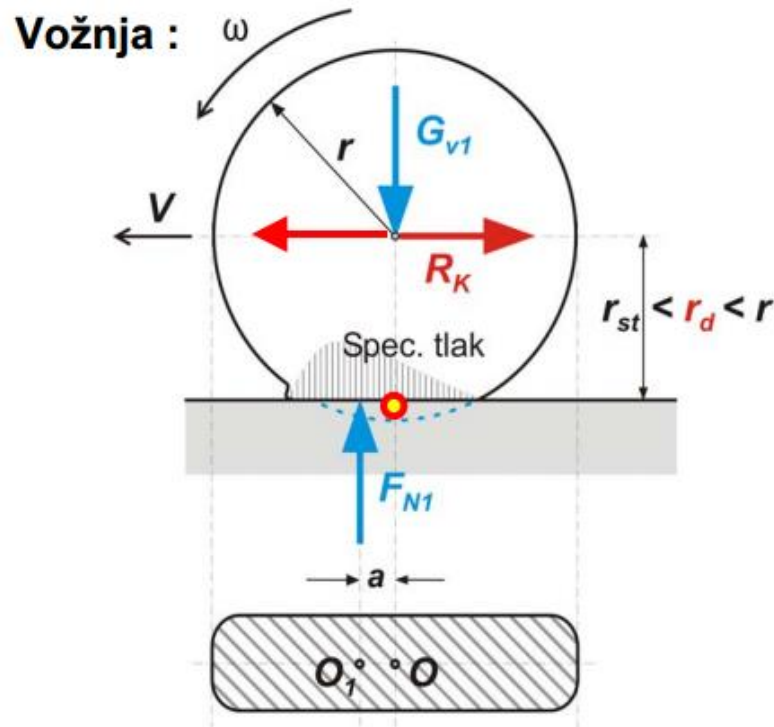
Fig. 1.15. Rezistencat e rrokullisjes

$$F_k = F_N \frac{k}{R}$$

Kushti i rrokullisjes është: $F_k \leq F_\mu$

Prej nga : $\frac{k}{R} \leq \mu$

A.1.1.1 MODEL A: Tvrda podloga – Meki kotač



V ... Brzina vozila [m/s]
 ω ... Kutna brzina vrtnje kotača [rad/s]
 r_d ... Dinamički radijus kotača [m]
 G_{v1} ... Težina vozila (okomita komp.) [N]
 F_{N1} ... Reakcija podloge [N]
 R_k ... Ukupni otpor kotrljanja [N]
 a ... Pomak hvatišta reakcijske sile

Dinamički radijus kotača mjerodavan je za određivanje periferijske brzine kotača, tj. brzine vožnje vozila. Opseg kotrljanja :

$$O = 2 \pi r_d$$

Da bi se kotač mogao okretati na osovini mora djelovati sila suprotna sili R_k :

$$\sum M_O = 0 \rightarrow R_k r_d = F_{N1} a \rightarrow R_k = F_{N1} \frac{a}{r_d} = G_{v1} \frac{a}{r_d}$$

- **Ngarkesat për shkak të forcave të inercionit:**
- Gjatë lëvizjes transllatore të detaleve:

$$F_{dyn} = -m \cdot a$$

- Gjatë lëvizjes transllatore të detaleve:

$$M_{dyn} = -J \cdot \varepsilon$$

Për llogaritjen e momentit dinamik të inercisë të pjesëve të ndryshme makinerike mund të përdoret shprehja:

$$J = \chi \cdot \frac{m \cdot D^2}{4} \quad m \text{ - masa e pjesës makinerike,}$$

χ - faktori i cili merr parasysh formën, përkatësisht radhitjen e masave të pjesëve makinerike,

- **Shpërndarja e ngarkesave:**

- Sipas karakterit të shpërndarjes, ngarkesat e pjesëve makinerike mund të jenë:

- *vëllimore,*
- *sipërfaqësore,*
- *në një vijë, dhe*
- *në një pikë*

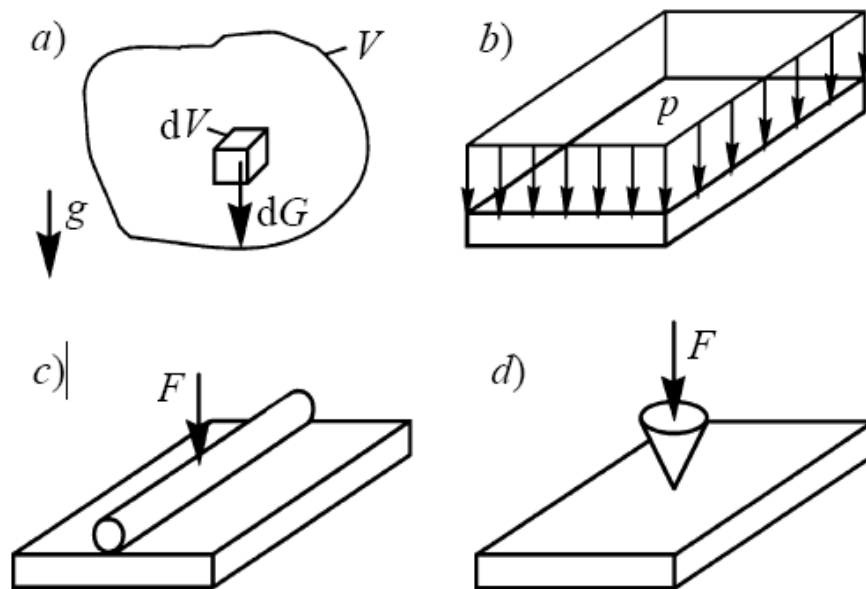


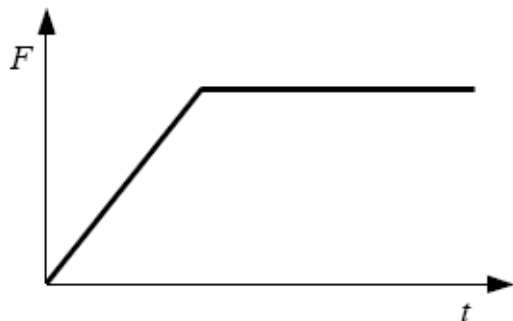
Fig.1.16. Llojet e ngarkesave sipas shpërndarjes

9. NDRYSHIMI I NGARKESËS VARËSISHT NGA KOHA

Në pikëpamje të ndryshueshmërisë së ngarkesës gjatë kohës parimisht dallohen dy raste karakteristike të ngarkesës:

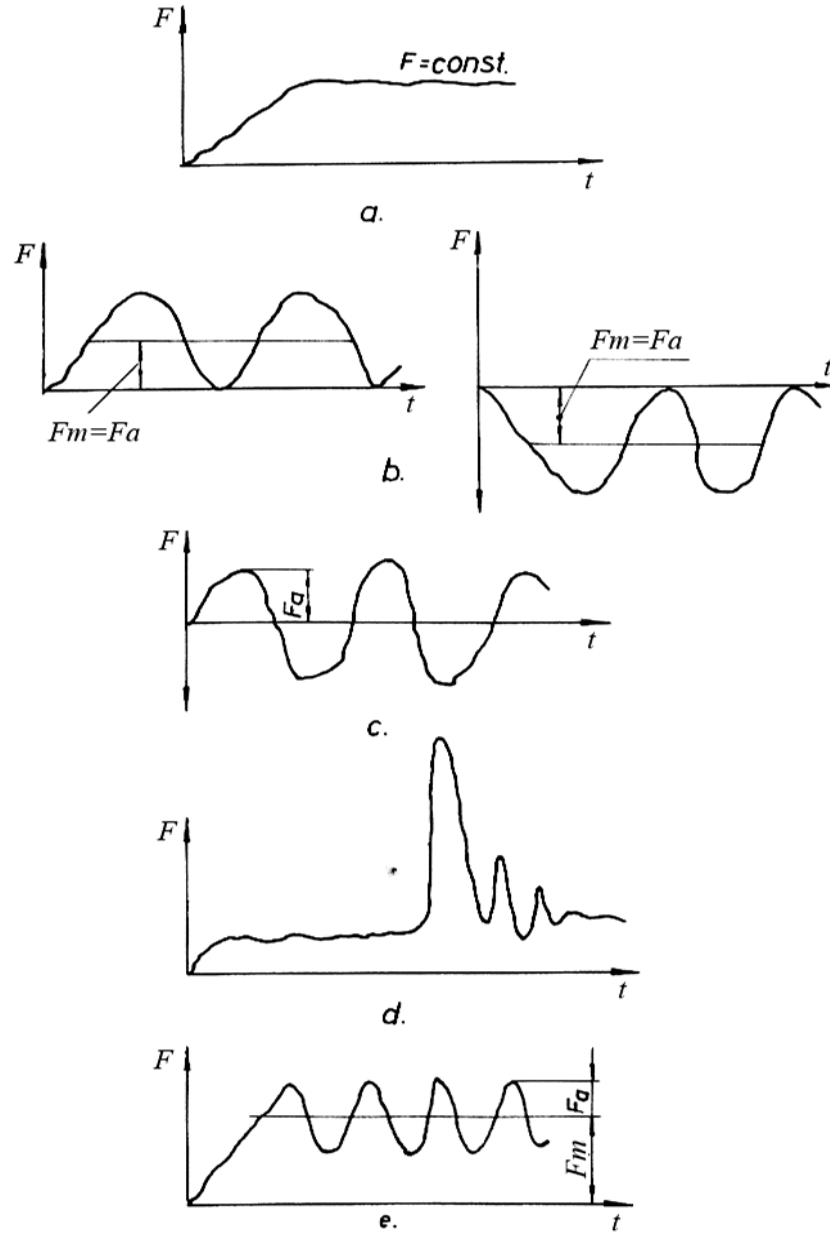
- *statike, dhe*
- *dinamike*

Ngarkesa statike ose e qetë – është ngarkesë me drejtim dhe kah të njëjtë, intensiteti i së cilës rritet nga zeroja gjerë në një madhësi, gjatë një kohe të caktuar, e pastaj mbetet konstante (Fig. 1.17.a).



a)

- ***Ngarkesa dinamike*** ose e ***ndryshueshme*** – është ngarkesë e cila ndërron përgjatë kohës për nga intensiteti, drejtimi dhe kahu. Këtu duhet dalluar *ngarkesën dinamike*:
- ***pa goditje***, dhe
- ***me goditje***.



F_m - ngarkesa mesatare,
 F_a – amplituda e ngarkesës,
 F_{max} – ngarkesa maksimale,
 F_{min} – ngarkesa minimale

Fig. 1.17. Diagramet e ndryshimit të ngarkesës varësisht nga koha.

10. SHKALLA E SIGURISË

- Shkalla e sigurisë paraqet raportin ndërmjet ngarkesës **kritike** dhe **punuese**.

$$S = \frac{[F]}{F} \quad S = \frac{[M_f]}{M_f} \quad S = \frac{[T]}{T}$$

- Për rrekje aksiale (zgjatje, shtypje)

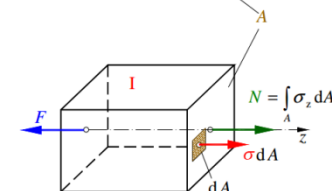
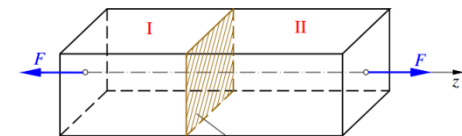
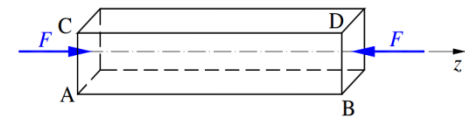
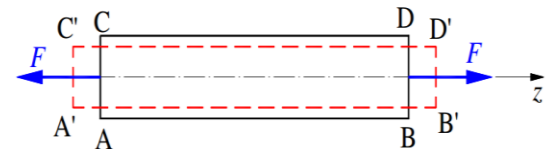
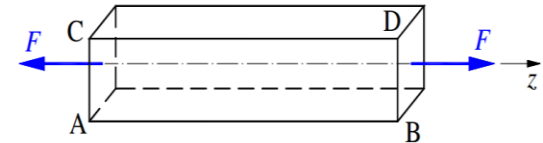
$$S_{z,sh} = \frac{[F]}{F} = \frac{[\sigma_{z,sh}] \cdot A}{F} = \frac{[\sigma_{z,sh}]}{\sigma_{z,sh}}$$

$$\sigma_{z,sh} = \frac{F}{A} \quad \text{- sforcimi punues në zgjatje ose shtypje i pjesës makinerike}$$

- Për rrekje në përkulje

$$s_f = \frac{[M_f]}{M_f} = \frac{[\sigma_f] \cdot W}{M_f} = \frac{[\sigma_f]}{\sigma_f} \quad \sigma_f = \frac{M_f}{W}$$

- sforcimi punues në përkulje i pjesës makinerike.



- **Për rrekje në shkëputje**

$$S_{shk} = \frac{[F]}{F} = \frac{[\tau_{shk}] \cdot A}{F} = \frac{[\tau_{shk}]}{\tau_{shk}}$$

$$\tau_{shk} = \frac{F}{A} \quad - \text{sforcimi punues në shkëputje i pjesës makinerike.}$$

- **Për rrekje në përdredhje**

$$S_t = \frac{[T]}{T} = \frac{[\tau_t] \cdot W_p}{T} = \frac{[\tau_t]}{\tau_t}$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \quad - \text{sforcimi punues në përdredhje i pjesës makinerike.}$$

- **Për rrekje të përbërë**

$$S = \frac{[\sigma_f]}{\sigma_i}$$

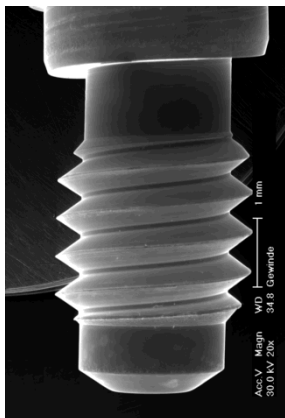
$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_z^2} + \frac{1}{S_f^2} \quad \text{Prej nga: } S = \frac{S_z \cdot S_f}{\sqrt{S_z^2 + S_f^2}}$$

- për kombinimin e sforcimit **normal** dhe **tangjencial**:

$$S = \frac{S_f \cdot S_t}{\sqrt{S_f^2 + S_t^2}}$$

11. PJESËT DHE PARAMETRAT E FILETOS

- Varësisht nga sipërfaqja në të cilën punohet, filetoja mund të jetë:
- e jashtme, dhe
- e brendëshme.



a) filetoja e jashtme



a) filetoja e brendshme

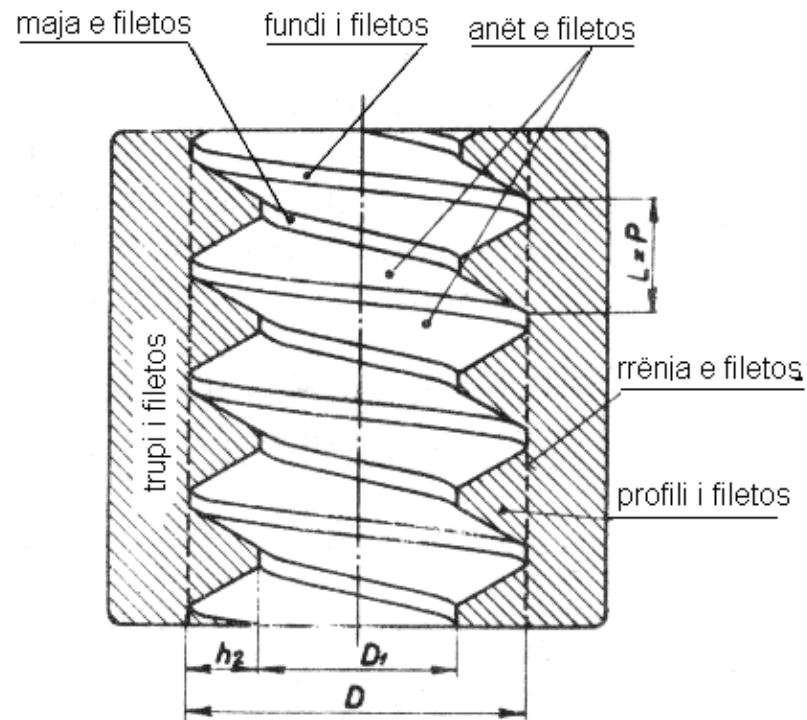
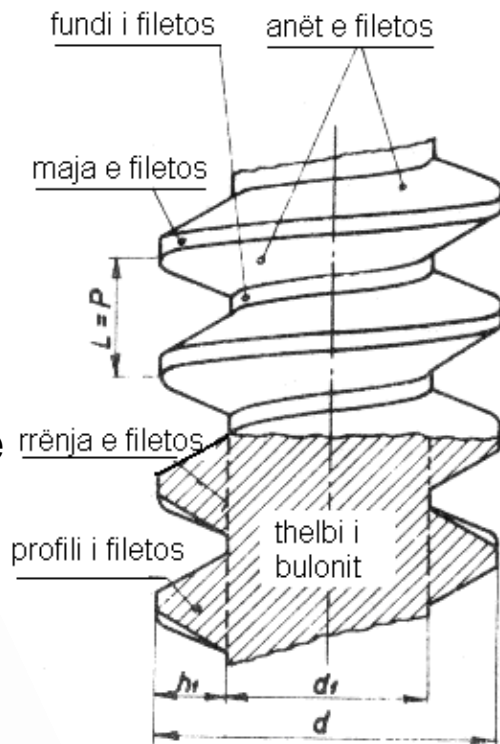
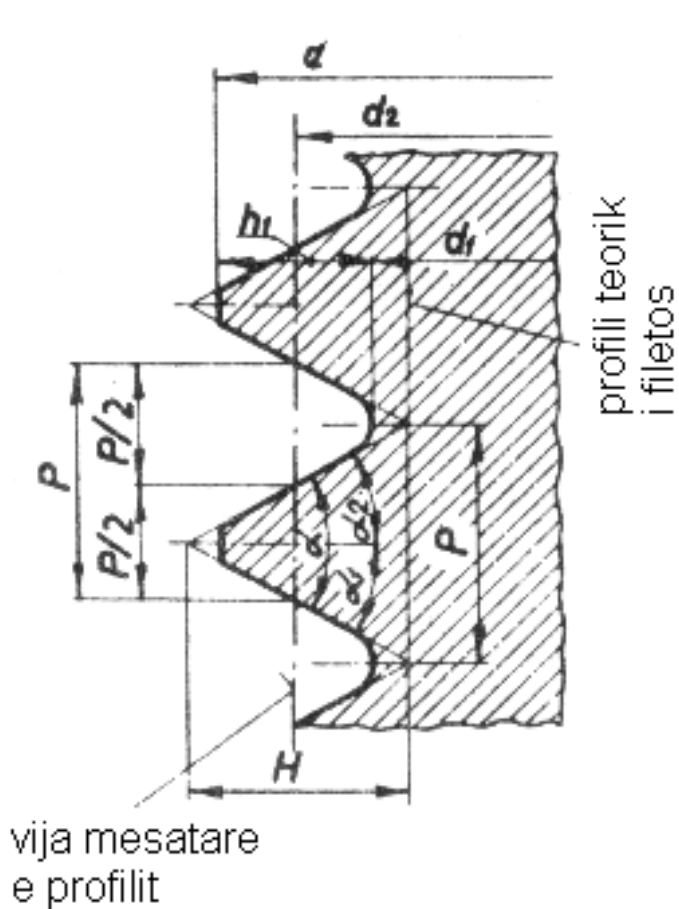
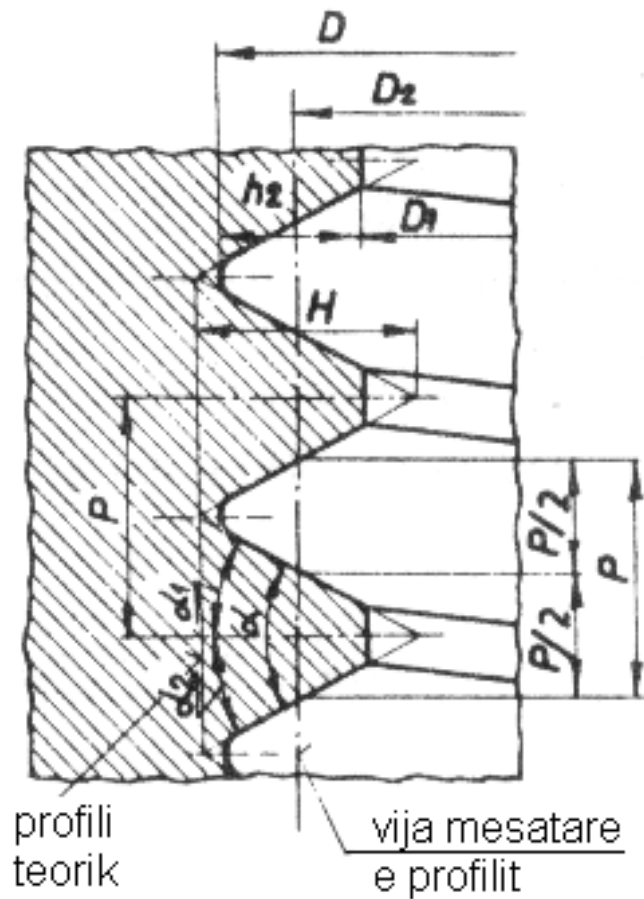


Fig. 9.3. Filetoja: a) e jashtme, b) e brendshme



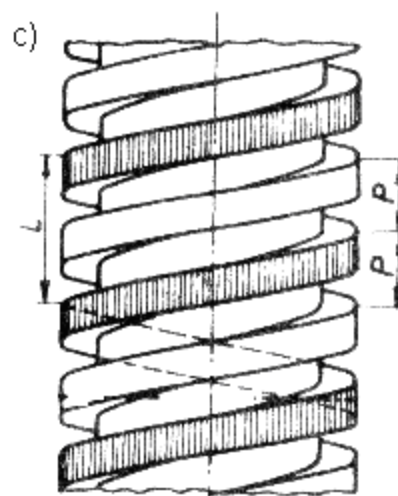
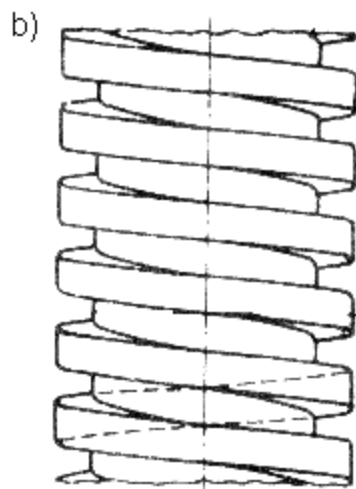
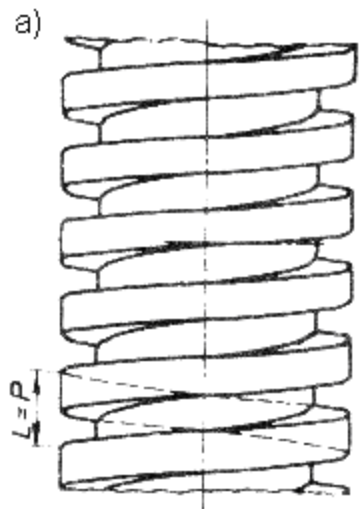
a) filetoja e jashtme



b) filetoja e brendshme

Fig. 9.4. Parametrat e filetosit

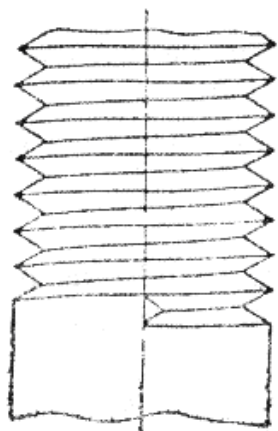
Profili teorik i filetosit ka formën
 - e trekëndëshit ose
 - të katrorit.



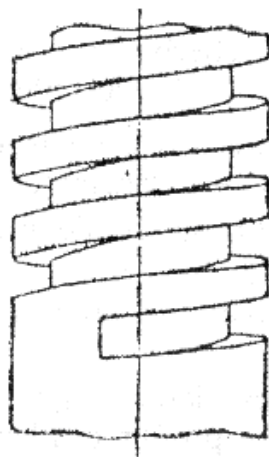
a) Filetoja e djathtë me një fillesë

b) Filetoja e majtë me një fillesë

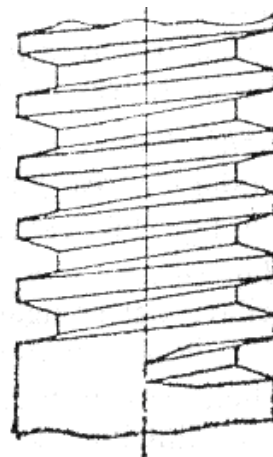
c) Filetoja e djathtë me dy fillesa



ç) Filetoja trekëndëshe



d) Filetoja katrore



dh) Filetoja trapezore



Fig 9.5. Hapi i zhvendosjes së filetos, hapi i profileve dhe llojet e profileve

- Këndi i pjerrtësisë së filetos llogaritet nga shprehja:

$$tg\varphi = \frac{L}{\pi \cdot d_2} \quad - \text{Për fileto të jashtme}$$

$$tg\varphi = \frac{L}{\pi \cdot D_2} \quad - \text{Për fileto të brendëshme}$$

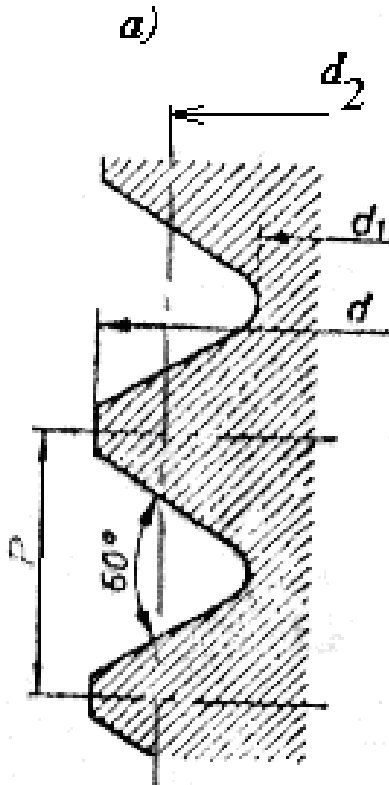
-Distanca në mes të dy pikave të profileve të afërta të një filetoje të matur në drejtim të aksit të filetos, quhet **hap** i filetos (P).

-Te filetoja me një fillesë $L=P$,

-Te filetoja me n-fillesa $L = nP$

12. FILETOJA METRIKE, E VITVORTIT, SHËNIMI DHE PËRDORIMI

- *Filetoja metrike me profil **trekëndësh** ISO* – është filetoje me **një fillesë**, **profili teorik i së cilës ka formën e trekëndëshit barabrinjës**, kurse dimensionet i ka të shprehura në **mm** (fig. 9.7.).



- Ka përdorim më të gjerë në makineri për lidhjet filetoje të palëvizshme.
- Dallohet filetoja me hap të madh - filetoja e “vrazhdë”, dhe
- me hap të imtë – filetoja e “mirë”.
- Shënimi:
Md – për fileto me hap të madh,
MdxP - për fileto me hap të imtë.
- Filetoja metrike punohet sipas rregullës
- **e djathtë**, e nëse punohet si e majtë, shënimit të mëparshëm i shtohet fjala
- **“e majtë”**.

Fig. 9.7. Filetoja metrike

- Filetoja **metrike konike** me profil trekëndësh ISO – e ka profilin e njëjtë sikurse filetoja metrike cilindrike, por vija mesatare e filetos me aksin e filetos përfshinë këndin $1\text{ o }47'23''$, cka i përfaqëson konicitetit 1:16 (fig.9.8.).

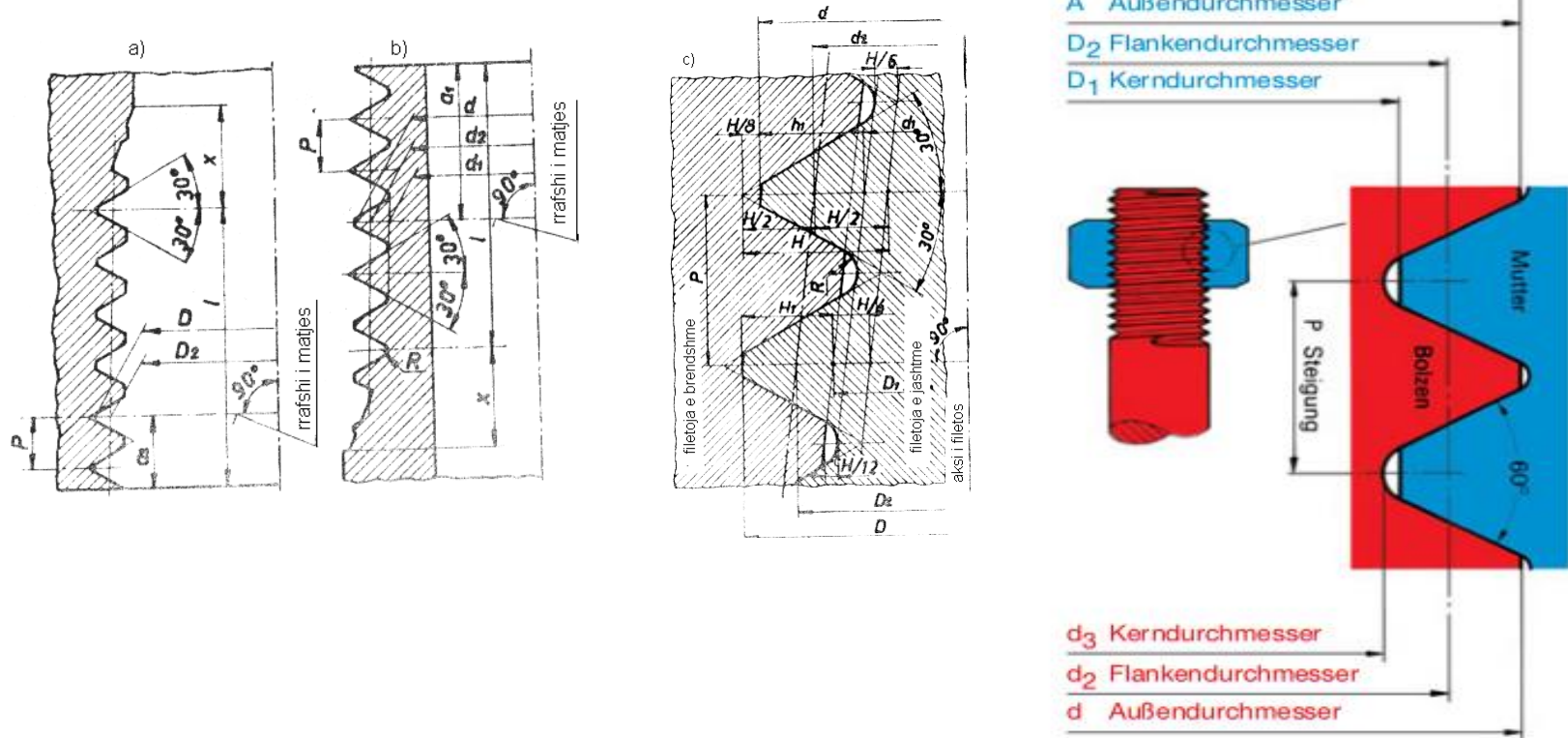
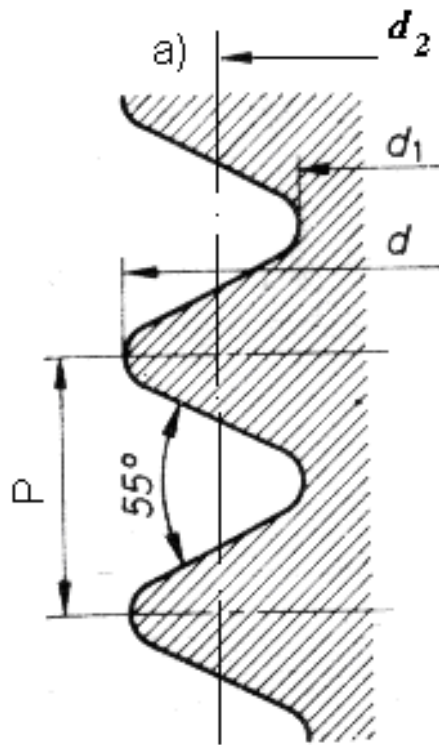
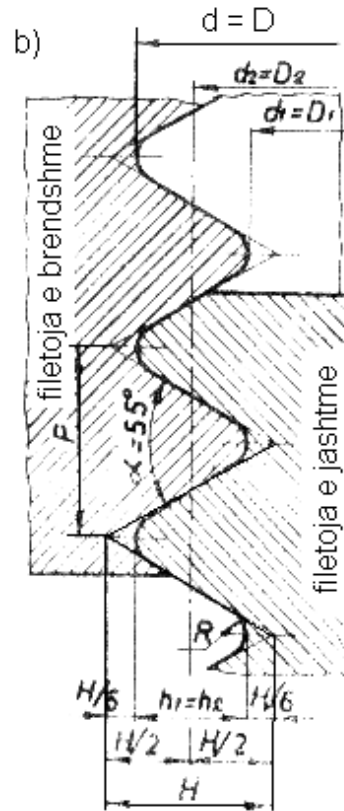


Fig. 9.8. Filetoja metrike konike: a) profili i filetos së brendshme, b) profili i filetos së jashtme, c) lidhja filetoe

- **Filetoja e Vitvortit** – është fileto me një fillesë, profili teorik i së cilës ka formën e trekëndëshit **dybrinjnjëshëm**, kurse dimensionet janë të shprehura në **colla**.



a) profili i filetos



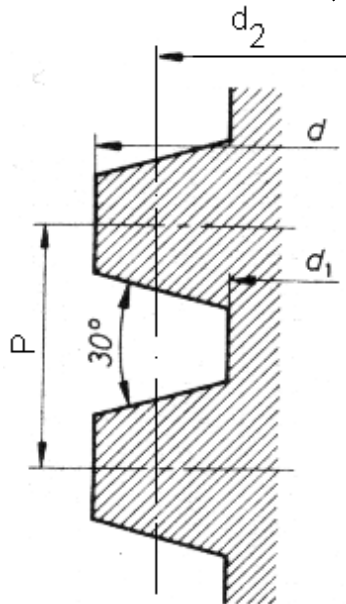
b) lidhja filetoje

-Filetoja e Vitvortit përdoret vetëm te rrjetat gypore.
 -Shënohet p.sh. **R2**”

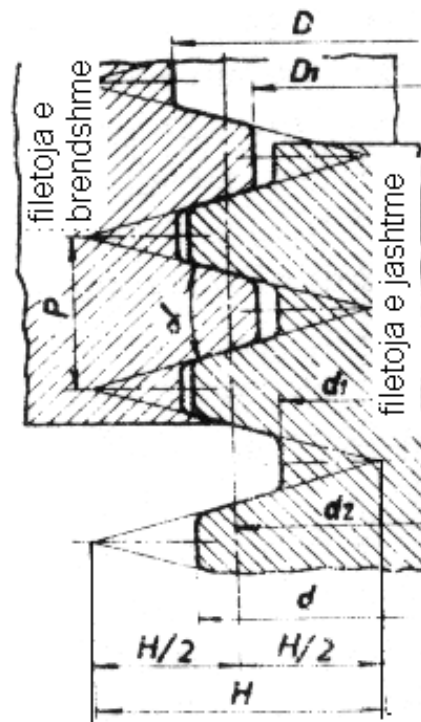
Fig. 9.9. Filetoja e Vitvortit

13. FILETOJA TRAPEZORE, E PJERRËT DHE E RRUMBULLAKËT, SHËNIMI DHE PËRDORIMI

- **Filetoja trapezore** – është fileto me një ose më shumë fillesa, profili teorik i së cilës është trekëndësh **dybrinjënjëshëm**. Këndi i profilit të filetës është **30°**. (fig. 9.10.).
- përdoret për lidhjet **filetoje të lëvizshme**, për vidhën me fileto, vidhën e ngritësit të dorës etj.
- Shënohet: **TrdxP**, p.sh. **Tr48x8**.



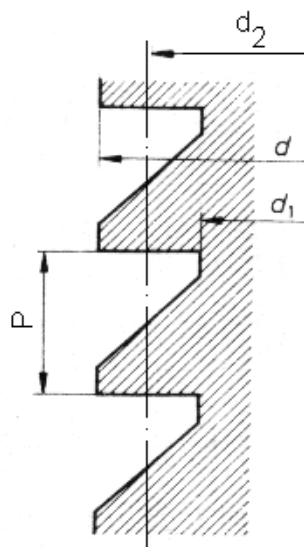
a) profili i filetës



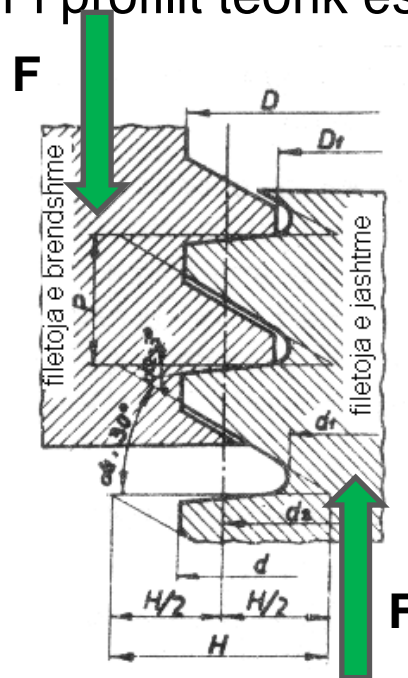
b) lidhja filetoje

Fig. 9.10. Filetoja trapezore

- **Filetoja e pjerrët** – është filetoja me **një** ose **më shumë** fillesa, profili teorik i së cilës është jo simetrik, në formë të trekëndëshit kënddrejtë. Një kënd anësor i profilin teorik është **30°**, kurse tjetri **0°**.



a) profili filetor



- këndet e profilin të vërtetë janë **30°** dhe **30°**

b) lidhja e filetove

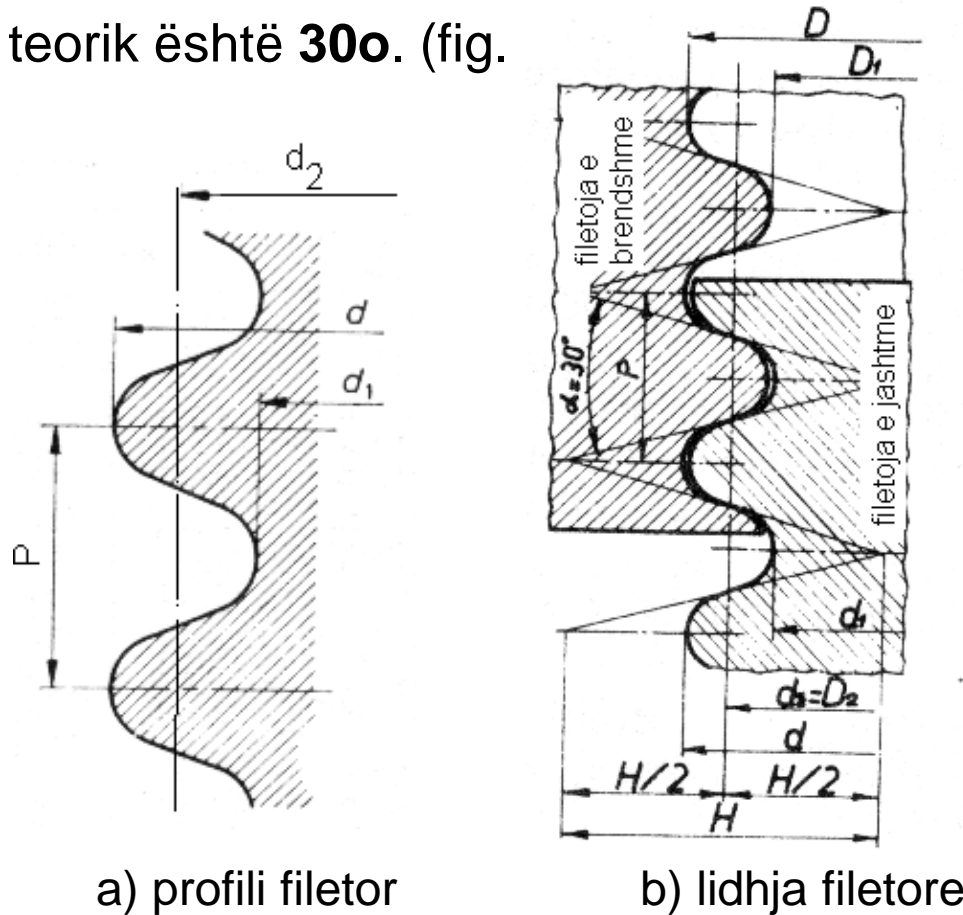
Fig. 9. 11. Filetoja e pjerrët

-Filetoja e pjerrët përdoret për lidhje filetoze të lëvizshme, ku ngarkesa vepron, vetëm në **një kah**.

-Shënohet **SdxP**, psh. S48x8.

-Nëse është e majtë në shënim shkruhet “*e majtë*” dhe nëse ka mbi një fillesë shkruhet **numri i fillesave**.

- **Filetoja e rrumbullakët** – është fileto me një fillesë, profili teorik i së cilës ka formën e trekëndëshit **dvbriniënjëshëm**. Këndi i profilit teorik është **30°**. (fig.



a) profili filetor

b) lidhja fileto

-Filetoja e rrumbullakët është e rezistueshme ndaj harximit dhe përdoret për lidhje fileto të palëvizshme, e cila i nënshtrohet papastërtisë.

- Shënohet: diametri nominal dhe hapin në colla, p.sh., **Rd48x1/6**".

- Për fileton e majtë shtohet fjala "e majtë".

Fig. 9.12. Filetoja e rrumbullakët

TRANSMETUESIT FILETOR

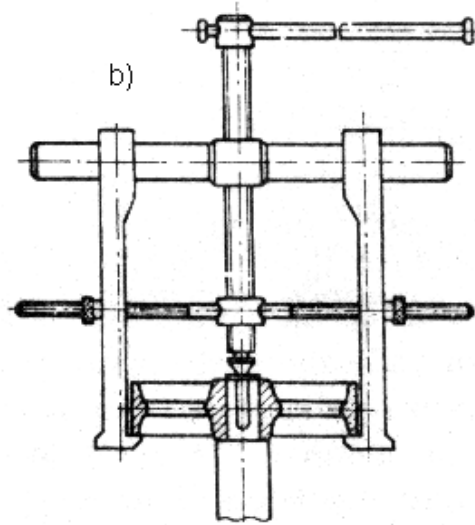
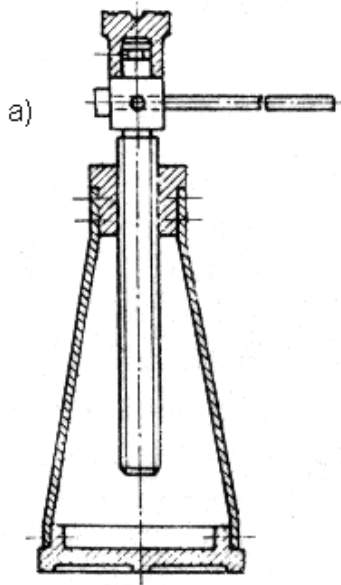
- **Transmetuesit filetorë** shërbejnë për shndërrimin e lëvizjes rrethore të një pjese në lëvizje translatore të tjetrës, me anë të lidhjes filetoje, ku momenti i rrotullimit shndërrohet në forcë aksiale.
- Te këta transmetues më tepër përdoret filetoja **trapezore** dhe e **pjerrët**.

Veçoritë:

- konstruksioni i thjeshtë,
- baritn ngarkesa të mëdha
- dimensionet e vogla,
- Mundsojnë realizimin e forcave aksiale të mëdha me momente të rrotullimeve të vogla.

Përdorimi:

- përdoren te ngritësi me dorë (fig. 9.19.a),
- pajisja për heqjen e rrotave ose kushinetave rrokullisëse nga boshti (fig. 9.19.b),
- për presa (fig. 9.19.c),
- shtrënguesi me dorë (fig. 9.19.ç),
- për shtrëngimin e litarit (fig. 9.19.d), etj.



a) ngritësi i dorës

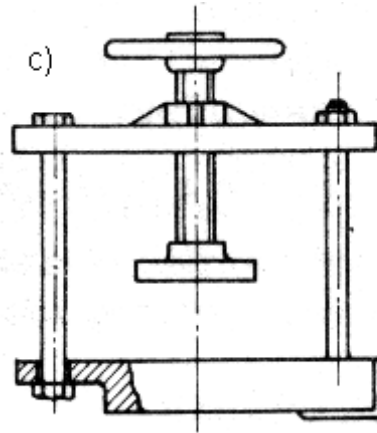
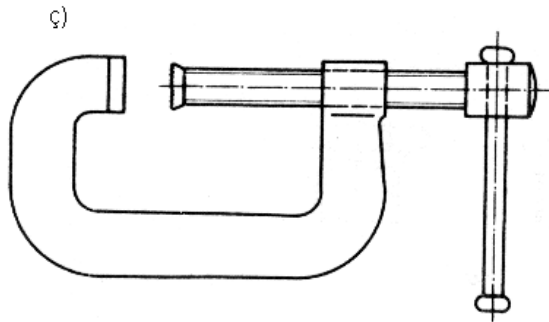


Hidraulike

Fig. 9.19. Transmetuesi filetorë

b) pajisja për heqjen e rrotave

Zbatimi I transmetuesve filetorë



c) presa me dorë



ç) shtrënguesi me dorë

14. NGARKESAT DHE SFORCIMET TE TRANSMETUESIT FILETORË

- **Ngarkesat:**
- **Transmetuesit filetorë** gjatë punës, gjatë lëvizjes relative të vidhës ndaj dados, janë të ngarkuar me forca **aksiale** dhe me **momente të rrotullimit**.
- Analiza e ngarkesave dhe rrekjeve të transmetuesve filetorë më së miri sqarohet në shembullin e ngritësit të dorës (fig. 9.43.).

$$T = T_v + T_\mu$$

Ku janë:

T - Momenti i rrotullimit i cili shërben për ngritjen e peshës,

T_v – momenti i rezistencës së fërkimit në lidhjen filetoare,

T_μ - momenti i fërkimit në sipërfaqen e kontaktit ndërmjet mbajtësit të peshës dhe kokës së boshtit të filetuar.

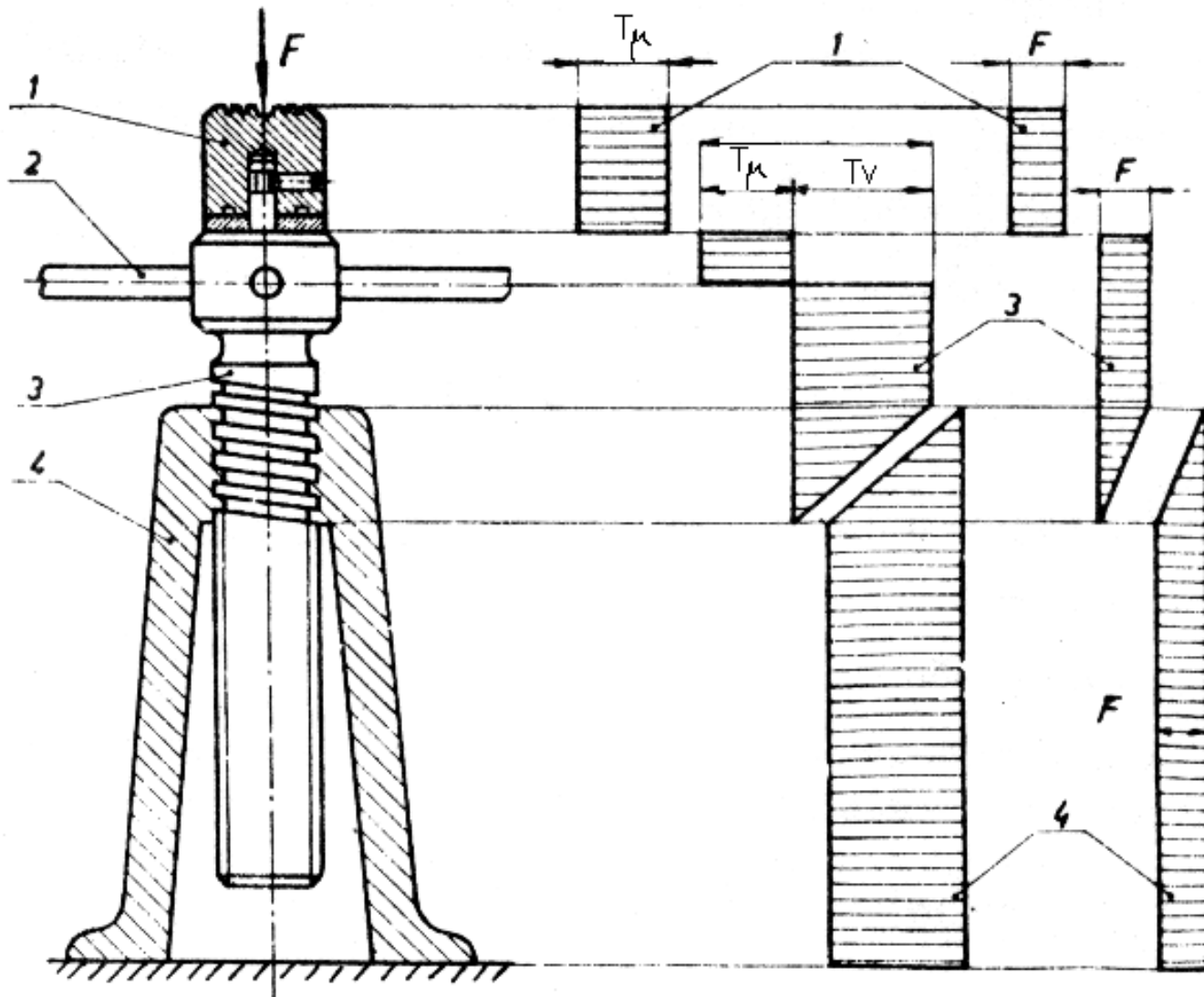


Fig. 9.43. Ngritësi i dorës dhe analiza e ngarkesës me diagramet përkatëse:
 1. mbajtësi i ngarkesës – peshës; 2. dorëza; 3. vidha me fileto; 4. trupi.

- shprehja përfundimtare për **momentin në vidhë**:

$$T_v = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\varphi + \rho_v)$$

Ku janë:

F – Forca aksiale (ngarkesa që ngritet),

d₂ – diametri mesatar I filetos,

φ - këndi i pjerrtësisë së filetos,

μ_v – koeficienti i reduktuar i fërkimit të filetos,

ρ_v – këndi i reduktuar i fërkimit të filetos.

Momenti i fërkimit T_μ caktohet sipas formulës:

$$T_\mu = F \cdot \mu \cdot \frac{d_m}{2}$$

Ku janë:

μ - koeficienti I fërkimit ndërmjet kokës së boshtit dhe mbajtësit të peshës,

d_m – diametri mesatar i sipërfaqes kontaktuese ndërmjet kokës së boshtit dhe mbajtësit të peshës, i cili llogaritet me shprehjen:

$$d_m = \frac{2}{3} \cdot \frac{d_j^3 - d_b^3}{d_j^2 - d_b^2}$$

- d_j – diametri i jashtëm,
- d_b – diametri i brendshëm.

Momenti i përgjithshëm i rrotullimit është:

$$T = T_v + T_\mu = \pm F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left[\operatorname{tg}(\varphi \pm \rho_v) \pm \mu \cdot \frac{d_m}{d_2} \right]$$

(+) – për ngritjen e peshës,

(-) – për lëshimin e peshës.

rastet karakteristike:

$\varphi > \rho_v$ ($T < 0$) – lëshimi i peshës vetvetiu,

$\varphi = \rho_v$ ($T = 0$) – kufiri i vetëfrenimit,

$\varphi < \rho_v$ ($T > 0$) – **vetëfrenimi.**

- **Sforcimet:**

Sforcimi maksimal lajmërohet në prerjen e pjesës me fileto, sepse kjo prerje është minimale.

$$\sigma_{z,sh} = \frac{F}{A_1}$$

ku është:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - \text{sipërfaqja e prerjes tërthore të thelbit të vidhës.}$$

Sforcimi maksimal tangjensial për shkak të përdredhjes me momentin e vidhës T_v lajmërohet në periferinë e thelbit të vidhës fileto dhe caktohet me shprehjen:

$$\tau_t = \frac{T_v}{W_p} \quad W_p = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} - \text{momenti rezistues polar në prerjen e thelbit të vidhës.}$$

- **Shkalla e sigurisë** për rrekje aksiale është:

$$S_{z,sh} = \frac{\sigma_{Tv}}{\sigma_{z,sh}} \quad \sigma_{Tv} \text{ - qëndrueshmëria në kufirin e zgjatjes së vidhës për rrekje në zgjatje merret}$$

$$\sigma_{Tv} = \sigma_T \cdot \xi_T \cdot \xi_{1z}$$


- **shkalla e sigurisë** për rrekje tangjensiale në përdredhje është:

$$S_t = \frac{\tau_{Tv}}{\tau_t} \quad \tau_{Tv} \text{ - qëndrueshmëria në kufirin e zgjatjes së vidhës për përdredhje, merret}$$

$$\tau_{Tv} = \tau_T \cdot \xi_T \cdot \xi_{1t}$$

shkalla e sigurisë për rrekje të përbërë është:

$$S = \frac{S_{z,sh} \cdot S_t}{\sqrt{S_{z,sh}^2 + S_t^2}} \geq 3..4$$

 e plotëson kushtin

- Shkalla e sigurisë kundër epjes është:

$$S = \frac{\sigma_k}{\sigma} \geq 4...5$$

- Sforcimi kritik σ_k caktohet sipas **Euler-it** ose **Tetmyer-it** , çka varet nga vitaliteti i vidhës λ .

SHKALLA E SHFRYTËZIMIT

- **Shkalla e shfrytëzimit** te transmetuesit filetor është:

$$\eta = \frac{P_d}{P} = \frac{F \cdot v_a}{T \cdot \omega} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho_v) + \frac{d_m}{d_2} \cdot \mu}$$

Nëse është $T_\mu = 0$, atëherë shkalla e shfrytëzimit do të jetë:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho_v)}$$

ω - shpejtësia këndore e vidhës me fileto.

$v_a = v \cdot \operatorname{tg} \varphi = \omega \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \varphi$ - shpejtësia aksiale e ngritjes së peshës.

15. SHTRËNGIMI PARAPRAK I LIDHJEVE ME BULONA DHE SFORCIMET

Dallohen dy tipa të lidhjeve me bulona, varësisht nga drejtimi i veprimit të forcës punuese në lidhje:

- lidhja me bulona e ngarkuar me **ngarkesë gjatësore** (fig. 9.47.a),
- lidhja me bulona e ngarkuar me **ngarkesë tërthore** (fig. 9.47.b).

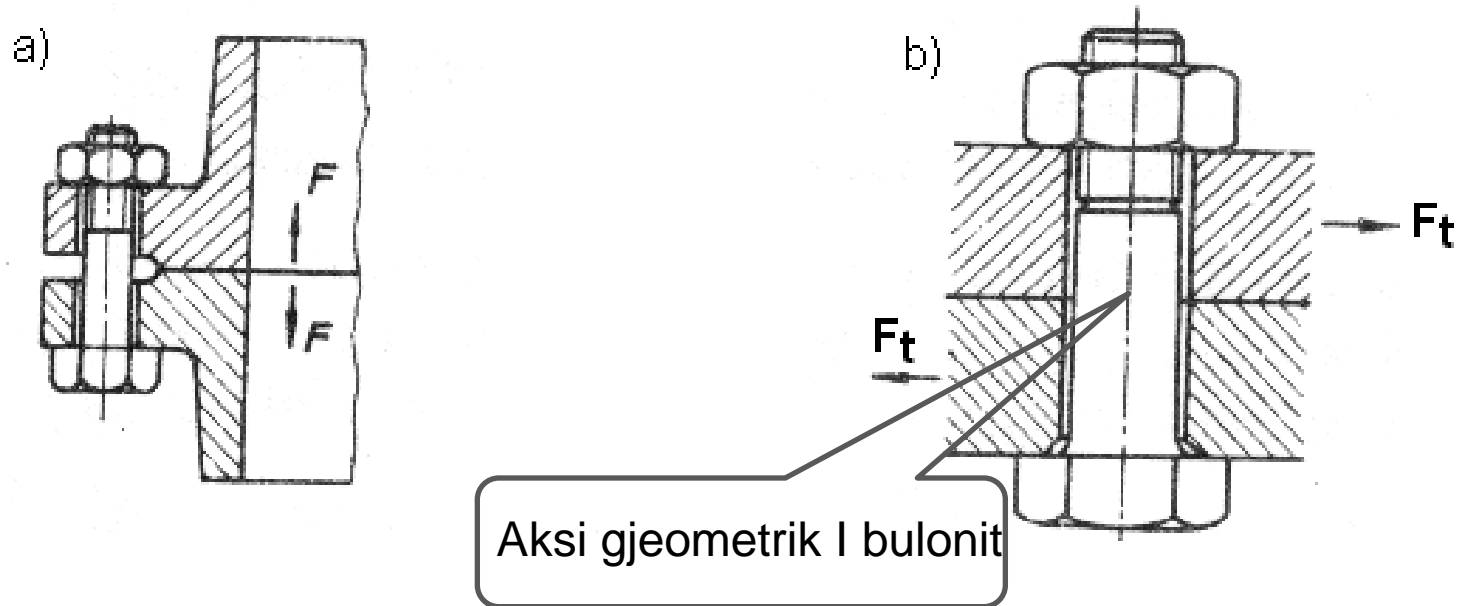


Fig. 9.47. Lidhjet e palëvizshme filetore – lidhjet me bulona

- Lidhja me bulona të ngarkuar me **ngarkesë gjatësore** - lidhja ndërmjet kapakut dhe enës nën presion (fig. 9.48.).

Fig. 9.48. Lidhja me bulona e kapakut dhe enës nën presion

Gjatë shtrëngimit të bulonit me çelës ndodh zgjatja e trupit të bulonit dhe ndrydhja e pllakave (fig. 9.49.a, b dhe c.).

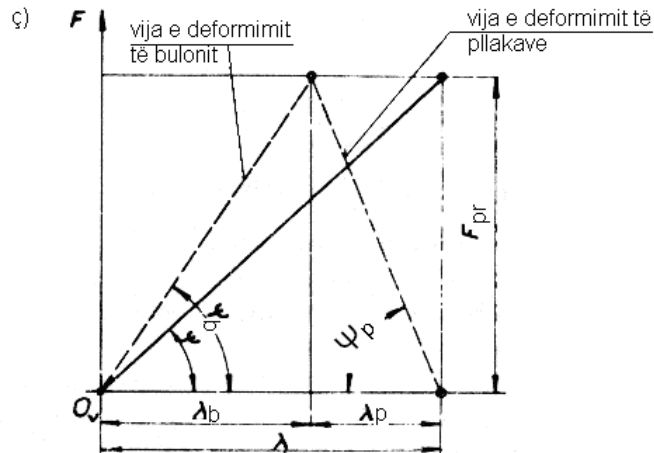
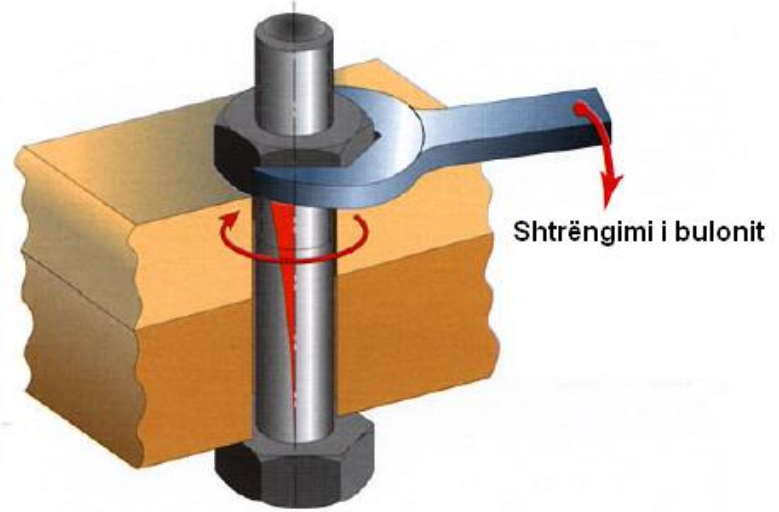
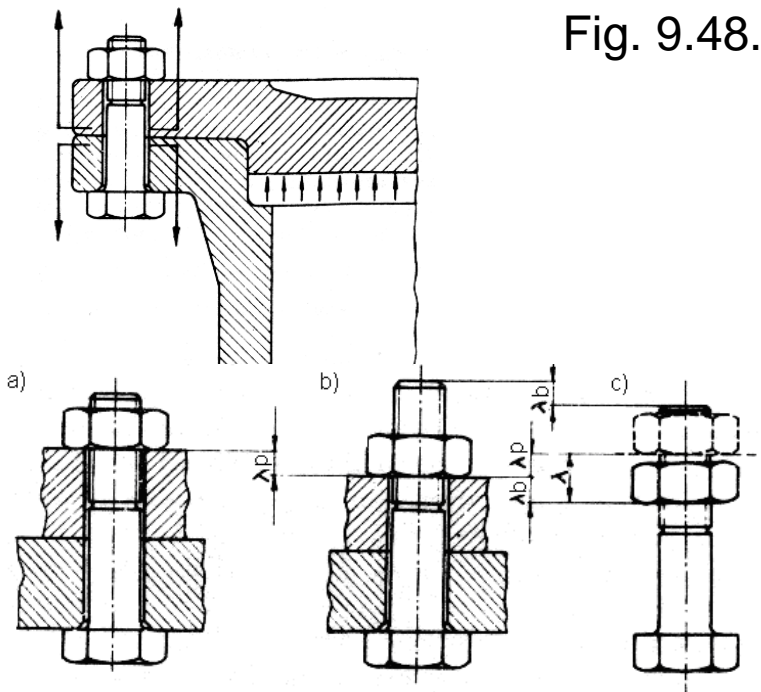


Fig. 9.49. Deformimet e bulonit dhe pllakave: a) pllakat dhe buloni në gjendje të pangarkuar, b) lidhja me bulon e shtrënguar me F_{pr} ; pllakat e ndrydhura, buloni i zgjatuar, c) buloni i pangarkuar; dadoja në pozitën e fundit të shtrëngimit, ç) diagrami i forcës aksiale gjatë shtrëngimit, varësisht nga zhvendosja aksiale e dados ndaj filetës së bulonit, (me vijë të plotë është treguar diagrami i deformimit të lidhjes me bulona).

• **Forca e shtrëngimit paraparak**

$$F_{pr} = \lambda \cdot \frac{c_b \cdot c_p}{c_b + c_p} \quad \text{ku janë:} \quad c_b - \text{ngurtësia specifike e bulonit,}$$

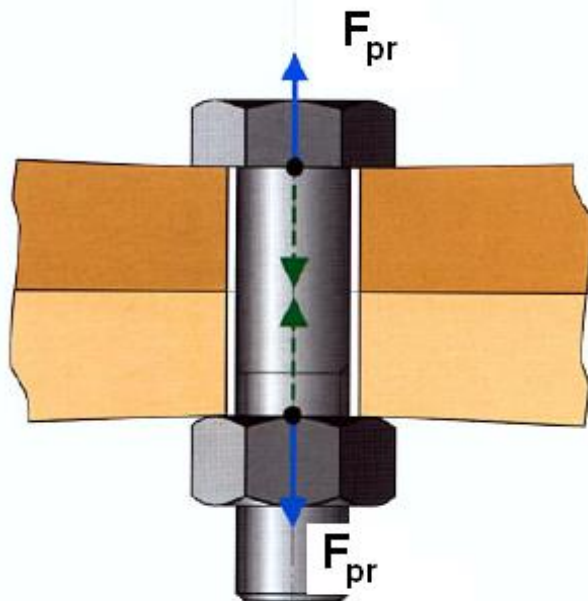
$$c_p - \text{ngurtësia specifike e pllakave.}$$

- Zhvendosja e tërësishme aksiale e dados në fund të shtrëngimit λ

$$\lambda = \lambda_b + \lambda_p \quad \lambda_b - \text{zgjatja elastike e bulonit,}$$

$$\lambda_p - \text{ndrydhja elastike e pllakave.}$$

$$F_{pr} = c_b \cdot \lambda_b = c_p \cdot \lambda_p \quad \text{ku janë:}$$



- Për shtrëngimin e lidhjes me bulona, në çelës duhet të veproi momenti i rrotullimit:

$$T = T_b + T_\mu = F_{pr} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left[\operatorname{tg}(\varphi + \rho_b) + \frac{d_m}{d_2} \cdot \mu \right]$$

T_b – momenti i rrotullimit për përballimin e rezistencës së fërkimit në sipërfaqet e kontaktit të filetove,

T_μ - momenti i rrotullimit për përballimin e rezistencës së fërkimit në sipërfaqen e kontaktit të dados dhe të pllakës.

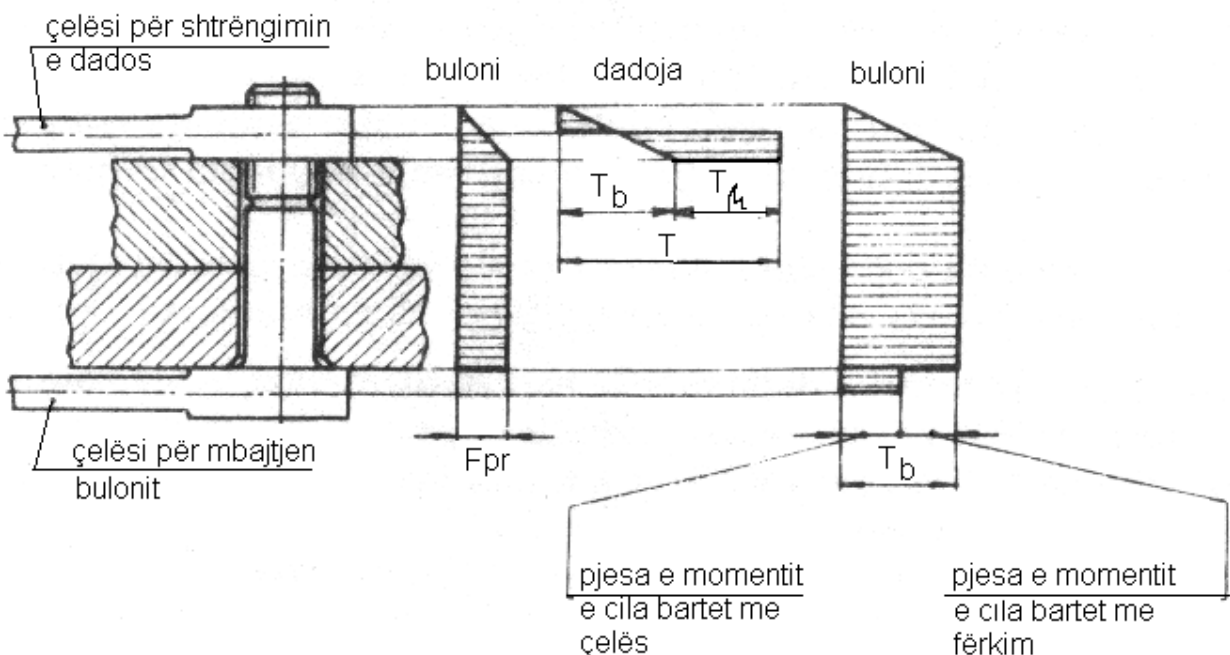


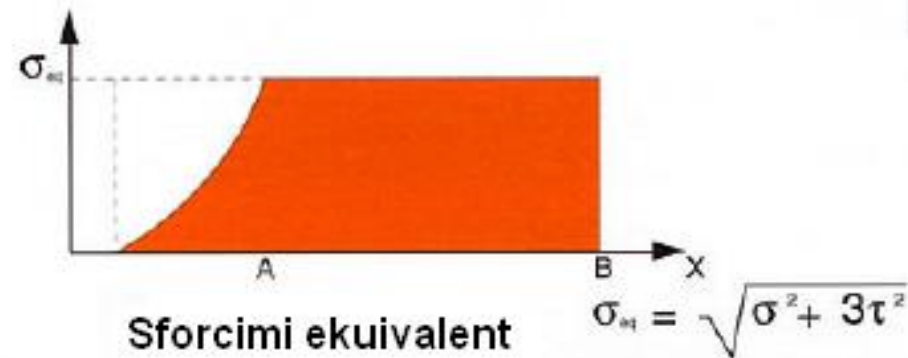
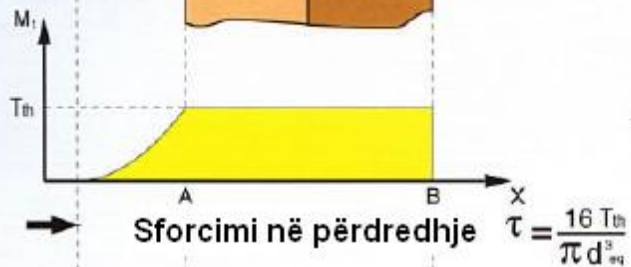
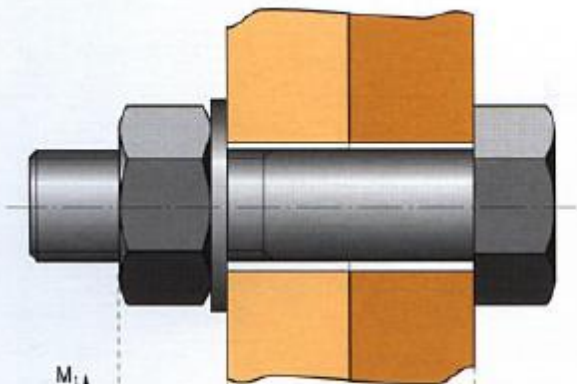
Fig. 9.50. Diagramet e ngarkesës së bulonit dhe të dados gjatë shtrëngimit paraprak.

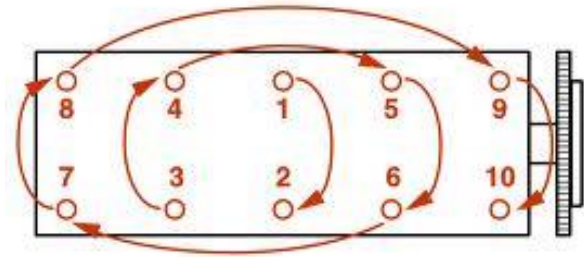
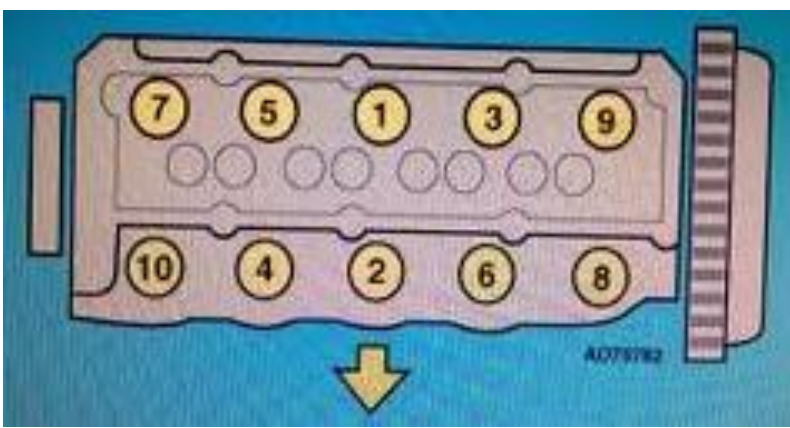
- Sforcimet gjatë shtrëngimit paraprak**

$$\sigma_{pr} = \frac{F_{pr}}{A_1} \quad - \text{ Sforcimi normal në zgjatje}$$

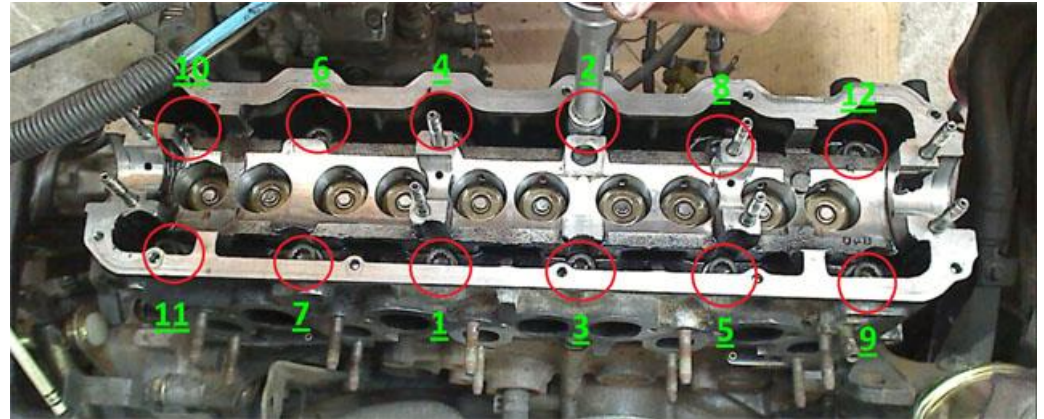
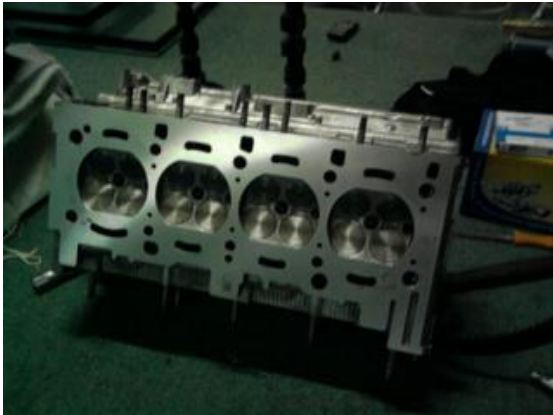
$$\tau_{pr} = \frac{T_b}{W_p} \quad - \text{ Sforcimi tangjensial në përdredhje}$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} \quad - \text{ momenti rezistues polar për prerje thelbit të bulonit.}$$

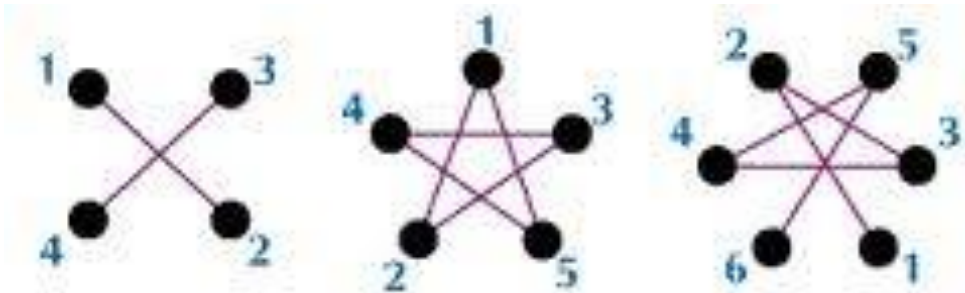




Radha e shrengimit te bulonave te kokës se motorit

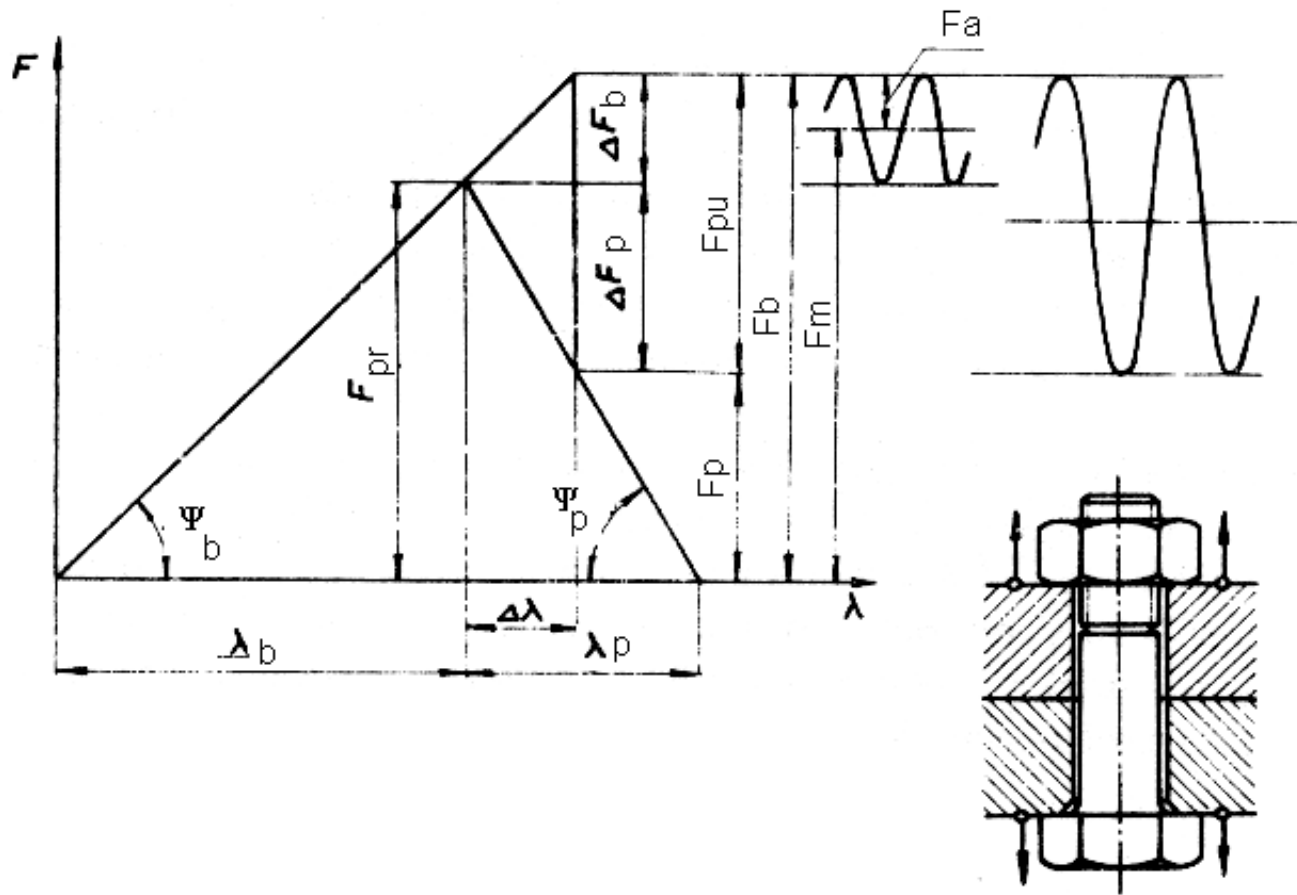


Radha e shtrëngimit dhe lirimit të bulonave te rrotëve



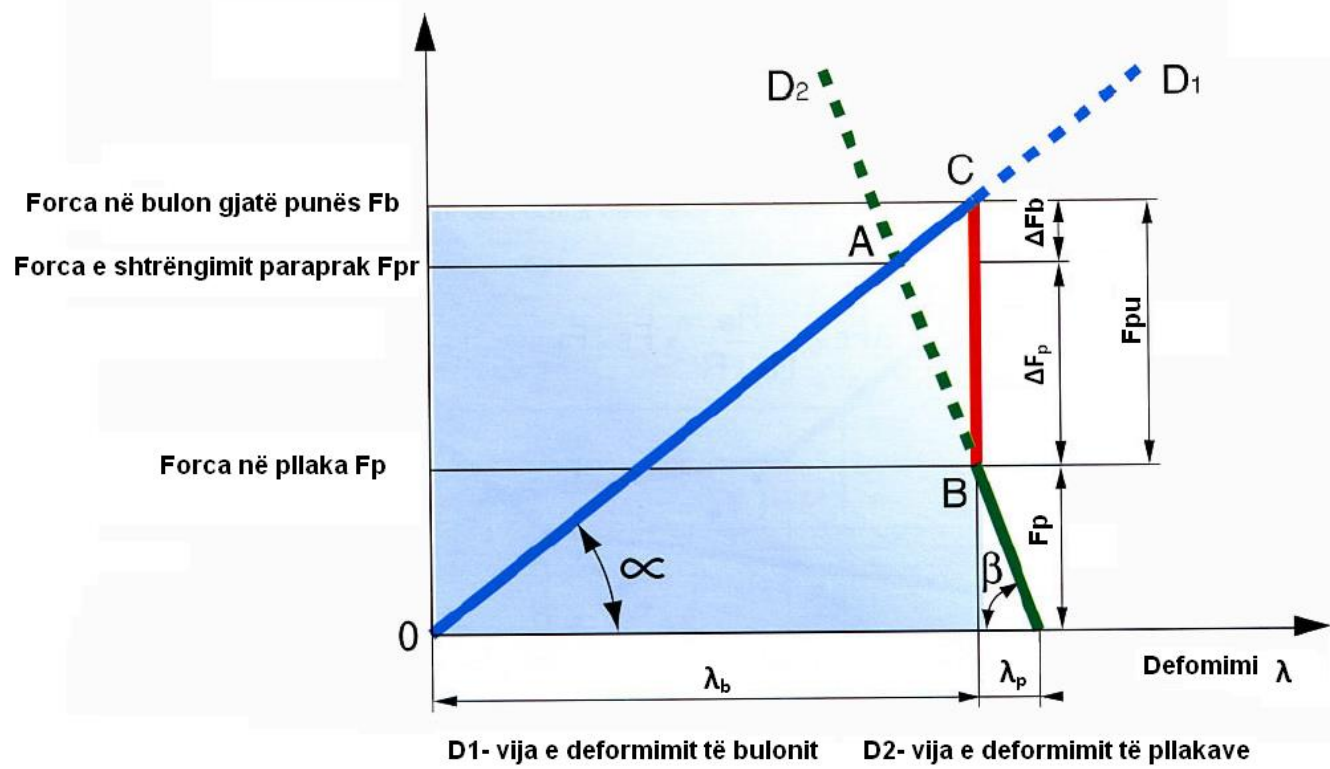
16. NGARKESA PUNUESE E LIDHJEVE ME BULONA DHE SFORCIMET

- Lidhja me bulona l nënshtrohet veprimit të ngarkesës punuese pasi të përfundojë shtrëngimi paraprak
- Bulonat, kanë detyrë të pengojnë ndarjen e kapakut nga cilindri, nën veprimin e forcës punuese.



$$\Delta F_b = F_{pu} \cdot \frac{c_b}{c_b + c_p}$$

$$\Delta F_p = F_{pu} \cdot \frac{c_p}{c_b + c_p}$$



- **Forca në bulon gjatë punës:**

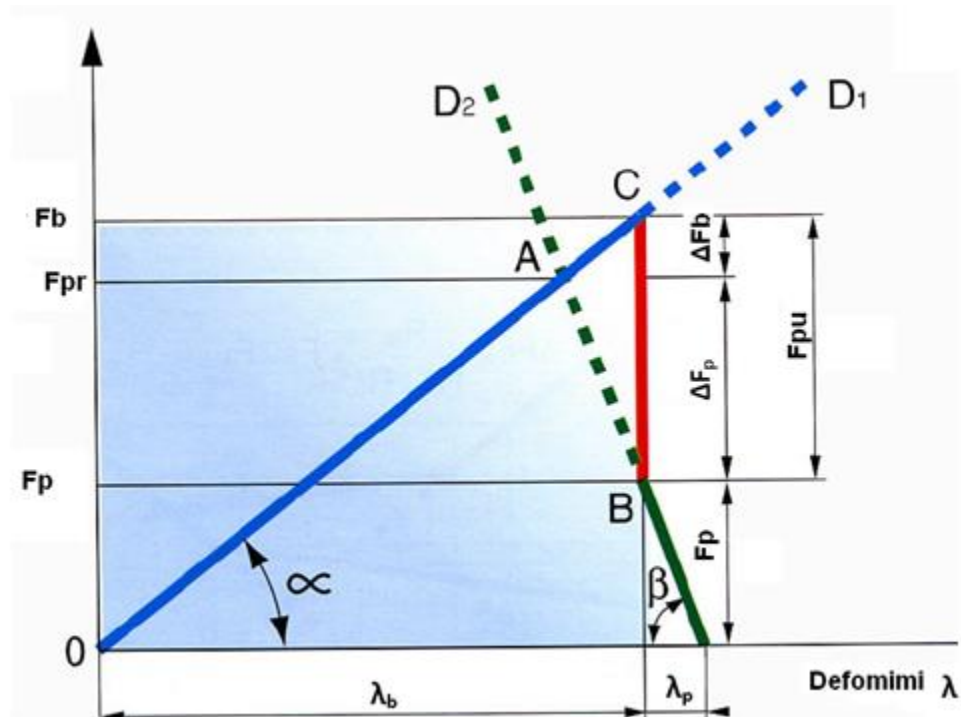
$$F_b = F_{pr} + \Delta F_b$$

- **Forca në pllaka gjatë punës:**

$$F_p = F_{pr} - \Delta F_p$$

- **Forca punuese:**

$$F_{pu} = \Delta F_b + \Delta F_p$$



- Forca punuese e cila e bënë ndarjen e pllakave (**forca kritike**):

$$F_{kr} = F_{pr} \cdot \left(1 + \frac{c_b}{c_p} \right)$$

- Shkalla e sigurisë kundër ndarjes së pllakave:

$$S = \frac{F_{kr}}{F_{pu}} = \frac{F_{pr}}{F_{pu}} \cdot \left(1 + \frac{c_b}{c_p} \right)$$

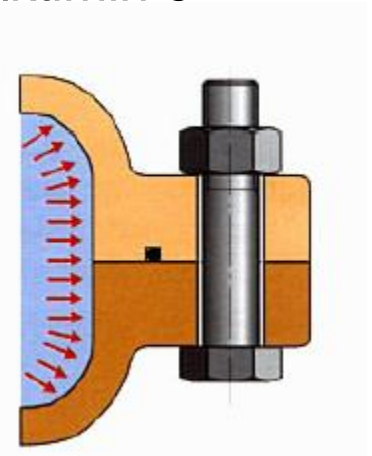
- Që të pengohet ndarja e pllakave duhet të jetë: **S > 1**

17. LIDHJET ME BULONA – RASTI III

- Në këtë grup bëjnë pjesë bulonat e lidhjeve mjaft **përgjegjëse** me bulona të ngarkuar me ngarkesë të ndryshueshme.
- Kalkulimi i këtyre lidhjeve me bulona përfshinë së pari caktimin e **ngurtësisë specifike (c)** të bulonit dhe të pllakave.

$$c = \frac{E \cdot A}{l}$$

ku janë: E – moduli i elasticitetit,
 A – sipërfaqja e prerjes tërthore,
 l – gjatësia e nënshtruar në zgjatje ose shtypje.



Nëse trupi i bulonit është me shkallëzim (Fig. 8.55.a), ngurtësia specifike caktohet me shprehjen:

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \dots + \frac{1}{c_n} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} = \frac{1}{E} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{A_i}$$

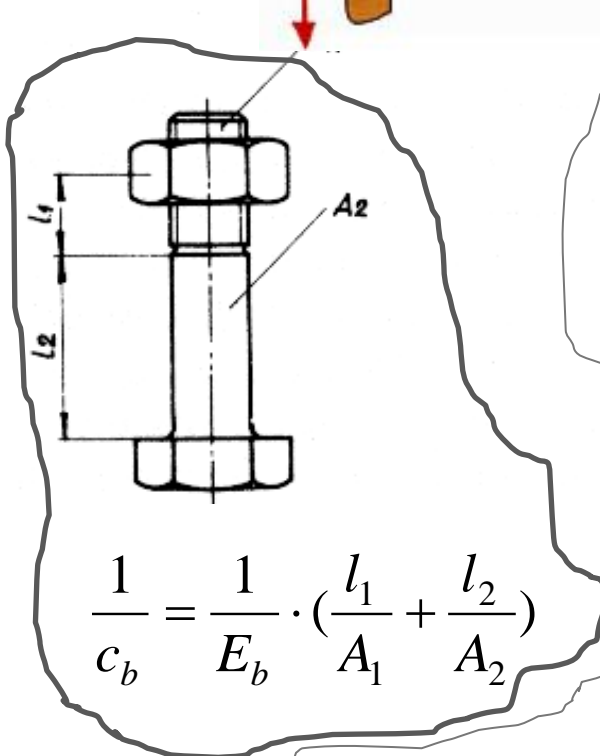
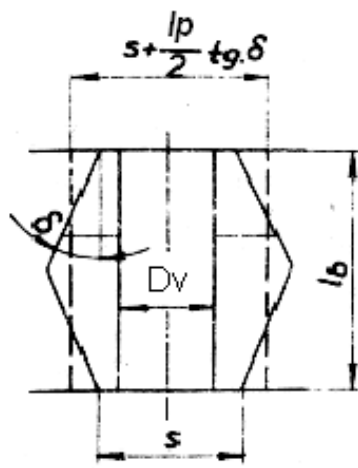
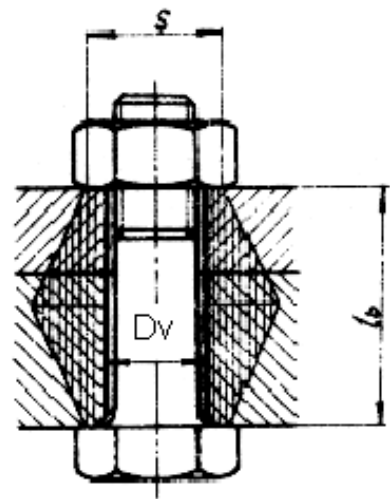
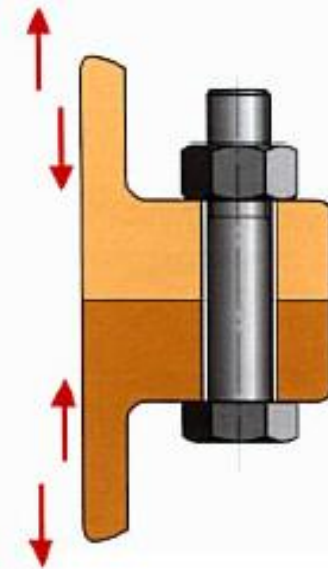
- ngurtësia e **pllakave** caktohet në të njëjtën mënyrë (Fig. 8.55b):

$$c_p = \frac{E_p \cdot A_p}{l_p}$$

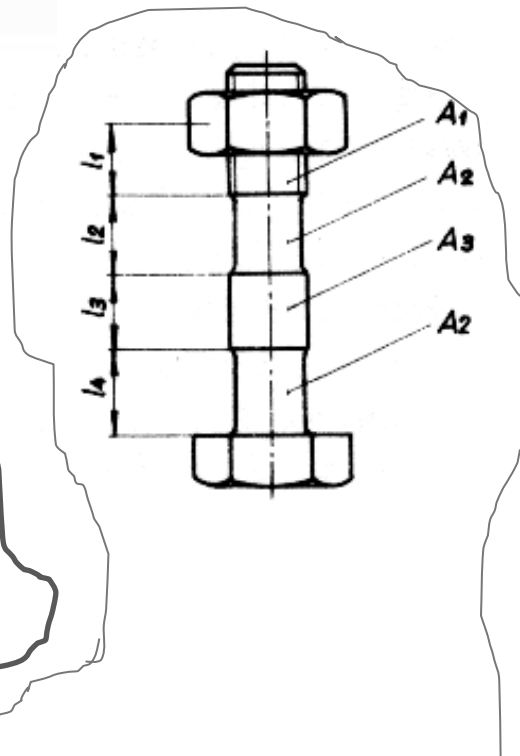
- Sipërfaqja A_p është:

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(s + \frac{l_p}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta \right)^2 - D_v^2 \right]$$

- ku është: δ – këndi i konit ndikues.



$$\frac{1}{c_b} = \frac{1}{E_b} \cdot \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} \right)$$



$$\frac{1}{c_b} = \frac{1}{E_b} \cdot \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2 + l_4}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} \right)$$

Fig. 8.55. Caktimi i ngurtësisë specifike për bulona dhe pllaka.

- Forca F_{pr} në praktikë caktohet me formulat empirike:

$$F_{pr} = (1.5...4.0) \cdot F_{pu} \quad \text{- për lidhje hermetike me nënshtresë dhe për lidhje johermetike,}$$

$$F_{pr} = (1.5...2.0) \cdot F_{pu} \quad \text{- Për ngarkesë punuese **statike** (konstante)}$$

$$F_{pr} = (2...4.0) \cdot F_{pu} \quad \text{- Për ngarkesë punuese **dinamike** (jokonstante)}$$

- **sforcimi normal** në fund të shtrëngimit paraprak është:

$$\sigma_{pr} = \frac{F_{pr}}{A_1}$$

- **Sforcimi maksimal tangjensial** në përdredhje nga momenti i përdredhjes T_b në thelbin e bulonit në fund të shtrëngimit paraprak është:

$$\tau_{pr} = \frac{T_b}{W_p} \quad W_p = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} \quad \text{- momenti rezistues polar për prerjen e thelbit të bulonit.}$$

- **Shkalla e sigurisë në fund të shtrëngimit paraprak**

$$S = \frac{S_z \cdot S_t}{\sqrt{S_z^2 + S_t^2}} \geq 1.1...1.4$$

- shkalla e sigurisë për rrekje aksiale në **zgjatje** ose në **shtypje**

$$S_z = \frac{\sigma_{Tb}}{\sigma_{pr}}$$

- shkalla e sigurisë për rrekje **tangjenciale** në **përdredhje**

$$S_t = \frac{\tau_{Tb}}{\tau_{pr}}$$

Kufiri i zgjatjeve për rrekje në zgjatje σ_{Tb} dhe përdredhje të bulonit dhe τ_{Tb} për kushtet e punës caktohet në bazë të kufirit të zgjatjeve të provëzës së lëmuar σ_T dhe τ_T me shprehjet :

$$\sigma_{Tb} = \sigma_T \cdot \xi_T \cdot \xi_1$$

$$\tau_{Tb} = \tau_T \cdot \xi_T \cdot \xi_1$$

Festigkeitsklassen

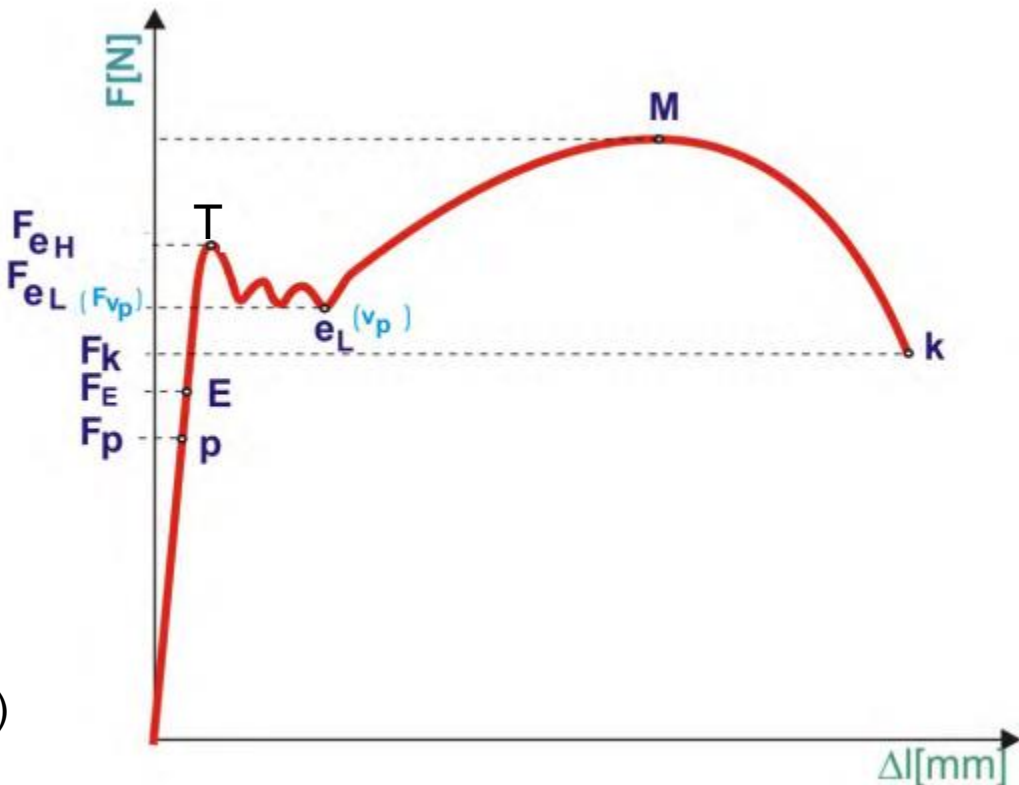
3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	------



Diese Festigkeitsklassen werden mit zwei Zahlen bezeichnet.

Die erste Zahl gibt 1/1000 der Mindestzugfestigkeit in N/mm² an.

Die zweite Zahl ist das Verhältnis der unteren Streckgrenze (oder 0,2 Dehngrenze) zur



$$\sigma_M = \text{numri I parë} \cdot 100 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_T = \text{numri I parë} \cdot \text{numri I dytë} \cdot 10 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

- **Sforcimi normal në zgjatje gjatë punës** në trupin e bulonit lajmërohet gjatë veprimit të ngarkesës punuese dhe caktohet me shprehjen:

$$\sigma_z = \frac{F_b}{A_1}$$

- **Shkalla e sigurisë gjatë punës:**

$$S_z = \frac{\sigma_{Tb}}{\sigma_z} \geq 1.1 \dots 1.4$$

Nëse ngarkesa punuese është e ndryshueshme **alternative**, për trupin e bulonit llogaritet edhe **sforcimi amplitud**:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_1} = \frac{\Delta F_b}{2 \cdot A_1}$$

Shkalla e sigurisë së bulonit për **sforcimin amplitud**:

$$S_a = \frac{\sigma_{Ab}}{\sigma_a} \geq 1.1 \dots 1.4$$

Amplituda e qëndrueshmërisë dinamike për kushtet e punës llogaritet me shprehjen:

$$\sigma_{Ab} = \sigma_A \cdot \xi_\beta \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \xi_4$$

- amplituda e qëndrueshmërisë dinamike të provëzës σ_A

$$\xi_{\beta} = \frac{\beta_{ko}}{\beta_k}$$

- faktori i cili paraqet raportin e faktorit efektiv të përqendrimit të sforcimit në thelbin e **bulonit provëz M12** β_{ko}

dhe faktorit efektiv të përqendrimit të sforcimit të bulonit β_k

ξ_1 - faktori i madhësisë së prerjes së thelbit, (Tabela 8.14.),

ξ_2 - faktori i cilësisë së sipërfaqes së filetos, (Tabela 8.14.),

ξ_3 - faktori i mënyrës së përpunimit (Tabela 8.14.),

ξ_4 - faktori i mbrojtjes sipërfaqësore (Tabela 8.14.).

18.LIDHJET ME BULONA – RASTI I IV

- Këto lidhje me bulona përdoren te pjesët makinerike te të cilat ngarkesa punuese duhet të bartet në drejtim të **rrafshit kontaktues** të pjesëve që lidhen, d.m.th., normal në drejtim të aksit të bulonit. P.sh. lidhja e disqeve të lidhëses, lidhja e kurorës dhe trupit të dhëmbëzorit, etj.

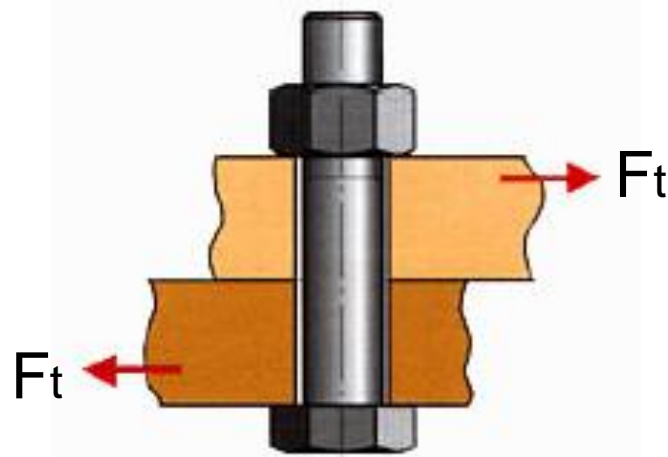
Bulonat mund të jenë të:

- **papërshtatur** – të cilët nuk i përshtaten vrimës (Fig. 8.59.), dhe
- **përshtatur** – të cilët i përshtaten vrimës (Fig. 8.60.).
- Te lidhja me ndihmën e bulonave të **pa përshtatur**, diametri i vrimës për bulon është më i madh se diametri i bulonit
- **Forca tërthore** nga njëra pllakë në tjetrën bartet me ndihmën e **fërkimit** në mes të sipërfaqeve të kontaktit

$$F_{\mu} > F_t \quad F_{\mu} = \mu \cdot F_p$$

F_{μ} – forca e fërkimit

F_t – forca tërthore që vepron në pllakë



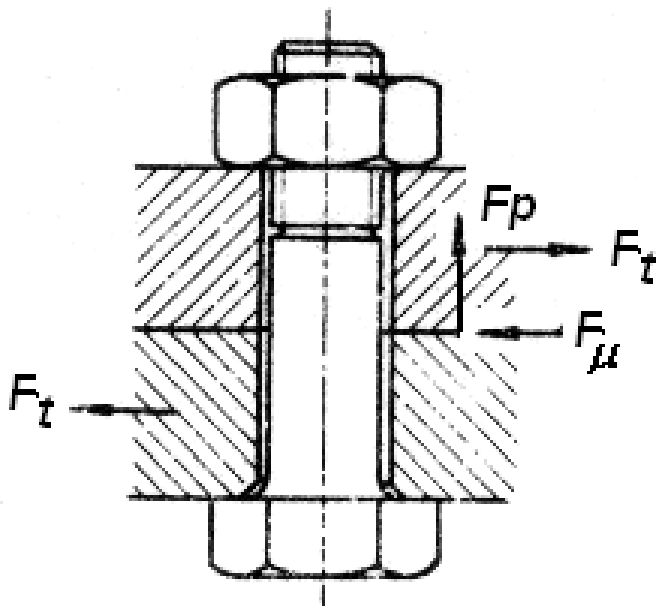


Fig. 8.59. Lidhja me bulona të papërshtatur të ngarkuar me ngarkesë tërthore.

Forca F_p në sipërfaqet e kontaktit të pllakave caktohet me formulën:

$$F_p = S_\mu \cdot \frac{F_t}{i \cdot \mu}$$

μ – koeficienti i fërkimit të rrëshqitjes,

i – numri i çifteve të sipërfaqeve të kontaktit nëpër të cilat bartet ngarkesa tërthore

$S_\mu = 1.2...1.8$ –shkalla e sigurisë kundër rrëshqitjes,

Forca e shtrëngimit paraprak **F_{pr}** në këtë rast caktohet me formulën:

$$F_{pr} = (1.5...2.0) \cdot F_p$$

Shkalla e sigurisë në fund të shtrëngimit paraprak

$$S = \frac{S_z \cdot S_t}{\sqrt{S_z^2 + S_t^2}} \geq 1.1...1.4$$

19. LIDHJET ME BULONA – RASTI I V

- Te lidhjet me ndihmën e bulonave të përshtatur, qafa e bulonit dhe pjesët me vrimë formojnë lidhje të presuar ($H7/k6$ ose $H7/n6$), ashtu që rolin kryesor gjatë bartjes së ngarkesës e luan **qafa** e bulonit.
- Qafa e bulonit është e rrekur në shkëputje, kurse sipërfaqet e kontaktit të qafës së bulonit dhe vrimës në pllaka janë të rrekura në presion sipërfaqësorë.

Sforcimi tangjencial në shkëputje është:

$$\tau_{shk} = \frac{F_t}{A \cdot i}$$

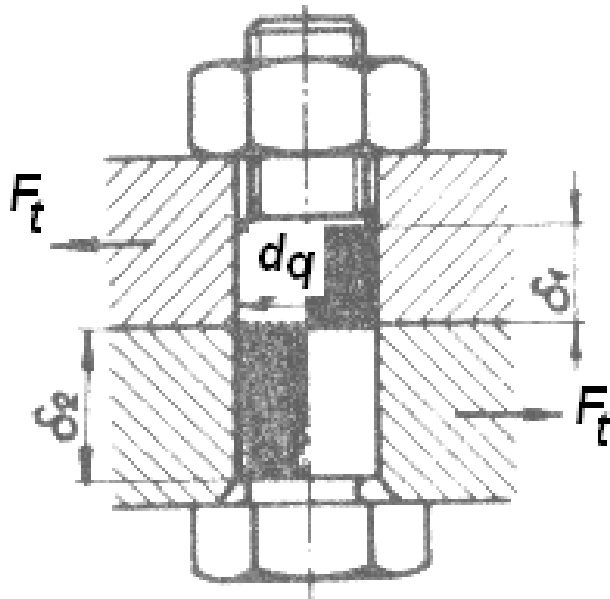


Fig. 8.60. Lidhja me bulona të përshtatur të ngarkuara me ngarkesë tërthore.

F_t – forca tërthore e cila e ngarkon një bulon,

A – sipërfaqja e prerjes tërthore e qafës së bulonit,

i – numri i çifteve të sipërfaqeve të kontaktit (të shkëputjes).

- **Shkalla e sigurisë** për këtë rast është

$$S = \frac{\tau_{Tb}}{\tau_{shk}}$$

Presioni mesatar sipërfaqësor në sipërfaqen e kontaktit të qafës së bulonit është:

$$p = \frac{F_t}{A}$$

$A = d \cdot \delta_1$ - sipërfaqja kontaktuese minimale ndërmjet qafës së bulonit dhe pllakës,

d – diametri i qafës së bulonit,

δ_1 – trashësia minimale e kontaktit e pjesës e cila lidhet ($\delta_1 < \delta_2$)

Shkalla e sigurisë në presion sipërfaqësorë është:

$$S = \frac{P_{Tb}}{p} \qquad P_{Tb} = 1.2 \cdot \sigma_{Tb}$$

20. LIDHJET ME RIBATINA, RIBATINAT DHE PROCESI I RIBATINIMIT

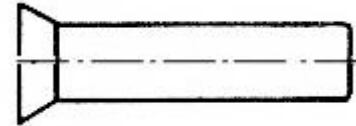
- Lidhjet me ribatina janë lidhje ***të pandashme***.
- Këto janë të ngarkuara me ngarkesë tërthore.
- Sipas përdorimit dallohen lidhjet me ribatina të:
 - *konstruksioneve të çelikut,*
 - *enëve nën presion,*
 - *konstruksioneve të anijeve,*
 - *konstruksioneve të metaleve të lehta,*
 - *pjesëve makinerike të ndryshme,*
 - *për qëllime të ndryshme.*

RIBATINAT

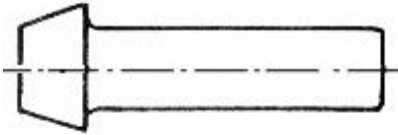
Ribatina është pjesë e makinës e përbërë prej trupit në formë të cilindrit dhe kokës.



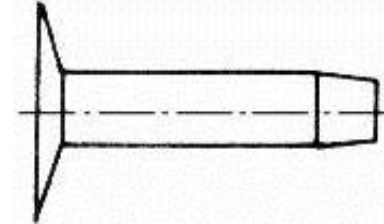
Ribatinat me kokë gjysmë rrethore



Ribatinat me kokë trapezore



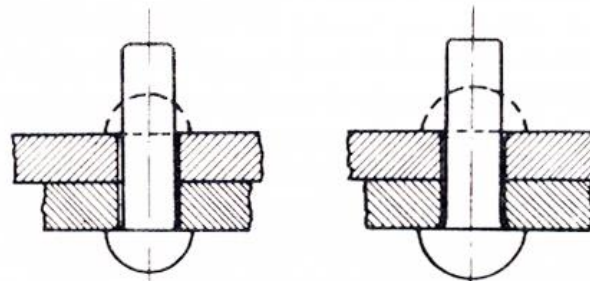
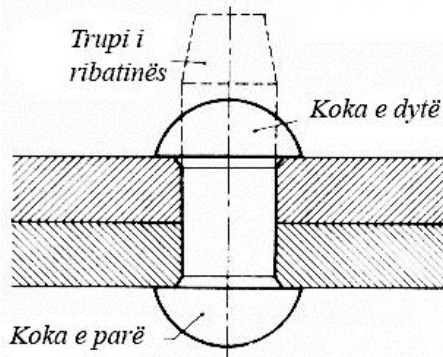
Ribatinat me kokë të lëshuar



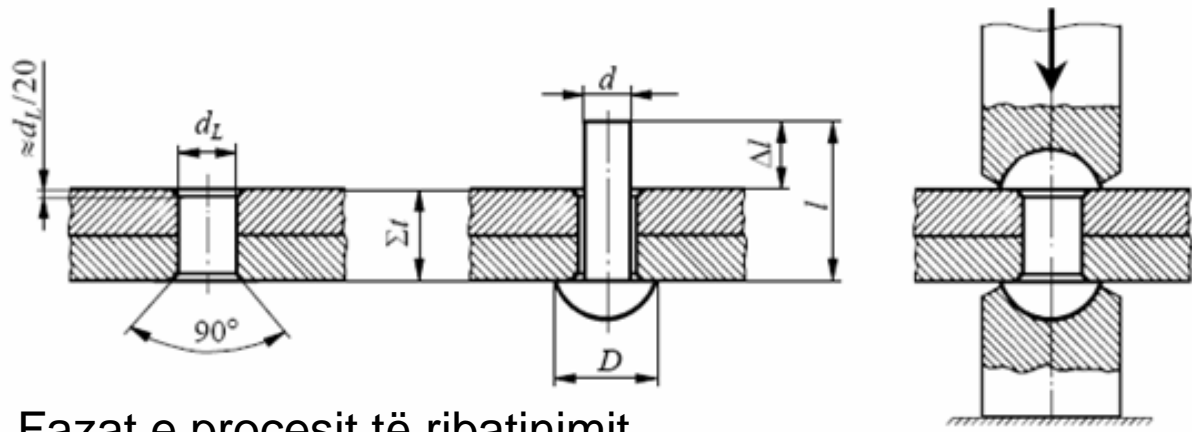
Ribatinat për rripa

RIBATINIMI

Ribatinimi është proces i formimit të kokës së dytë të ribarinës, si operacion i fundit gjatë montimit të lidhjes me ribatina (Fig. 9.1).



Ribatinat dhe lidhjet me ribatina



Fazat e procesit të ribatinimit

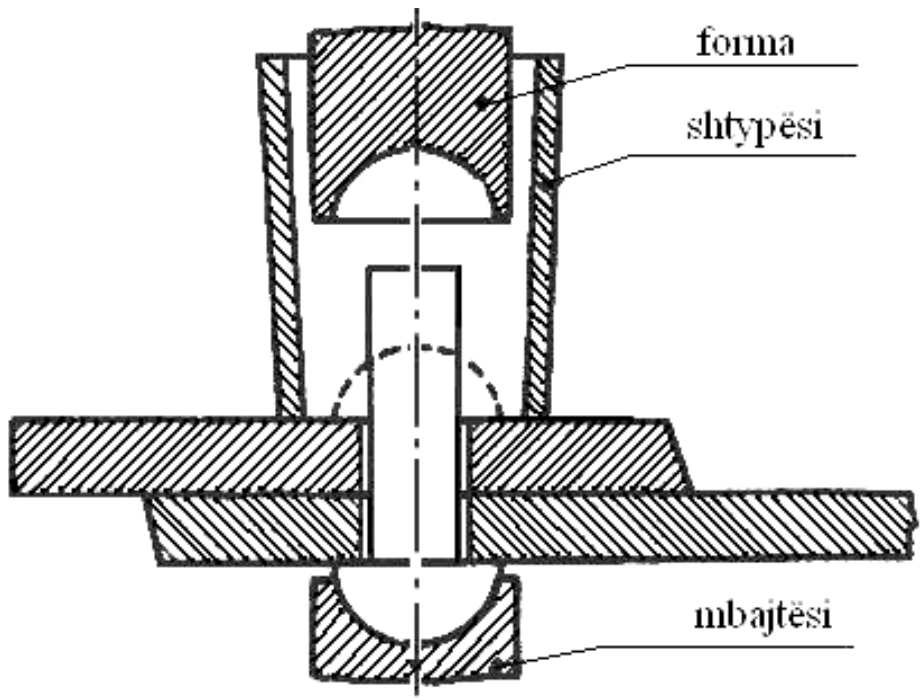


Fig. 9.2. Ribatinimi makinerik.

- Varësisht nga mënyra e vendosjes së pllakave të cilat lidhen, lidhjet me rabetina ndahen në lidhjet:
 - me përputhje (Fig. 9.3),
 - ballore me një nënshtresë (Fig. 9.4.),
 - ballore me dy nënshtresa (Fig. 9.5.).

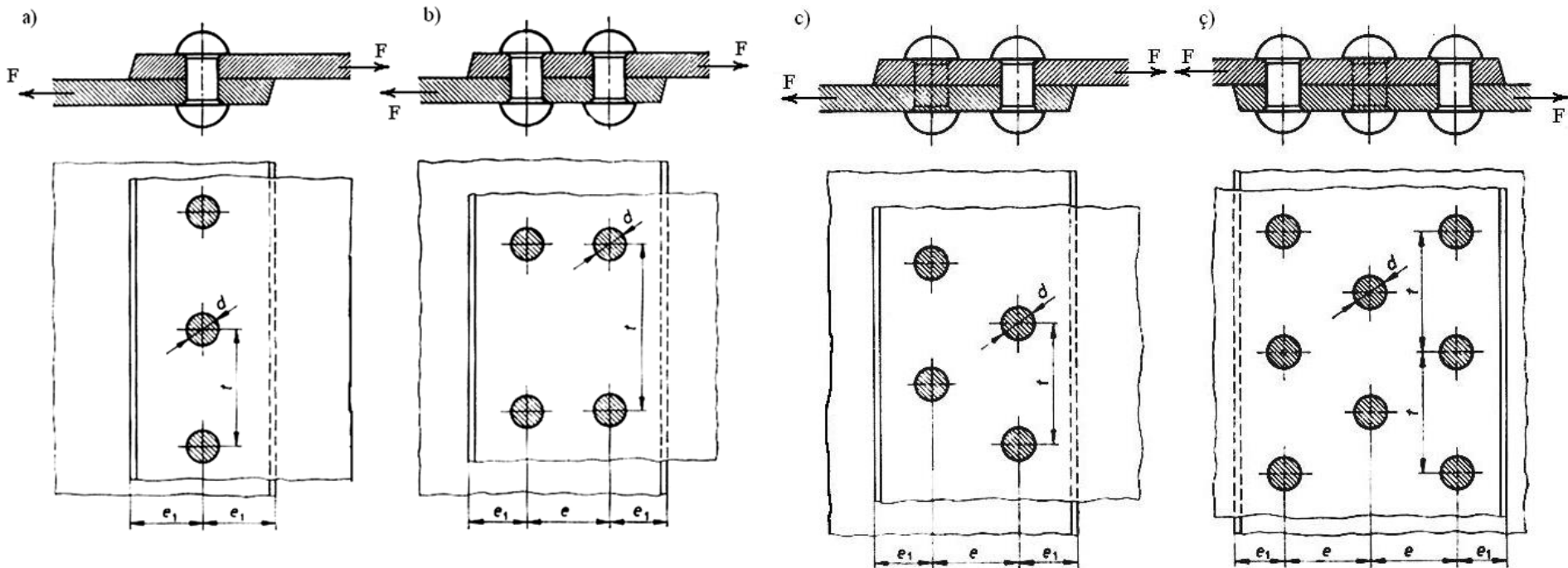


Fig. 9.3. Lidhjet me përputhje me rabetina.

- Varësisht nga numri i radhëve të ribatinave në lidhje dallohen:
- lidhjet njërradhëse (Fig. 9.3.a, Fig. 9.4 dhe Fig. 9.5.a),
- lidhjet dyradhëse (Fig. 9.3.b, c, Fig. 9.5.b),
- lidhjet triradhëse (Fig. 9.3.ç, Fig. 9.5.c),
- lidhjet me më tepër radhë.

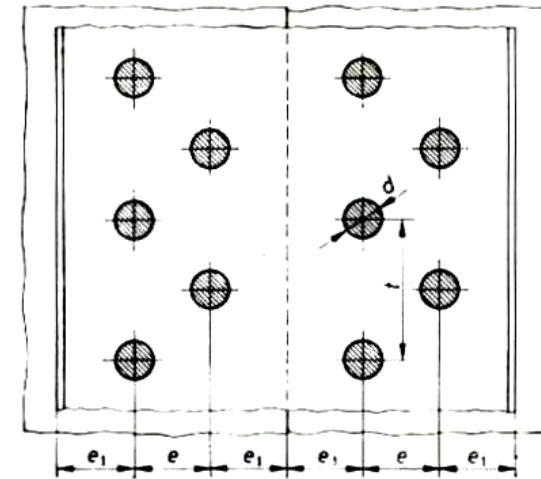
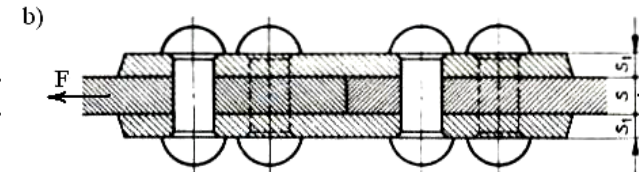
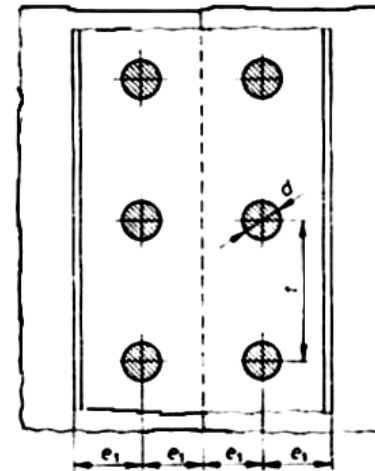
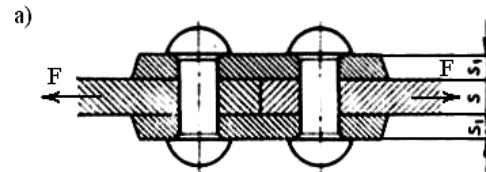
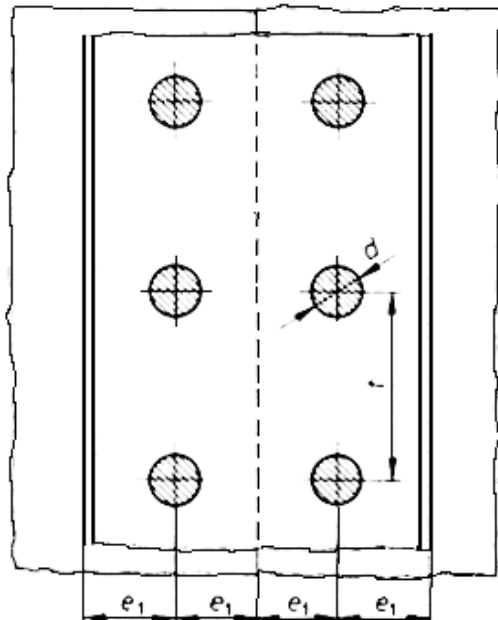
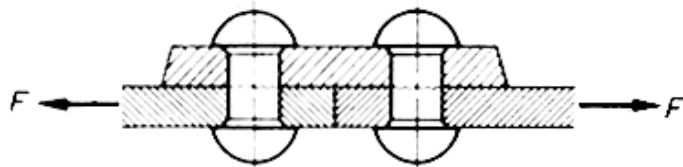
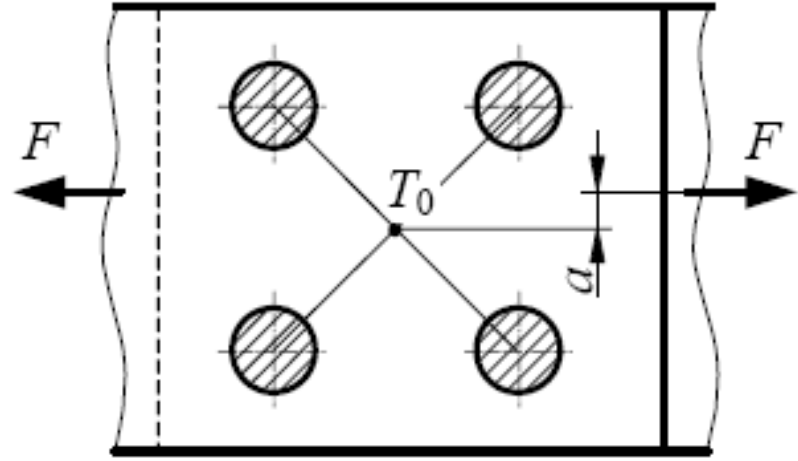
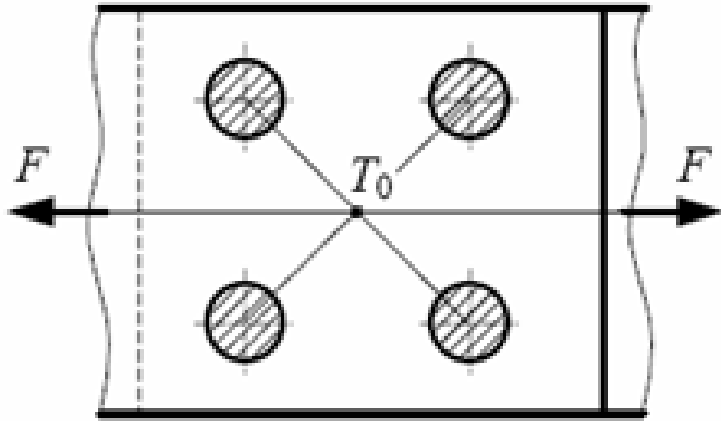


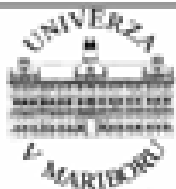
Fig. 9.4. Lidhjet ballore me ribatina me një nënshtresë

Fig. 9.5. Lidhjet ballore me ribatina me dy nënshtresa.



Lidhja me ribatina të ngarkuara njëtrajtësisht

Lidhja me ribatina të ngarkuara jonjëtrajtësisht



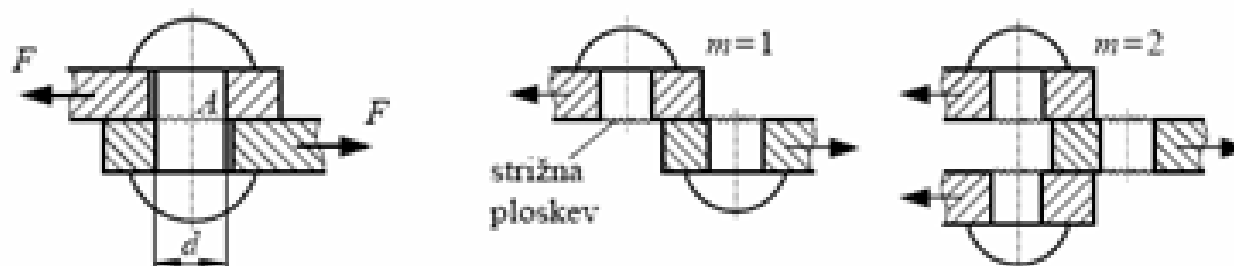
Fakulteta za strojništvo

Trdnostni preračun kovičnih spojev

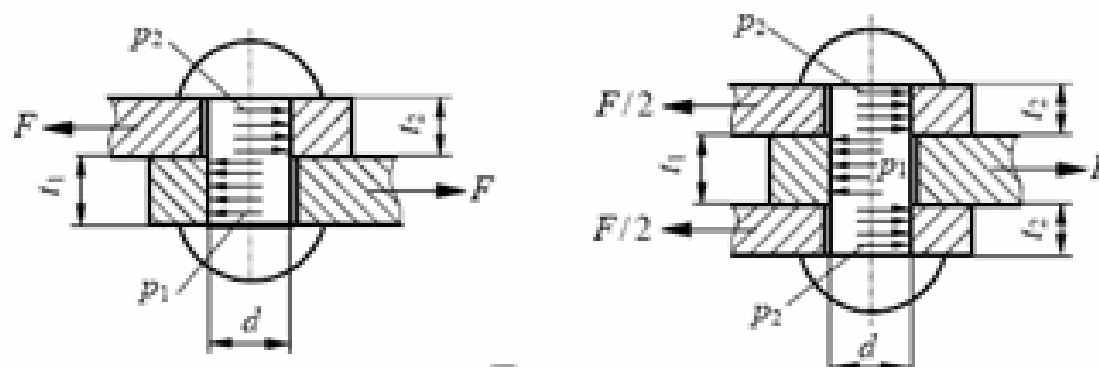
Strojni elementi

Kovični spoji

- strižno obremenjeni kovični spoji



strižna napetost: $\tau_s = \frac{F}{m \cdot n \cdot A} \leq \tau_{s \text{ dop}}$



bočni tlak: $p = \frac{F}{n \cdot d \cdot t_{\min}} \leq p_{\text{dop}}$

21. LIDHJET E SALDUARA DHE FORMAT E LIDHJEVE

- Lidhjet e salduara janë lidhje ***të pandashme*** të pjesëve makinerike.

Konstruksionet e salduara mund ë ndahen në tri grupe:

- ***elementet bartëse të konstruksionit*** (shtyllat, trarët, kapriatat etj).
- ***pjesët prej llamarine*** (enët nën presion, rezervuarët, rrjetat gypore etj.),
- ***pjesët e salduara të makinave*** (bazamentet e makinave, shtëpizat, mbështetësit, trupat e pjesëve rrotulluese etj.).

- Me standarde janë përkufizuar disa mënyra saldimi të cilat ndahen në dy grupe, dhe atë saldimi me:
- **shkrirje** dhe
- **shtypje** (presion).

Saldimi me shkrirje mund të jetë:

- **me gaz,**
- **me hark elektrik,**
- **aluminotermik,**
- **me plazmë,**
- **me tufë elektronike,**
- **me laser** etj.

Format e lidhjeve:

- *ballore* (Fig. 10.1.a),
- *këndore* (Fig. 10.1.b), dhe
- *me përputhje* (Fig. 11.1.c).

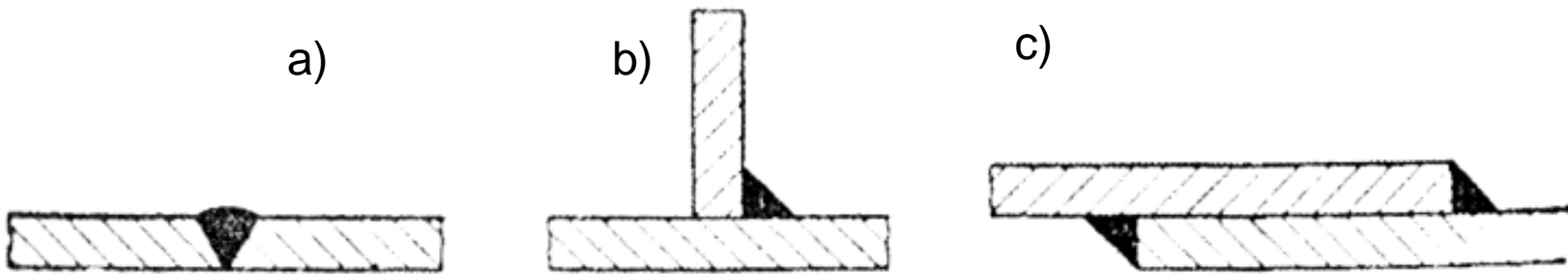


Fig. 10.1. Llojet e lidhjeve të salduara.

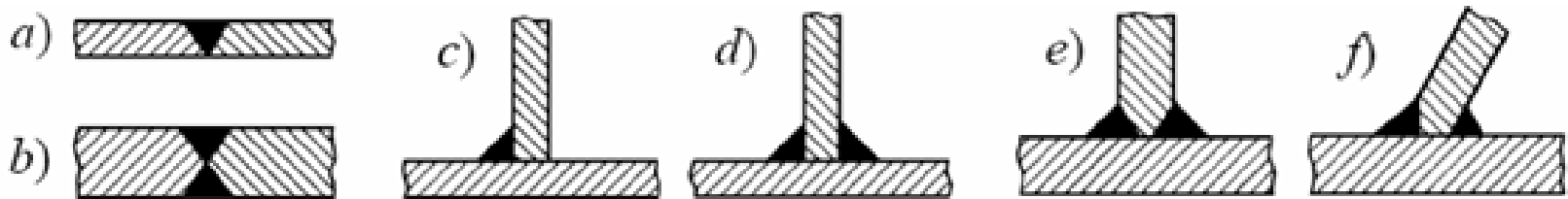


Fig. 10.2. Llojet e lidhjeve të salduara këndore.

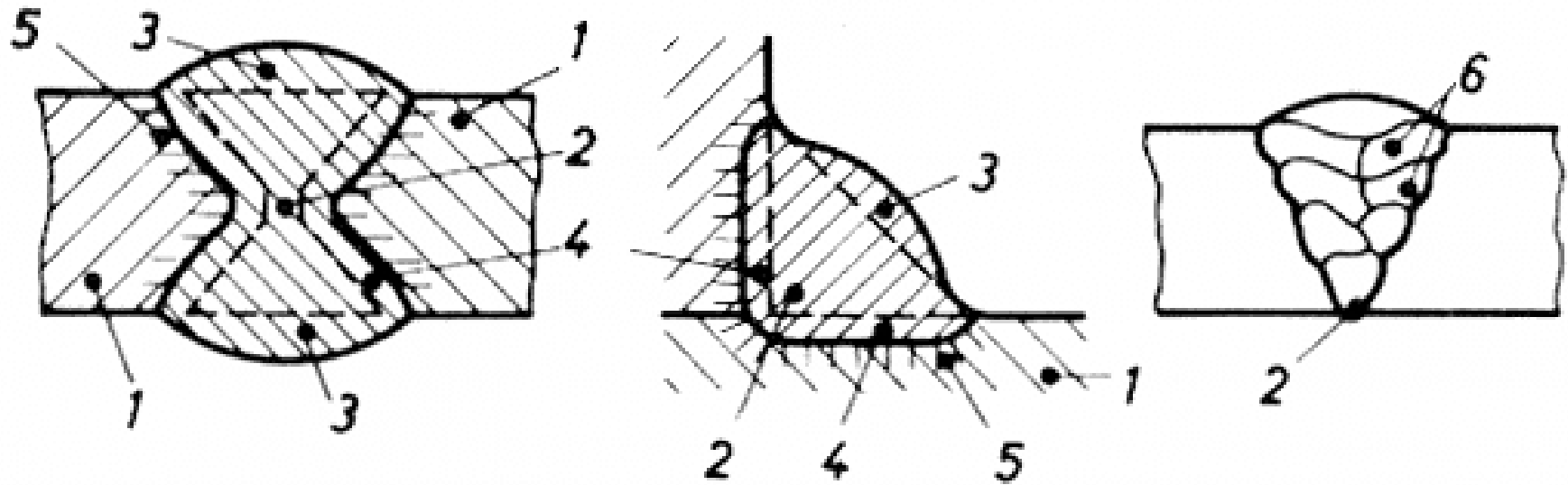


Fig. 10.3. Elementet e tegelit:

1-materiali bazë, 2- rrënja e tegelit, 3- teprica e tegelit, 4- pjesa e shkrirë, 5-Zona e ndikimit të nxehtësisë, 6- shtresat e materialit plotësues

22.SUSTAT, VEÇORITË THEMELORE DHE NDARJA

- **Sustat** janë detale të makinave të cilat shërbejnë për **lidhje elastike** të pjesëve makinerike.

Përdoren te:

- **automjetet e ndryshme**, automobilat, lokomotivat, etj. ku shërbejnë kryesisht për amortizimin e goditjeve gjatë veprimit të ngarkesave,
- **valvulat e motorëve** me djegie të brendshme, te makinat me avull, valvulat për pompa dhe kompresorët, ku sustat e ngarkuara bëjnë lëvizje të detyrueshme të valvulës,
- **mekanizmat e ndryshëm** të orëve etj, ku energjia e akumuluar e sustës shërben për lëvizje, për rregullimin e hapit etj.,
- **matja e forcave** ose te dinamometrat, përkatësisht te peshojat me sustë,
- **valvulat reduktuese**, ku sustat e kufizojnë presionin e avullit, gazrave etj.,
- **valvulat siguruese** për kaldajat e avullit, dhe
- lidhjet elastike të pjesëve te bravat etj.

Veçoritë themelore të sustave janë:

- ***elasticiteti,***
- ***ngurtësia specifike, dhe***
- ***puna e deformimit.***

Elasticiteti i sustës, paraqet vetinë e materialit i cili nën veprimin e ngarkesës deformohet, ndërsa pas ndërprerjes së veprimit të saj, prapë kthehet në formën e mëparshme.

Ngurtësi specifike e sustës – është forca , momenti i përdredhjes ose i përkuljes i nevojshëm për realizimin e **deformimit në njësi:**

$$c = \frac{dF}{df} \quad c_\varphi = \frac{dT}{d\varphi} \quad c_\varphi = \frac{dM_f}{d\varphi}$$

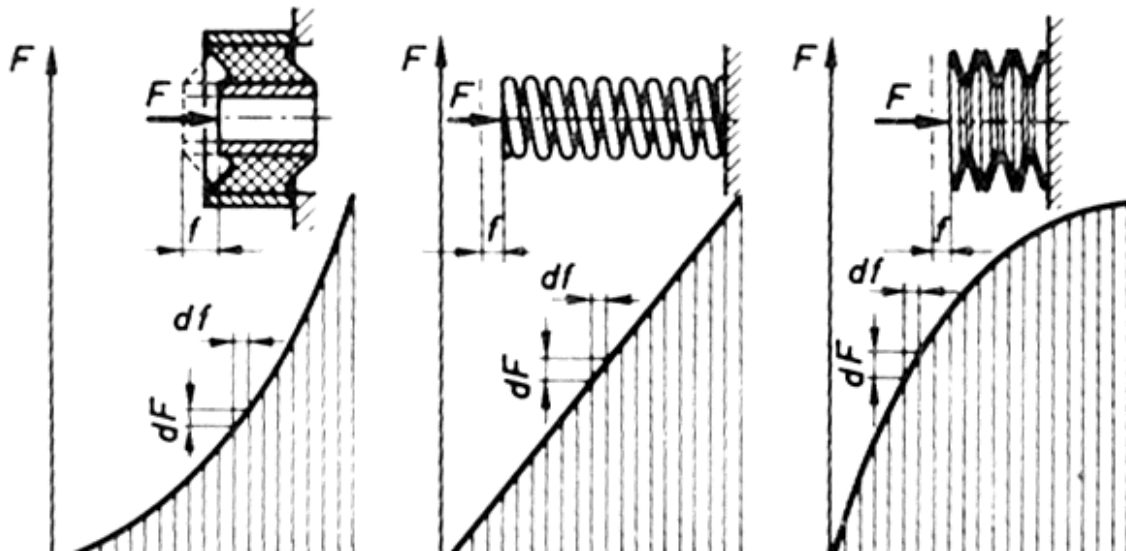


Fig. 11.1. Veçoritë e sustave:
a) progresive,
b) drejtvizore,
c) degressive.

- **Puna e deformimit** – puna e akumuluar në sustë (sipërfaqja e vijëzuar në fig. 11.1.) është proporcionale me forcën, përkatësisht me çiftin e forcave dhe deformimin:

$$A = \int_0^t F dt \quad A = \int_0^{\varphi} T d\varphi \quad A = \int_0^{\alpha} M_f d\alpha$$

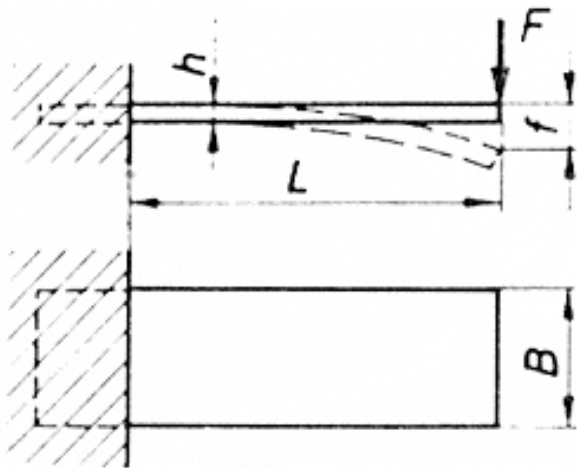
-nëse janë veçoritë e elasticitetit të sustave **drejtvizore**, shprehjet e mësipërme do të jenë:

$$A = \frac{F \cdot f}{2} \quad A = \frac{T \cdot \varphi}{2} \quad A = \frac{M_f \alpha}{2}$$

Varësisht nga lloji I rrekjes:

- sustat e rrekura në **përkulje**,
- sustat e rrekura në **përdredhje**, dhe
- sustat që i nënshtrohen **rrekjes së përbërë**.

- **Sustat me fletëza** në shtresa kryesisht përdoren për mbështetje elastike të mjeteve transportuese rrugore dhe hekurudhore.
- Përdoren për amortizimin e goditjeve të automjetet transportuese dhe hekurudhore.
- **Sustat me fletëza** mund të ketë formën e konzolës me gjerësi dhe trashësi të njëjtë ose të ndryshueshme, e me së shpeshti përdoren për realizimin e forcave të presionit të mekanizmat e ndrvshëm

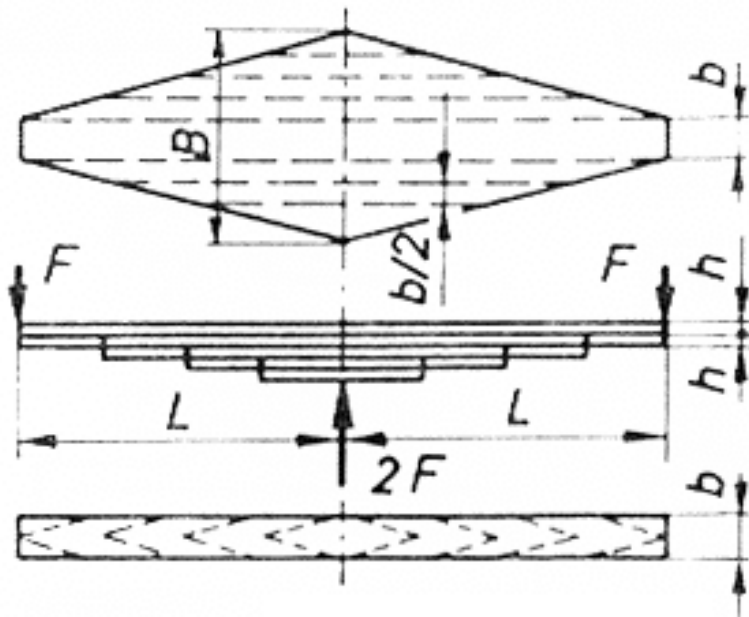


$$f = \frac{F}{c} \quad c = \frac{I \cdot E}{L^3}$$

E- moduli i elasticitetit

I- momenti aksial I inercionit të prerjes tërthore të fletezes

Fig. 11.3. Susta konzole me një fletëz



Sforcimi normal në përkulje caktohet me shprehjen:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W}$$

$$M_f = F \cdot L \text{ - momenti i përkuljes}$$

$$W = \frac{B \cdot h^2}{6} \text{ - momenti rezistues aksial.}$$

Fig. 11.4. Forma themelore e sustës me fletëza

Shkalla e sigurisë për susta me një fletëzë dhe për susta me fletëza, për ngarkesë statike, caktohet me shprehjen:

$$S_f = \frac{\sigma_{Ts}}{\sigma_f}$$

Vlerat minimale të shkallës së sigurisë janë:

$$S_f \geq 1.25 \dots 2$$

- për ngarkesë dinamike:

Numri i nevojshëm i fletëzave:

$$S_D = \frac{\sigma_{Ds}}{\sigma_f}$$

$$z = \frac{6 \cdot F \cdot L \cdot S_D}{\sigma_{Ds} \cdot b \cdot h^2}$$

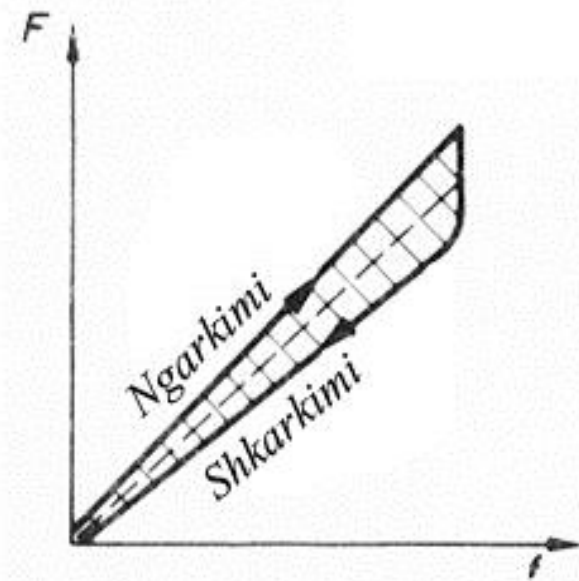
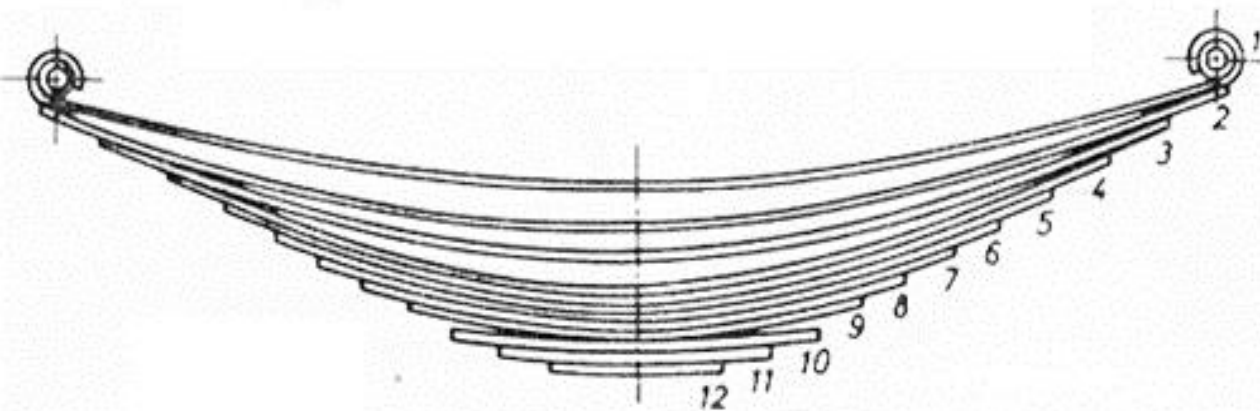


Fig. 11.5. a) Fletëza e sustës para montimit; b) Veçoria histereze e deformimit të sustës.

SUSTAT E RREKURA NË PËRDREDHJE

Sustat cilindrike filetore

- Sustat cilindrike filetore punohen me mbështjelljen e telit të tërhequr në të ftohtë ose të ratifikuar ose të shufrave të petëzuara në të nxehë të me prerje rrethore ose kënddrejtë.
- Distanca në mes të filetëzave, përkatësisht hapi i sustave shtypëse duhet të zgjidhen ashtu që gjatë ngarkimit të plotë filetëzat të mos takohen (Tabela 11.8.).
- deformimi i sustave cilindrike filetore caktohet me shprehjen:

$$f = \frac{F}{c}$$

ndërsa, ngurtësia specifike:

$$c = \frac{G \cdot d}{8z_a \cdot K^3}$$

$K = D/d$ – për prerje rrethore të telit të filetëzave,

G - moduli i rrëshqitjes.

Z_a - numri i filetëzave aktive

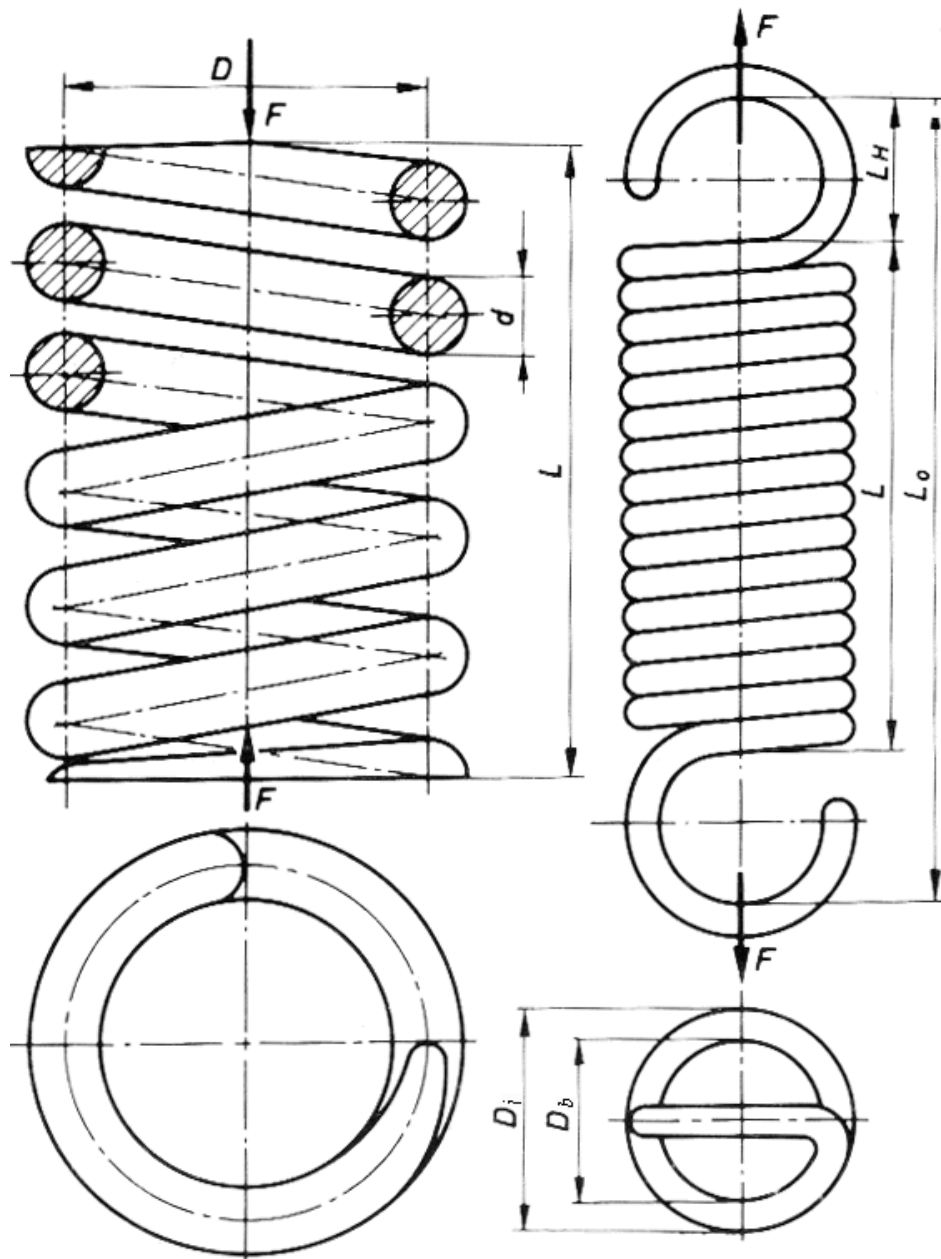


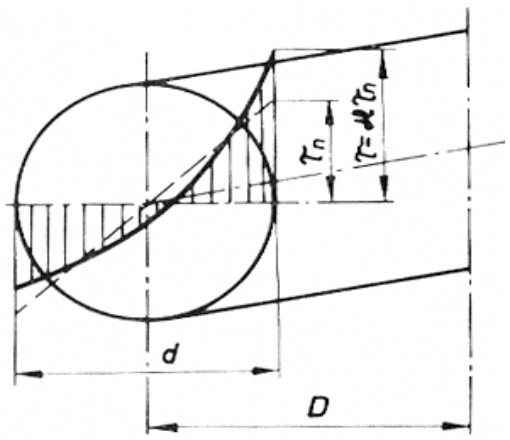
Fig. 11.11. Sustat cilindrike filetore me prerje rrethore të telit: a) **shtypëse**,
 b) **tërheqëse**.

- Sustat cilindrike filetore shtypëse dhe tërheqëse janë të rrekura në përdredhje me momentin:

$$T = \frac{F \cdot D}{2}$$

Sforcimi në përdredhje në prerjen tërthore nuk është linear. Vlerën maksimale e ka në anën e brendshme të lagesës së filetëzës (Fig. 11.13.) dhe caktohet me shprehjen:

$$\tau = \chi \frac{T}{W_p} \quad \chi = \frac{4K-1}{4K-4} + \frac{0,615}{K} \quad \text{- për prerje rrethore të telit}$$



$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad \text{- momenti rezistues polar.}$$

Fig. 13. 13. Shpërndarja e sforcimit në përdredhje në prerjen e filetëzave të sustës.

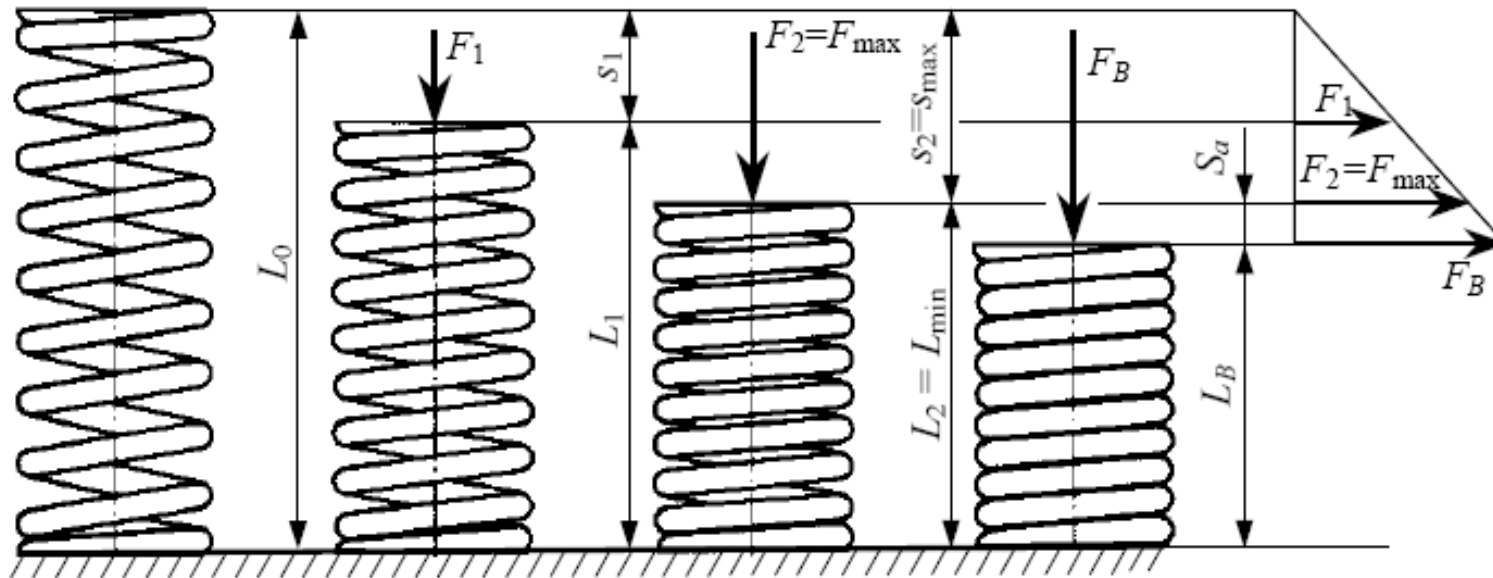


Fakulteta za strojništvo

Strojni elementi

Vzmeti

Tlačna vijačna vzmet

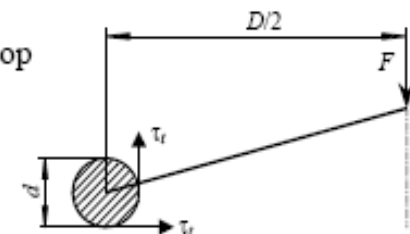


- povprečna vzmeti :
- največja vzvojnina napetost v vzmeti:

$$s = \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot i_a}{G \cdot d^4}$$

$$\tau_t = k_t \cdot \frac{T}{W_t} = k_t \cdot \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{t \text{ dop}}$$

$$k_t = \frac{w + 0,5}{w - 0,75}$$



- disa tufa të sustave shtypëse të cilat montohen në mbështetësit e mjeteve transportuese hekurudhore.

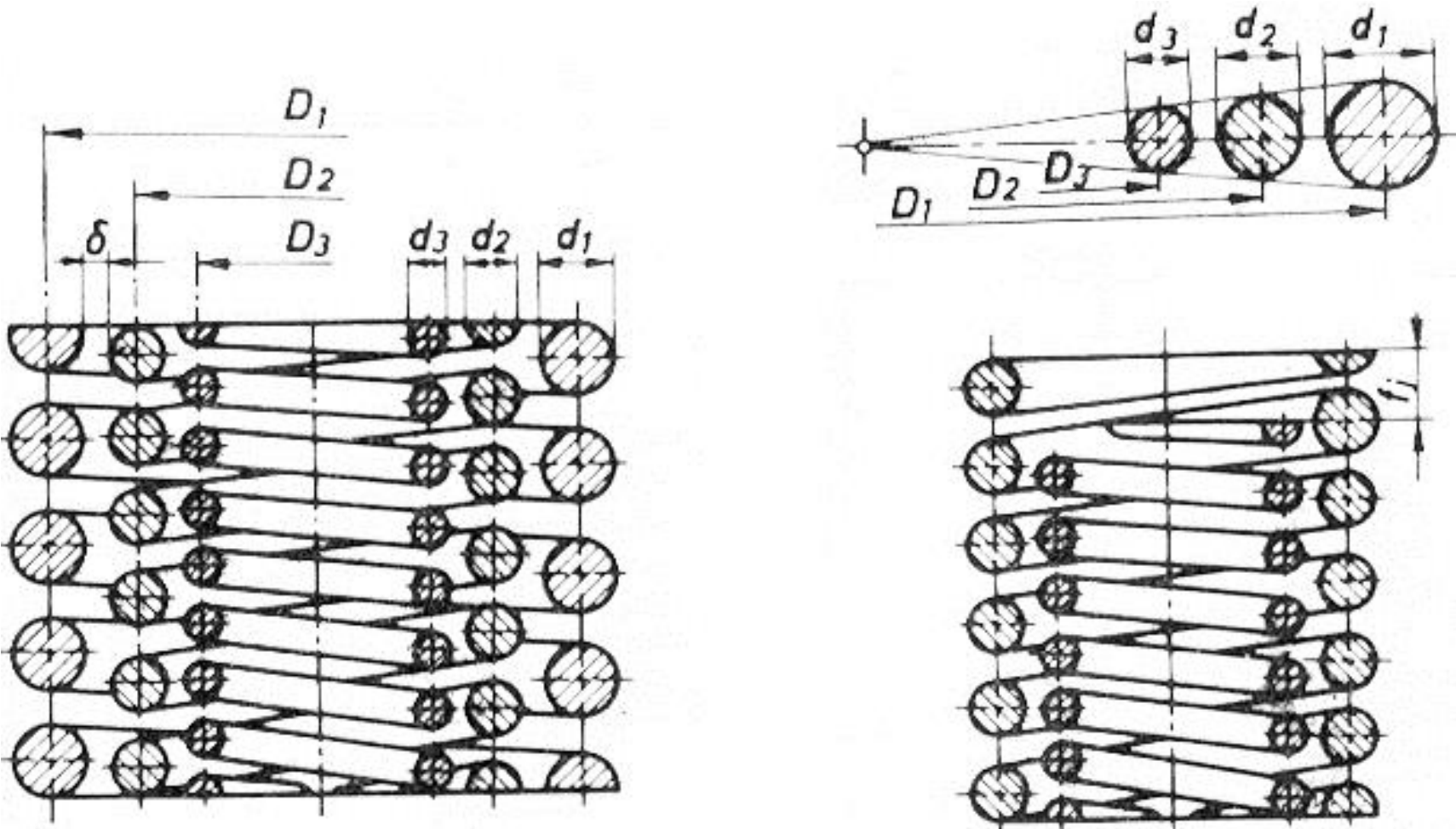


Fig. 11.14. Tufa e sustave cilindrike filetore: a) tufa e sustave me lartësi të njëjtë, b) tufa e sustave me raport $K=D/d=\text{konst}$: c) tufa e sustave me lartësi të pabarabartë



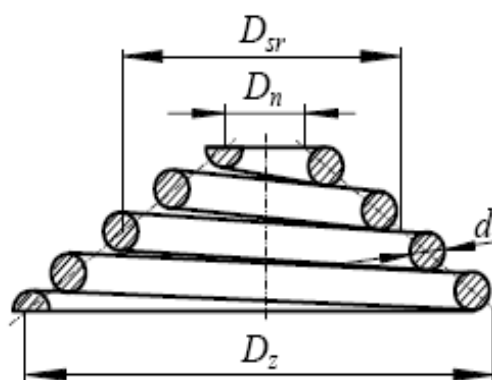
Fakulteta za strojništvo

Posebne izvedbe kovinskih vzmeti

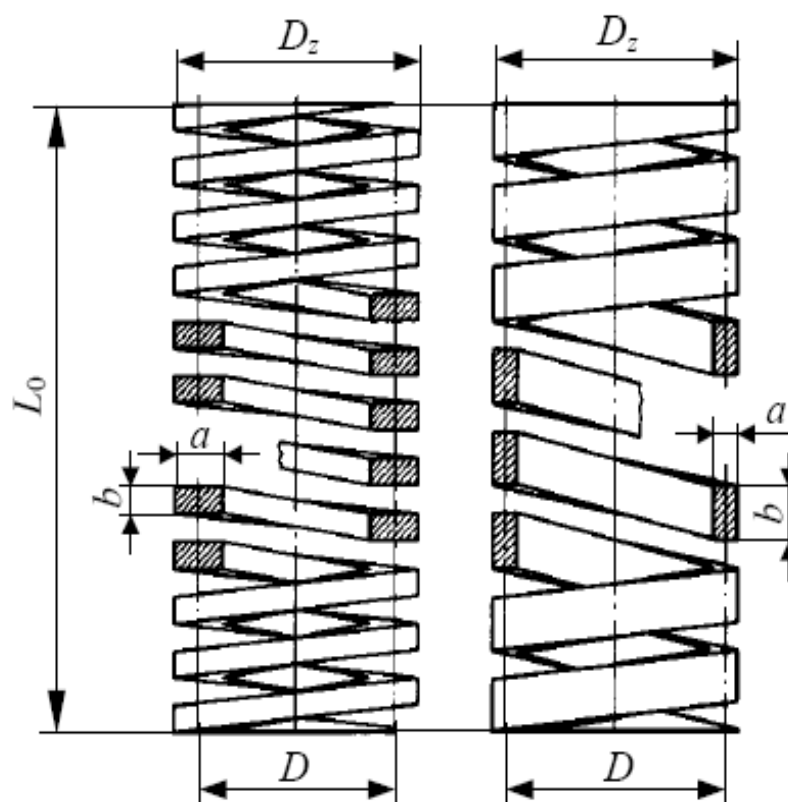
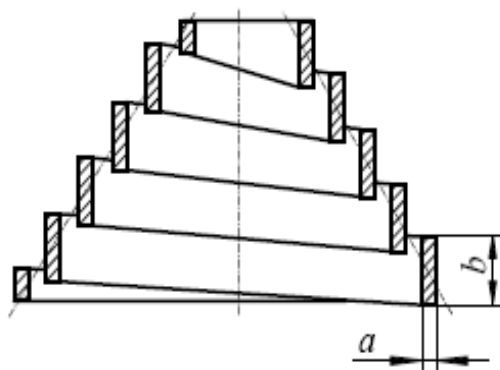
Strojni elementi

Vzmeti

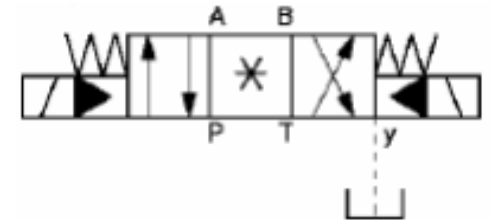
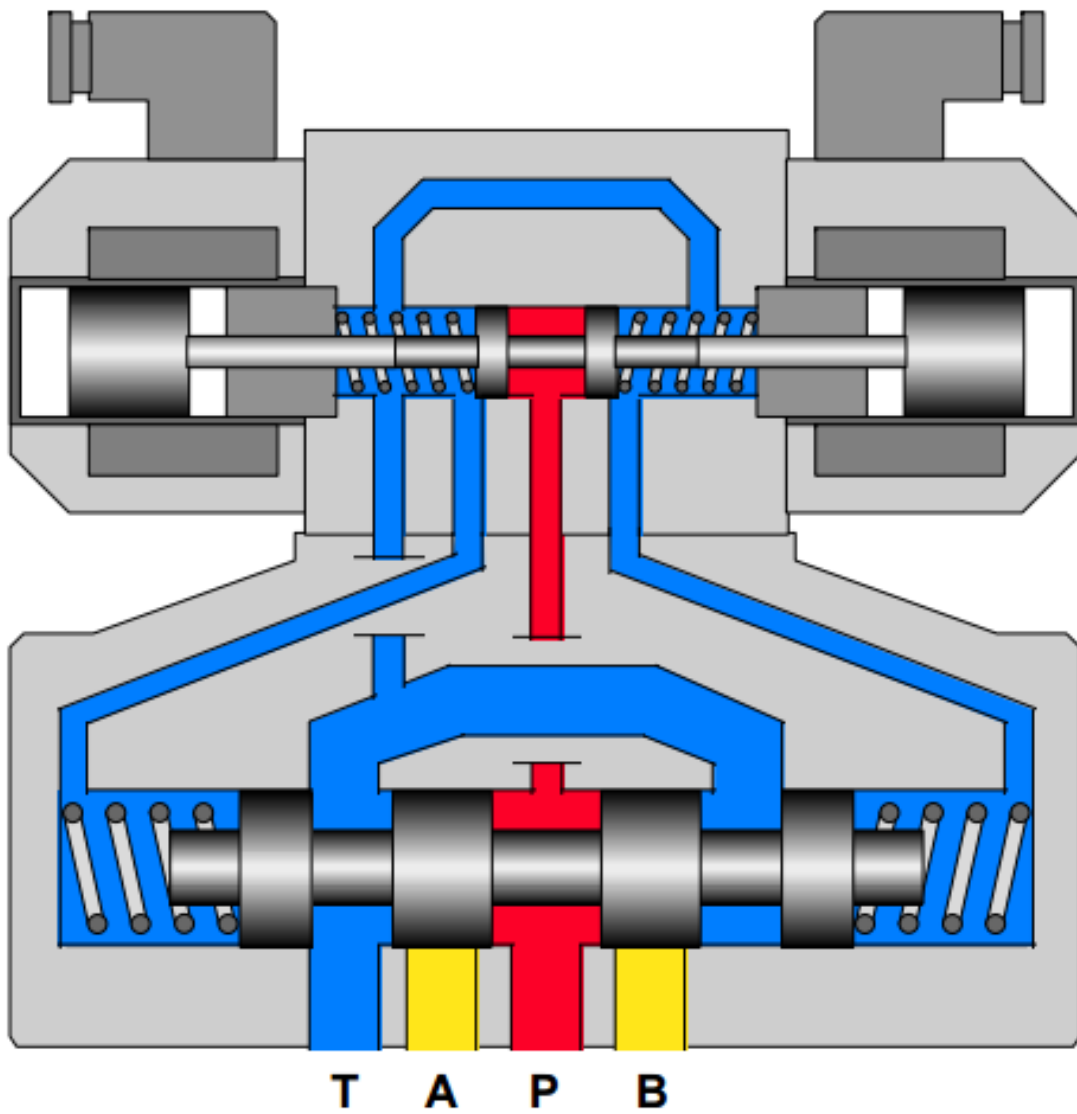
- stožčasta vijajčna vzmet
- tlačne vijajčne vzmeti iz jeklenega traku



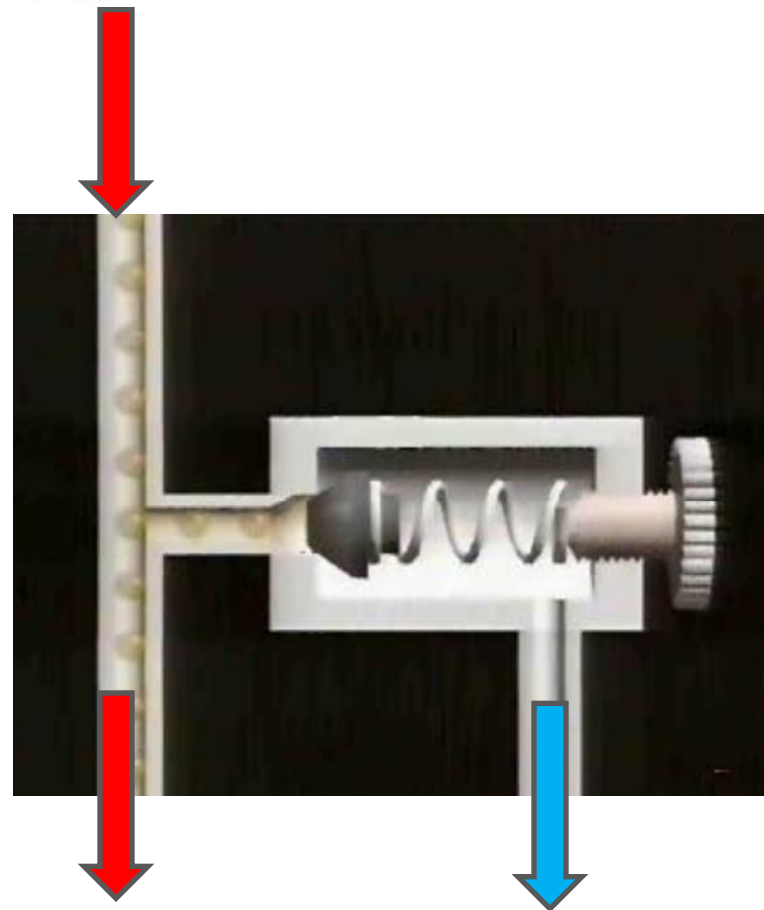
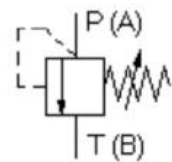
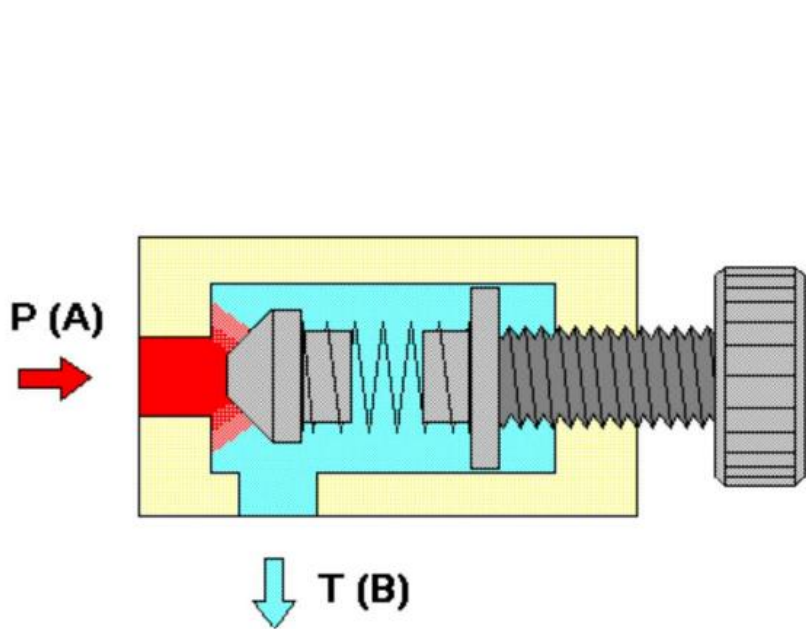
iz okrogle žice



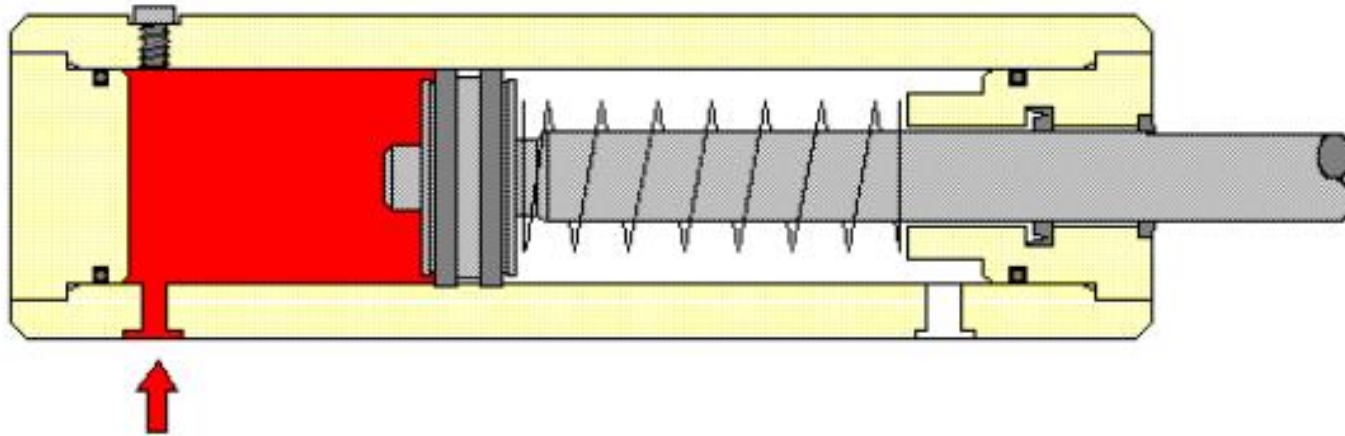
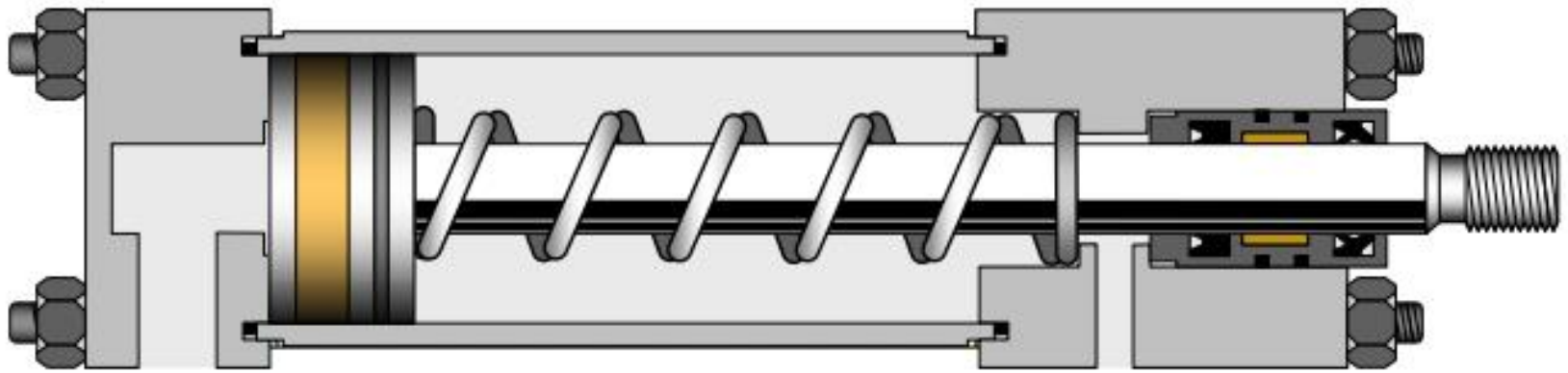
Susta kompresive me formë të ndryshme të prerjes tërthore të telit



Përdorimi I sustave kompresive në elementet e hidraulikës



Përdorimi I sustave në ventilat e sigurimit



Cilindri njëkahor

23. GYPAT, VEÇORITË THEMELORE DHE MATERIALI

• Veçorit themelore

- Gypat përdoren për transportimin e fluidit (ajrit, gazit, avullit ujit, thartinës etj.), ose përzierjes së fluidit dhe materialeve të ngurta.

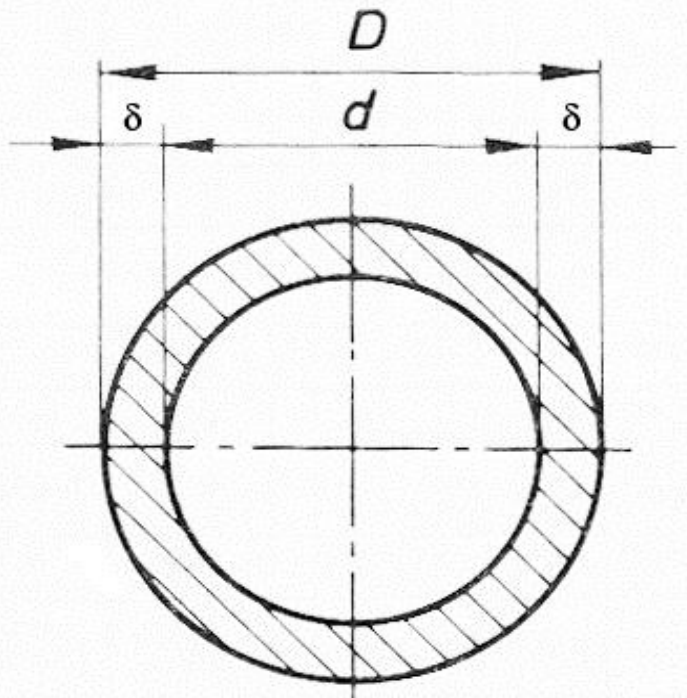


Fig. 12.1. Prerja e gypit.

Diametri i brendshëm i gypave d (Fig. 12.1.) caktohet sipas sasisë së nevojshme të rrjedhjes Q dhe shpejtësisë v me shprehjen:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot \rho \cdot v}}$$

ku është:

Q - sasia e rrjedhjes së fluidit,

ρ - dendësia e fluidit,

v - shpejtësia mesatare e fluidit.

- Trashësia e murit të gypit, pastaj e lidhëseve dhe e armaturës gypore, caktohet me shprehjen:

$$\delta = \frac{D \cdot p}{2 \cdot \sigma_{lej} \cdot \xi_1} + C$$

ku është:

D - diametri i jashtëm i gypit,

p - presioni nominal ose i llogaritur,

$\sigma_{lej} = \frac{[\sigma]}{S}$ - sforcimi i lejuar

$[\sigma]$ - sforcimi kritik, merret për raportin:

$$\sigma_T / \sigma_M = 0,75 \quad [\sigma] = \sigma_T$$

$$\sigma_T / \sigma_M > 0,75 \quad [\sigma] = 0,75 \cdot \sigma_T$$

σ_f - qëndrueshmëria në kufirin e zgjatjes – e rrjedhshmërisë

σ_M - qëndrueshmëria në këputje,

S - shkalla e sigurisë, e cila ka vlera varësisht nga materiali i gypave

ξ_1 - koeficienti i cili merr parasysh zvogëlimin e qëndrueshmërisë të lidhjes së salduar dhe ka vlerat për:

- *cilësi normale* – 0.8

- *cilësi speciale* – 0.9,

- *tegel pa atest* - 0.6.

C - shtesa në trashësinë e llamarinës e cila merr parasysh shmangiet e trashësisë, korrodimin dhe harxhimin, zakonisht merret $C = 1 \text{ mm}$

Diametri nominal (dn) – është madhësia themelore e gypave, armaturës gypore dhe elementeve të tjera të rrjetave gypore, dhe i përgjigjet diametrit të vërtetë të brendshëm të tyre.

- ***Presioni nominal (pn)*** – në rrjetën gypore paraqet presionin maksimal të cilit pjesët e rrjetës gypore guxojnë t`i nënshtrohen gjatë punës në temperaturën prej **20oC**.
- ***Presioni i lejuar punues*** – është presioni maksimal të cilit ndonjë pjesë e rrjetës gypore për presion normal të caktuar guxon t`i nënshtrohet gjatë punës në temperaturën punuese. Presioni punues për temperaturë deri në **120oC** është i barabartë me presionin nominal.
- Për temperaturë deri në **300oC** është **80%** nga presioni nominal,
- për temperaturë **mbi 300oC** e deri në **400oC** është **64%** nga presioni nominal.
- ***Presioni provues*** – është presioni të cilit i nënshtrohet rrjeta gypore ose pjesët e saj me qëllim të vërtetimit të qëndrueshmërisë së pjesëve të rrjetës gypore dhe hermetizmi i lidhjeve në temperaturën normale. Vlera e tij varet nga rëndësia dhe përdorimi i rrjetës gypore. Për rrjeta gypore me rëndësi të rëndomtë përvetësohet vlera **1,5** nga presioni nominal.

- **Materiali:**
- *Zgjedhja e materialit për përpunimin e gypave dhe pjesëve të tyre varet nga lloji i fluidit, presioni, temperatura, shpejtësia e rrjedhjes, qëndrueshmëria në temperaturën punuese, rezistenca kimike, çmimi etj.*
- Për punimin e gypave dhe pjesëve të tyre përdoren:
- ***çelqet karbonikë dhe të aliazhuar,***
- ***çeliku i derdhur,***
- ***hekuri i derdhur,***
- ***metalet me ngjyra dhe aliazhet e tyre,***
- ***polimeret, silikatet, qeramika, goma etj.***

- **Gypat kompenzues - kompenzatorët e temperaturës**

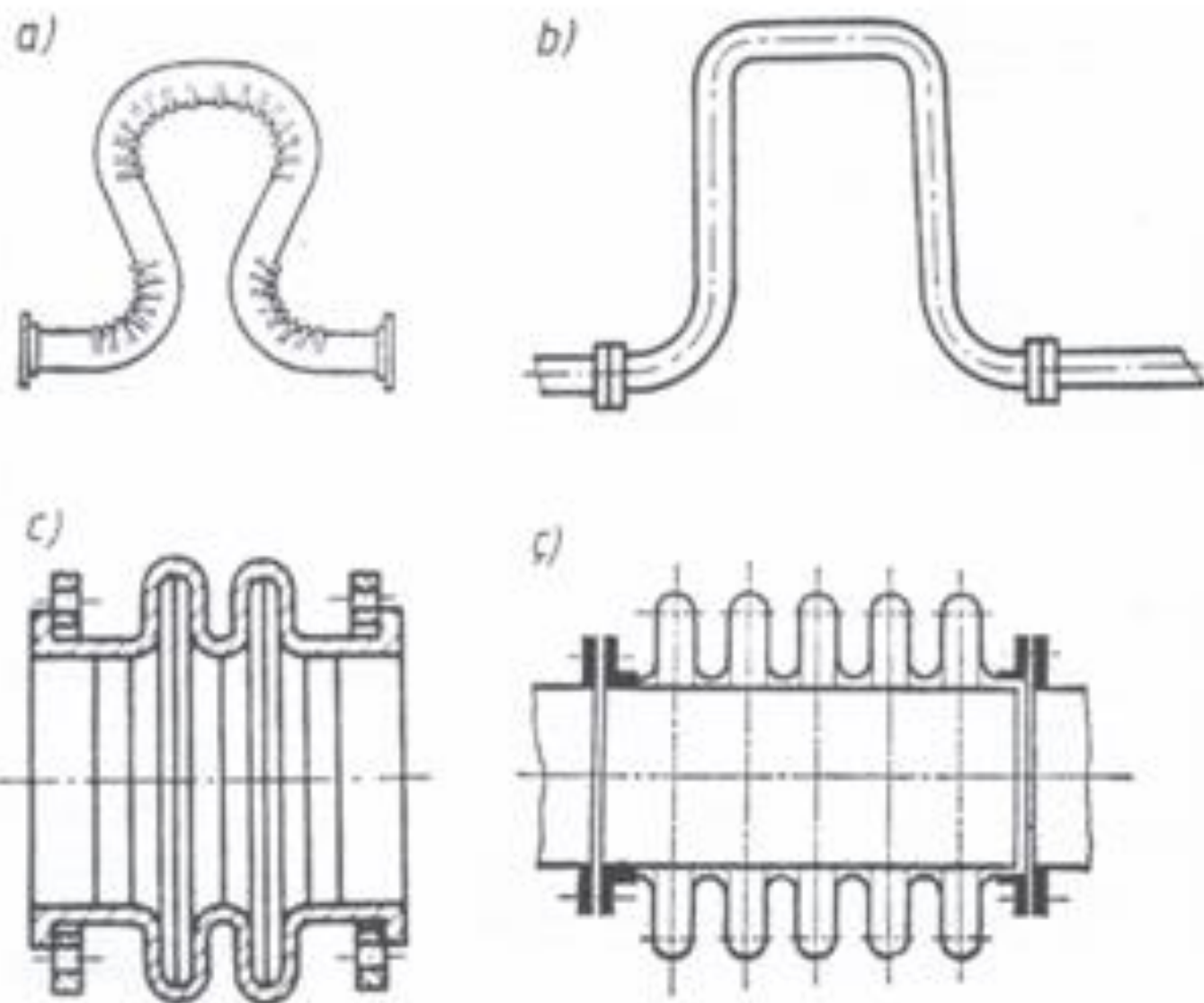


Fig. 12.8. Format e kompensatorëve: a, b) harqet gypore,
c, c) kompensatorët aksial

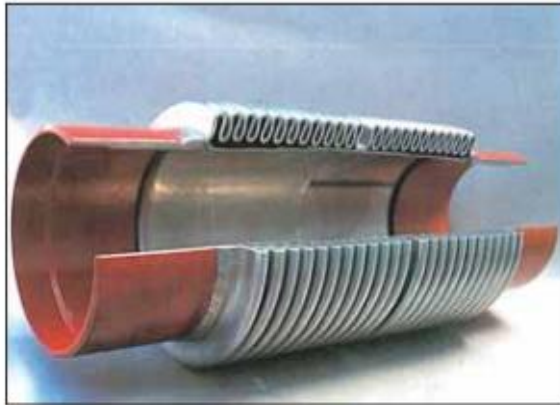
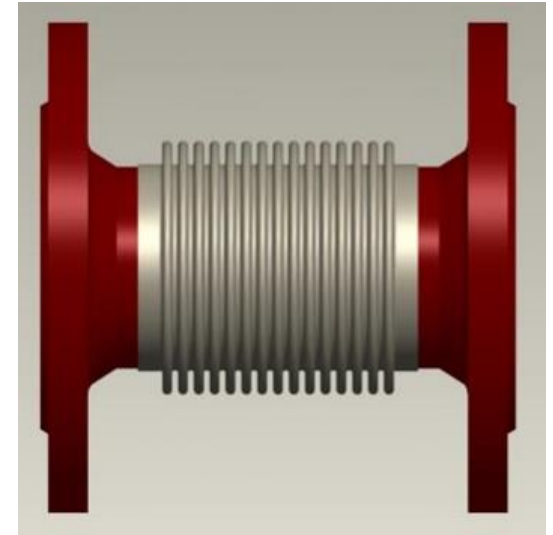
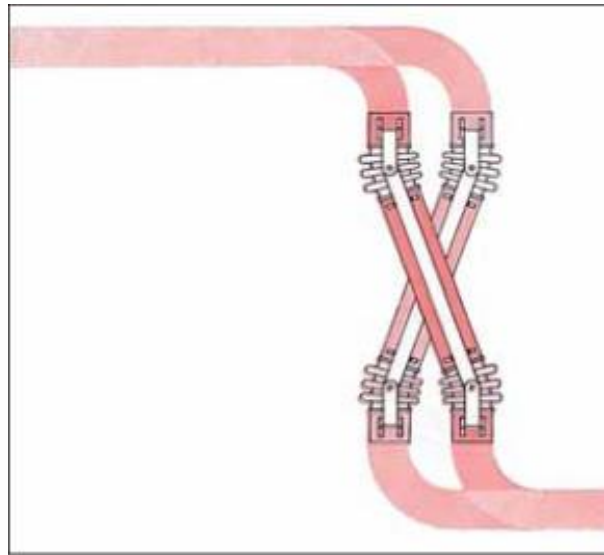


Fig. 30. Axial expansion joint



Lloje të ndryshme të kompensatorëve

Ju falemnderit për vëmendje
Sukses në Testin e parë!