

## **II. ORGANE DE ASAMBLARE**

### *Generalități*

În practică se întâlnesc două mari tipuri de asamblări

1. Asamblări demontabile – care în urma desfacerii pieselor asamblate nu are loc nici-o deteriorare a vreuneia dintre piese. Din această categorie amintim:
  - asamblări filetate (șurub - piuliță);
  - asamblări prin formă (pene, caneluri, profile poligonale);
  - asamblări prin frecare (pe con, cu strângere);
  - asamblări elastice.
2. Asamblări nedemontabile – care în urma desfacerii pieselor asamblate are loc deteriorarea a cel puțin uneia dintre ele
  - asamblări sudate
  - asamblări prin lipire
  - asamblări prin încheiere
  - asamblări nituite

### **3. Asamblări demontabile**

#### **3.1. Asamblări filetate**

##### *3.1.1. Caracterizare, rol funcțional, domenii de aplicare*

a) Caracterizare

Asamblările prin șuruburi fac parte dintre cele mai răspândite asamblări demontabile. Ele au în compunere cel puțin două piese cu filet și cea de-a treia cu/sau fără filet.

Filetul reprezintă urma (suprafața) lăsată de un profil oarecare (triunghiular, pătrat, trapezoidal, circular) pe un cilindru sau con în deplasarea axială a aceluia profil (fig. 3.1)

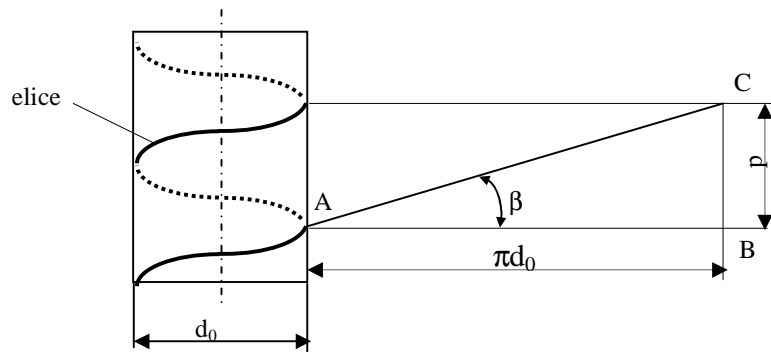


Fig.3.1.

$AB = \pi d_0$  – lungimea de desfășurare a cilindrului

$BC = p$  – pasul filetului (distanța măsurată într-un plan paralel cu axa șurubului sau în același plan median, între punctele omoloage pe două flancuri consecutive)

$d_0$  – diametrul

$\beta$  - unghiul de înclinare al spirei

Relația între  $\beta$ ,  $p$  și  $d_0$  este

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{p}{\pi d_0} \quad (1)$$

Părțile componente ale asamblării filetate.

Într-o asamblare filetată a două piese (A și B) pot exista două variante constructive (fig. 3.2).

Învârtind piulița 2 (fig. 3.2.a) – șurubul 1 fiind ținut pe loc – ea alunecă pe spire și înaintază în direcția axială, similar împingerii unui corp pe plan înclinat.

În fig.3.2.b este prezentată asamblarea a două piese prin strângerea directă a șurubului în gaura filetată executată în una din piese (B), care ia rolul piuliței.

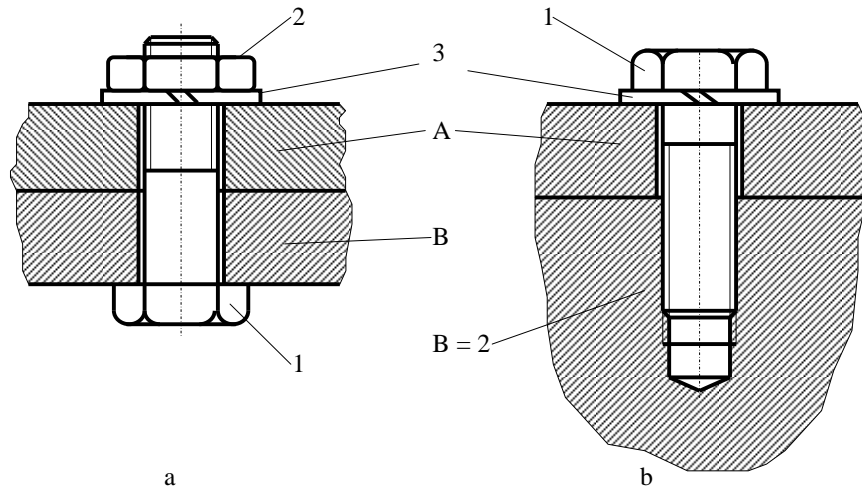


Fig.3.2.

*b) Rolul funcțional și domenii de aplicare*

Rolul funcțional al șurubului este

- **de strângere** – cu rol de a crea tensiuni între piese și deci de a etanșa diferite medii, de a transmite diferite forțe sau momente

*Exemple:* • asamblări demontabile (șuruburi de fixare)

• creare de tensiune (asamblarea capetelor de tirați)

• închidere etanșă (dopuri filetate)

- **de reglaj** – pentru fixarea poziției relative sau strângerea ulterioară în scopul eliminării jocurilor după uzură

*Exemple:* • cuzineți

• șuruburile de reglare ale penelor săniilor mici

- **transformarea mișcării rotative în mișcare axială sau invers**

*Exemple:* • șurubul central la strunguri

• deplasarea mesei la strungurile normale, paralele

**- transformare de forțe periferice mici în forțe axiale mari**

- Exemple:*
- prese
  - organe de închidere
  - menghine

**- măsurare**

- Exemple:*
- micrometrul

*Avantaje:*

- gabarit redus (datorită spirei care se înfășoară pe un cilindru se poate obține o suprafață mai mare de contact – prin mărirea lungimii de înfășurare
- posibilitatea adaptării formei capului șurubului și piuliței la forma pieselor de asamblat și la condițiile de acces
- execuție relativ ușoară

*Dezavantaje:*

- filetul este un concentrator de tensiuni (datorită formei), periclitând rezistența la oboseală;
- necunoașterea precisă a forței de strângere a piuliței (poate duce la suprasolicitări periculoase) – necesită utilizarea cheilor dinamometrice pentru cunoașterea forței de strângere;
- asigurarea contra desfacerii;
- randamentul scăzut (la șuruburile de mișcare);
- uzura flancurilor (care pot introduce jocuri în cazul șuruburilor de mișcare)
- lipsa de autocentrare.

### ***3.1.2. Elementele asamblării prin șuruburi***

Filetul constituie partea caracteristică a șurubului.

➤ După forma și rolul funcțional filetele pot fi:

- a) de fixare, respectiv de strângere de obicei filetul triunghiular
- b) de strângere și etanșare, pentru țevi (filetul triunghiular fără joc la vârfuri, filetul conic)
- c) de mișcare (filetul dreptunghiular, trapezoidal în formă de ferăstrău, rotund

➤ După sensul de înfășurare

- a) spre dreapta
- b) spre stânga (pentru reglarea coincidenței sensului strângerii piuliței și cel al rotației unui arbore spre a nu se slăbi în timpul exploatării, filetul de la buteliile de aragaz, etc.)

➤ După numărul de începuturi

- a) cu un singur început
- b) cu mai multe începuturi (la șuruburile de mișcare pentru îmbunătățirea randamentului)

➤ După forma lui :

- a) triunghiular cu unghiul la vârf  $60^{\circ}$  (filete metrice) sau de  $55^{\circ}$  (la șuruburile în țoli – Whitworth) (fig.3.3.a)
- b) pătrat sau dreptunghiular (fig.3.3.b)
- c) trapezoidal (fig. 3.3.c)
- d) fierăstrău (fig. 3.3.d)
- e) rotund

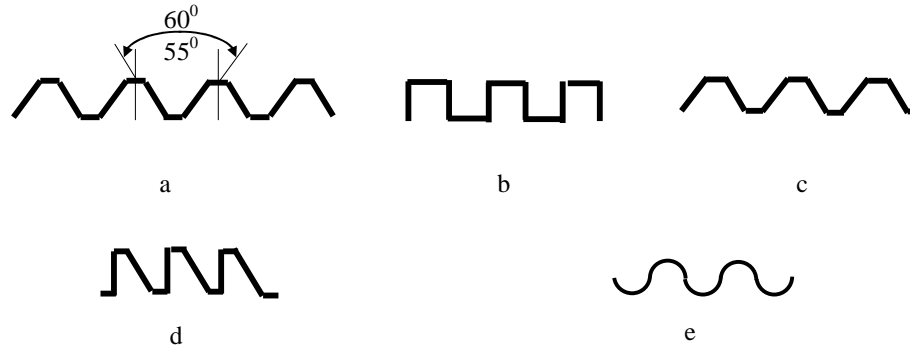


Fig. 3.3

#### Caracteristicile geometrice ale filetului (fig. 3.4)

Elementele geometrice ale unui filet sunt standardizate (STAS 3872)

- profilul
- unghiul la vârf  $\alpha$
- pasul  $p$
- numărul de începuturi  $i$
- diametrul exterior  $d; D$
- diametrul interior  $d_1; D_1$
- diametrul mediu  $d_2; D_2$
- înălțimea profilului primitiv (generator) pentru filetul metric  $H=0,8660p$
- înălțimea efectivă  $H_1$
- unghiul de înfășurare  $\beta$  (înclinarea elicei) ( $\text{tg}\beta = \frac{p}{\pi d_2}$ )
- sensul de înfășurare (dreapta, stânga)

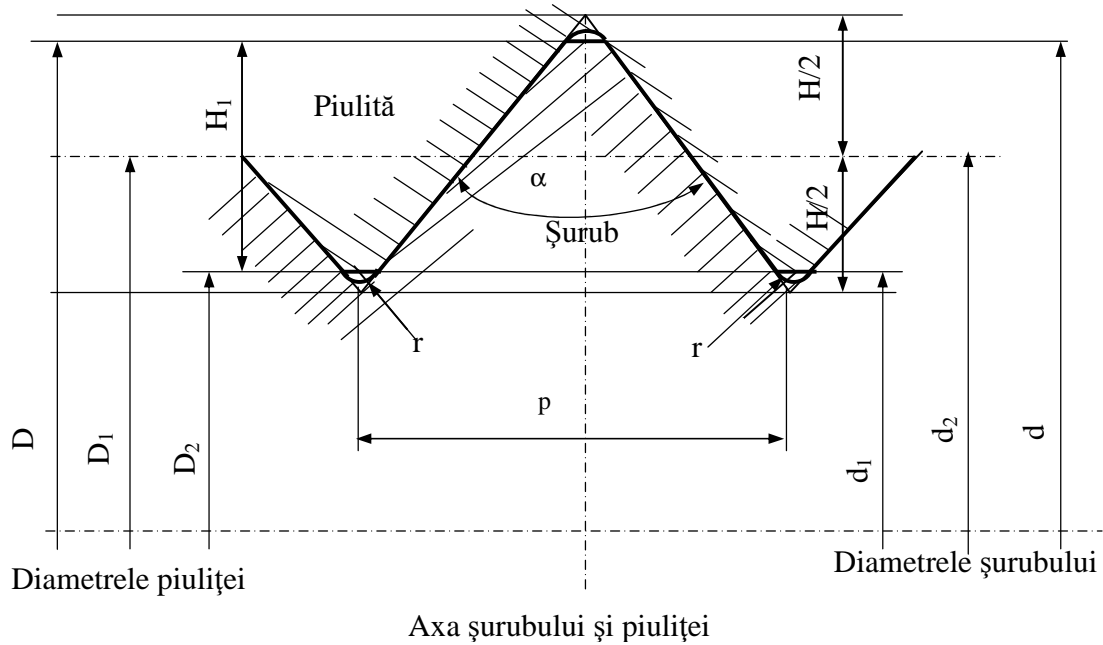


Fig.3.4

Se observă că desfășurând spira, unghiul flancurilor  $\beta$  are mărimea  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  sau  $\beta$  după cum este determinat de diametrul interior  $d_1$ , mediu  $d_2$  sau exterior  $d$  (fig.3.5)

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{p}{\pi d_1} \quad \operatorname{tg}\beta = \frac{p}{\pi d} \quad \operatorname{tg}\beta_2 = \frac{p}{\pi d_2}$$

În calcule, unghiul  $\beta$  se consideră totdeauna în raport cu diametrul mediu  $d_2$ . Interschimbabilitatea este asigurată atunci când, pentru șuruburile de aceeași fel și de aceeași mărime, sunt respectate dimensiunile date prin standarde pentru:  $d$ ,  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $p$  și  $\alpha$ .

*Observație:* Dimensiunile diametrelor șurubului  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d$  respectiv  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D$  diferă între ele (pentru același diametru) numai prin valoarea toleranței, având aceeași cotă nominală.

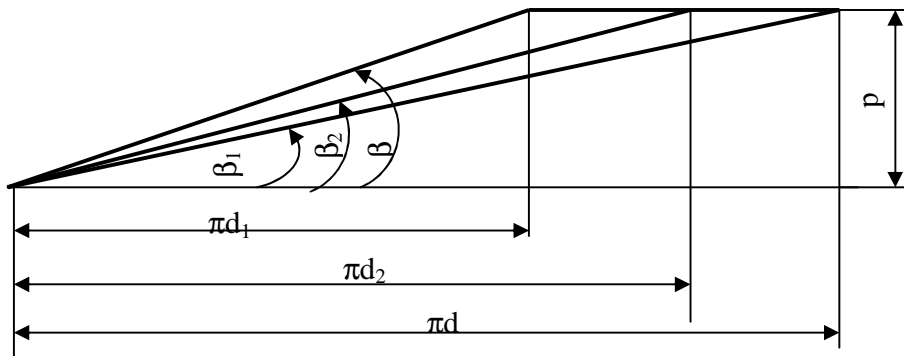


Fig.3.5

### **3.1.3. Materiale și tehnologie**

Alegerea materialului organelor de ansamblare filetate se face pe baza criteriilor care privesc îndeplinirea funcțiunii, tehnologia de fabricație și costul.

Pentru șuruburi se folosesc:

- oțeluri laminate OL37, OL42, OL50, OL60 (STAS 500/2 ) cu capacitate bună de deformare plastică la rece
- oțeluri de calitate OLC35, OLC45 (STAS 880) pentru solicitări medii
- oțeluri aliate 41C10, 33MoC11 (STAS 791) pentru șuruburi supuse la condiții severe de solicitare
- materiale și aliaje neferoase
  - Al și Cu pentru condiții care cer materiale cu o bună conductibilitate electrică și termică
  - Titan pentru șuruburi solicitate în condiții de temperaturi ridicate și mediu coroziv
- materiale plastice (poliamide, nylon, teflon) pentru cerințe de rezistență la coroziune, izolare termică și electrică.

Pentru piulițe se folosesc



- oțel fosforos OLF (STAS 3400)
- fonta
- bronz

Alegerea unuia sau altuia dintre materiale se face în funcție de temperatura de lucru a asamblării:

- $T < 230^{\circ}\text{C}$  – oțeluri normale de înaltă rezistență;
- $T = 230^{\circ}\text{C} \div 480^{\circ}\text{C}$  – oțeluri aliate cu Cr, Mo, Va
- $T = 480^{\circ}\text{C} \div 650^{\circ}\text{C}$  – aliaje de Fe, Ni și Cr
- $T = 650^{\circ}\text{C} \div 880^{\circ}\text{C}$  – aliaje pe bază de Ni
- $T = 880^{\circ}\text{C} \div 1100^{\circ}\text{C}$  – aliaje Ni – Co

Ca procedee tehnologice de prelucrare, alegerea depinde de seria de fabricație

- manual (tarod și filieră) pentru unicate;
- pe strung cu cuțitul (cuțitul de filet simplu, pieptăne);
- pe strunguri automate;
- prin frezare;
- filetarea în vârtej;
- rulare (cu păstrarea continuității fibrelor de material);

Filetele se pot rectifica (pentru cele de mișcare) creându-se o stare favorabilă a tensiunii remanente.

### **3.1.4. Considerații teoretice**

#### **3.1.4.1. Sistemul de forțe din asamblarea filetată**

Strângerea piuliței unui șurub sub acțiunea unei forțe axiale  $F$  poate fi echivalată cu deplasarea unui corp cu greutatea  $F$  pe un plan înclinat, al cărui unghi față de orizontală este egal cu unghiul  $\beta_2$  de înclinare a spirei filetului. Forța  $H$

necesară pentru împingerea corpului  $F$  pe planul înclinat corespunde forței  $H$  care dă naștere momentului necesar pentru deplasarea aceleiași sarcini  $F$  (fig.3.6)

Se consideră cunoscute:

- $F$  – forța ce trebuie transmisă de la șurub la piuliță și invers;
- $p, d_1, d_2, d$  – geometria filetului;
- materialul șurubului și piuliței;

Se cere să se determine:

- $H$  – forța cu care acționăm asupra piuliței sau șurubului;
- $M_{ins}$  – momentul de înșurubare;
- $M_{des}$  – momentul de deșurubare.

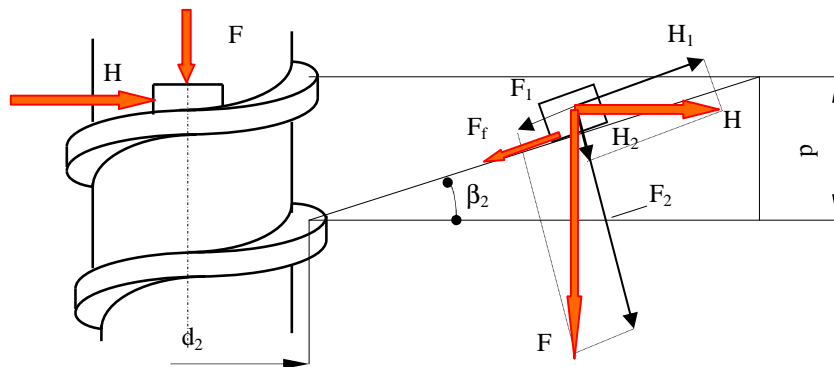


Fig.3.6

Ipoteze:

- urcarea pe plan se face cu viteza  $v = ct$  (accelerația  $a = 0$ )
- urcarea pe plan se face cu frecarea dintre spirele șurubului și piuliței
- greutatea corpului pe spiră este neglijabilă

Se descompun cele două forțe  $F$  și  $H$  pe direcția planului și perpendiculară pe plan

$$\begin{aligned}
 F_1 &= F \sin \beta_2 & H_1 &= H \cos \beta_2 & (3.2) \\
 F_2 &= F \cos \beta_2 & H_2 &= H \sin \beta_2
 \end{aligned}$$

Dacă mișcarea se face cu frecare, la înșurubare apare o forță de frecare  $F_f$  care se opune mișcării

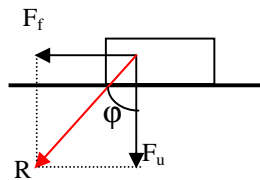
$$F_f = \mu F_n = \mu (H_2 + F_2)$$

$$H \cos \beta_2 - F \sin \beta_2 - \mu (H \sin \beta_2 + F \cos \beta_2) = 0$$

$$H = F \frac{\sin \beta_2 + \mu \cos \beta_2}{\cos \beta_2 - \mu \sin \beta_2}$$

*Observație asupra coeficientului de frecare*

Coeficientul de frecare se înlocuiește cu unghiul de frecare



$$F_f = \mu F_n$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_f}{F_u} = \mu$$

Înlocuind coeficientul de frecare cu unghiul de frecare în relația (3.5) se obține expresia forței  $H$ , necesară pentru împingerea corpului pe planul înclinat sau altfel spus, pentru deplasarea piuliței pe șurub

$$H = F \cdot \operatorname{tg} (\beta_2 + \varphi) \quad (3.6)$$

Cum unghiul de înfășurare  $\beta$  este mic,  $\beta < 7^\circ \dots 8^\circ$ , forța  $H$  va fi

$$H \cong (0,16 \div 0,17) F$$

La desfacerea piuliței ca și la coborârea corpului pe planul înclinat, forța de frecare își schimbă sensul, forța  $H$  fiind înlocuită cu

$$H_{ins} = F \operatorname{tg} (\beta_2 - \varphi) \quad (3.7)$$

Pentru strângerea piuliței pe șurub, trebuie învins un moment care pentru filetul pătrat are expresia:

$$M_{ins} = H \cdot \frac{d}{2} = F \cdot \frac{d}{2} \operatorname{tg} (\beta_2 + \varphi) \quad (3.8)$$

Iar pentru deșurubare expresia momentului va fi:

$$M_{des} = H_{in\check{s}} \cdot \frac{d}{2} = F \cdot \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 - \varphi) \quad (3.9)$$

La filetul triunghiular (fig. 3.7) forța de frecare va fi

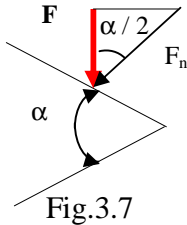


Fig.3.7

$$F_f = \mu F_n \quad (3.10)$$

dar

$$F_n = \frac{F}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (3.11)$$

Înlocuind relația (3.11) în relația (3.10) vom avea:

$$F_f = \mu \frac{F}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

se notează cu  $\mu_j = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$  care se numește coeficient de frecare în jgeab.

Se poate spune că pentru o suprafață înclinată

$$F_f = \mu_j F \quad (3.12)$$

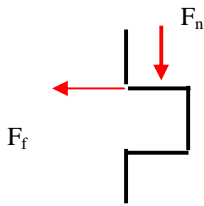


Fig. 3.8

Pentru o suprafață plană (filetul pătrat) fig.(3.8) valoarea forței de frecare va fi

$$F_f = \mu F_n \quad (3.13)$$

Din relațiile (3.12) și (3.13) se constată că forța de frecare pe o suprafață înclinată ( $F_f'$ ) este mai mare decât forța de frecare pe o suprafață plană

$$F_f' > F_f$$

deoarece

$$\mu_j = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} > \mu$$

Cu această interpretare, pentru filetul cu profil pătrat relațiile rămân valabile și pentru filetul cu profil triunghiular, cu condiția înlocuirii coeficientului de frecare  $\mu$  cu  $\mu_j$

$$H = F \operatorname{tg} (\beta_2 + \phi') \quad (3.10)$$

$$H_{ins} = F \operatorname{tg} (\beta_2 - \phi') \quad (3.11)$$

$$M_{ins} = F \cdot \frac{dm}{2} \operatorname{tg} (\beta_2 + \phi') \quad (3.12)$$

$$M_{des} = F \cdot \frac{dm}{2} \operatorname{tg} (\beta_2 - \phi')$$

Făcând o analiză a influenței unghiului de frecare asupra forței tangențiale  $H$  se constată că

$$H_{rostop} < H_{pătrat} < H_{trapezoidal} < H_{triunghiular}$$

sau referindu-ne la momentele de înșurubare se constată că efortul depus pentru înșurubarea unui filet cu profil rotund este mult mai mic decât pentru a înșuruba un filet triunghiular

$$M_{ins \text{ rotund}} < \dots < \dots < M_{ins \text{ triunghiular}}$$

### **3.1.4.2. Condiția de autofrânare și randamentul cuplei șurub piuliță**

Cercetarea mai departe a relațiilor (3.8), (3.9) și (3.12) scoate în evidență că, dacă se impune condiția ca piulița să nu se deplaseze de la sine, în sensul desfacerii ei sub acțiunea forței  $F$  (condiția de autofrânare), atunci trebuie ca

$$M_{des} = F \cdot \frac{d}{2} = F \cdot \frac{d}{2} \operatorname{tg} (\beta_2 - \phi) < 0$$

Cum  $F$  și  $d$  sunt diferite de 0, rezultă că

$$\operatorname{tg} (\beta_2 - \phi) < 0$$

Pentru valori între  $0$  și  $90^0$  se poate scrie că

$$\operatorname{tg}(\beta_2 - \varphi) < \operatorname{tg} 0$$

$$\beta_2 - \varphi < 0 \quad \Rightarrow \quad \beta_2 \leq \varphi \quad (3.13)$$

Relația (3.1.3) ne spune faptul că, condiția de autofrânare este îndeplinită.

Autofrânarea se poate pierde la șuruburile de mișcare cu mai multe încheputuri.

$$\mu_{\text{triunghi}} > \mu_{\text{trapez}} > \mu_{\text{pătrat}} > \mu_{\text{rotund}}.$$

Randamentul șurubului este definit ca raportul dintre lucrul mecanic util  $L_u$  și lucrul mecanic consumat  $L_c$  (fig. 3.9)

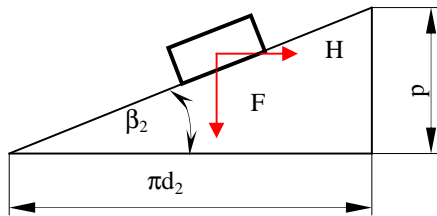


Fig.3.9

$$L_u = F \cdot p$$

$$L_c = H \cdot \pi d_2$$

$$\eta = \frac{L_u}{L_c} = \frac{F \cdot p}{H \pi d_2} \quad (3.14)$$

Înlocuind în rel.(3.14), expresia forței  $H$  (rel. 3.6) și expresia unghiului de înfășurare (rel. 3.1), se obține:

$$\eta = \frac{Fp}{F \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi) \pi d_2} = \frac{F \pi d_2 \operatorname{tg} \beta_2}{F \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi) \pi d_2} \text{ sau}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi)}$$

Șuruburile de strângere care trebuie să îndeplinească condiția de autofrânare lucrează într-o zonă cu randament scăzut (pentru asemenea șuruburi este mai importantă condiția de autofrânare).

Randamentul șuruburilor de mișcare este de luat în considerare – se recurge la filete cu unghi de înclinare a spirei mare, deși apare simultan dezavantajul creșterii forței  $H$ .

$$\eta_{\text{triunghi}} < \eta_{\text{trapez}} < \eta_{\text{pătrat}} < \eta_{\text{rotund}}$$

*Compromis*

- pentru filetele de mișcare sunt utilizate filete trapezoidale, deoarece au  $\eta$  situat între  $\eta_{\text{triunghi}}$  și  $\eta_{\text{pătrat}}$ , dar au și condiția de autofrânare asigurată;
- pentru a îndeplini condiția de autofrânare de multe ori se recurge la o altă piesă;

**3.1.5. Solicitățile principale din șurub și piuliță**

*(sub acțiunea unei forțe axiale centrice)*

**3.1.5.1. Solicitățile șurubului și piuliței**

Forța  $F$  transmisă de la șurub la piuliță și invers are următoarele efecte:

a) șurubul este solicitat în ansamblu la întindere sau compresiune în funcție de sensul forței  $F$

b) piulița este solicitată în ansamblu la compresiune sau tracțiune (invers ca la șurub)

a) solicitarea șurubului la tracțiune sau compresiune se raportează la secțiunea plină a șurubului de diametru  $d_1$  (fig. 3.10). Mărimea tensiunii axiale la tracțiune sau compresiune :

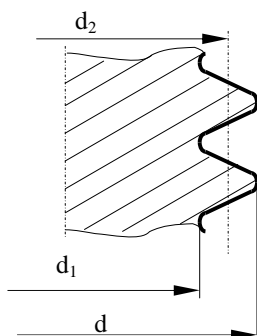


Fig.3.10

$$\sigma_{t,c} = \frac{F}{A_s} = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \sigma_{adm.s} \quad (3.15)$$

$$\sigma_{adm.s} = \frac{\sigma_{critic s}}{c} = \frac{\sigma_{curgere s}}{c}$$

$c$  – coeficient de siguranță

$$c = 1, 2 \dots 2 (2,5)$$

**b) Solicitarea piuliței la compresiune / tracțiune (fig. 3.11)**

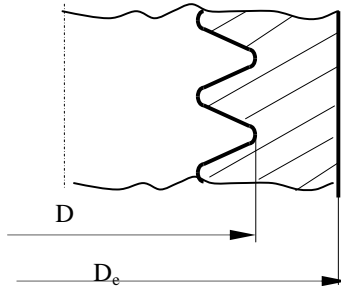


Fig.3.11

$$\sigma_{\text{comp. p}} = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(D_e^2 - D^2)} \leq \sigma_{\text{acomp.p}} \quad (3.16)$$

$$\sigma_{\text{acomp. p}} = \frac{\sigma_{\text{critic.p}}}{c} = \frac{\sigma_{\text{curgere.p}}}{c}$$

**3.1.5.2. Solicitățile filetului**

Spira filetului poate fi privită ca o grindă curbă încastrată pe cilindrul de bază. Pentru ușurința calculului, spira se desfășoară, solicitată de sarcina  $F/z$  (fig. 3.12)

*Ipoteze*

- Se consideră că în contactul dintre șurub și piuliță se găsesc  $z$  spire
- Se consideră că sarcina se repartizează uniform pe cele  $z$  spire

$$F_1 = \frac{F}{z} \quad (3.17)$$

- Fluxul de forță se transmite prin suprafața de contact dintre spira șurubului și piuliței
- Se consideră că presiunea de contact este uniformă

Forța  $F_1$  care acționează asupra spirei filetului solicită filetul la:

- încovoiere (secțiunea i-i)
- forfecare (secțiunea i-i)
- strivire (secțiunea i, j, k,h)

**a) Încovoierea se calculează deci pentru secțiunea i-i** (considerând-o de formă dreptunghiulară) fig.3.12.



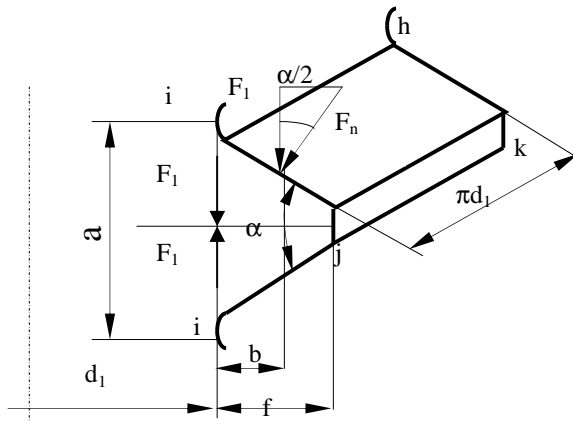


Fig.3.12

$$\sigma_i = \pm \frac{Mi}{W} = \pm \frac{F_1 \cdot b}{\frac{a^2 \pi d_1}{6}} = \pm \frac{6F_1 \cdot b}{a^2 \pi d_1} \leq \sigma_{ais} = \frac{\sigma_{cr}}{c}$$

Înlocuind pe  $F_1$

$$\sigma_i = \frac{6F \cdot b}{\pi \cdot z \cdot d_1 a^2} \leq \sigma_{ais} \quad (3.18)$$

**b) forfecarea se determină tot pentru secțiunea i-i**

$$\tau_f = \frac{F_1}{A_f} = \frac{F/z}{a \pi d_1} \leq \tau_{afs} = \frac{\tau_{cr}}{c} \quad (3.19)$$

**c) strivirea filetului** are loc pe suprafața  $ijkh$  datorită forței, care acționează perpendicular pe suprafață

$$p_{st} = \frac{F_n}{A_{str}} = \frac{F_1 / \cos \frac{\alpha}{2}}{\frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \cdot \pi d_1} = \frac{F/z}{\pi f d_1} \leq \sigma_{astrp} \quad (3.20)$$

De regulă pentru verificare se ia  $\sigma_{ast}$  pentru piuliță.

Experimental se constată că deteriorarea prin forfecare poate fi neglijată. Se poate spune atunci că solicitările principale din filet sunt fi încovoierea și strivirea.

### 3.1.6. Determinarea înălțimii piuliței

Determinarea înălțimii  $m = z \cdot p$  a piuliței se reduce la calculul numărului de spire active  $z$ .

Calculul numărului de spire se face în baza condiției de egală rezistență a tijei șurubului și a filetului.

În aceste condiții, se poate scrie că forța capabilă din șurub  $F_{caps}$  este egală cu forța capabilă a filetului la strivire sau încovoiere  $F_{capfilet}$ .

$$F_{caps} = \sigma_{ats} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (3.21)$$

$$F_{cap\ filet\ inc} = \sigma_{ai} \frac{\pi \cdot d_1 a^2 \cdot z}{6b} \quad (3.22)$$

$$F_{cap\ filet\ striv} = \sigma_{a\ str.\ filet\ piulita} \cdot f \pi d_1 z \quad (3.23)$$

Egalând relațiile (3.21) și (3.22) și respectiv (3.21) și (3.23) rezultă numărul de spire

$$z = \frac{\sigma_{ats}}{\sigma_{ai}} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4 \cdot \frac{\pi d_1 a^2}{6b}} = \frac{\sigma_{ats}}{\sigma_{ai}} \cdot \frac{3 d_1 \cdot b}{2 a^2} \quad (3.24)$$

respectiv

$$z = \frac{\sigma_{ats}}{\sigma_{asp}} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4 \cdot f \pi d_1} = \frac{\sigma_{ats}}{\sigma_{asp}} \cdot \frac{d_1}{4 f} \quad (3.25)$$

Geometria filetului fiind standardizată, înseamnă că între elementele geometrice ale filetului există anumite legături definite de tipul filetului.

Pentru filetul metric normal al unui șurub, executat din oțel OL37 cu  $\sigma_{at} = 80\ MPa$  și  $\sigma_{as} = 35\ MPa$ , înlocuind  $d_1 \cong 0,8d$ ;  $d_2 \cong 0,9d$ ,  $H_2 \cong 0,54p$  rezultă

- cu relațiile (3.21) și (3.22)

$$m = z \cdot p = 0,54d$$

- cu relațiile (3.21) și (3.23)

$$m = z \cdot p \cong 0,75d$$

Cum spirele filetului trebuie să poată suporta ambele solicitări, prin STAS 922 a fost stabilită pentru înălțimea piuliței valoarea

$$m = 0,8d$$

Când piulița este din material cu rezistență inferioară celei a materialului șurubului, se impune verificarea spirelor piuliței din condiția nr.(3.25). Pentru piuliță din fontă,  $\sigma_{aip} = 25 \div 30$  MPa și șurub din oțel cu  $\sigma_{aiș} = 80$ MPa, înălțimea necesară piuliței devine

$$m^{\hat{}} = 1,3d$$

La șuruburile de mișcare, limitarea presiunii de contact în scopul evitării uzurii premature duce la înălțimi ale piuliței sensibil mai mari.

După cum se observă, înălțimea piuliței  $m$  depinde numai de diametrul șurubului și de forma profilului filetului, fără a fi condiționată de finețea lui.

### ***3.1.7. Strângerea inițială a asamblărilor filetate***

În numeroase cazuri, condițiile de funcționare corectă a unui subansamblu impun strângerea în stare de repaus, a asamblărilor prin filet, cu o forță  $F_0$  de strângere inițială (sau de prestrângere). Pe perioada de funcționare a subansamblului, forța de exploatare  $F_1$ , acționând static sau dinamic, se suprapune peste strângerea inițială.

Pentru determinarea relațiilor de legătură dintre forțele care apar într-o astfel de asamblare, se construiește diagrama de funcționare a asamblării. Această diagramă reprezintă grafic dependențele *forță - deformație* pentru șurub și respectiv, pentru piesele strânse.

Pentru exemplificare, se va considera cazul asamblării cu șuruburi a flanșei capacului unui recipient de corpul acestuia (fig. 3.13).

La o astfel de asamblare, în procesul de strângere rezultă trei situații.

Cazul I – are loc strângerea ușoară. Piulița nu strânge flanșa, deformațiile tuturor îmbinărilor fiind nule.

Cazul II – are loc când piulița a fost strânsă cu cheia. Fiecare șurub strânge asamblarea cu o forță inițială  $F_0$  (necesară pentru asigurarea etanșeității).

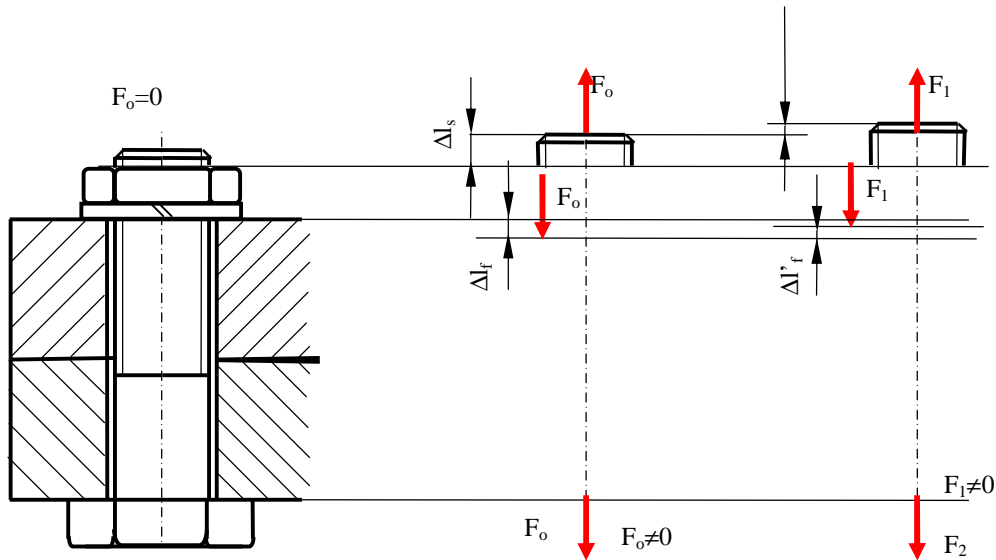


Fig.3.13

În acest, caz șurubul se întinde cu  $\Delta l_s$ , iar piesele se comprimă cu  $\Delta l_f$ .

Cazul III - în timpul exploatării, presiunea fluidului din recipient acționează ca o forță de exploatare  $F_1 \neq 0$  (forță ce tinde să desfacă asamblarea). Dacă  $F_0$  este mică, presiunea din interior fiind mare, fluidul va putea ieși din recipient. Sub acțiunea forței de exploatare șuruburile se alungesc suplimentar cu  $\Delta l'_s$ , permițând pachetului de piese strânse să-și revină elastic cu aceeași cantitate  $\Delta l'_f$ . În acest caz, este necesar ca între piesele strânse să avem o rezervă de restrângere sau o forță necesară etanșării  $F_2$ .

Se cunosc:

- geometria pieselor strânse
- materialul pieselor strânse și șurubului
- geometria șurubului

- forța de exploatare  $F_1$
- rezerva de prestrângere  $F_2 \cong (0,2 \dots 0,7) F_1$   
sau funcție de materialul garniturii de etanșare

Se cere:

- forța de strângere inițială a șurubului.

*Ipoteze:*

Se admite că deformațiile șurubului și pieselor strânse se găsesc în domeniul elastic, respectându-se legea lui Hook

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{\Delta l}{l} E \qquad \frac{F}{A} = \frac{\Delta l}{l} E$$

În aceste condiții, se trasează cele două drepte care reprezintă dependența deformațiilor de forța de solicitare (fig.3.14). Se translatează dreapta corespunzătoare deformațiilor pachetului (de piese strânse) până la suprapunerea forțelor de strângere inițială.

Se notează:

$\varphi$  - unghiul făcut de linia șurubului cu axa deformațiilor

$\psi$  - unghiul făcut de linia pieselor cu axa deformațiilor

*Observație:* relația între unghiul  $\varphi$  și deformație este

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{AC}{DC} = \frac{F_0}{\Delta l_s} = \frac{F_x}{\Delta l_{sx}} = \frac{\sigma_s \times A_s}{\Delta l_{sx}} = \frac{\sigma_{sx}}{\varepsilon_{sx}} \cdot \frac{A_s}{l_s} = E_s \frac{A_s}{l_s}$$

înclinarea  $\varphi$  depinde de elasticitatea materialului  $E_s$  și elementele geometrice  $A_s, l_s$

Notăm  $c = \operatorname{tg} \varphi$  - rigiditatea șurubului, ca fiind o caracteristică geometrică și de material

$$c_s = \operatorname{tg} \varphi = E_s \frac{A_s}{l_s}$$

În mod similar

$$c_f = \operatorname{tg} \psi = E_f \frac{A_f}{l_f}$$

unde:  $c_s, c_f$  – rigiditatea șurubului / flanșei

$E_s, E_f$  – modulul de elasticitate al materialului șurubului/flanșei

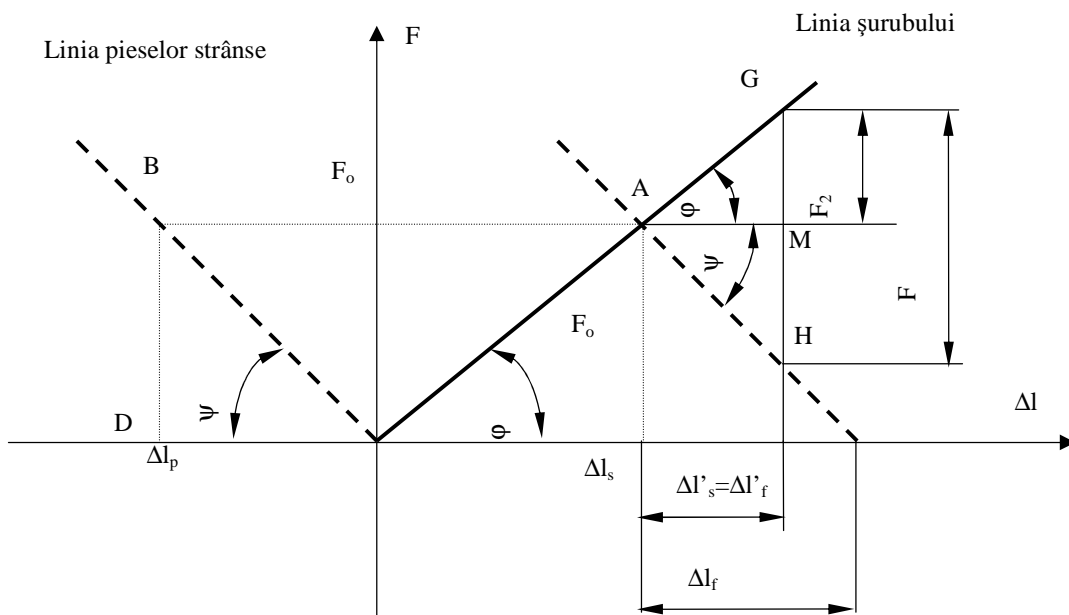


Fig.3.14

*Observație:*

Pentru determinarea rigidității pieselor strânse din materiale și geometrii diferite și pentru determinarea rigidității șuruburilor cu mai multe secțiuni variabile se consideră solicitarea unor elemente în serie.

$$\begin{aligned} \Delta l_{tot} &= \Delta l_1 + \Delta l_2 + \dots + \Delta l_n \\ &= \varepsilon_1 l_1 + \varepsilon_2 l_2 + \dots + \varepsilon_n l_n \\ &= \frac{\sigma_1}{E_1} l_1 + \frac{\sigma_2}{E_2} l_2 + \dots + \frac{\sigma_n}{E_n} l_n \\ &= \frac{F}{A_1} \cdot \frac{1}{E_1} l_1 + \frac{F}{A_2} \frac{1}{E_2} l_2 + \dots + \frac{F}{A_n} \frac{1}{E_n} l_n \end{aligned}$$

Dacă se consideră raportul  $\frac{l_i}{A_i E_i} = \frac{1}{c_{si}}$

atunci

$$\frac{F}{c_s} = \frac{1}{c_{s1}} F + \frac{1}{c_{s2}} F + \dots + \frac{1}{c_{sn}} F$$

sau

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{c_{s1}} + \frac{1}{c_{s2}} + \dots + \frac{1}{c_{sn}}$$

După cum se vede în fig. 3.14 și conform relațiilor (3.26) și (3.27)

$$\text{în } \Delta AGM \quad tg \varphi = c_s = \frac{\overline{GM}}{\overline{AM}} = \frac{F_z}{\Delta l_s}$$

$$\text{și } \Delta AMH \quad tg \psi = c_f = \frac{MH}{AM} = \frac{F_1 - F_z}{\Delta l_f}$$

unde  $F_z$  – forța suplimentară va fi

$$F_z = F_1 \cdot \frac{c_s}{c_s + c_f} \quad (3.28)$$

Cu cât șrubul este mai elastic în raport cu flanșele, cu atât forța suplimentară  $F_z$  este mai redusă

Dar

$$\overline{MC'} = \overline{GC'} - \overline{GM}$$

$$F_0 = F_1 + F_2 - F_z = F_1 + F_2 - F_1 \frac{c_s}{c_s + c_f} = F_1 \cdot \frac{c_f}{c_s + c_f} + F_2$$

Forța de strângere  $F_0$  va fi

$$F_0 = F_1 \cdot \frac{c_f}{c_s + c_f} + F_2 \quad (3.29)$$

Dacă forța de exploatare este  $F = F_{c_r} = \frac{F_0(c_s + c_f)}{c_f}$  atunci forța remanentă devine nulă, pierzându-și etanșeitatea.

### 3.1.8. Solicitățile suplimentare din șuruburi

**a) Solicitarea suplimentară de torsiune** ca urmare a strângerii piuliței.

La montarea piuliței în șurub sunt de învins:

a1) momentul necesar pentru deplasarea piuliței pe elice, cu considerarea frecării dintre spirele în contact

a2) momentul dat de frecarea piuliței pe suprafața ei de reazem.

a1) Momentul de înșurubare apărut va avea efectul unei torsiuni a șurubului ca urmare a strângerii piuliței.

$$\tau_{ts} = \frac{M_{ts}}{W_{ps}} = \frac{F \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi)}{\frac{\pi d_1^3}{16}} \quad (3.30)$$

Dacă în relația (3.30). se pune în evidență solicitarea principală din șurub-tracțiunea, atunci

$$\sigma_{ts} = \frac{F}{A_s} = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \quad (3.31)$$

$$\tau_{ts} = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \cdot \frac{\frac{d}{2} \cdot \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi)}{\frac{d_1}{4}} = \sigma_{ts} \cdot 2 \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi)$$



Ținând seama de simultaneitatea prezenței celor două tensiuni  $\sigma_t$   $\tau_t$ , se va face echivalarea lor cu una din ipotezele de rupere, cea mai utilizată fiind ipoteza a IV-a a energiilor de rupere.

$$\sigma_{tech IV} = \sqrt{\sigma_{ts}^2 + 3\tau_{ts}^2} = \sqrt{\sigma_{ts}^2 + 3\sigma_{ts}^2 \cdot 4 \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \cdot \text{tg}^2(\beta_2 + \varphi)}$$

cum  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $\beta_2$ ,  $\varphi$  sunt elemente standardizate

$$\sigma_{tech IV} = 1,3 \sigma_{ts}$$

Se poate spune că efectul torsiunii este de circa 30% din solicitarea principală.

Bazat pe această situație, predimensionarea șuruburilor se face la tracțiune sau compresiune cu luarea în considerare a torsiunii determinate de frecarea dintre spirele piuliței și șurubului.

În acest caz se va considera forța majorată cu 30%

$$\sigma_{ts} = \frac{1,3F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \sigma_{ats}$$

a2) Momentul necesar pentru strângerea piuliței (fig.3.15)

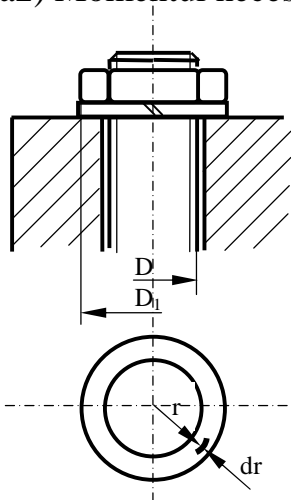


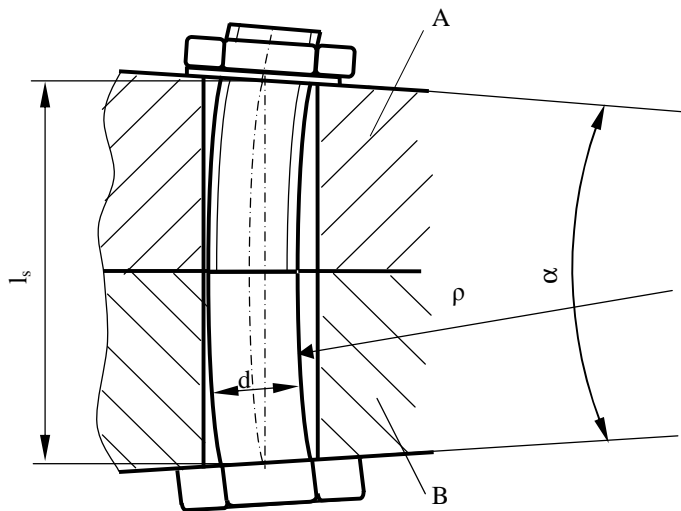
Fig.3.15

În afara momentului de frecare dintre spirele șurubului și cele ale piuliței ( $M_{t1}$ ), în procesul de strângere a pieselor mai apare și frecarea dintre piuliță sau șurub și suprafața de reazem ale acestuia sau acestuia ( $M_{t2}$ ).

$$M_{t2} = M_{fp-r} = \int_{D/2}^{D_1/2} dM_f = \int r dF_f = \int r \mu p dA = \int r \mu p 2\pi r dr = 2\pi \mu p \frac{D_1^3 - D^3}{24} = 2\pi \mu \frac{F_0 (D_1^3 - D^3)}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - D^2) 24}$$

Deci  $M_{t2} = \frac{1}{3} \mu F_0 \frac{D_1^3 - D^3}{D_1^2 - D^2}$ , pentru filete metrice  $M_{total} = M_{t1} + M_{t2} \approx 0,152 F_0 d$

**b) Solicitarea suplimentară de încovoiere a șurubului.** Această solicitare apare atunci când suprafața de reazem a capului șurubului și/sau piuliței nu este perpendiculară pe axa șurubului (fig. 3.16).



$l_s$  – lungimea șurubului în stare nestrânsă;  
 $d$  – diametrul șurubului;  
 $\alpha$  - unghiul pe care-l fac piesele după strângere;  
 $\rho$  - raza de curbură a axei șurubului deformat.

Fig.3.16

Deformațiile șurubului se calculează pe baza ecuației fibrei medii deformată:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_i}{E \cdot I}$$

unde  $\frac{1}{\rho}$  - curbura,  $\rho$  - raza de curbură;

$M_i$  – momentul de încovoiere;

$E$  – modulul de elasticitate longitudinal;

$I$  – momentul de inerție geometric al secțiunii șurubului

Pentru a putea determina tensiunile de încovoiere la care sunt supuse astfel de șuruburi, se presupun cunoscute:  $l_s, \alpha(rad), d, E$

Se cere tensiunea de încovoiere  $\sigma_{is}$

Se aproximează arcul de cerc de rază  $\rho$  cu coarda

$$\rho \cdot \alpha \cong l_s$$

cu  $\alpha$  măsurat în radiani.

Dar cum

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} = \frac{M_i}{\frac{\pi d_1^3}{32}} \rightarrow M_i = \sigma_i \cdot \frac{\pi d_1^3}{32}$$

atunci

$$\frac{l}{\rho} = \frac{\sigma_{is} \cdot \frac{\pi d_1^3}{32}}{E \cdot \frac{\pi d_1^4}{64}}$$

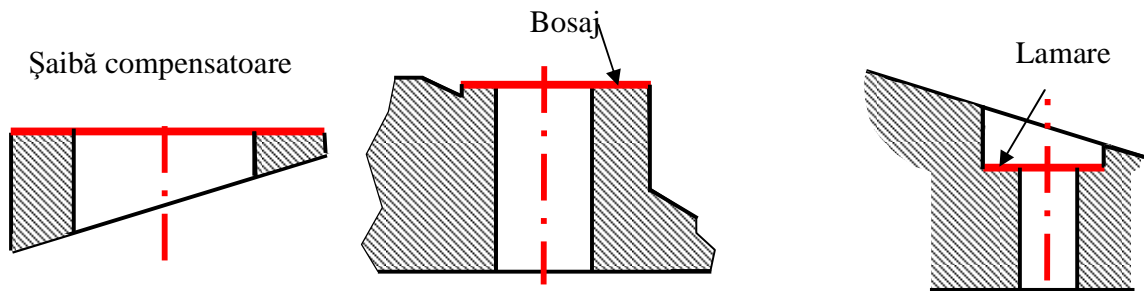
$$\sigma_{is} = E \frac{\frac{\pi d_1^4}{64}}{\frac{\pi d_1^3}{32} \cdot \frac{l_s}{\alpha}} = E \left( \frac{d}{d_1} \right)^3 \cdot \frac{d}{l_s} \cdot \frac{l}{2} \alpha$$

Exemplu: dacă  $\alpha = 0^{\circ}30'$ ;  $\frac{d}{l_s} = \frac{1}{5}$ ;  $\frac{d}{d_1} = 1,2$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{is} = 600 \text{ MPa} = 600 \text{ N/mm}^2$$

Pentru OL 37 cu  $\sigma_c = 220 \text{ N/mm}^2$ , înseamnă că șurubul se va rupe ca urmare a strângerii.

Pentru a evita solicitarea de încovoiere, suprafața de reazem trebuie să fie perpendiculară pe axa șurubului. Aceasta presupune, fie o lamare a suprafeței de așezare a capului șurubului sau piuliței, fie se prevăd șaibe de compresare care să aducă capul șurubului sau piulița perpendicular pe suprafața de așezare, fie un bosaj pe care se va prelucra o suprafață perpendiculară pe axa găurii.



**c) Lipsa de uniformitate a repartiției sarcinilor asupra spirelor în contact**

Cercetările experimentale au arătat că sarcina nu se repartizează uniform pe cele  $z$  spire din contact, ca urmare a deformării inegale a șurubului și piuliței.

În aceste condiții, tensiunile din spirele mai solicitate vor fi semnificativ mai mari și pot fi considerate ca solicitări suplimentare față de solicitările medii. Pentru reducerea acestor solicitări suplimentare se folosesc soluții constructive de piulițe care să asigure o repartiție cât mai bună a sarcinii pe cele  $z$  spire, de exemplu piulița cu guler de reazem (fig.3.17).

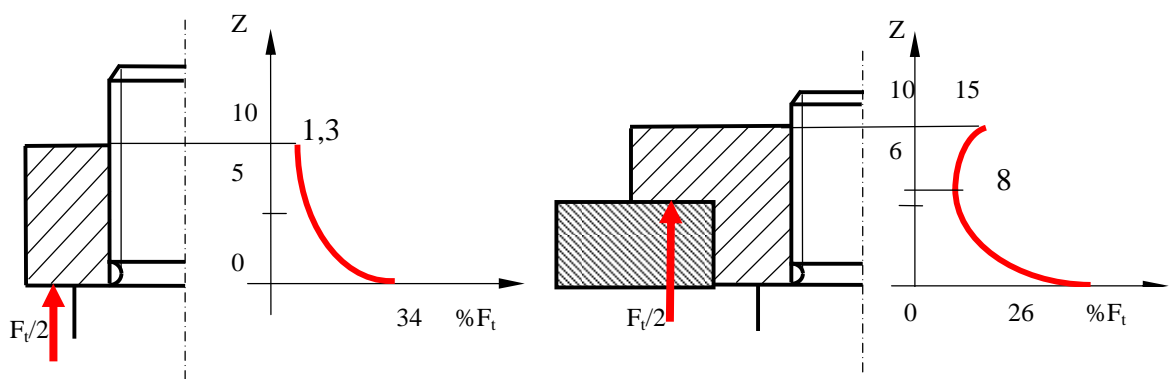


Fig.3.17

### 3.1.9. Calculul asamblărilor filetate

#### a) Asamblări cu prestrângere inițială- sarcina de exploatare constantă ( $F_1$ )

- *Predimensionarea* se face la solicitarea principală a șurubului, considerând forța totală

$$F_t = F_1 + F_2$$

( $F_2$  – forța de etanșare sau rezerva de prestrângere)

$$F_2 = (0,3 \dots 1,5) F_1$$

rezultă  $d_1$  și apoi celelalte elemente standardizate ( $d_2, d, p$ );

- *Stabilirea soluției constructive* a șurubului și piuliței în funcție de piesele de asamblat,

- *Verificarea* se face, pentru șurub, la solicitare compusă ( tracțiune și torsiune), solicitarea fiind dată de forța de strângere inițială  $F_0$  :

- determinarea forței suplimentare  $F_z = F_1 c_s / (c_s + c_f)$  ( a se vedea diagrama forțe deformații);

- determinarea forței  $F_0 = F_1 + F_2 - F_z$ ;

- determinarea tensiunii de tracțiune din șurub,  $\sigma_{ts} = F_0 / (\pi d_1^2 / 4)$ ;

- determinarea tensiunii de torsiune din tija șurubului,  $\tau_{ts} = ( M_{t1} + M_{t2} ) / W_{ps}$

-determinarea tensiunii echivalente,  $\sigma_{ts} = \sqrt{\sigma_{ts}^2 + 3\tau_{ts}^2} \leq \sigma_{ats}$

#### b) Asamblări cu strângere inițială- forța de exploatare variabilă ( $F_{1max}, F_{1min}$ )

- *Predimensionarea* se face la forța de exploatare totală maximă

$F_{tot} = F_{1max} + F_2$ , rezultă  $d_1$ , apoi  $d_{ISTAS}$  și apoi celelalte dimensiuni standardizate ( $d_2, d, p$ );

- *Stabilirea soluției constructive* a șurubului și piuliței în funcție de piesele de asamblat

- Verificarea se face, pentru șurub la montaj, la solicitare compusă ( tracțiune și torsiune), solicitarea fiind dată de forța de strângere inițială  $F_0$  și la oboseală în timpul exploatării:

-la montaj ( $F_0$ )  $F_0 = F_{1max} + F_2 - F_z$  se determină tensiunea de tracțiune, tensiunea de torsiune date de forța  $F_0$ , tensiunea echivalentă și se compară cu rezistența admisibilă la tracțiune a șurubului

-în exploatare ca urmare a forței de exploatare variabilă, apare fenomenul de oboseală.

Acest fenomen se evaluează prin intermediul coeficientului de siguranță.

Forța de exploatare variază între valoarea minimă  $F_{tot\ min}$  și  $F_{tot\ max}$ :

$$F_{tot\ min} = F_0 ; F_{tot\ max} = F_{1\ max} + F_2 = F_0 + F_z , ca\ atare$$

$$\sigma_{t\ min} = F_{tot\ min} / (\pi d_1^2 / 4), \sigma_{t\ max} = F_{tot\ max} / (\pi d_1^2 / 4),$$

- amplitudinea ciclului de solicitare  $\sigma_v = (\sigma_{t\ min} - \sigma_{t\ max}) / 2 ;$

- media ciclului de solicitare  $\sigma_m = (\sigma_{t\ min} + \sigma_{t\ max}) / 2 ;$

- coeficientul de siguranță la oboseală

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k \sigma_v}{\epsilon \gamma \sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{cr}}} \geq c_{adm}$$

în care  $\beta_k$  este coeficientul concentratorului de tensiuni, dependent de forma și geometria concentratorului de tensiuni ( filet) și materialului șurubului;  $\epsilon$ -coeficient ce ia în considerație dimensiunile șurubului în comparație cu dimensiunile epruvetelor pentru care s-a determinat rezistența după ciclul alternant simetric  $\sigma_{-1}$ ;  $\sigma_{cr}$  – rezistența critică a materialului șurubului și care este rezistența de curgere pentru materialele tenace și rezistența de rupere pentru materialele casante sau fragile;  $c_{adm}$  – coeficientul de siguranță admisibil, care ,pentru condiții normale de lucru, se poate considera  $c_{adm} = 1,5 \dots 3$ .

### c) Șuruburi supuse la sarcini transversale (fig.3.18)

Șuruburile pot fi montate cu joc sau fără joc.

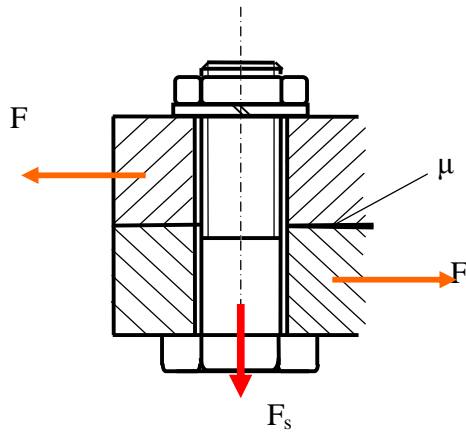


Fig.3.18

În cazul montajului șuruburilor cu joc, forța  $F$  se transmite prin frecare

$$F_s = F / \mu.$$

Forța din șurub  $F_s$  determină tensiuni de tracțiune și de torsiune (solicitare compusă).

În cazul montajului șuruburilor fără joc, forța  $F$  determină forfecarea șuruburilor în secțiunea de contact cu piesele strânse.

### 3.1.10. Asamblări șurub piuliță cu elemente intermediare

Înlocuirea frecării de alunecare din șurubul clasic, prin frecarea de rostogolire sau lichidă, în vederea măririi randamentului mecanismului șurub piuliță, se utilizează tot mai frecvent șuruburile conducătoare cu elemente intermediare sau cu sustentație hidrostatică (la mașinile unelte cu comandă numerică).

#### 3.1.10.1. Șuruburi conducătoare cu elemente intermediare

Șuruburile conducătoare cu elemente intermediare (1) pot fi cu bile sau cu role (fig.3.19) și înlocuiesc frecarea de alunecare dintre șurub (3) și piulița (2), cu cea de rostogolire dintre acestea.

Calculul șuruburilor cu bile pornește de la premisa că sunt cunoscute: cursa subansamblului mobil, viteza de deplasare ( $v = p n$  în mm/s) și sarcina axială care trebuie deplasată  $F$ .

Diametrul șurubului se predimensionează la compresiune utilizând relația 3.14 după care se alege șurubul tipizat, cu pasul necesar vitezei pe care acesta trebuie să o realizeze, urmând verificarea la flambaj.

Calculul forței la care apare flambajul șurubului se face cu relația:

$$F_f = \pi^2 E I_{min} / l_f^2$$

unde:  $E$  – modulul de elasticitate al materialului;

$I_{min}$  – momentul de inerție geometric al șurubului ( $I_{min} = \pi d_o^4 / 64$ )

$l_f$  – lungimea de flambaj.

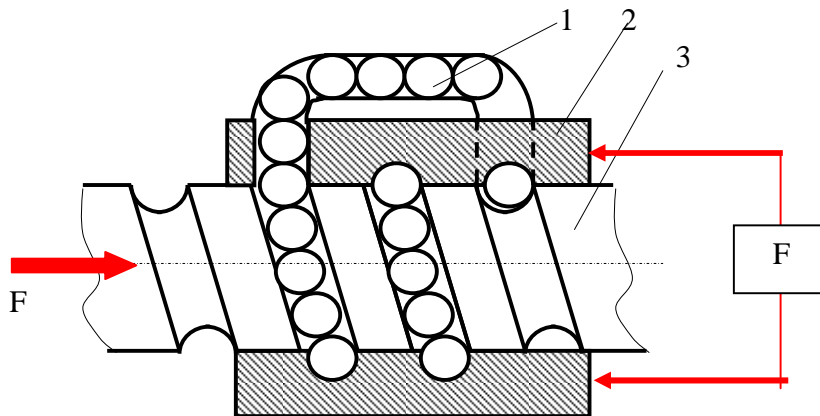


Fig.3.19.

Randamentul șurubului se determină cu relația 3.14 în care se păstrează semnificațiile notațiilor:  $\eta = F p / H \pi d_2$

Cunoscând că momentul de torsiune este  $M_t = H d_2 / 2$  atunci cuplul necesar antrenării se determină cu relația:

$$M_t = F p / 2 \pi \eta$$

Puterea necesară antrenării șuruburilor cu bile se determină cu relația:

$$N = F v / \eta$$

unde:  $F$  – sarcina axială;

$v$  – viteza de deplasare;



$\eta$  - randamentul transmisiei.

Durabilitatea acestor șuruburi este sensibil diminuată de prezența căii de recirculare din piuliță a bilelor, care crează un concentrator de tensiune pentru eforturile unitare la care acesta este solicitat. Utilizarea pe scară largă a transmisiilor șurub – piuliță cu elemente intermediare este limitată de construcția complicată care determină și un cost ridicat, aceste transmisii utilizându-se numai în cazul în care deplasarea organului de mișcare aflat pe ele, necesită o poziționare precisă.

### *3.1.11. Elemente de asigurare a asamblărilor filetate*

Practica și cercetările experimentale au arătat că deși la proiectare și montare este îndeplinită condiția de autoblocare, totuși asamblările filetate nu sunt întotdeauna stabile și prin slăbirea de la sine a înșurubării (autoslăbirea), pot apărea urmări destul de grave.

După scop, prin soluțiile constructive se poate urmări:

- evitarea defacerii complete și a pierderii piuliței, slăbirea nefiind importantă pentru funcționare,

Exemplu: capace de protecție

- asigurarea poziției de montare a unei piese sau reglarea lungimii unei tije de comandă a unui element,

Exemple: reglarea tacheților la motoare

- împiedicarea slăbirii piuliței (șurubului; în scopul menținerii strângerii inițiale).

Exemple: capacele recipientilor sub presiune, strângerea semicarcaselor reductoarelor.

Din punct de vedere constructiv se pot deosebi metode de asigurare bazate pe:

- 1) Folosirea formei și a unor elemente speciale, fără introducerea de forțe suplimentare în organele folosite;
- 2) Introducerea de forțe suplimentare axiale, radiale sau combinate în scopul sporirii și menținerii frecării;
- 3) Deformații plastice sau aport de material străin,
  - 1) Din această categorie putem aminti ca soluții folosirea
    - cuiului spintecat (fig.3.20.a);
    - piulița crenelată (fig.3.20.b);
    - trecerea unei sârme prin capetele șuruburilor în serie (fig.3.20.c);
    - șaibe de siguranță cu umeri sau nas (fig. 3.20.g,h,I,j,k,l);
    - plăci crestate (fig.3.20.d, e, f);
    - piulițe cu guler și cu șurub lateral de asigurare (fig. 3.20.f).
  - 2) Din această categorie fac parte (fig.3.21)
    - contrapiuliță elastică(fig.3.21.a),
    - șaibe elastice (Grower) (fig.3.21.b),
    - piuliță cu inel interior de presiune (fig.3.21.c)
    - contrapiulițele (fig. 3.21.d);
  - 3) Din această categorie fac parte :
    - asigurarea prin refulare de material cu ajutorul unui dorn,
    - sudarea piulițelor prin puncte de sudură față de suprafața de reazem,
    - lipirea piuliței cu adezivi.

Note de curs. Capitolul 3. Asamblari filetate

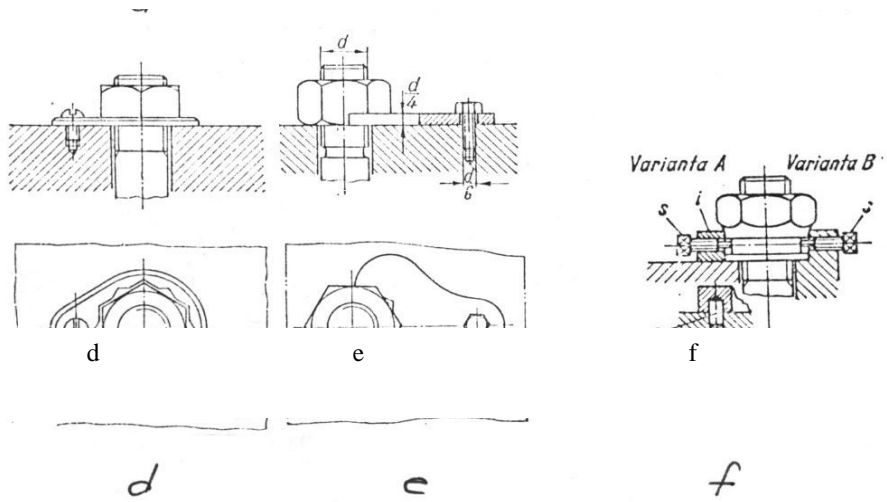
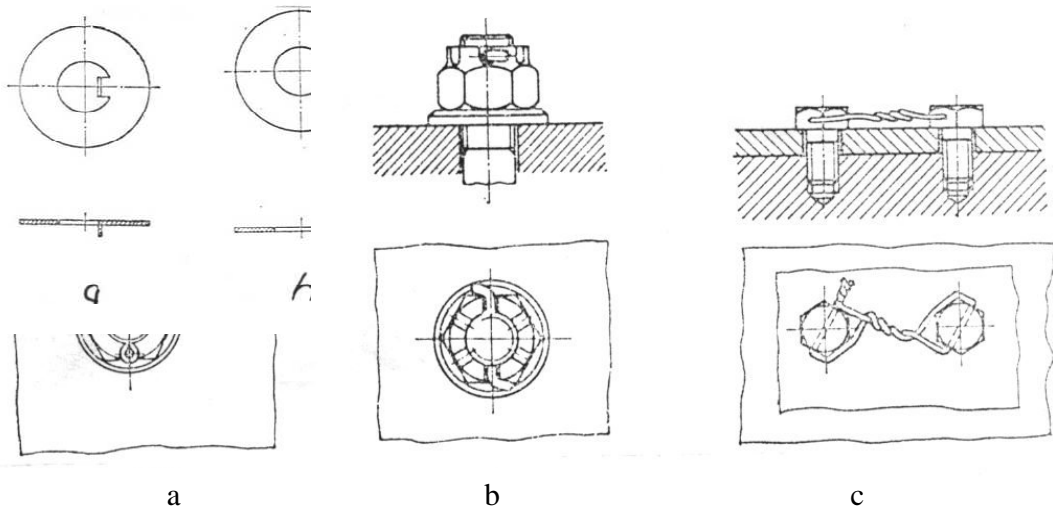


Fig.3.20

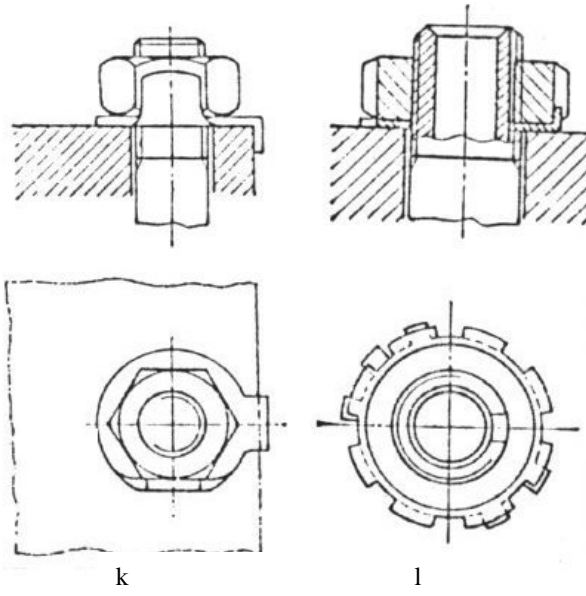


Fig.3.20

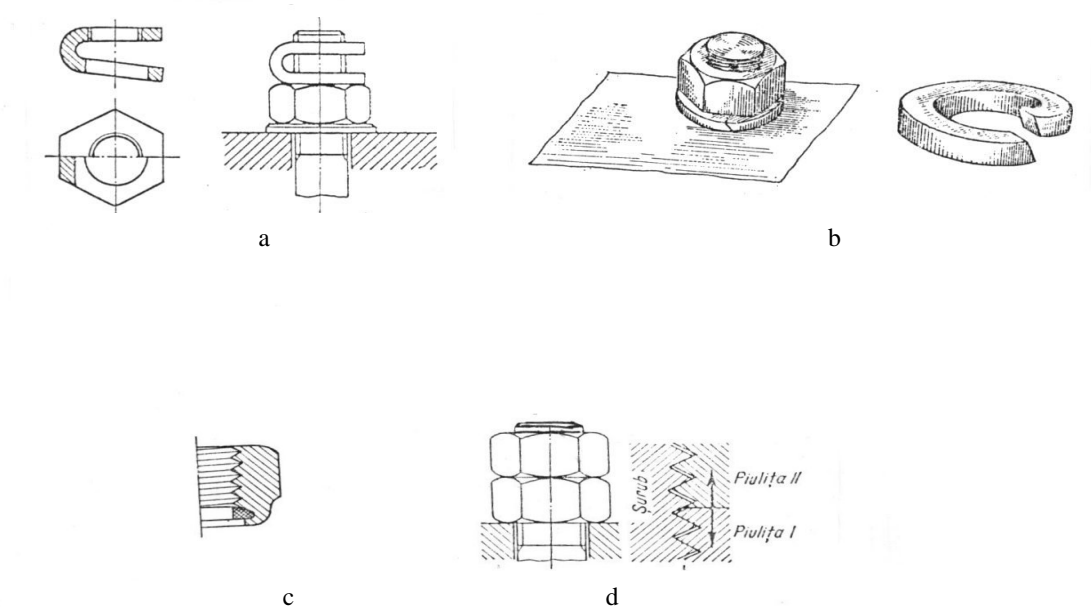


Fig.3.21

**?? Intrebări recapitulative**

1. Ce reprezintă pentru un filet notația  $M20 \times 1$

- a) filet metric cu diametrul mediu 20 mm și pas normal 1mm;
- b) filet metric cu diametrul exterior 20 mm și pas fin 1mm;
- c) filet metric cu lățimea piuliței 20 mm și pas normal 1mm;

2. Pentru un șurub de mișcare se pot utiliza trei variante de filet: profil pătrat (randamentul  $\eta_1$ ), profil trapezoidal (randamentul  $\eta_2$ ), profil fierăstrău

(randamentul  $\eta_3$ ). Considerând aceleași dimensiuni și același coeficient de frecare care dintre afirmațiile următoare sunt adevărate?

- a)  $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3$
- b)  $\eta_1 > \eta_2 > \eta_3$
- c)  $\eta_1 < \eta_2 < \eta_3$

3. *Momentul de strângere a șuruburilor aplicat la cheie este:*

a) *suma dintre momentul de frecare dintre șurub-piuliță ( $M_{11}$ ) și momentul de frecare dintre piuliță și suprafața de reazem ( $M_{12}$ );*

b) *efectul cumulat al deformațiilor elastice ale pieselor cuplei;*

c) *nici una dintre definiții nu este valabilă.*

4. *Asigurarea șuruburilor prin formă urmărește crearea de forțe suplimentare de frecare între elementele asamblării, pe principiul:*

a) *realizării unor tensiuni suplimentare în organelle asamblării datorită deformației elastice a unui element intercalate;*

b) *majorării coeficientului de frecare dintre spirele șurubului și piuliței printr-o prelucrare grosolană;*

c) *realizării la montaj a unei strângeri majore a șurubului, utilizând o cheie de lungime dublă.*