



# PROIECTAREA ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

## 1.1. NOȚIUNI ȘI DEFINIȚII FUNDAMENTALE

În cazul cel mai general instalația tehnică este alcătuită din *mașina motoare* – MM și *mașina de lucru* – ML. Legătura dintre acestea, cât și construcția lor implică o serie de *mecanisme* și *dispozitive*. Cele mai simple elemente care intră în componența mașinilor, mecanismelor și dispozitivelor sunt *organele de mașini* – fig. 1.1.

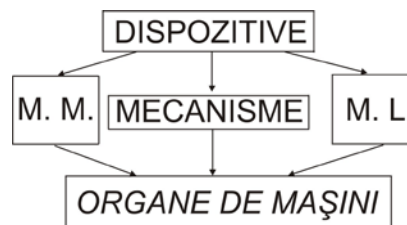


Fig. 1.1. Structura unei instalații tehnice

*Mașina* este un ansamblu de corpuri materiale (rigide, elastice, fluide), creație tehnică a omului, destinat să transforme o formă de energie (eoliană, hidrolică, solară, electrică, chimică etc.) în *energie mecanică* – *mașina motoare* – sau să efectueze un lucru mecanic util – *mașina de lucru*.

În funcție de forma de energie transformată în energie mecanică, mașinile motoare pot fi: *mașini motoare primare* – cele care transformă în energie mecanică o formă naturală de energie (motoare eoliene, hidrolice, solare etc.) și *mașini motoare secundare* – cele care transformă în energie mecanică o formă de energie obținută de om (motorul electric, motorul cu ardere internă, motoarele nucleare, motoarele cu abur etc.).

Mașinile de lucru utilizează energia mecanică în scopul de a realiza modificarea proprietăților, formei, aspectului, dimensiunilor și poziției materialelor sau obiectelor de prelucrat (mașinile unelte, mașinile pentru prelucrarea bunurilor de larg consum, mașinile agricole, pompele, compresoarele, concasoare, centrifuge, mașini de ridicat etc.).

*Mecanismul* sau *transmisia mecanică* reprezintă un ansamblu de corpuri materiale (rigide, elastice, fluide), creație tehnică a omului, realizat pentru transmiterea și transformarea mișcării – *transmisia cinematică și de ghidare* – sau pentru transmiterea simultană a mișcării și puterii – *transmisia de forță*. El are un element

motor (conducător) sau mai multe elemente motoare, care primesc mișcarea și puterea pe care o transmit celorlalte elemente, denumite elemente conduse, caracterizate prin mișcări bine determinate în raport cu un element fix (batiu, sasiu).

Funcționarea mecanismului (transmisiei mecanice) se caracterizează prin continuitatea și periodicitatea mișcării.

*Dispozitivul* reprezintă un ansamblu mai restrâns de corpuri materiale (rigide, elastice, fluide), creație tehnică a omului, realizat în scopul executării unei anumite funcțiuni atunci când primește o comandă din exterior (dispozitive de siguranță, de control etc.).

*Organele de mașini* sunt elemente constitutive care, cu aceeași formă sau cu o formă asemănătoare, intră în componența mașinilor, mecanismelor și dispozitivelor, putând fi calculate, proiectate și realizate în mod independent. Ele pot fi *simple*, alcătuite dintr-o singură piesă (exemple: șurubul, pana, arborele etc.), sau *complexe*, alcătuite din mai multe piese, dar totalitatea acestora constituind un singur organ cu o funcție bine precizată (exemple: lagărele cu alunecare, cu rostogolire, cuplajele etc.).

## 1.2. OBIECTUL, IMPORTANȚA ȘI EVOLUȚIA STUDIULUI ORGANELOR DE MAȘINI

Complexitatea mașinilor și utilajelor pe care le concepe, execută sau exploatează inginerul mecanic, impune ca pentru studiu ele să fie descompuse în elemente componente – *subansamble* și *piese componente*. Exemplu: ansamblul motor cu ardere internă se compune din subansamblele: mecanism bielă-manivelă, mecanism de distribuție, sistem de răcire etc.; subansamblul bielă-manivelă se poate descompune la rândul său în piese simple – organe de mașini – piston, segmenti, bolț, bielă, cuzineți, arborele cotit, capac bielă, șuruburi, șaibe, piulițe etc..

Disciplina *Organe de mașini* este o disciplină de sinteză care se ocupă cu principiile și regulile generale de proiectare a organelor de mașini și, pe această bază, cu principiile de proiectare a mașinilor și utilajelor. Nici o mașină și nici un utilaj nu pot funcționa corect, sigur și economic dacă elementele componente nu sunt calculate, proiectate, executate și exploatate în mod corespunzător.

Finalitatea disciplinei *Organe de mașini* vizează în primul rând formarea deprinderilor de proiectare, de considerare pluridisciplinară a soluțiilor de proiectare, de dezvoltare a aptitudinilor de creativitate.

Studiul organelor de mașini, cu caracterul său de generalitate dar și de ansamblu, stă, în consecință, la baza studiului construcțiilor de mașini și utilaje. Progresul în aceste domenii impune deci lărgirea și aprofundarea studiului teoretic și experimental al elementelor componente (organelor de mașini).

Omenirea s-a ocupat de mecanică încă din antichitate; matematicieni și mecanici ca Pappus și Heron au cunoscut pârghia, șurubul, pana și roțile dințate.

Evul Mediu a fost luminat de geniul multilateral la lui Leonardo de Vinci, care s-a preocupat îndeaproape de mecanică și unele organe de mașini, studiind probleme referitoare la grinzi, trolii, roți dințate etc. Mai mult, el a examinat, în premieră, problema frecării desconsiderată de matematicieni și mecanicieni.

Studiul sistematic ale organelor de mașini a început să se cristalizeze abia către mijlocul secolului trecut când au apărut primele cursuri de organe de mașini, care au constituit directive de dezvoltare a construcției de mașini. Ca lucrări de referință în acest domeniu se pot cita lucrările elaborate de KIRPICEV (1881), SIDOROV (1922), DOBROVOLSKI, BACH, MANEA (1956) etc.

Cercetări teoretice, însoțite de ample investigații experimentale, apar la sfârșitul secolului XIX și începutul secolului XX. În acest sens se pot evidenția lucrările lui PETROV (1883), REYNOLDS (1887), SOMMERFELD (1904) – în domeniul lubrificației lagărelor cu alunecare, LEWIS (1892), BUCKINGHAM (1928), MERRIT (1942), HENRIOT (1949), NIEMANN (1958) – în domeniul transmisiilor prin roți dințate, STRIBECK (1902), PALMGREN (1947) – în domeniul lagărelor cu rostogolire ș.a.

La noi în țară, în universitățile de învățământ tehnic superior, în strânsă colaborare cu institutul central de specialitate (ICTCM – București) și întreprinderile de profil, s-au dezvoltat puternice școli de cercetare în domeniul organelor de mașini și tribologiei, afirmate în țară și străinătate prin realizări deosebite: *Universitatea Politehnica* din București – lagăre cu alunecare, transmisii prin roți dințate, cuplaje, tribologie (frecare, ungere, uzare), *Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca* – transmisii prin roți dințate, lagăre cu alunecare, *Universitatea Tehnică “Gheorghe Asachi”* din Iași – lagăre cu rostogolire, *Universitatea “Politehnica”* din Timișoara – transmisii prin curele, *Universitatea “Transilvania”* din Brașov – cuplaje, amortizoare, organe de asamblare, *Universitatea “Dunărea de Jos”* din Galați – tribologie, *Universitatea „Ștefan cel Mare”* din Suceava – transmisii elastohidrodinamice etc.

### 1.3. LEGĂTURA DISCIPLINEI ORGANE DE MAȘINI CU CELELALTE DISCIPLINE STUDIAȚE. METODA DE PREZENTARE A CONȚINUTULUI

Studiul organelor de mașini constituie o treaptă intermediară între *disciplinele fundamentale* (matematica, fizica, chimia) și *de profil* (desenul tehnic, studiul metalelor, tehnologie, mecanică, teoria mecanismelor, rezistența materialelor, toleranțe) și disciplinele de specialitate care au ca obiect calculul și proiectarea diferitelor mașini și utilaje. Acest studiu cuprinde în egală măsură o latură teoretică și una aplicativă (constructivă), motiv pentru care deschide larg perspectiva dobândirii aptitudinilor de creativitate pentru inginerul mecanic.

În scopul sistematizării studiului conținutului disciplinei *Organe de mașini*, se va face prezentarea fiecărui organ de mașină după următoarea schemă:

- a) Considerații generale. Domenii de utilizare. Criterii de clasificare.
- b) Materiale și procedee tehnologice de realizare (execuție).
- c) Elemente teoretice.
- d) Metoda de calcul și proiectare.
- e) Soluții constructive.

Pentru fiecare organ de mașină se prezintă algoritmul cu succesiunea etapelor de calcul, facilitând astfel întocmirea schemelor logice în vederea rezolvării problemelor cu ajutorul mijloacelor automate de calcul.

## 1.4. PROBLEMELE DE BAZĂ ÎN PROIECTAREA ORGANELOR DE MAȘINI

### 1.4.1. Condițiile generale cerute organelor de mașini

**Proiectarea este activitatea tehnică mintală și grafică desfășurată de la elaborarea temei (ideea de proiectare) și până la concretizarea imaginii grafice în desenele de execuție. Ea are în vedere o serie de condiții generale pe care trebuie să le îndeplinească obiectul proiectării (mașină, utilaj, organ de mașină), și anume:**

**A. Îndeplinirea scopului** (asigurarea funcționalității). Este direct dependentă de felul mașinii din care face parte organul proiectat (motoare sau de lucru, staționară sau mobilă, lentă sau rapidă), cât și de felul construcției (nouă, adaptată, îmbunătățită, tipizată). Pentru exemplificare se menționează că la piesele componente ale unei mașini staționare sau lente se va acorda o atenție mai mică greutateii, lucru dependent de calitatea materialului, comparativ cu același tip de piese care fac parte dintr-o mașină mobilă, rapidă, la care greutatea devine un element important prin introducerea unor sarcini suplimentare (forțe centrifuge, momente de inerție, cupluri de inerție etc.). În același sens, în cazul proiectării pieselor care intră în componența unei construcții noi (prototip) se va avea în vedere satisfacerea unor condiții de detaliu impuse de un scop mai limitat, comparativ cu aceleași piese care fac parte însă dintr-o construcție tipizată la care atenția se va îndrepta îndeosebi asupra unor condiții mai generale.

**B. Siguranța în exploatare**, condiție care prezintă următoarele aspecte:

**a. Rezistență mecanică** atât la solicitările normale cât și la cele accidentale (maxime) pe întreaga durată estimată pentru buna funcționare. Acest aspect implică cunoașterea cât mai precisă a sarcinilor (forțe și momente) preluate, atât ca mărime, direcție și sens de acționare, cât și ca mod de variație în timp, a mărimii vitezei de lucru și variația ei în timp, precum și a condițiilor de funcționare (îndeosebi a temperaturii și a gradului de corozivitate) și a ansamblului din care face parte și a importanței în cadrul acestuia a elementului proiectat. Pe baza acestor elemente se va adopta materialul optim de construcție, se vor utiliza adecvat relațiile de calcul (pentru dimensionare sau verificare) și se va realiza forma cât mai corectă a elementului proiectat.

**b. Rezistență termică** atât la temperaturi înalte, cât și la temperaturi coborâte, condiții în care calitățile mecanice ale materialelor și jocurile dintre piesele aflate în contact sub sarcină și mișcare relativă suferă modificări importante, modificări ce conduc la creșterea pronunțată a uzării. Frecvent, îndeosebi în cazul mașinilor și utilajelor specifice industriilor de proces (industria chimică, industria materialelor de



construcție, industria alimentară etc.), temperatura ridicată de funcționare este însoțită de acțiunea corozivă a mediului de lucru, fenomen al cărui efect este direct influențat de temperatură în sensul creșterii.

Cunoașterea cu o precizie cât mai ridicată a condițiilor de funcționare va face posibilă adoptarea măsurilor ce se impun pentru limitarea la valori admisibile a temperaturii de lucru. Măsurile adoptate în acest scop se vor referi la: alegerea corectă a materialelor de construcție (cupluri de antifricțiune, de exemplu), stabilirea parametrilor geometrici optimi (dimensiuni, jocuri etc.), calitatea de suprafață (rugozitatea) adecvată, alegerea lubrifiantului și a metodei de ungere corespunzătoare etc.

**c. Limitarea deformațiilor elastice** (asigurarea rigidității) sub valorile admisibile impuse de corecta funcționare a ansamblului din care face parte elementul proiectat. Acest aspect este direct dependent de calitatea materialului de construcție adoptat, de forma constructivă a elementului proiectat și dimensiunile acestuia.

**d. Limitarea vibrațiilor.** Prezența vibrațiilor în funcționare determină sarcini dinamice suplimentare care pot periclita atât rezistența mecanică a elementului proiectat și a ansamblului din care face parte, cât și precizia funcțională a acestuia. Totodată ele determină poluarea sonoră a mediului. Limitarea vibrațiilor la valori sub nivelurile admise se poate realiza prin: alegerea frecvențelor de regim diferite de cele proprii (critice) ale elementului proiectat sau ale sistemului din care face parte acesta (evitarea fenomenului de rezonanță mecanică). Frecvența proprie (critică) se poate modifica prin alegerea corespunzătoare a masei elementului proiectat și realizarea acestuia cu rigiditatea necesară.

**e. Asigurarea etanșeității.** Se impune atât în cazul îmbinărilor nedemontabile sau demontabile cu scopul evitării pierderilor de fluide de lucru periculoase (inflamabile, explozive, letale), cât și în cazul lagărelor (cu alunecare sau cu rostogolire) unde se impune eliminarea pierderilor de lubrifiant simultan cu asigurarea imposibilității pătrunderii particulelor dure din exterior, care ar determina uzura rapidă a acestora.

**C. Asigurarea fiabilității economice** (durabilitatea). Pentru fiecare tip de mașină sau utilaj se va aprecia o durată (număr de ore sau număr de cicluri) de bună funcționare economică. Această durată trebuie să fie suficient de mare în scopul amortizării în condiții rentabile, dar în același timp trebuie să fie limitată astfel încât să nu depășească uzura morală. În acest scop, la proiectarea elementelor componente se vor lua măsuri în sensul limitării aspectelor de uzare care pot apărea în funcționare (abrazivă, adezivă, oboseală superficială, coroziune etc.). Totodată se va urmări ca, pe cât posibil, toate elementele componente să iasă din funcționare datorită uzării cam în același timp (aceeași durabilitate). În cazul în care nu se poate asigura acest deziderat, elementele de uzare trebuie astfel plasate în mașină sau utilaj, încât să poată fi înlocuite cu ușurință.

Reducerea uzării, respectiv asigurarea unei fiabilități economice, se poate obține prin: alegerea optimă a materialelor de construcție, prescrierea corectă a durităților și calităților suprafețelor, precizia de execuție, dimensiunile și jocurile corespunzătoare, precum și printr-o exploatare adecvată.

**D. Tehnologicitate** (tehnologie de fabricație cât mai ușoară). Această condiție implică realizarea unor piese cu configurații cât mai simple, care pot fi obținute prin procedeele tehnologice curente (turnare, forjare, matrițare, presare, sudare, așchiere etc.) și cu un preț de cost minim, dar cu asigurarea integrală a condițiilor anterior prezentate. Totodată se impune utilizarea materialelor standardizate ușor de prelucrat și de procurat, a formelor și dimensiunilor standard.

**E. Economia**, condiție de bază în construcția organelor de mașini, impune realizarea acestora întrutotul corespunzătoare condițiilor anterioare, cu minimum de cost privit în ansamblu, ca proiectare, execuție și exploatare. La proiectare economia se poate realiza prin: alegerea materialului și folosirea lui optimă funcție de condițiile date, stabilirea metodei adecvate de fabricație, dependentă de calitatea materialului și forma piesei, stabilirea suprafețelor ce se impun prelucrate și a calității acestora, prescrierea toleranțelor optime în condițiile date. Execuția economică presupune: alegerea tehnologiei de execuție cea mai potrivită în raport cu numărul de piese de prelucrat, stabilirea corespunzătoare a adaosurilor de prelucrare, fluxul tehnologic de execuție cât mai rațional (fără staționări sau deplasări inutile a pieselor). Economia în exploatare se obține prin: reducerea uzurii – deci, prin mărirea durabilității piesei -, siguranța și ușurința deservirii, consum redus de materiale de exploatare și întreținere și folosirea de personal calificat.

**F. Respectarea STAS-urilor și a altor norme în vigoare**, referitor la forma și dimensiunile organelor de mașini, la calitatea și duritatea suprafețelor acestora, la materialul de construcție și, în unele cazuri, la metoda de calcul. Nerespectarea acestora este echivalentă cu o abatere de la lege, avându-se în vedere efectele negative: neasigurarea interschimbabilității (posibilitatea înlocuirii rapide a unei piese uzate cu una nouă), aprovizionare dificilă cu piese de schimb etc.

**G. Estetica industrială**, presupune proiectarea și realizarea de piese și subansambluri de o formă geometrică și un colorit care să determine efecte psihofiziologice favorabile asupra celui care exploatează mașina. Această condiție trebuie subordonată celor prezentate anterior.

#### 1.4.2. Etapele principale ale procesului tehnic, de proiectare în construcția de mașini și utilaje

a. *Studiul* amănunțit al temei de proiectare și completarea acesteia cu toate datele necesare.

b. *Documentarea*, care poate fi:

- bibliografică – prin cărți, reviste tehnice în domeniu, prospecte, brevetoteci;
- analiza unor construcții asemănătoare proiectate anterior, sau realizate de concurență;
- în teren, la produse similare fabricate anterior sau provenite de la alte firme;

prin discuții angajate cu specialiști în domeniu cu ocazia unor simpozioane, expoziții, schimburi de experiență, stagii de specializare etc.

Etapa de documentare se va finaliza printr-o sinteză critică în care se vor evidenția:

- *soluții tehnice* posibil de luat în seamă;
- *defectele și limitele* soluțiilor constructive existente, raportate la tema de proiectare;
- *posibilitatea și oportunitatea* elaborării unor soluții constructive sau tehnologii noi.

c. *Elaborarea soluției constructive generale*, concretizată prin:

- schițe la scară și
- scheme (cinematice, de circulație a fluidelor tehnologice, de comandă și automatizare etc.), care să asigure funcționalitatea (îndeplinirea scopului) impusă prin tema de proiectare.

d. *Dimensionarea pieselor componente*, respectând următorul algoritm:

- stabilirea schemei de încărcare cu forțe și momente, precum modul cum acesta se aplică în timp, ca valoare și mod de variație;
- alegerea materialului de construcție în funcție de: mărimea sarcinilor preluate și modul de variație în timp a acestora, condițiile de funcționare, importanța elementului în ansamblul din care face parte, considerații tehnologice și economice;
- predimensionarea, din solicitarea principală (rezistența mecanică, termică, stabilitate etc.);
- elaborarea, la scară, a desenului elementului predimensionat funcție de: rezultatul predimensionării, considerații funcționale, legăturile cu alte piese, tehnologia de execuție;
- verificarea formei constructive elaborată după predimensionare (de rezistență statică sau variabilă, la deformații, la vibrații, la încălzire, la durabilitate, la stabilitate).

e. Realizarea *proiectului tehnic*, care cuprinde *ansamblul general și subsamblele principale*. La elaborare se vor avea în vedere:

- realizarea funcționalității prin asamblarea elementelor componente;
- posibilitatea montării și demontării;
- accesul pentru operații de întreținere și reparații;
- ajustajele optime;
- asigurarea condițiilor de ergonomie și protecția muncii;
- asigurarea condiției de estetică industrială (design).

De regulă, proiectul tehnic se realizează în două-trei variante.

f. *Calculul economic* pentru fiecare variantă de proiect tehnic propusă.

g. *Calculul fiabilității previzionale* pentru fiecare variantă de proiect tehnic propusă.

h. *Analiza comparativă a variantelor propuse*, ținând seama de:

- asigurarea parametrilor funcționali impuși în tema de proiectare;
- efectul economic al fiecărei variante;
- posibilitățile existente de realizare.

Analiza se finalizează prin adoptarea variantei considerată optimă.

i. *Elaborarea proiectului de execuție*, care va cuprinde:

- partea grafică obținută prin detalierea variantei de proiect tehnic adoptat;
- partea scrisă, alcătuită din:
  - *memoriul tehnic* de calcul;

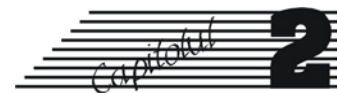
- *caietul de sarcini* în care se vor preciza măsuri ce se impun la execuție, montaj, punere în funcțiune și exploatare în scopul atingerii parametrilor funcționali impuși în tema de proiectare;

- *notația tehnică* în care se va descrie funcționarea, exploatarea, modul de întreținere și reparații.

Activitatea de proiectare are un caracter subiectiv, ea depinzând de experiența și inventivitatea proiectantului, dar și de profunzimea cu care acesta realizează etapa de documentare. În scopul optimizării performanțelor în această activitate este deci necesară diminuarea factorului subiectiv, dezideratul principal al proiectării moderne. Totodată proiectarea modernă trebuie să aibă în vedere și principiul cererii și ofertei, respectiv să folosească metode de marketing. (Marketingul este știința care pune la dispoziție metodele de corelare a ofertei cu cererea).

Proiectarea unui nou produs trebuie să se facă în condiții de *competitivitate*, cerință dependentă de parametrii principali: funcționalitatea, tehnologicitatea, fiabilitatea și economicitatea – și de parametrii auxiliari: ergonomie, design, modă.

Varianta optimă, cu competitivitate maximă, se stabilește cu ajutorul *ingineriei valorii* (știința care se ocupă cu investigarea căilor de raționalizare a proiectării noilor produse în vederea realizării lor la un preț minim, respectând parametrii necesari de utilizare).



# ASAMBLĂRI DEMONTABILE

*Asamblarea* constă în îmbinarea fixă, rigidă sau elastică, a două sau mai multe piese, realizată cu scopul de a transmite sarcini între acestea. *Cupla cinematică* are același rol funcțional ca și asamblarea, dar se deosebește prin faptul că este o legătură mobilă numai între două elemente.

Organele de asamblare folosesc la îmbinarea subansamblelor care compun o mașină, sau a pieselor, respectiv părților componente ale unui organ de mașină complex, mecanism, dispozitiv, sau ale unei construcții metalice.

Asamblările se pot clasifica după următoarele criterii :

**a. După modul în care sunt realizate**

- *asamblări directe*, respectiv fără elemente auxiliare de asamblare (asamblarea sudată prin presiune, asamblarea prin caneluri, asamblarea cu strângere proprie);

- *asamblări indirecte*, cele realizate cu ajutorul unor organe de asamblare (asamblarea prin nituri, asamblarea sudată prin topire, asamblările prin pene etc.).

**b. După posibilitatea de montare-demontare**

- *asamblări nedemontabile*, cele care odată montate nu se mai pot demonta decât prin distrugerea parțială sau totală a elementelor asamblate sau a celor cu care se realizează asamblarea (asamblări prin nituri, asamblările prin sudare, asamblările prin lipire, asamblările prin înclieiere);

- *asamblările demontabile*, cele care se pot monta și demonta fără a periclita integritatea pieselor asamblate sau a celor cu care se realizează asamblarea (asamblările cu elemente filetate, asamblarea prin caneluri, asamblarea prin strângere pe con etc.).

**c. După modul de transmitere a sarcinilor între piesele asamblate** (numai cele demontabile)

- *asamblări prin contact*, cele la care transmiterea sarcinilor se realizează prin contactul direct al pieselor asamblate profilate corespunzător (asamblările prin caneluri, asamblarea cu profil poligonal etc.) sau prin contactul dintre acestea și elementul intermediar folosit pentru asamblare (asamblările prin pene paralele, asamblările prin știfturi sau bolțuri etc.) ;

- *asamblări prin forțe de frecare*, cele la care transmiterea sarcinilor se realizează prin forțele de frecare dezvoltate la contactul dintre piesele asamblate (asamblarea cu strângere proprie, asamblarea prin strângere pe con etc.) sau la contactul acestora cu elementul cu care se realizează asamblarea (asamblările prin pene înclinate, asamblările prin inele tronconice etc.) ; în ceea ce privește forța normală la suprafața de contact necesară generării frecării, aceasta poate fi obținută prin :

- *strângere inițială la montaj* cu ajutorul unor elemente auxiliare (strângerea pe con, asamblarea prin șuruburi montate cu joc supusă acțiunii forțelor transversale, asamblările prin brățări elastice) sau prin strângerea proprie rezultată ca urmare a montajului forțat datorită diferenței dimensionale ;

- *forma constructivă* a elementelor asamblate sau a elementelor cu care se realizează asamblarea;

- *asamblări mixte*, cele la care sarcinile se transmit parțial prin formă, parțial prin frecare;

- *asamblări elastice*, cele la care transmiterea se realizează fie prin efectul elastic propriu al elementelor asamblate, fie prin efectul elastic al elementelor cu care se realizează asamblarea.

## 2.1. ASAMBLĂRI DEMONTABILE CU ELEMENTE FILETATE (ASAMBLĂRI CU ȘURUBURI)

### 2.1.1. Caracterizare. Domenii de utilizare

Asamblările prin șuruburi fac parte din categoria asamblărilor indirecte, demontabile. Ele se realizează cu ajutorul unui cuplu de piese filetate, una la interior – *piulița*, cealaltă la exterior – *șurubul*, ansamblul acestora constituind o cuplă cinematică elicoidală de clasa a 5-a. În cazul cel mai general, elementele care participă la realizarea unei asamblări demontabile cu elemente filetate sunt (fig. 2.1):

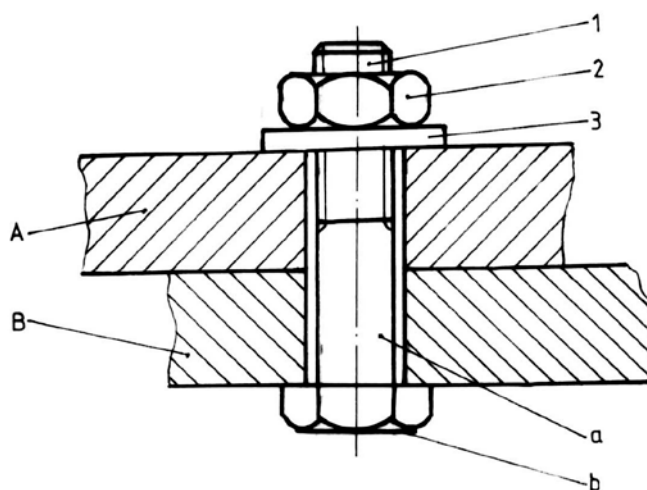


Fig. 2.1

A și B – piesele asamblate ;

1 – *șurubul* – alcătuit din capul *b* de o anumită formă constructivă și tija *a*, cilindrică sau tronconică, pe care este practicat filetul ;

2 – *piulița*, de o anumită formă constructivă, filetată la interior ;

3 – *șaița* sau *rondela*.

Strângerea pieselor asamblate A și B se poate realiza între capul  $b$  al șurubului și șaiba 3, fie prin rotirea piuliței 2, șurubul fiind menținut fix, fie prin rotirea șurubului 1, piulița fiind menținută fixă.

Elementul determinant al cuplei cinematice șurub-piuliță îl constituie *filetul*. El se poate obține prin translatarea unui profil de o anumită formă (triunghiular, trapezoidal, dinte de ferăstrău, pătrat, semirotund) – fig. 2.2, de-a lungul unei elici înfășurată sub un anumit unghi  $\alpha_2$  și cu un anumit pas  $p$  (fig. 2.3) pe o suprafață generatoare de formă tronconică sau cilindrică de diametru  $d_2$ .

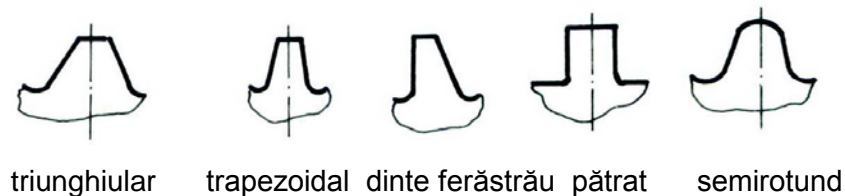


Fig. 2.2

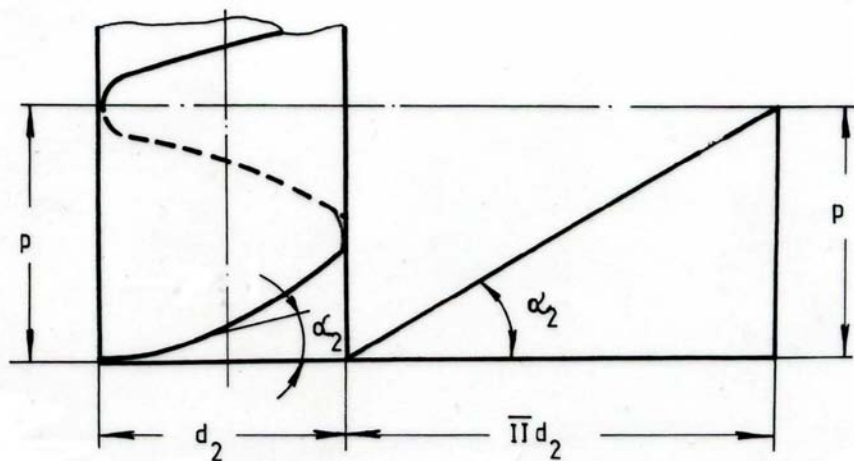


Fig. 2.3

Ațiunea de înșurubare (rotirea piuliței cu șurubul fix sau rotirea șurubului cu piulița fixă) este asemănătoare cu acțiunea de urcare a unei greutate pe un plan înclinat. Planul înclinat analog se poate obține prin desfășurarea filetului pe o lungime de un pas. Între elementele geometrice caracteristice liniei elicoidale a filetului, respectiv a planului înclinat analog – unghiul de înfășurare / înclinare  $\alpha_2$ , pasul / înălțimea planului înclinat  $p$  și diametrul suprafeței generatoare / lungimea bazei planului înclinat,  $d_2 / \pi d_2$  – există relația:  $\operatorname{tg} \alpha_2 = p / \pi d_2$ .

În construcția de mașini și utilaje, șuruburile sunt frecvent utilizate, ele putând fi întâlnite ca :

- elemente de strângere sau fixare – șuruburi de strângere sau fixare;
- elemente de reglaj a poziției relative a pieselor asamblate – șuruburi de reglaj;
- transformatoare de forțe periferice mici în forțe axiale mari, simultan cu transmiterea mișcării – șuruburi de forță (prese, organe de închidere, menghine etc.) ;

- elemente de măsurare a dimensiunilor - șuruburi de măsură;
- transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație (axială) sau invers;
- șuruburi de mișcare;
- obturarea și etanșarea unor alezaje – dopuri filetate.

La această mare diversitate de utilizări se mai adaugă o serie de alte avantaje : realizarea unor forțe axiale relativ mari la un gabarit redus, concomitent cu diminuarea tensiunilor de strivire ca urmare a creșterii suprafeței de contact, spira / planul înclinat fiind înfășurată pe un cilindru sau un trunchi de con, tensiunile de încovoiere din spiră sunt mai reduse deoarece lungimea (înălțimea) ei este mică, tehnologie de execuție relativ simplă, putând fi automatizată sau semiautomatizată, asigură posibilitatea adaptării formei (capul șurubului, respectiv piulița) la forma pieselor asamblate, posibilitatea asigurării autofixării în poziția dorită.

Simultan cu aceste avantaje trebuie acceptate și o serie de dezavantaje, printre care : prezența filetelui pe tija șurubului constituie un puternic concentrator de tensiuni, necunoașterea precisă a forței de strângere poate determina suprasolicitări periculoase sau insuficiența strângerii, necesitatea asigurării contra autodesfacerii – dezavantaje importante pentru șuruburile de strângere sau fixare, randament scăzut, uzura flancurilor filetelui alterează precizia funcțională, lipsa de autocentrare – dezavantaje care afectează șuruburile de mișcare.

## 2.1.2. Elementele asamblării filetate

**2.1.2.1. Filetele.** Filetul reprezintă elementul cel mai important al piuliței, respectiv al șurubului. Filetele se pot clasifica după următoarele criterii (în afara formei profilului precizată anterior) :

a. *după scopul în care sunt utilizate* : de fixare, respectiv de strângere (de obicei cel triunghiular), de strângere și etanșare (filet triunghiular fără joc la vârfuri, sau înfășurat pe o suprafață generatoare tronconică), de mișcare (filet pătrat, trapezoidal, dinte de ferăstrău), de măsură (filet triunghiular cu pas fin), cu destinație specială (filet semirotond) ;

b. *după sensul de înfășurare* : pe dreapta, respectiv pe stânga;

c. *după numărul de începuturi* : cu un început, sau cu mai multe începuturi; filetul cu mai multe începuturi se recomandă la șuruburile de mișcare unde se urmărește îmbunătățirea randamentului (fig. 2.4, unde  $p = ip'$  în care  $i$  reprezintă numărul de începuturi);

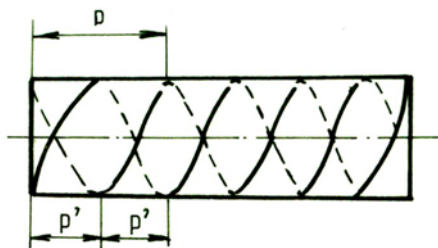


Fig. 2.4

d. *după sistemul de măsură*: metric ( $\beta = 60^\circ$ ), respectiv în țoli ( $\beta = 55^\circ$ ) ;



e. după mărimea pasului: cu pas normal, mare, fin.

Finețea filetului este importantă deoarece, la același diametru nominal, odată cu micșorarea pasului se reduce deplasarea axială la o rotație completă a piuliței (reglaj, măsură), crește diametrul interior, deci și capacitatea portantă a tijei șurubului și sporește efectul de autofixare prin micșorarea unghiului de înfășurare  $\alpha_2$ .

Caracteristicile geometrice ale filetului sunt (se vor exemplifica numai pentru filetul cu profil transversal triunghiular – fig. 2.5) :

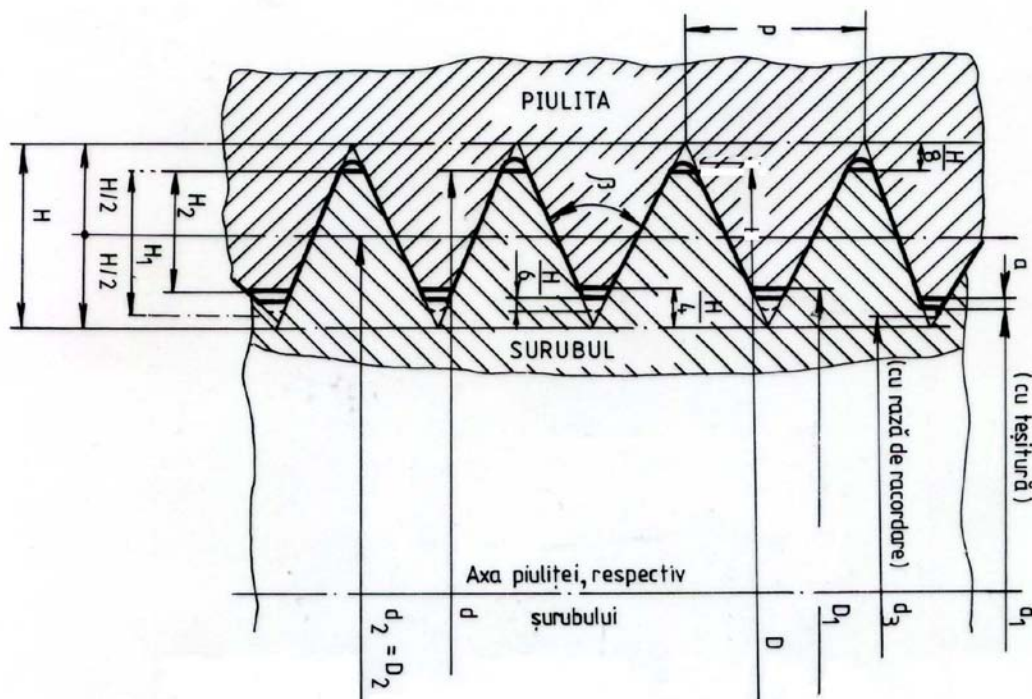


Fig. 2.5

$d$  - diametrul exterior sau diametrul cilindrului care delimitează vârful filetului; reprezintă diametrul nominal al șurubului ;

$d_1$ ( $d_3$ ) - diametrul interior care, corespunzând cilindrului de bază, limitează fundul filetului ; constituie și diametrul secțiunii de rezistență a tijei șurubului ;

$d_2$  - diametrul mediu al filetului  $d_2 = (d_1 + d) / 2$

$p$  - pasul filetului;

$H$  - înălțimea profilului generator;

$H_1$  - înălțimea efectivă a filetului obținută în urma teșirii sau racordării filetului în scopul îmbunătățirii comportării în exploatare;

$H_2$  - înălțimea de contact efectiv a spirelor filetului șurubului cu cele ale piuliței;

$\beta$  - unghiul la vârf al filetului ( $\beta = 60^\circ$  pentru filete metrice,  $\beta = 55^\circ$  pentru filetele în țoli).

Interschimbabilitatea este asigurată atunci când, pentru șuruburile de același fel și de aceeași mărime, sunt respectate dimensiunile date prin standarde pentru:

$$d, d_3, d_2, p, \beta.$$

Precizia de execuție și ajustajele necesare sunt impuse prin standarde:

H6/g6 – pentru execuțiile semiprecise și precise,

H7/g8 – pentru execuțiile grosolane.

**2.1.2.2. Șurubul.** Prin larga răspândire pe care o au șuruburile, în domenii și condiții funcționale variate, îndeosebi șuruburile de fixare prezintă o foarte mare varietate din punct de vedere constructiv (standardele prevăd 134 soluții constructive). Această mare varietate de forme constructive derivă din: *forma capului* și, legat de aceasta, *posibilitatea de antrenare*, respectiv *posibilitatea de fixare*, *forma corpului*, *lungimea de filetare*, *forma constructivă sub care se termină filetul*, *forma vârfului*.

Șuruburile de mișcare sunt filetate, în general, pe toată lungimea, fixarea la capete (soluția constructivă) cât și piulița au forme corespunzătoare ansamblului din care fac parte.

**2.1.2.3. Piulița.** Piulițele au, ca și capetele de șuruburi, forme constructive variate funcție de scop, spațiul disponibil de antrenare (înșurubare), sistemul de asigurare împotriva desfacerii.

**2.1.2.4. Șaibele (rondelele).** Se montează sub piuliță sau sub capul șurubului și pot îndeplini unul din următoarele roluri funcționale :

a. măresc suprafața de contact cu piesele strânse evitând astfel distrugerea acestora prin strivire ;

b. asigură piulița, respectiv șurubul împotriva desfacerii sau a slăbirii strângerii inițiale, fie prin introducerea de forțe axiale suplimentare, care majorează frecarea dintre spire, fie prin forma constructivă ;

c. asigură reducerea momentului de frecare dintre piuliță, respectiv capul șurubului și piesele strânse prin faptul că șaiba este totdeauna prelucrată ;

d. asigură perpendicularitatea suprafeței de așezare a piuliței, respectiv a capului șurubului pe axa longitudinală a tijei șurubului, evitând astfel solicitarea de încovoiere a acesteia.

### 2.1.3. Materiale și procedee tehnologice de realizare a filetelor

Alegerea materialelor pentru execuția elementelor filetate (șurub, piuliță, șaibă) se va efectua având în vedere:

- mărimea și modul de variație în timp a sarcinilor preluate ;
- condițiile de mediu în care vor funcționa ;
- ansamblul din care fac parte și importanța în cadrul acestuia ;
- considerente de ordin tehnologic ;
- considerente de ordin economic.

Pentru construcția șuruburilor, piulițelor și șaibelor sunt utilizate în general oțelurile ale căror calități fizico-mecanice sunt precizate prin standarde.

Șuruburile pentru întrebuințări uzuale sunt confecționate din oțeluri laminate OL 37 ; 42 care au o bună capacitate de deformare la rece, proprietate importantă atunci când se execută filetul prin rulare. Piulițele de uz general se vor executa din oțel fosforos OLF.

Șuruburile supuse acțiunii unor solicitări medii se vor confecționa din oțeluri laminate OL 50 ; 60, oțeluri carbon îmbunătățite OLC 35 ; 45, sau oțeluri pentru prelucrarea pe mașini automate AUT 20 ; 30 ; 40 Mn.

Pentru condiții severe de solicitare, medii corozive și temperaturi ridicate se pot utiliza oțeluri aliate de construcție 33 MoCr11 ; 41Cr10, tratate termic sau oțeluri inoxidabile.

Pentru șuruburile care funcționează în condiții speciale (conductivitate electrică, termică, corozivitate, temperatură etc.) se pot utiliza materiale metalice neferoase : aluminiu, cupru, aliajele de aluminiu, aliajele de cupru, nichelul și aliajele lui (monel, inconel).

Atunci când se urmărește reducerea gabaritului și a greutateii ansamblului, șuruburile pot fi confecționate din titan sau beriliu, materiale caracterizate printr-o densitate redusă și o rezistență mecanică, termică și corozivă ridicată.

Șaibele obișnuite se execută din oțel laminat OL 37, oțel tras sub formă de bandă sau oțel AUT 08.

Există mai multe procedee tehnologice de executare a filetelor, alegerea depinzând de mărimea seriei de fabricație, precizia de execuție impusă, modul de variație în timp a sarcinilor preluate. Se menționează :

a. prelucrarea manuală cu tarodul (filetul piuliței), respectiv cu filiera (filetul șurubului) – pentru fabricația de serie mică, productivitatea fiind redusă ;

b. prelucrarea prin frezare, tehnologie de fabricație la care filetul se execută dintr-o singură trecere ; productivitate mare dar precizie de execuție redusă datorată încălzirii ;

c. prelucrarea prin strunjire, procedeu la care filetul se realizează prin mai multe treceri ; asigură o bună productivitate și precizie dimensională ;

d. prelucrarea prin rulare (imprimeria filetelui), procedeu tehnologic la care se păstrează continuitatea fibrei materialului, motiv pentru care se recomandă la realizarea filetelui șuruburilor supuse acțiunii unor sarcini variabile.

Îmbunătățirea comportării în exploatare, îndeosebi atunci când sarcinile preluate sunt variabile, impune rectificarea flancurilor filetelui și/sau deformarea plastică în zona de bază prin rulare, creându-se astfel o stare favorabilă de tensiuni remanente.

## 2.2. ELEMENTE DE CALCUL

### 2.2.1. *Momentul de înșurubare – deșurubare, condiția de autofixare (autofrânare); randamentul cuplei cinematice șurub-piuliță*

#### a. *Momentul de înșurubare – deșurubare*

Pentru stabilirea sarcinilor care apar la strângerea șurubului, respectiv piuliței, se va utiliza analogia procesului de înșurubare cu ridicarea unei greutate pe un plan înclinat (fig. 2.6).

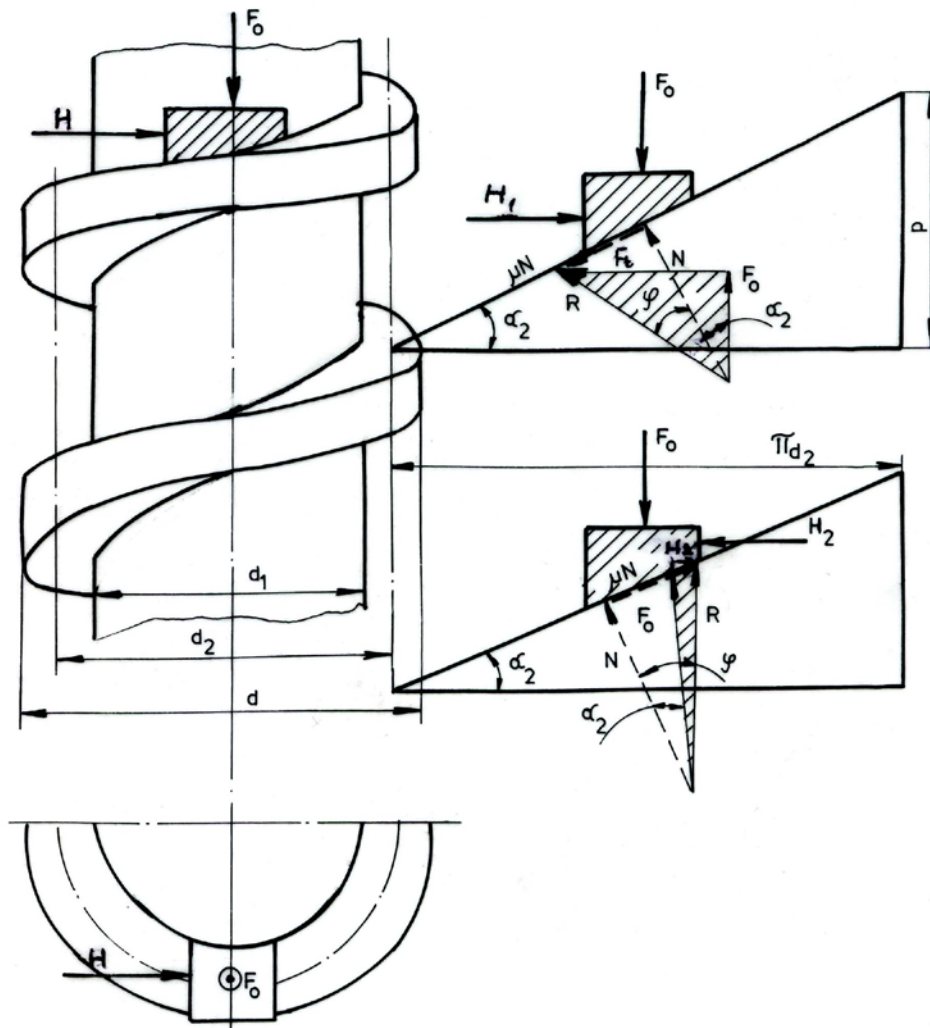


Fig. 2.6

Forța necesară pentru urcarea cu frecare a greutății  $F$  pe planul înclinat :

$$H_1 = F_0 \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) \quad (1)$$

iar forța necesară pentru coborâre :

$$H_2 = F_0 \operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi) \quad (2)$$

Momentul de înșurubare va fi :

$$M_{t_1} = H_1 \frac{d_2}{2} = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) \quad (3)$$

iar cel de deșurubare :

$$M'_{t_1} = H_2 \frac{d_2}{2} = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi) \quad (4)$$

În cazul filetului cu profil triunghiular sau trapezoidal, la care flancurile portante sunt înclinate față de axa șurubului (fig. 2.7), forța de frecare va fi dată de relația :

$$F_f = \mu F_n = \mu \frac{F_o}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} F_o = \mu' F_o$$

unde  $\mu'$  – coeficient de frecare aparent ;  $\mu' > \mu$

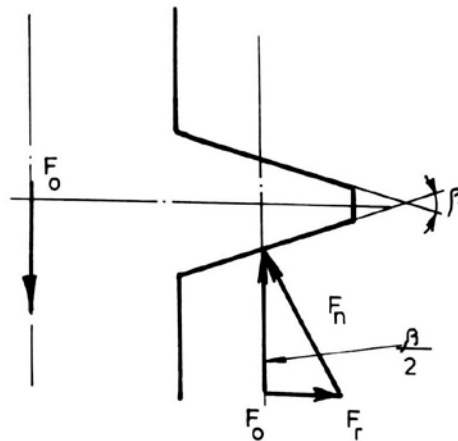


Fig. 2.7

Expresiile momentelor de înșurubare (deșurubare) vor fi :

$$M_{t_1} = F_o \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi') \quad (3')$$

respectiv

$$M_{t_2} = F_o \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi') \quad (4')$$

#### b. Condiția de autofixare (autofrânare)

Din punct de vedere fizic, autofixarea (autofrânarea) constă în menținerea greutateii în repaos pe planul înclinat, respectiv în cazul asamblării filetate, în menținerea piuliței în stare strânsă. Relația matematică prin care se indică asigurarea condiției de autofixare (autofrânare) va fi :

$$M_{t_2} = F_o \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi') \leq 0$$

din care rezultă :

$\alpha_2 \leq \varphi$  - pentru filetele cu flancul portant perpendicular pe axa șurubului;

$\alpha_2 \leq \varphi'$  - pentru filetele cu flancul portant înclinat față de axa șurubului.

Pentru a fi asigurată autofixarea, filetele de strângere (fixare) se execută cu  $\alpha_2 = 1^\circ \dots 3^\circ 30'$ , iar cele de mișcare cu un singur început și pas normal au

$\alpha_2 = 4^\circ \dots 5^\circ$  (pentru suprafețe din oțel unse cu ulei se poate admite  $\mu \approx 0,1$ , respectiv  $\varphi \approx 6^\circ$  iar  $\varphi' \approx 7^\circ$ ).

Se precizează că condiția anterioară este valabilă numai pentru asamblările filetate supuse la solicitări statice. În condiții de solicitare dinamică, chiar dacă este asigurată condiția de mai sus, autofrânarea se poate anula.

### c. Randamentul cuplei cinematice șurub-piuliță

Pentru o rotație completă a piuliței, randamentul se poate exprima ca raport între lucru mecanic efectuat (util) și lucru mecanic cheltuit (consumat) :

$$\eta = \frac{L_u}{L_c} = \frac{F_o \cdot p}{H\pi d_2} = \frac{F_o \pi d_2 \operatorname{tg} \alpha_2}{F_o \pi d_2 \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi)}$$

de unde rezultă :

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi)} \quad \text{- pentru filetele cu flancul activ (portant) perpendicular pe axa șurubului.}$$

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi')} \quad \text{- pentru filetele cu flancul activ (portant) înclinat față de axa șurubului.}$$

Deoarece :  $\mu < \mu'$ , respectiv  $\varphi < \varphi'$ , rezultă  $\eta > \eta'$ , motiv pentru care filetele cu profil triunghiular ( $\beta = 60^\circ$ ) sunt recomandate pentru *șuruburi de fixare* (strângere), iar cele cu profil pătrat, trapezoidal ( $\beta = 30^\circ$ ) sau dinte de ferăstrău sunt recomandate pentru *șuruburi de mișcare* (fig. 2.8).

Îmbunătățirea randamentului la șuruburile de mișcare se poate obține dacă se va utiliza un filet cu pas mare sau un filet cu mai multe începuturi.

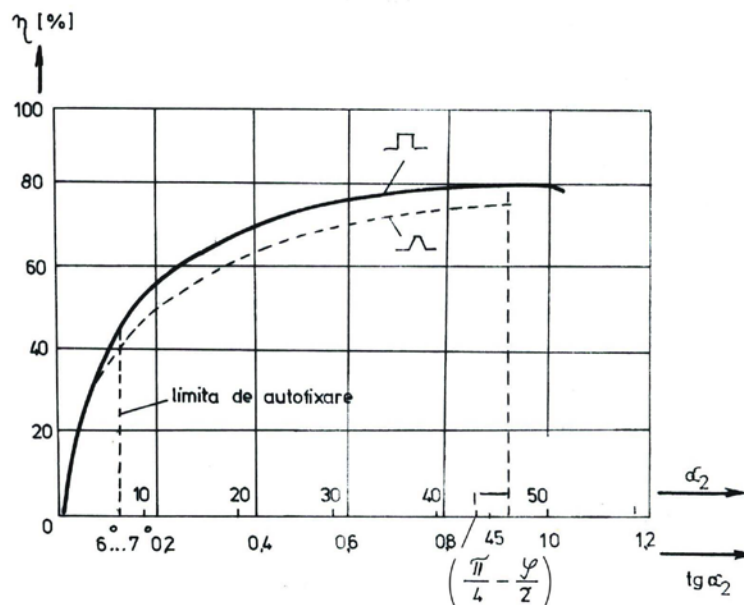


Fig. 2.8

Pentru  $\alpha_2 = \varphi$  (la limita de autofixare) :

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} 2\alpha_2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\frac{2 \operatorname{tg} \alpha_2}{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha_2}} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \operatorname{tg}^2 \alpha_2$$

Rezultă că randamentul pentru șuruburile la care este asigurată condiția de autofixare este :  $\eta < 50 \%$ . Valoarea maximă a randamentului se obține pentru :

$$\alpha_2 = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}$$

**2.2.2. Momentul total la cheie necesar pentru strângerea piuliței (șurubului).** La strângerea piuliței (sau șurubului) trebuie dezvoltat un moment necesar pentru învingerea simultană a momentului de înșurubare și a momentului de frecare dintre piuliță și suprafața piesei strânse (sau capul șurubului și piesa strânsă) :  $M_{t_t} = M_{t_1} + M_{t_2}$ , în care :

- $M_{t_1} = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} [\alpha_2 + \varphi (\varphi')]$  - momentul de înșurubare
- $M_{t_2}$  - momentul de frecare dintre piuliță sau capul șurubului și suprafața de reazem. Acesta se poate determina cu relația (fig. 2.9) :

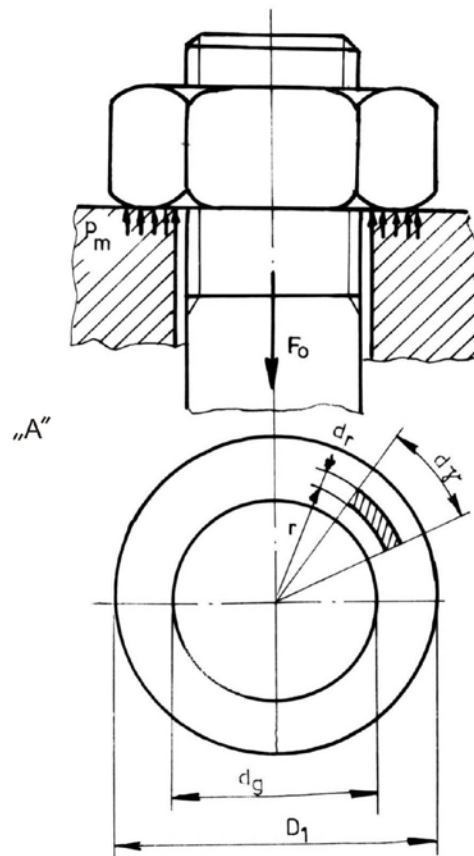


Fig. 2.9

$$M_{t_2} = \int_{\frac{d_g}{2}}^{\frac{D_1}{2}} \int_0^{2\pi} \mu_1 p_m r^2 dr d\gamma = \mu_1 p_m \pi \frac{D_1^3 - d_g^3}{12} = \frac{1}{3} \mu_1 F_o \frac{D_1^3 - d_g^3}{D_1^2 - d_g^2}$$

$$p_m = \frac{F_o}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_g^2)}$$

$$M_{t_2} = \frac{1}{3} \mu_1 F_o \frac{D_1^3 - d_g^3}{D_1^2 - d_g^2}$$

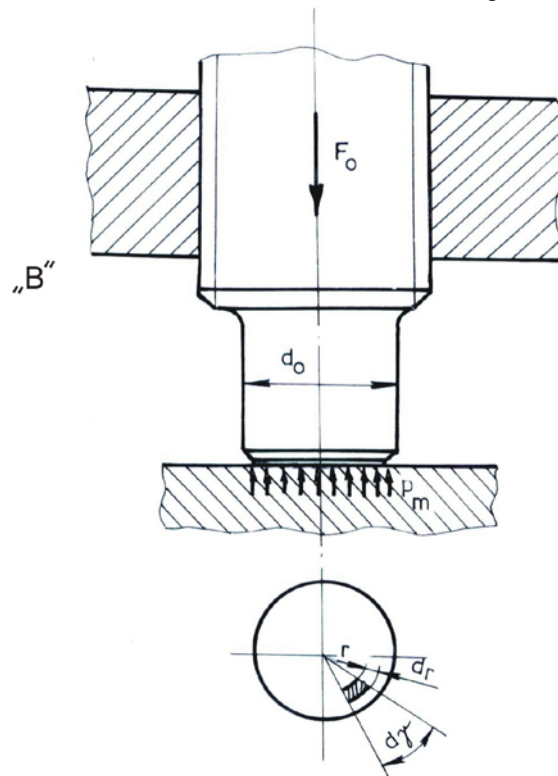


Fig. 2.10

$$M_{t_2} = \int_0^{\frac{d_o}{2}} \int_0^{2\pi} \mu_1 p_m r^2 dr d\gamma = \mu_1 p_m \varphi \left| \frac{2\pi}{3} r^3 \right|_0^{\frac{d_o}{2}} = \mu_1 p_m 2\pi \cdot \frac{1}{3} \frac{d_o^3}{8} = \mu_1 \frac{4F_o}{\pi d_o^2} \cdot 2\pi \cdot \frac{1}{3} d_o^3 =$$

$$= \frac{1}{3} \mu_1 F_o d_o$$

$$M_{t_2} = \frac{1}{3} \mu_1 F_o d_o$$



Admițând pentru elementele filetate uzuale, valorile :

$$d_2 \approx 0,9 d ; \quad \alpha_2 \approx 3^\circ ; \quad D_1 \approx 2 d ; \quad d_g = 1,1 d$$

și pentru condiții de frecare obișnuite  $\varphi \approx 7^\circ$  și  $\mu_1 = 0,15$  se obțin expresiile :

$$M_{t_1} = 0,08 d F_o \quad - \text{momentul de înșurubare}$$

$M_{t_2} = 0,12 d F_o$  - momentul de frecare dintre piuliță (cazul A) și suprafața de reazem.

Rezultă momentul total :

$$M_{t_t} = 0,2 F_o d$$

La strângerea piuliței cu o cheie normală (STAS), cu lungimea  $L = 15 d$ , forța rezultată în șurub va fi :

$$0,2 F_o d = F_{ac} \cdot L = F_{ac} \cdot 15 d \quad \left\{ \begin{array}{l} L = 15 d \\ F_{ac} = 200 N \end{array} \right.$$

$$F_o = 75 F_{ac}$$

(Pentru o valoare a forței  $F_{ac} = 200 N$ , forța din șurub va fi  $F_o = 15000 N$ ).

Rezultă că la strângere trebuie acordată multă atenție pentru a nu rupe șurubul, forța rezultată fiind relativ mare.

Pentru șuruburi importante la care forța de strângere trebuie precis realizată se vor utiliza pentru strângere chei dinamometrice.

**2.2.3. Randamentul asamblării filetate.** Se va obține ca raport între lucrul mecanic dezvoltat în asamblare (util) și lucrul mecanic total cheltuit (consumat) la o rotire completă a piuliței :

$$\eta = \frac{L_u}{L_c} = \frac{F_o \cdot p}{(M_{t_1} + M_{t_2}) 2\pi} = \frac{F_o \cdot \pi d_2 \operatorname{tg} \alpha_2}{\left[ F_o \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) + \frac{1}{3} \mu_1 F_o \frac{D_1^3 - d_g^3}{D_1^2 - d_g^2} \right] 2\pi}$$

Rezultă :

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) + \frac{2}{3} \mu_1 \frac{D_1^3 - d_g^3}{d_2 (D_1^2 - d_g^2)}} \quad \text{cazul « A »}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) + \frac{2}{3} \mu_1 \frac{d_0}{d_2}} \quad \text{cazul « B »}$$

**2.2.4. Solicitățile principale din tija șurubului și filet.** Pentru stabilirea solicitărilor din tija șurubului și spirele filetului piuliței se vor face, deoarece situația reală este mult mai complexă, următoarele ipoteze simplificatoare (fig. 2.11):

- forța din asamblarea filetată acționează pe axa asamblării (solicitare centrică);
- forța din asamblare se repartizează uniform asupra numărului de spire aflate în contact;
- forța preluată de o spirală se repartizează uniform pe suprafața de contact a spirei.

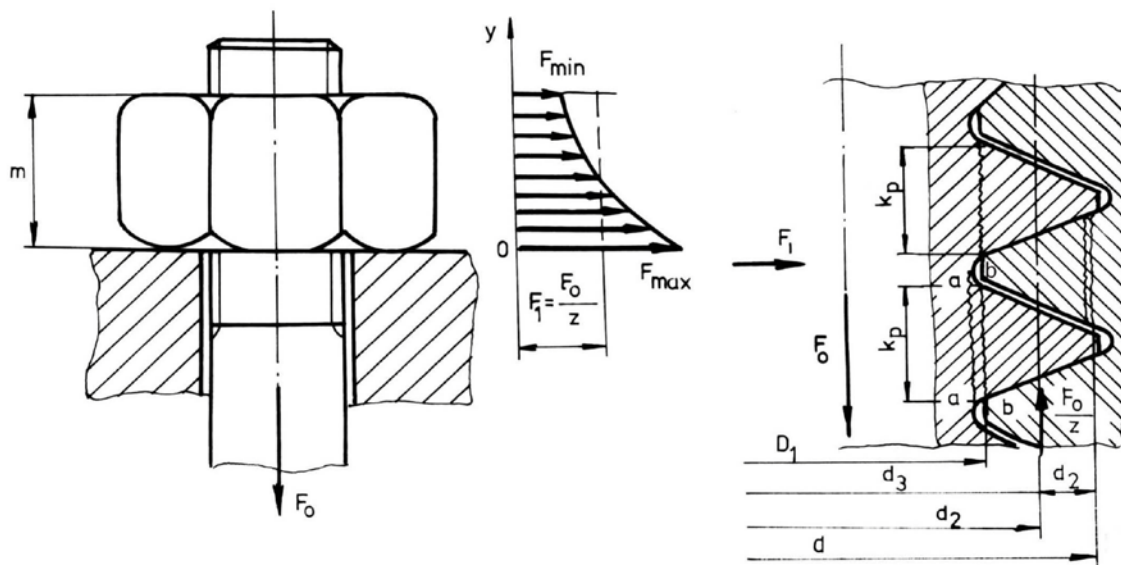


Fig. 2.11

a) Solicitarea tijei șuruburilor la *tracțiune* sau la *compresiune* :

$$\sigma_{t,c} = \frac{F_o}{\frac{\pi}{4} d_3^2} \leq \sigma_{at,c} \quad - \text{Verificare}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 F_o}{\pi \sigma_{at,c}}} \rightarrow \text{din STAS se alege șurubul cu filetul care are } d_3 \text{ cel puțin}$$

egal cu cel rezultat din calcul - *Dimensionare*

*Observație:* Atunci când piulița (sau șurubul) se strânge la montaj până la apariția forței  $F_o$  în asamblare sau când piulița (sau șurubul) se strânge sub sarcină, simultan cu solicitarea de tracțiune sau comprimare, va apărea și solicitarea de torsiune datorată momentului de înșurubare.

*Verificarea*

$$\sigma_{t,c} = \frac{F_o}{\frac{\pi}{4} d_3^2}; \quad \text{și} \quad \tau_t = \frac{F_o \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi)}{\frac{\pi}{16} d_3^3}$$

tensiunea echivalentă

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_{t,c}^2 + 4 \sigma_t^2} \leq \sigma_{at}$$

*Dimensionarea*

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\left(\frac{F_o}{\frac{\pi}{4} d_3^2}\right)^2 \left[1 + \left(\frac{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi)}{\frac{d_3}{4}}\right)^2\right]} = \sigma_t \sqrt{1 + 4 \left(\frac{d_2}{d_3}\right)^2 \operatorname{tg}^2(\alpha_2 + \varphi)} \leq \sigma_{at}$$

$\sim 1,3$

sau :

$$\sigma_{ech} = \frac{F_o}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2} \cdot 1,3 \leq \sigma_{at}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \times 1,3 F_o}{\pi \sigma_{at}}} \Rightarrow \text{din STAS se adoptă șurubul cu } d_3 \text{ cel puțin egal cu}$$

cel calculat.

b) Solicitarea la *strivire* (presiune de contact) a spirelor

$$\sigma_s = \frac{\frac{F_o}{z}}{\frac{\pi}{4}(d^2 - D_1^2)} = \frac{\frac{F_o}{z}}{\pi d_2 H_2} \leq \sigma_{as}$$

unde  $\sigma_{as}$  – rezistența admisibilă la strivire a spirelor adoptată în funcție de materialul piuliței.

Se vor adopta valori reduse pentru a se evita deteriorarea flancurilor active ale filetului prin uzare (pentru șuruburile de mișcare, în special).

c) Solicitarea spirelor la *încovoiere* (secțiunea a – a v. fig. 2.11) - fig. 2.12.

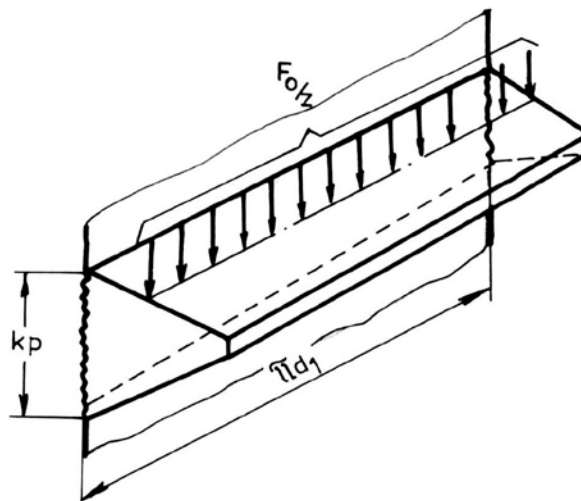


Fig. 2.12

$$\sigma_i = \frac{\frac{F_o}{z} \left( \frac{H_2}{2} + a \right)}{\pi d_1 (k p)^2} \leq \sigma_{ai} \quad (\text{\textcircled{S}}urub) \qquad \sigma_i = \frac{\frac{F_o}{z} \frac{H_2}{2}}{\pi D (k p)^2} \leq \sigma_{ai} \quad (\text{piuli\textcircled{S}}\text{a})$$

unde  $\sigma_{ai}$  – rezisten\textcircled{S}a admisibil\textcircled{S}a la \textcircled{S}ncovoiere adoptat\textcircled{S}a \textcircled{S}n func\textcircled{S}ie de calitatea materia-lului \textcircled{S}urubului, respectiv piuli\textcircled{S}ei.

d) Solicitarea spirelor la forfecare (sec\textcircled{S}iunea b – b, v. fig. 2.11)

$$\tau_f = \frac{\frac{F_o}{z}}{\pi D_1 (k' p)} \leq \tau_{af} \quad (\text{\textcircled{S}}urub) \qquad \tau_f = \frac{\frac{F_o}{z}}{\pi D (k p)} \leq \tau_{af} \quad (\text{piuli\textcircled{S}}\text{a})$$

unde  $\tau_{af}$  – rezisten\textcircled{S}a admisibil\textcircled{S}a la forfecare adoptat\textcircled{S}a \textcircled{S}n func\textcircled{S}ie de materialul din care se execut\textcircled{S}a \textcircled{S}urubul, respectiv piuli\textcircled{S}a.

*Observa\textcircled{S}ie.* Pentru piuli\textcircled{S}a solicit\textcircled{S}arile la \textcircled{S}ncovoiere \textcircled{S}i forfecare apar \textcircled{S}n aceea\textcircled{S}i sec\textcircled{S}iune :

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4 \tau_f^2} \leq \sigma_a$$

**2.2.5. Determinarea \textcircled{S}n\textcircled{S}imii piuli\textcircled{S}elor.** \textcircled{S}n\textcircled{S}imea  $m$  a piuli\textcircled{S}ei (v. fig. 2. 11) este determinat\textcircled{S}a de num\textcircled{S}arul  $z$  de spire pe care aceasta le are, prin rela\textcircled{S}ia:

$$m = z \cdot p$$

Num\textcircled{S}arul necesar de spire pentru piuli\textcircled{S}a se determin\textcircled{S}a \textcircled{S}n func\textcircled{S}ie de destina\textcircled{S}ia \textcircled{S}urubului \textcircled{S}i anume:

a. Pentru *\textcircled{S}uruburile de fixare* piuli\textcircled{S}a (spirele acesteia) trebuie s\textcircled{S}a poat\textcircled{S}a prelua aceea\textcircled{S}i sarcin\textcircled{S}a ca \textcircled{S}i tija \textcircled{S}urubului (condi\textcircled{S}ia de egal\textcircled{S}a rezisten\textcircled{S}a). Din condi\textcircled{S}ia de egal\textcircled{S}a rezisten\textcircled{S}a a spirelor la strivire cu tija \textcircled{S}urubului la \textcircled{S}ntindere rezult\textcircled{S}a

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot \sigma_{at,c} = \frac{\pi}{4} (d^2 - D_1^2) z \cdot \sigma_{as}$$

sau 
$$z = \frac{d_1^2}{d^2 - D_1^2} \cdot \frac{\sigma_{at,c}}{\sigma_{as}}$$

Pentru \textcircled{S}urubul confec\textcircled{S}ionat din OL 37 , cu  $\frac{\sigma_{at,c}}{\sigma_{as}} \approx 2,3$  \textcircled{S}i av\textcircled{S}nd filet metric normal cu  $d_1 \approx 0,8 d = D_1$  rezult\textcircled{S}a

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

Pun\textcircled{S}nd condi\textcircled{S}ia de egal\textcircled{S}a rezisten\textcircled{S}a a spirelor la \textcircled{S}ncovoiere \textcircled{S}i a tije\textcircled{S}i \textcircled{S}urubului la trac\textcircled{S}iune (compresiune) rezult\textcircled{S}a:

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

A fost standardizată valoarea:

$$m = 0,8 d$$

La șuruburile cu pas fin, înălțimea piuliței are aceeași valoare, însă atunci când apar solicitări severe (sarcini dinamice, șocuri etc.) se recomandă o majorare a acesteia.

b. Pentru *șuruburile de mișcare*, la care apare uzarea flancurilor ca urmare a mișcării relative șurub-piuliță, se impun măsuri pentru diminuarea frecării în scopul măririi durabilității. Acestea sunt:

- confecționarea șurubului și piuliței din materiale care să constituie un cuplu antifricțiune: șurubul: OL, OLC, oțel aliat iar piulița din Fc; Fgn; Bz; FcA; Fcm;
- reducerea forței normale pe spire prin adoptarea unor rezistențe admisibile la strivire reduse: pentru Fc – (5...6) MPa, pentru Fgn – (10...13) MPa, pentru bronz – (7...13) MPa.

Rezultă deci că numărul necesar de spire pentru piulița șurubului de mișcare se va determina din condiția de strivire:

$$z = \frac{4 F_o}{\pi (d^2 - D_1^2) \sigma_{as}} \leq 10 \text{ spire}$$

Numărul maxim de spire se va limita la 10 deoarece peste această valoare ultimele spire nu vor mai participa la preluarea sarcinii (vezi ipoteza a 2-a), deci nu se justifică nici consumul de material, nici manopera pentru execuție.

## 2.3. CALCULUL ASAMBLĂRILOR FILETATE MONTATE CU STRÂNGERE INIȚIALĂ (PRESTRÂNGERE)

**2.3.1. Elemente de teoria prestrângerii.** Utilizarea asamblărilor filetate montate cu strângere inițială (se strânge șurubul sau piulița la montaj până la apariția în elementele asamblării unei forțe  $F_o$  impusă) este necesară în următoarele cazuri:

- când se cere ca asamblarea să asigure condiția de etanșeitate (asamblarea corp-capac la recipientele sub presiune, conducte sub presiune etc.);
- când asamblarea este supusă în exploatare acțiunii unei forțe variabile concomitent cu/sau fără asigurarea condiției de etanșeitate (asamblarea corp-capac la cilindrii de pompă sau compresor, asamblarea chiulasă-carter la motoarele cu ardere internă, șuruburile de la capul mare al bielei etc.).

Se va analiza, din punct de vedere al sarcinilor și deformațiilor care apar în elementele asamblării, îmbinarea dintre corpul și capacul unui recipient sub presiune, fig. 2.13.

Se disting următoarele etape funcție de forțele și deformațiile elementelor asamblării:

- a. Se strâng piulițele cu mâna până la anularea jocului axial dintre spire. Forțele și deformațiile sunt nule.

b. Se strâng piulițele cu cheia până la apariția forței de strângere inițială  $F_0$ , sub acțiunea căreia șurubul se alungește cu  $\Delta l_s$ , iar flanșele se vor comprima cu  $\Delta l_f$ .

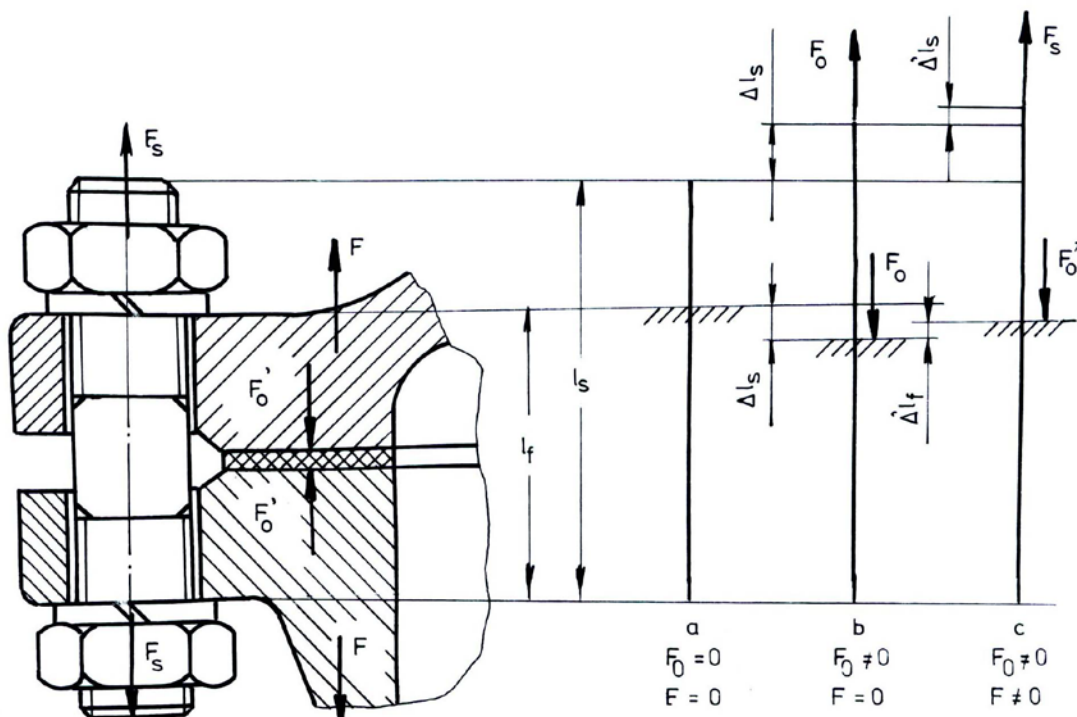


Fig. 2.13

c. Se introduce mediul de lucru sub presiune în recipient, motiv pentru care în elementele asamblării apare forța de exploatare  $F$ , care tinde să desfacă îmbinarea. Forța de exploatare va determina alungirea suplimentară a șurubului cu  $\Delta' l_s$  și decompresia (slăbirea strângerii) flanșelor cu  $\Delta' l_f$ , concomitent cu creșterea forței din șurub la valoarea  $F_s$  și scăderea forței de strângere a flanșelor la valoarea  $F'_0$ . Deformațiile suplimentare ale elementelor asamblării datorate forței de exploatare vor avea valori absolute egale ( $\Delta' l_s = \Delta' l_f$ ).

În ipoteza că solicitările elementelor îmbinării au loc în domeniul elastic se pot reprezenta dependențele forțe – deformații prin diagramele:

Pentru șurub

Pentru flanșă (piesele strânse)

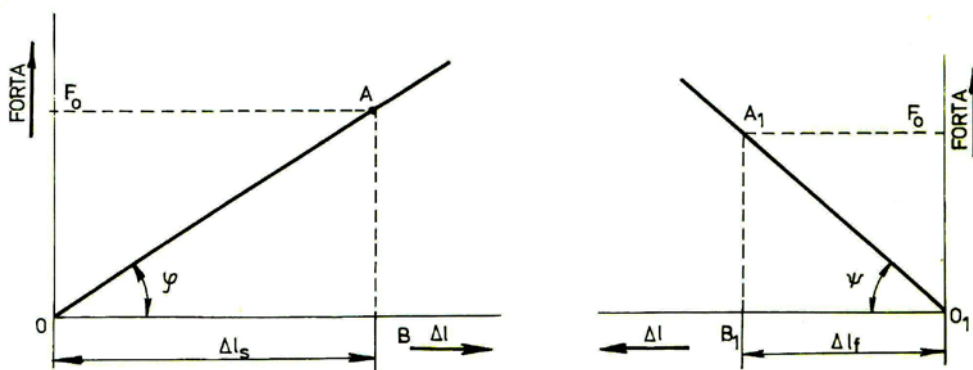


Fig. 2.14

Pantele de înclinare ale celor două drepte sunt dependente de rigiditatea șurubului, respectiv de rigiditatea pieselor strânse (flanșe):

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_0}{\Delta l_s} = \frac{E_s \cdot A_s}{l_s} = c_s \quad - \text{rigiditatea șurubului}$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{F_0}{\Delta l_f} = \frac{E_f \cdot A_f}{l_f} = c_f \quad - \text{rigiditatea flanșelor}$$

în care:

$E_s$ ,  $E_f$  - modulele de elasticitate longitudinale pentru materialul șurubului, respectiv materialul flanșelor;

$A_s$ ,  $A_f$  - aria secțiunii transversale a șurubului, respectiv aria flanșelor care participă la preluarea sarcinii;

$l_s$ ,  $l_f$  - lungimile șurubului, respectiv a flanșelor.

Cele două diagrame nu se utilizează separat ci într-o diagramă unică, forțe – deformații pentru asamblarea filetată cu strângere inițială. În fig. 2.15 este redată o astfel de diagramă în care se prezintă variația sarcinii din șurub și flanșe atunci când forța de exploatare este variabilă după un ciclu pulsator.

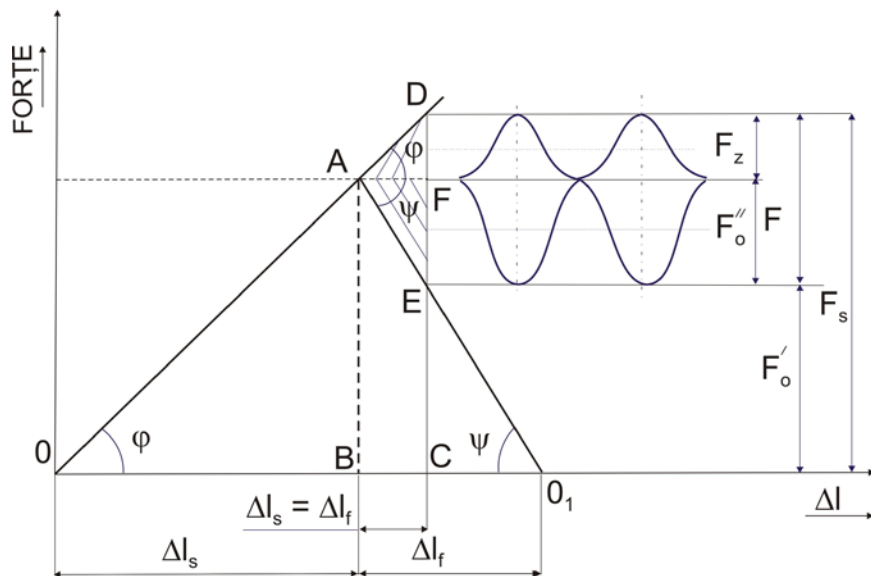


Fig. 2.15

Deformațiile elementelor îmbinării în timpul exploatării sunt determinate de poziția punctului C din diagramă, iar forțele se vor obține prin intersecția dreptelor OA, respectiv  $O_1A$  cu verticala ridicată în punctul C:

- $F_s$  – forța totală din șurub, datorată atât forței de strângere inițială  $F_0$  cât și forței de exploatare  $F$ ;
- $F_o'$  – forța de strângere a pieselor în exploatare (de mărimea acestei forțe depinde asigurarea etanșeității asamblării atunci când aceasta este cerută);
- $F_z$  – forța cu cât crește sarcina din șurub datorită forței de exploatare;
- $F_o''$  – forța cu cât scade sarcina de strângere a pieselor datorită forței de exploatare (pierderea de prestrângere).



Observații

a. Forța totală din șurub  $F_s$  este diferită de suma  $(F_o + F)$  și anume mai mică  $(F_o + F_z)$ . Aceasta reprezintă principalul avantaj al asamblării cu strângere inițială.

b. Dacă forța de exploatare  $F$  este variabilă, cel mai frecvent după un ciclu pulsator, atunci forțele din elementele asamblării vor fi și ele variabile după cicluri oscilante.

*Concluzii pentru proiectarea asamblării filetate*

Din triunghiurile ADF și AEF se pot scrie relațiile:

$$F_z = \Delta' l_s \operatorname{tg} \varphi = \Delta' l_s c_s; \quad F_o'' = \Delta' l_s \operatorname{tg} \psi = \Delta' l_s c_f; \quad F_z + F_o'' = F = \Delta' l_s (c_s + c_f)$$

care adunate conduc la relația:

$$1. \quad \Delta' l_s = \Delta' l_f = F \frac{1}{c_s + c_f}$$

Pentru aceeași valoare a forței de exploatare  $F$  deformațiile suplimentare ale elementelor asamblării vor fi cu atât mai mici cu cât rigiditățile acestora vor fi mai mari.

$$2. \quad F_z = F \frac{c_s}{c_s + c_f}$$

Solicitarea minimă a șurubului, atât în cazul în care  $F$  este constant cât și în cazul în care  $F$  este variabil, impune ca forța  $F_z$  să fie mică. Aceasta se poate realiza, pentru o forță de exploatare dată, utilizând șurub cu rigiditate mică (elastic) și flanșe cu rigiditate mare (fig. 2.16, a).

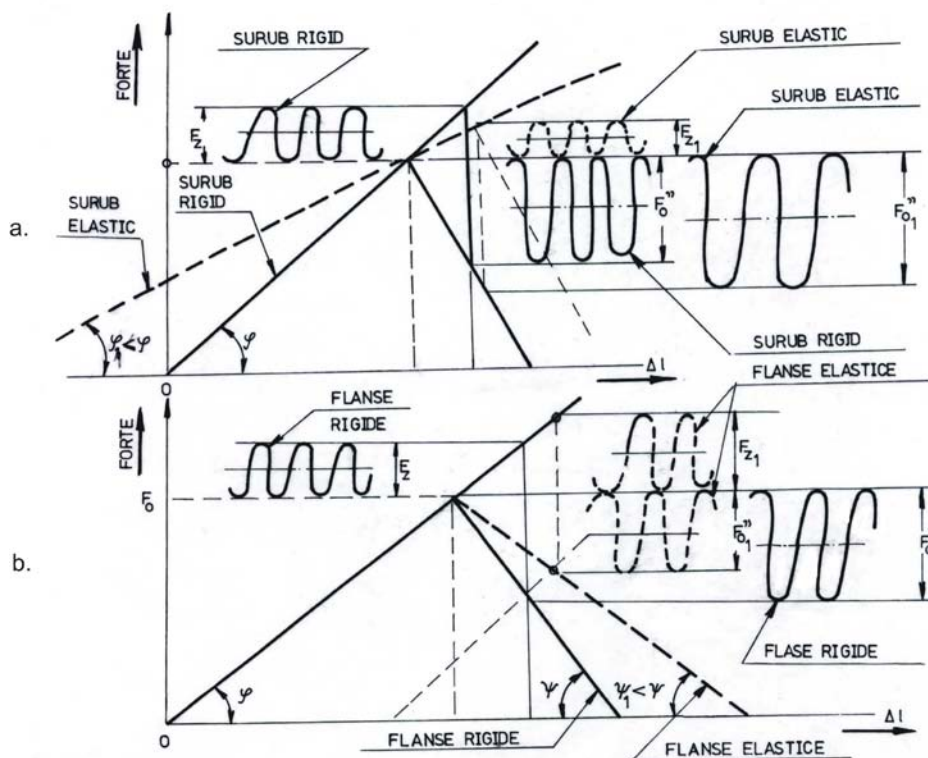


Fig. 2.16

$$3. F_o'' = F \frac{C_f}{C_s + C_f}$$

Etanșeitatea îmbinării va fi asigurată dacă forța de strângere a flanșelor în exploatare  $F_o'$  este suficient de mare, respectiv pierderea de prestrângere este mică. Aceasta se poate realiza, pentru o sarcină de exploatare dată, utilizând șurub rigid și flanșe elastice.

Practic, pentru realizarea simultană atât a etanșității îmbinării cât și solici-tarea minimă a șurubului, se vor utiliza **șurub elastic** și **flanșe rigide**, dar pentru a micșora rigiditatea acestora se va utiliza garnitura realizată dintr-un material cu modul de elasticitate redus.

### 2.3.2. Calculul rigidității șurubului și al rigidității flanșelor (fig. 2.17)

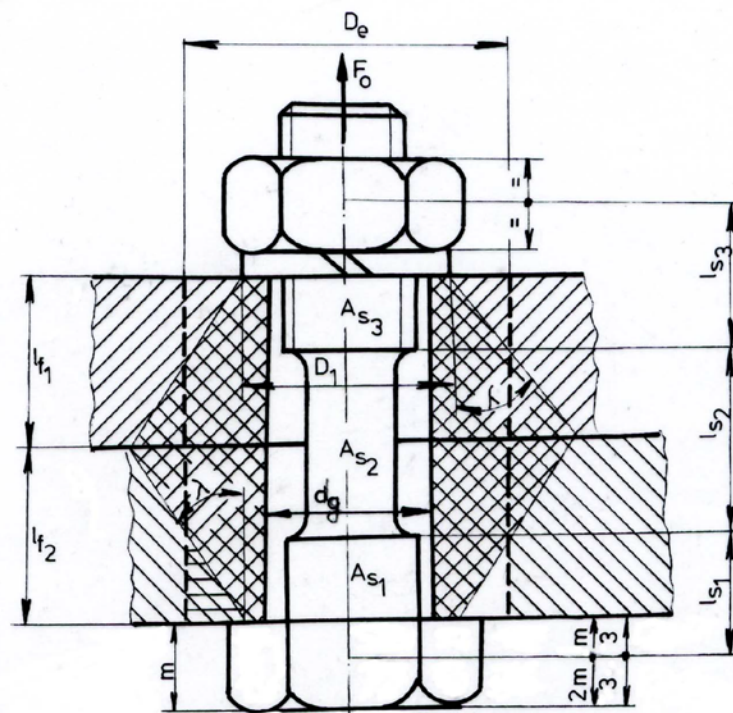


Fig. 2.17

Considerând șurubul alcătuit din  $n$  tronsoane având lungimile  $l_{s_i}$  și aria secțiunilor transversale  $A_{s_i}$ , se pot scrie relațiile:

$$\Delta l_{s_1} = \frac{F}{E} \frac{l_{s_1}}{A_{s_1}}; \quad \Delta l_{s_2} = \frac{F}{E} \frac{l_{s_2}}{A_{s_2}} \quad \dots \quad \Delta l_{s_n} = \frac{F_o}{E} \frac{l_{s_n}}{A_{s_n}}$$

care adunate conduc la deformația totală a șurubului:

$$\Delta l_s = \sum_{i=1}^n \Delta l_{s_i} = \frac{F_o}{E} \sum_{i=1}^n \frac{l_{s_i}}{A_{s_i}}$$

sau

$$\frac{\Delta l_s}{F_o} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \frac{l_{s_i}}{A_{s_i}}$$

Rigiditatea totală se va calcula deci cu relația:

$$\frac{1}{c_s} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_{s_i}}$$

În cazul șuruburilor scurte ( $l_s < 6d$ ) se va lua în considerare majorarea rigidității șurubului datorită piuliței și capului acestuia. În calcul acest lucru se realizează prin adăugarea la lungimea șurubului jumătate din înălțimea piuliței și 1/3 din înălțimea capului șurubului.

La determinarea rigidității pieselor strânse apar dificultăți legate de aprecierea ariilor ce trebuie considerate în relațiile de calcul. În acest sens, majoritatea cercetătorilor consideră că volumul de material din piesele strânse care participă la deformația elastică este delimitat la exterior de două mantale tronconice, având generatoarea înclinată cu un unghi  $\lambda$ , iar la interior alezajul pentru introducerea șurubului  $d_g$ .

În ceea ce privește valoarea unghiului  $\lambda$ , recomandările sunt împărțite:

- metoda clasică, utilizată încă frecvent:  $\lambda = 45^\circ$ ;
- Birgher:  $\lambda = (22...27)^\circ$ ;
- Orlov:  $\lambda = (10...30)^\circ$ ;
- U.T. Iași:  $\lambda = 15^\circ 30'...17^\circ$ .

Pentru calculul efectiv se înlocuiesc trunchiurile de con cu cilindri echivalenți, care trec prin mijlocul generatoarelor trunchiurilor de con și au diametrele exterioare:

$$D_{e_1} = D_1 + l_{f_1} \cdot \operatorname{tg} \lambda \quad \text{și} \quad D_{e_2} = D_1 + l_{f_2} \cdot \operatorname{tg} \lambda$$

Rigiditățile se vor calcula cu relațiile:

$$c_{f_1} = \frac{E_f \cdot A_{f_1}}{l_{f_1}} \quad \text{și} \quad c_{f_2} = \frac{E_f \cdot A_{f_2}}{l_{f_2}}$$

în care:

$$A_{f_1} = \frac{\pi}{4} \left[ (D_1 + l_{f_1} \operatorname{tg} \lambda)^2 - d_g^2 \right] \quad \text{și} \quad A_{f_2} = \frac{\pi}{4} \left[ (D_1 + l_{f_2} \operatorname{tg} \lambda)^2 - d_g^2 \right]$$

Rigiditatea totală a ansamblului de piese strânse, în cazul general, se va calcula cu o relație identică cu cea de la șurub:

$$\frac{1}{c_f} = \sum_{i=1}^p \frac{1}{c_{f_i}} ; p - \text{numărul pieselor strânse}$$

**Observație:** Atunci când între flanșe se montează garnitura pentru asigurarea etanșeității, rigiditatea ansamblului se va determina cu relația:

$$\frac{1}{c_{\text{tot}}} = \frac{1}{c_f} + \frac{1}{c_g}$$

Deoarece  $c_f \gg c_g$  atunci:  $c_{\text{tot}} \approx c_g$ .

**2.3.3. Calculul șuruburilor montate cu strângere inițială.** În general, pentru șuruburile montate cu strângere inițială nu sunt cunoscute forța de strângere inițială  $F_o$  și forța din exploatare  $F_s$ . Ca urmare se va realiza un calcul de predimensionare pe baza căruia se va stabili forma constructivă, după care se va efectua verificarea pentru condițiile reale de solicitare și se va defini forma constructivă.

Situațiile reale ce se pot distinge sunt următoarele:

**A. Șuruburi montate cu strângere inițială pentru care nu se impune asigurarea etanșeității îmbinării**

*Date inițial cunoscute:* ansamblul din care fac parte șuruburile proiectate și importanța acestora în cadrul ansamblului, condițiile reale în care vor funcționa (temperatura și gradul de corozivitate), forța de exploatare din asamblare,  $F$ .

*Elemente stabilite de proiectant:* numărul de șuruburi cu care se va realiza asamblarea  $i_s$  funcție de posibilitățile de montaj și tipul filetelui acestora, forța de exploatare preluată de un șurub,  $F_1 = F / i_s$ , materialul din care se va confecționa șurubul și piulița ( $\sigma_r$ ,  $\sigma_c$ ,  $\sigma_R$ ,  $\tau_R$ ) și tipul solicitării în exploatare a șurubului.

*Elemente calculate*

- Se apreciază forța de strângere a pieselor în timpul exploatării:

$$F'_{o1} = (0,25 \dots 0,5) F_1$$

- Forța totală din șurub în timpul exploatării:

$$F_{s1} = F_1 + F'_{o1}$$

- Se calculează diametrul tijei șurubului din condiția de solicitare la tracțiune:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 F_{s1}}{\pi \frac{\sigma_c}{c_c}}}$$

în care  $c_c$  – coeficient de siguranță adoptat funcție de ansamblul din care face parte șurubul și de importanța sa în cadrul acestuia.

În funcție de valoarea  $d_3$  rezultată din calcul și de ansamblul din care face parte șurubul, se stabilește forma constructivă a șurubului și pieselor stânse.

*Observație:* Dacă sunt indicații că șurubul sau piulița se strâng și în timpul exploatării în relația de calcul a diametrului interior, se va introduce și coeficientul  $\gamma = 1,3$ .

- Rigiditățile șurubului și pieselor strânse  $c_s$ , respectiv  $c_f$ .
- Forța de strângere inițială a unui șurub:

$$F_{o1} = F_{s1} - F_{z1} = F_{s1} - F_1 \frac{c_s}{c_s + c_f}$$

- Verificarea șurubului la montaj:

$$\sigma_{t_0} = \frac{F_{o_1}}{\frac{\pi}{4} d_3^2}$$

$$\tau_{t_0} = \frac{F_{o_1} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi')}{\frac{\pi}{16} d_3^3}$$

$$\sigma_{\text{ech}} = \sqrt{\sigma_{t_0}^2 + 4 \tau_{t_0}^2} \leq \frac{\sigma_c}{c_c} \quad \text{sau} \quad c_{\text{ef}} = \frac{\sigma_c}{\sigma_{\text{ech}}} \geq c_a$$

unde  $c_a = 1,25 \dots 3$  - coeficientul de siguranță admisibil.

Valorile minime se vor alege pentru cazul când forțele sunt cunoscute cu precizie și montajul se execută corect, valorile maxime pentru șuruburi cu diametre mici la care există pericolul ruperii la montaj.

- Dacă forța de exploatare este variabilă, se va face și verificarea la oboseală cu relația Soderberg sau Serensen:

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1t}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}} \geq c_a = 1,5 \quad (\text{SODERBERG})$$

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1t}} + \psi \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1t}}} \geq c_a = 1,5 \quad (\text{SERENSEN})$$

în care:

$$\psi = \frac{2\sigma_{-1t} - \sigma_{ot}}{\sigma_{ot}} \quad \text{coeficient de material}$$

$$\sigma_v = \frac{F_{v_1}}{A_s} = \frac{F_1 \frac{c_s}{c_s + c_f}}{2 \cdot \frac{\pi}{4} d_3^3}$$

$$\sigma_m = \frac{F_{m_1}}{A_s} = \frac{F_{o_1} + \frac{1}{2} F_1 \frac{c_s}{c_s + c_f}}{\frac{\pi}{4} d_3^2}$$

### B. Șuruburi montate cu strângere inițială pentru care se cere asigurarea etanșeității îmbinării

*Date inițial cunoscute:* aceleași ca în cazul A, cu deosebirea că forța de exploatare F se cunoaște indirect prin presiunea mediului de etanșat.

*Elemente stabilite de proiectant.* La cele precizate pentru cazul A se mai adaugă: materialul garniturii, presiunea necesară pe garnitură la montaj ( $q$ ) pentru asigurarea etanșeității și factorul  $m$  pentru rigiditatea garniturii, dimensiunile suprafeței de etanșare.

*Elemente calculate*

- Forța de strângere inițială a tuturor șuruburilor

$$F_o = \pi D_m B q$$

în care:

- $D_m$  – diametrul mediu al garniturii
- $B$  – lățimea garniturii.
- Diametrul tijei șurubului

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \times 1,3 F_o}{\pi \frac{\sigma_c}{c_c} i_s}}$$

- Se stabilește forma constructivă a șurubului și a pieselor strânse.
- Se calculează rigiditatea șurubului și a garniturii.
- Pierderea de strângere inițială a garniturii

$$F_o'' = F \frac{c_g}{i_s c_s + c_g}, \quad \text{în care } F = \frac{\pi}{4} D_m^2 p \quad - \text{forța de exploatare și } p - \text{presiunea}$$

de regim a mediului ce trebuie etanșat.

- Forța efectivă de strângere a garniturii în exploatare

$$(F_o')_{ef} = F_o - F_o'' = F_o - F \frac{c_g}{i_s c_s + c_g}$$

- Forța totală din șuruburi în timpul exploatarei

$$F_s = F_o + F_z = F_o + F \frac{i_s c_s}{i_s c_s + c_g}$$

- Verificarea asigurării etanșeității îmbinării

$$(F_o')_{ef} \geq (F_o')_{nec} = \pi D_m B p_m$$

- Verificarea șuruburilor la montaj

$$\sigma_{t_o} = \frac{F_o}{\frac{\pi}{4} d_3^2 i_s} \quad \text{și} \quad \tau_{t_o} = \frac{F_o \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi')}{\frac{\pi}{16} d_3^2 i_s}$$

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_{t_o}^2 + 4 \tau_{t_o}^2} \leq \frac{\sigma_c^{20^\circ C}}{c_c};$$

unde  $\sigma_c^{20^\circ C}$  - limita de curgere a materialului șurubului la temperatura de montaj.

- Verificarea șuruburilor în exploatare

$$\sigma_t = \frac{F_s}{\frac{\pi}{4} d_3^2 i_s} \leq \frac{\sigma_c^t}{\sigma_c}$$

unde  $\sigma_C^t$  - limita de curgere a materialului șurubului la temperatura de funcționare.

**Observație:** Sunt situații (asamblarea corp-capac la recipientele sub presiune, asamblarea tronsoanelor la aparatele de tip coloană sau cele ale conductelor sub presiune) când numărul de șuruburi și dimensiunile acestora sunt cunoscute, deci nu se vor mai efectua decât verificările precizate anterior.

## 2.4. ASAMBLĂRI PRIN ȘURUBURI SUPUSE ACȚIUNII FORȚELOR TRANSVERSALE

**Soluții constructive.** Din punct de vedere al realizării montajului șuruburilor în alezajul din piesele asamblate pot exista două variante constructive (fig. 2.18):

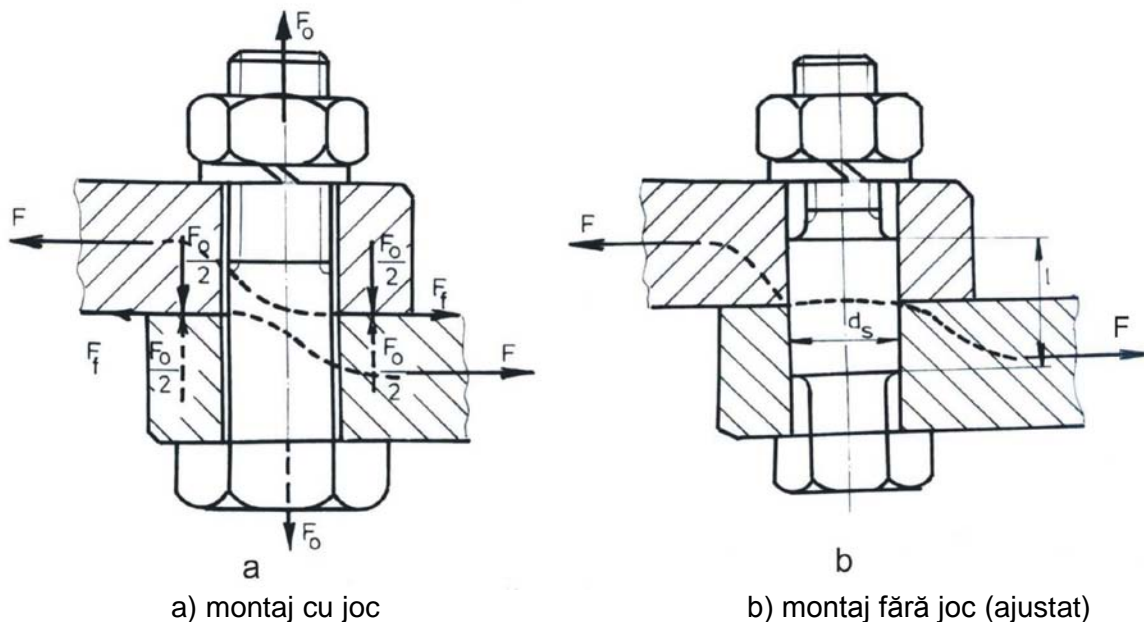


Fig. 2.18

**Avantaj:** precizie de montaj și execuție a alezajului redusă

**Dezavantaj:** precizie de montaj și execuție a alezajului mare

### Calculul de rezistență

a) Deoarece jocul dintre tija șurubului și piesele asamblate trebuie menținut și în exploatare, forțele exterioare  $F$  se vor transmite prin frecarea dintre cele două piese. Rezultă necesitatea montării șuruburilor cu strângere inițială suficient de mare pentru realizarea frecării:

$$F \leq F_f \quad \text{sau} \quad F_f = \beta F \quad \text{sau} \quad \mu F_0 i_s = \beta F$$

de unde:  $F_0 = \frac{\beta F}{\mu i_s}$ , în care  $\beta = 1,25 \dots 3,0$  reprezintă coeficient de suprasarcină

(sau siguranță),  $i_s$  numărul de șuruburi prin care se realizează asamblarea și  $\mu$  coeficientul de frecare dintre piesele asamblate ( $\mu = 0,1 \dots 0,25$  în funcție de gradul de prelucrare și materialele din care sunt executate cele două piese).

*Dimensionare*

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \times 1,3 F_0}{\pi \sigma_c / c_c}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,3 \beta F / \mu i_s}{\pi \sigma_c / c_c}}$$



Verificare  $\sigma_{t_o} = \frac{F_o}{\frac{\pi}{4} d_3^2}$  și  $\sigma_{t_o} = \frac{F_o \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi')}{\frac{\pi}{16} d_3^3}$

cu tensiunea echivalentă  $\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_{t_o}^2 + 4\tau_o^2} \leq \sigma_{at} = \frac{\sigma_c}{c_c}$ .

b) Transmiterea forțelor exterioare  $F$  se va realiza prin corpul șurubului, rezultând solicitarea la forfecare și presiune de contact a acestuia.

Dimensionare din solicitarea la forfecare:  $d_s = \sqrt{\frac{4F}{\pi(k\sigma_c)i_s}}$ ;  $(k\sigma_s) = \tau_{af}$ ;  $k = 0,2 \dots 0,4$

Verificare la strivire:  $p_m = \frac{F}{i_s d_s l/2} \leq \sigma_{as}$

Făcând raportul dintre diametrele șuruburilor rezultate în cele două cazuri, rezultă:

$$\frac{d_3}{d_s} = \sqrt{\frac{5,2\beta F \cdot c_c \cdot \pi k \sigma_c i_s}{\mu i_s \pi \sigma_c} \cdot \frac{\pi k \sigma_c i_s}{4F}} = \sqrt{\frac{5,2}{4} \beta k c_c \frac{1}{\mu}} \approx (2,7 \dots 4), \text{ în care s-au considerat}$$

$$\beta = 1,5; \quad k = 0,2; \quad c_c = 1,5; \quad \mu = 0,2.$$

Soluția a) trebuie evitată, deși este mai ieftină din punct de vedere al execuției, deoarece conduce la șuruburi cu diametrul de circa 3,5 ori mai mare.

Soluția b) poate deveni mai ieftină din punct de vedere al construcției dacă se va realiza în una din variantele indicate în fig. 2.19, unde:

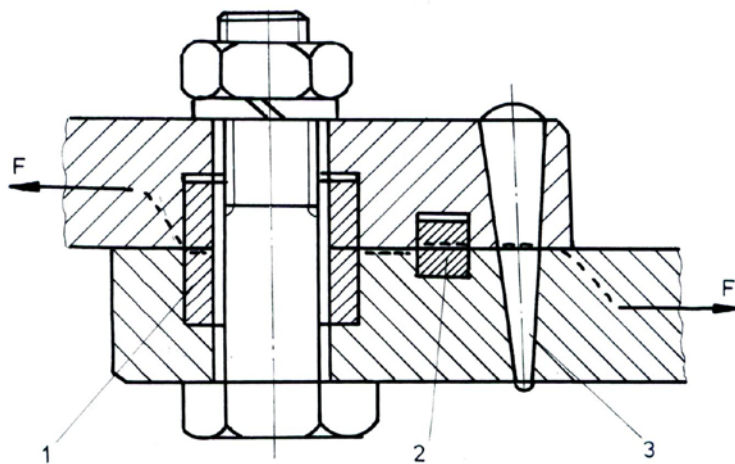


Fig. 2.19

1. bucă cilindrică care va prelua sarcina transversală
2. pastilă de forfecare
3. știft transversal.

## 2.5. SOLICITĂRI SUPLIMENTARE ALE ȘURUBURILOR

**A. Solicitarea de încovoiere**, apare în tija șurubului în următoarele cazuri:

a) Atunci când suprafețele pe care se reazemă capul șurubului sau piulița nu sunt perpendiculare pe axa șurubului.

În urma strângerii piuliței, tija șurubului se va curba (vezi imaginea cu linie întreruptă din fig. 2.20) cu raza  $\rho = \frac{\ell_s}{\gamma}$ , în care:

- $\ell_s$  - lungimea șurubului
- $\gamma$  - înclinarea suprafeței de așezare a piuliței.

Folosind ecuația fibrei medii deformate se obține:  $\frac{1}{\rho} = \frac{M_i}{EI_z}$

$$M_i = \frac{EI_z}{\rho} = \frac{E \frac{\pi d^4}{64}}{\frac{\ell_s}{\gamma}} = \frac{\pi d^3}{32} \cdot \sigma_i$$

$$\sigma_i = \frac{\gamma E}{2} \frac{d}{\ell_s} \left( \frac{d}{d_3} \right)^3 \quad - \text{tensiunea de încovoiere în porțiunea filetată}$$

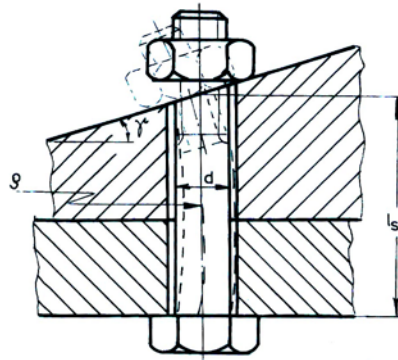


Fig. 2.20

La valori foarte mici ale unghiului de înclinare  $\gamma$ , tensiunea de încovoiere atinge valori relativ mari care pot depăși limita de rezistență a materialului șurubului.

Valorile reale sunt ceva mai reduse decât cele calculate, deoarece neperpendicularitatea este compensată de jocul dintre spire și deformațiile plastice care apar la strângere.

Neperpendicularitatea se poate compensa cu ajutorul șaielor compensatoare sau a șaielor cu suprafața de așezare sferică.

b) Din motive constructive, din cauza unor greșeli de execuție sau montaj, sarcina de exploatare se aplică excentric (fig. 2.21).

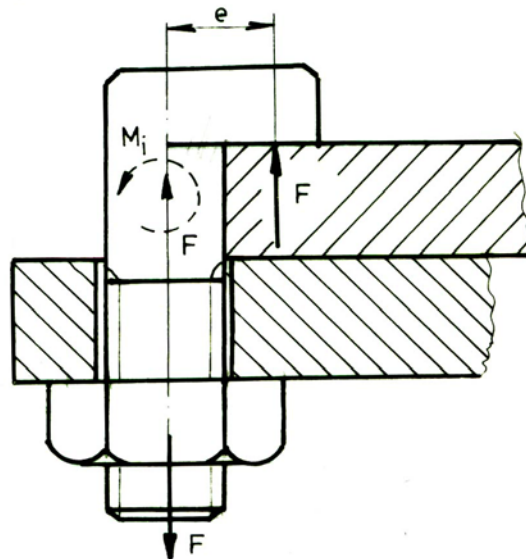


Fig. 2.21

- tensiunea de tracțiune

$$\sigma_t = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_3^2}$$

- tensiunea de încovoiere:

$$\sigma_i = \frac{F \cdot e}{\frac{\pi}{32} d_3^3}$$

- tensiunea totală:

$$\sigma_{tot} = \sigma_t \pm \sigma_i = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_3^2} \pm \frac{F \cdot e}{\frac{\pi}{32} d_3^3} \leq \sigma_a$$

sau

$$\sigma_{tot} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_3^2} \left( 1 \pm 8 \frac{e}{d_3} \right).$$

Deoarece:  $8 \frac{e}{d_3} \gg 1$ , rezultă că tensiunea de încovoiere este mult mai ma-

re decât cea de tracțiune, motiv pentru care se cere evitată o asemenea utilizare a șurubului prin măsuri constructive (utilizarea unui șurub cu cap ciocan simetric).

**B. Solicitarea prin șoc a șuruburilor.** Șuruburile de fixare de la unele mașini care lucrează la viteze mari și cu schimbări de sens (compresoare, pompe, motoare cu ardere internă) preiau sarcinile exterioare sub formă de șoc. În acest fel apar solicitări suplimentare deoarece o mare parte din energia de șoc  $W_s$  se transformă în energie de deformare elastică:

$$W_s = \frac{1}{2} \frac{\sigma_{t_s}^2}{E} V, \quad \text{din care} \quad \sigma_{t_s} = \sqrt{\frac{2W_s E}{V}} = \sqrt{\frac{2W_s E}{A_s l_s}}$$

unde  $V$  - volumul de material al șurubului care preia energia de șoc.

Șuruburile elastice au o bună comportare și în cazul solicitărilor prin șoc.

**C. Solicitări suplimentare datorate modificărilor de temperatură.** Apar în cazul șuruburilor montate cu strângere inițială și care în exploatare lucrează la o temperatură mai mare decât cea de la montaj (asamblarea corp-capac de la recipientele sub presiune, asamblarea prin flanșe a tronsoanelor conductelor pentru abur etc.).

În funcție de temperatura maximă la care lucrează asamblarea se disting două situații:

a) Asamblări care lucrează la temperaturi mai mici decât temperatura la care apare fenomenul de fluaj ( $t \leq 300^\circ \text{C}$  – pentru șuruburile din OL).

În acest caz flanșele, care ating mai rapid temperatura de regim decât șuruburile, se vor dilata mai mult decât acestea. Diferența dilatărilor termice se va compensa prin deformații elastice suplimentare ale șuruburilor, respectiv flanșelor:

$$\Delta l = \alpha_f l_f \Delta t_f - \alpha_s l_s \Delta t_s \quad - \text{diferența dilatărilor termice}$$

în care  $\alpha_{f,s}$  – coeficientul de dilatare termică liniară pentru materialul flanșelor, respectiv al șuruburilor, iar  $\Delta t_{f,s}$  – diferența de temperatură pentru flanșă, respectiv șuruburi

$$\Delta l_s^e = \frac{F_0^t l_s}{A_s E_s} \quad \text{și} \quad \Delta l_s^e = \frac{F_0^t l_f}{A_s E_f} \quad - \text{deformațiile elastice}$$

$$\alpha_f l_f \Delta t_f = \alpha_s l_s \Delta t_s = F^t \left( \frac{l_s}{A_s E_s} + \frac{l_f}{A_f E_f} \right)$$

$$F^t = \frac{\alpha_f l_f \Delta t_f - \alpha_s l_s \Delta t_s}{\frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_f}}$$

Forța totală din șuruburi va fi:

$$F_s^t = (F_0)_{\text{tot}} + F_z^t \quad \text{sau} \quad (F_s)_{\text{tot}} = F_0 + (F + F^t) \frac{i_s c_s^t}{i_s c_s^t + c_f^t}$$

în care  $F_z^t = F + F^t \frac{c_s^t}{c_s^t + c_g^t}$ , rigiditățile calculându-se considerând modificarea

modulelor de elasticitate datorită temperaturii (se sugerează prin indicele superior  $t$ ).

b) Asamblări filetate montate cu strângere inițială care lucrează la temperaturi mai mari de  $300^\circ \text{C}$ .

Atunci când temperatura de regim la care lucrează asamblarea filetată depășește valoarea de  $300^\circ \text{C}$ , se constată o slăbire treptată, în timp, a tensiunii de prestrângere chiar în ipoteza deformațiilor constante.

Procese de variație în timp, a tensiunilor și deformațiilor, sub sarcină constantă, poartă numele de *fluaj* (curgere lentă).

Manifestarea fenomenului de fluaj la asamblările filetate prestrânse are ca efect pierderea etanșeității, lucru nedorit în aplicațiile practice.

Deși temperatura influențează puternic fenomenul de fluaj, acesta poate apărea totuși și la temperatură normală în cazul pieselor din material plastic sau a pieselor din materiale metalice neferoase cu punct de topire scăzut (de exemplu plumbul).

Aspectele caracteristice ale fenomenului de fluaj sunt (fig.2.22):

- *revenirea elastică simplă* – constă în variația în timp a deformațiilor la tensiune și temperatură constantă (fig. 2.22, a);
- *relaxarea simplă* – constă în variația tensiunilor în timp la deformație și temperatură constantă (fig. 2.22, b).

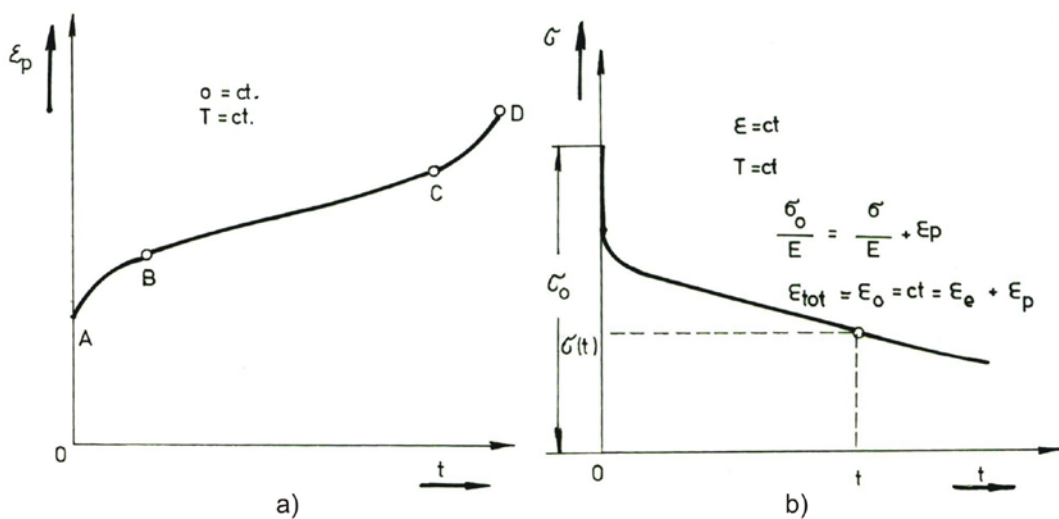


Fig. 2.22

*Curba revenirii elastice simple*  
 ABC – zona de fluaj stabilizat  
 D – punctul de rupere

*Curba relaxării simple*

Pentru aplicațiile practice, importantă este zona fluajului stabilizat din curba revenirii simple pe care fenomenul se desfășoară cu viteză minimă constantă:

$$\dot{\epsilon}_p \text{ min} = \frac{d\epsilon_p}{dt} = k \sigma^n = k(t) \sigma^n$$

dependentă de valoarea inițială a tensiunii, de temperatură, calitatea materialului și timp prin constantele  $k$  și  $n$  determinate experimental.

Pentru un material dat, solicitat la fluaj izoterm, deformația plastică se poate exprima prin relația:

$$\epsilon_p = \sigma^n \phi(t)$$

în care  $\phi(t)$  este o funcție dependentă de timp, material și temperatură (fig. 2.23).

Pentru procesul de relaxare simplă între tensiunea  $\sigma$  la un timp  $t$  și tensiunea inițială (la  $t = 0$ ) s-a stabilit relația

$$\sigma = \sigma_0 \left[ 1 + n E \phi(t) \cdot \sigma_0^{n-1} \right]^{-\frac{1}{n}}$$

relația care se mai poate scrie sub forma:

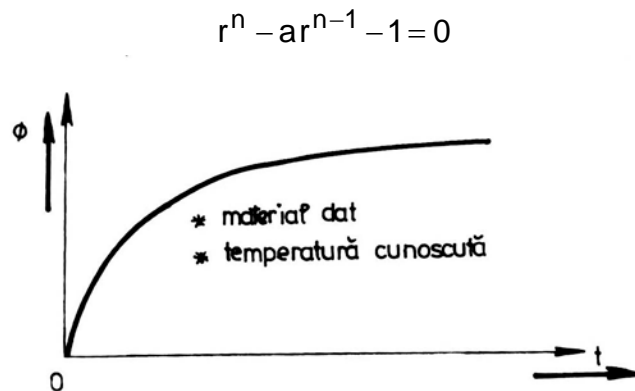


Fig. 2.23

în care:  $r = \frac{\sigma_0}{\sigma}$  și  $a = nE\phi(t)\sigma^{n-1}$ .

În cazul șuruburilor la care apare fenomenul de fluaj (asamblarea corp-capac la recipientele sub presiune, asamblarea tronsoanelor conductelor de abur etc.) pentru calcul se pot ridica două probleme:

**A. Stabilirea forței de strângere inițială  $F_0$  astfel încât să fie asigurată etanșeitatea asamblării pe o durată de timp  $t$  impusă**

- Se determină efortul unitar din șurub  $\sigma$  la timpul  $t$  impus, considerând că în acest moment s-a pierdut etanșeitatea asamblării ( $F_0 = 0$ , respectiv  $F_s = F$ ) - fig. 2.24.

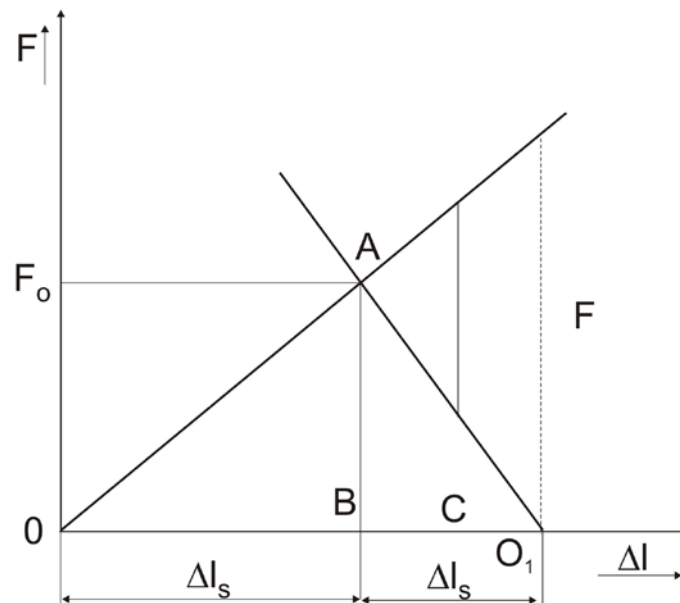


Fig. 2.24

- În funcție de materialul șurubului și de temperatura la care lucrează asamblarea se alege valoarea exponentului  $n$  (S.D. Ponomariov – *Calculul de rezistență în construcția de mașini*, vol. II, cap. XIII).

**B. Determinarea timpului  $t$  după care este necesară o nouă strângere a șuruburilor pentru a se evita pierderea etanșeității**

- Fiind cunoscute forța de strângere inițială  $F_0$  și forța de exploatare se determină:

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_3^2 i_s} \quad \text{și} \quad \sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_3^2 i_s}$$

- $\sigma_0$  - tensiunea din șurub la timpul  $t = 0$
- $\sigma$  - tensiunea din șurub la timpul  $t$  când se pierde etanșeitatea.

- Din relația  $r^n - ar^{n-1} - 1 = 0$  se determină

$$a = \frac{r^n - 1}{r^{n-1}} = r - \frac{1}{r^{n-1}} = \frac{\sigma_0}{\sigma} - \frac{1}{\left(\frac{\sigma_e}{\sigma}\right)^{n-1}} = \frac{\sigma_0}{\sigma} - \left(\frac{\sigma_0}{\sigma}\right)^{n-1}$$

pentru valoarea lui  $n$  aleasă în funcție de material și temperatura la care lucrează șuruburile.

- Din relația  $a = nE \sigma^{n-1} \phi(t)$  se determină funcția

$$\phi(t) = \frac{a}{nE \sigma^{n-1}}$$

- Cunoscând diagrama  $\epsilon_p = f(t, \text{material})$  – fig. 2.25) se trasează diagrama  $\phi(t)$  – fig. 2.26, din care se determină timpul  $t$  după care este necesară strângerea șuruburilor.

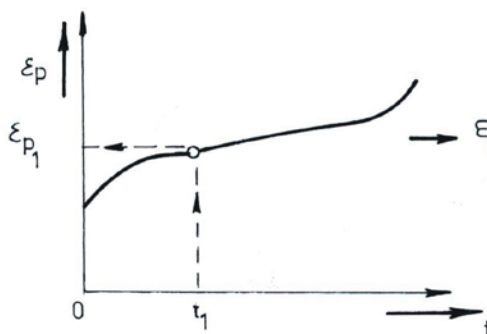


Fig. 2.25

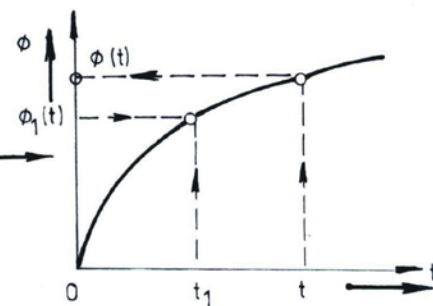


Fig. 2.26

- Cunoscându-se diagrama  $\epsilon_p = f(t, \text{material})$  se trasează diagrama

$$\phi(t) = \frac{\epsilon_p}{\sigma^n} \quad (\text{fig. 2.26}).$$

- Din diagrama  $\phi = f(t)$  se determină pentru timpul  $t$  impus valoarea funcției  $\phi(t)$  – fig. 2.27.

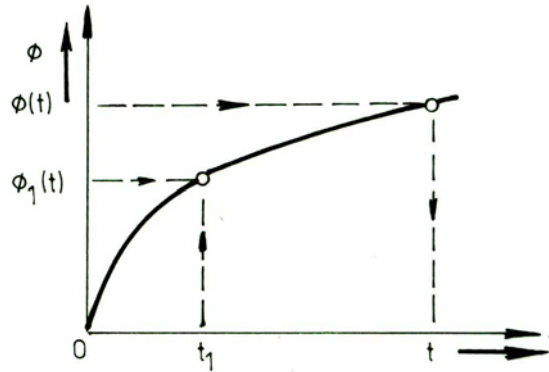


Fig. 2.27

- Se calculează  $a = nE\phi(t)\sigma^{n-1}$  și se rezolvă grafic ecuația  $r^n - ar^{n-1} - 1 = 0$  (fig. 2.28) scrisă sub forma:

$$r^{n-1} = \frac{1}{r-a}$$

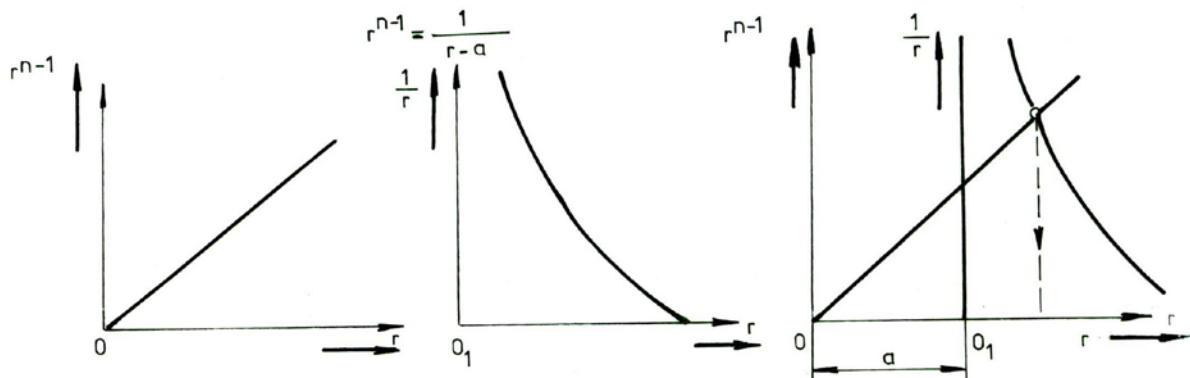


Fig. 2.28

- Se calculează valoarea tensiunii la montaj (la timpul  $t = 0$ ) și apoi valoarea forței de strângere inițială:

$$\sigma_0 = \sigma \cdot r \quad \text{și} \quad F_0 = \frac{\pi}{4} d_1^2 i_s \cdot \sigma \cdot r = rF$$

$$F_0 = rF$$

## 2.6. SOLUȚII CONSTRUCTIVE PENTRU CREȘTEREA CAPACITĂȚII PORTANTE A ASAMBLĂRILOR PRIN ȘURUBURI DE STRÂNGERE



S-a constatat că cca 90% din deteriorările organelor asamblărilor filetate au caracteristici de distrugere prin oboseală, fiind legate de modul specific de variație a solicitării axiale în funcționare, de existența unor puternici concentratori de tensiuni și de repartitia neuniformă a forței din exploatare pe spirele aflate în contact (fig. 2.29).

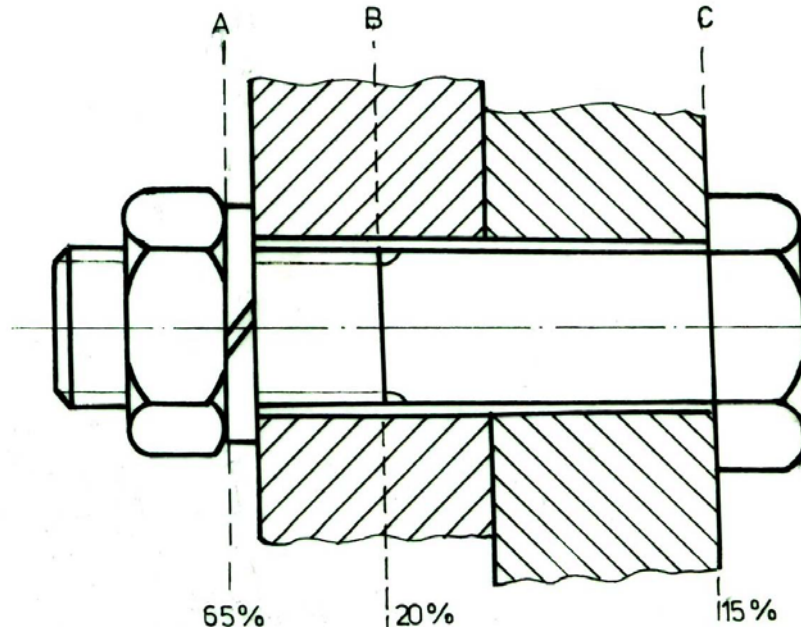


Fig. 2.29

În secțiunea A apare probabilitatea de rupere cea mai mare deoarece:

- prima spiră este cea mai încărcată, întrucât sarcina se repartizează neuniform pe numărul de spire în contact;
- există concentratori de tensiuni datorati efectului de crestătură de la baza filetelui;
- apar tensiuni de încovoiere ca urmare a neperpendicularității suprafeței de așezare a piuliței pe axa șurubului.

Soluțiile pentru aceste neajunsuri sunt redade în cele ce urmează.

a. *Uniformizarea repartizării sarcinii pe numărul de spire în contact* se poate realiza prin obținerea unor deformații de același tip pentru spirele celor două filete, cât și prin apropierea mărimii acestora (în mod obișnuit șurubul este solicitat la tracțiune iar piulița la compresiune).

Folosind o piuliță obișnuită, repartitia sarcinii pe spirele aflate în contact este cea prezentată în fig. 2.30.

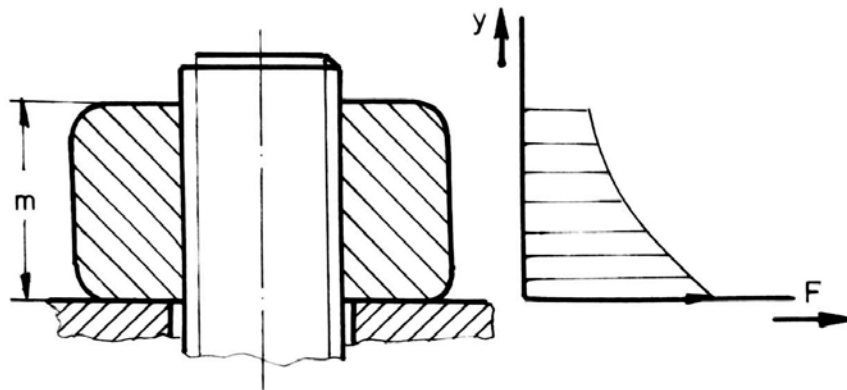


Fig. 2.30

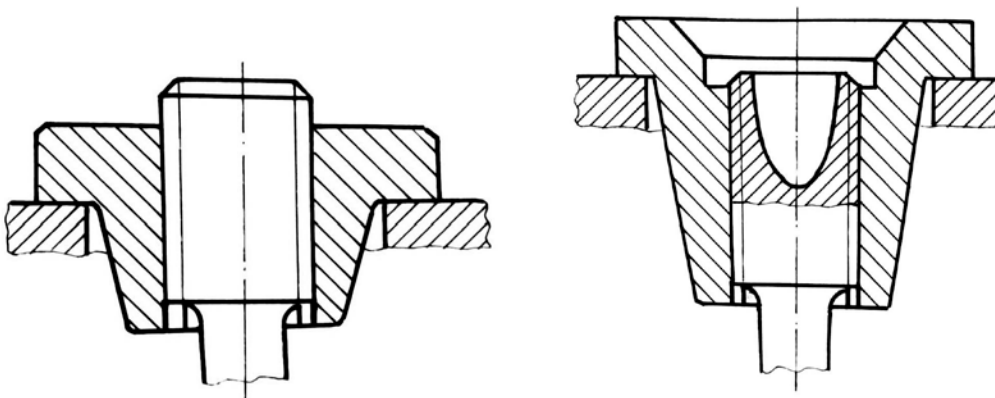


Fig. 2.31

Fig. 2.32

Modificarea rezemării piuliței (aceasta va fi solicitată la tracțiune) și elasticizarea corpului piuliței – fig. 2.31, sau al capului șurubului (se uniformizează deformațiile spirelor ca mărime). Totodată primele spire sunt libere (descărcate) - fig. 2.32.

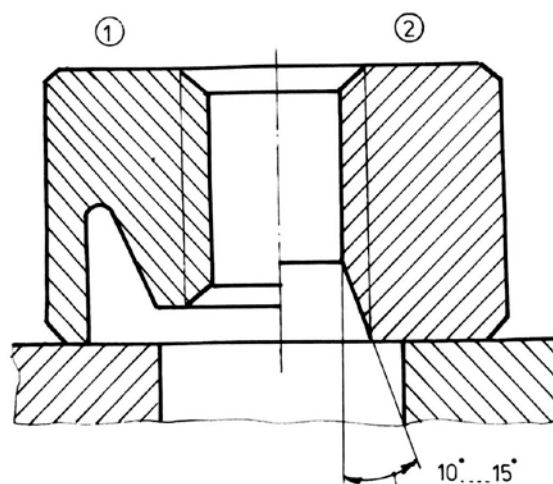


Fig. 2.33

1. Piuliță cu corp elastic care determină uniformizarea deformațiilor
2. Diminuarea înălțimii primelor spire în scopul „descărcării” acestora.

b. *Reducerea concentratorilor de tensiuni de la baza filetului* se poate realiza prin racordarea fundului filetului, prin rectificarea filetului sau prin deformarea prin roluire a fundului filetului. Diminuarea concentratorului de tensiuni se mai poate obține și prin realizarea filetului prin rulare cât și prin reducerea pasului filetului.

c. *Realizarea perpendicularității suprafeței de așezare a piuliței pe axa șurubului* se poate obține prin:

- prelucrarea corespunzătoare a piuliței;
- utilizarea șaiabelor compensatoare (fig. 2.34, a);
- utilizarea de șaibe cu suprafață de așezare sferică sau realizarea piuliței cu suprafață de așezare sferică (fig. 2.34, b).

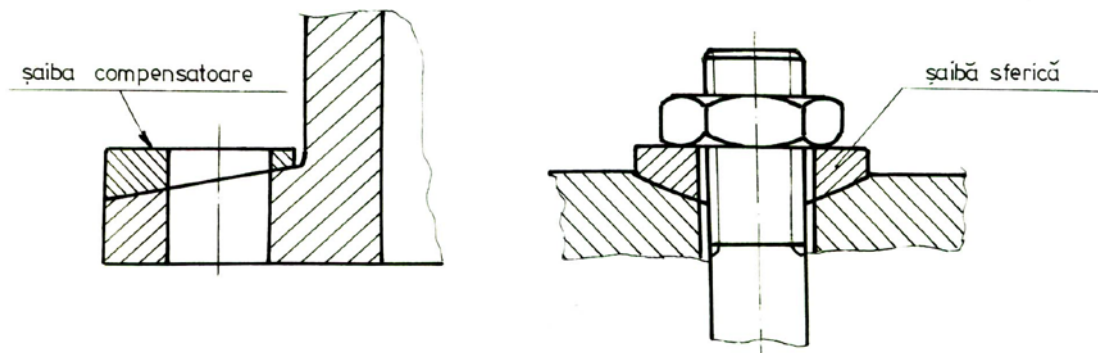


Fig. 2.34

În secțiunea B (v. fig. 2.29) diminuarea concentratorului de tensiuni în secțiunea în care se termină filetul se va obține prin trecerea cât mai lentă de la secțiunea cu diametrul interior  $d_3$  la secțiunea având diametrul porțiunii nefiletate a tijei șurubului (fig. 2.35) sau realizând o rază de racordare (2.36).

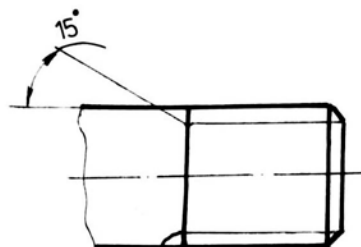


Fig. 2.35

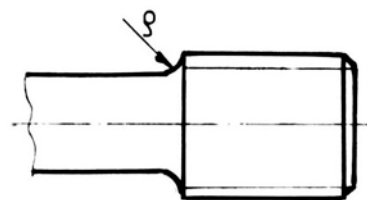


Fig. 2.36

În secțiunea C (v. fig. 2.29) reducerea concentratorilor de tensiuni din secțiunea de trecere de la tija șurubului la capul acestuia se obține realizând raze de racordare corespunzătoare concomitent sau / nu (depinde de importanța șurubului) cu realizarea unei treceri în trepte:

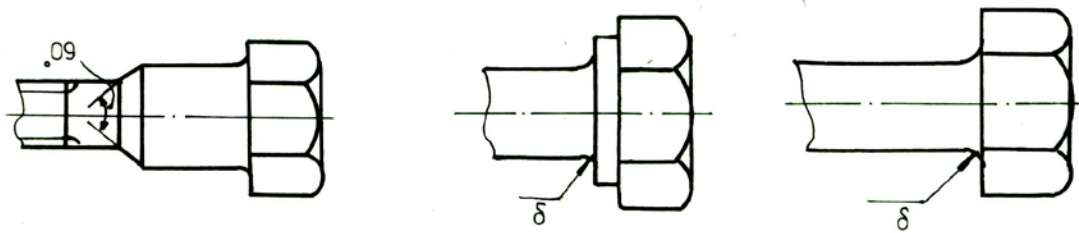


Fig. 2.37

## 2.7. SOLUȚII CONSTRUCTIVE PENTRU ASIGURAREA ÎMPOTRIVA DESFACERII PIULIȚEI SAU ȘURUBULUI

S-a constatat în aplicațiile practice că piulița sau șurubul după ce au fost strânse, deși este asigurată condiția de autofixare [ $\alpha_2 < \varphi(\varphi')$ ], totuși este posibilă fie desfacerea acestora, fie scăderea forței de strângere inițială. Cauzele care conduc la aceste situații sunt:

- deformarea plastică în timp (fenomen asemănător cu fluajul) a rugozităților suprafețelor aflate în contact sub sarcina de strângere inițială;
- reducerea forțelor de frecare dintre spire sau dintre piuliță, respectiv capul șurubului și piesele strânse ca urmare a pătrunderii unor medii de ungere;
- existența șocurilor și vibrațiilor care determină forțe de desfacere.

Metodele pentru asigurarea împotriva desfacerii sau a pierderii strângerii inițiale sunt indicate în cele ce urmează.

### A. Prin majorarea frecării datorită forțelor de apăsare suplimentare introduse în asamblare

- șaibe Grower – standardizată (fig. 2.38);
- șaibe elastice, dințate etc;
- piuliță și contrapiuliță (fig. 2.39);
- utilizarea unor piulițe elastice (care introduc forțe suplimentare axiale – fig. 2.40, sau forțe suplimentare radiale – fig 2.41);
- piulițe elastice gofrate (ce produc forțe axiale suplimentare datorită diferenței de pas – fig. 2.42);
- contrapiuliță conică elastică (ce introduce forțe suplimentare radiale – fig 2.43).

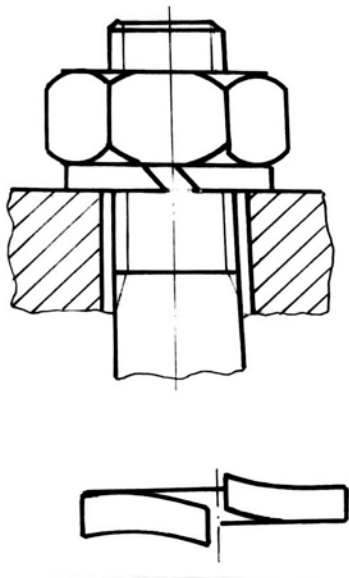


Fig 2.38

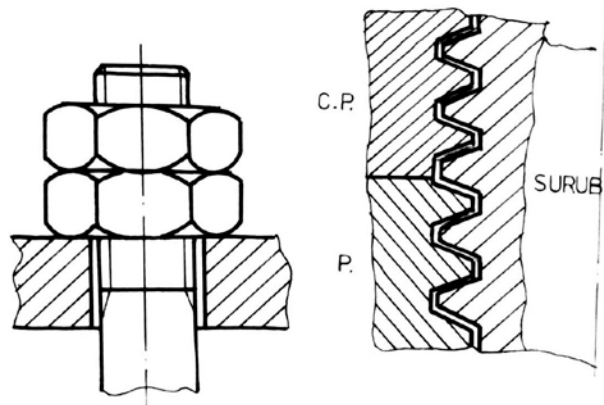


Fig. 2.39

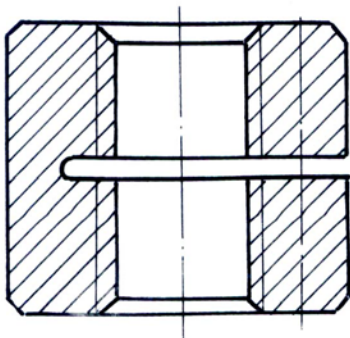


Fig. 2.40

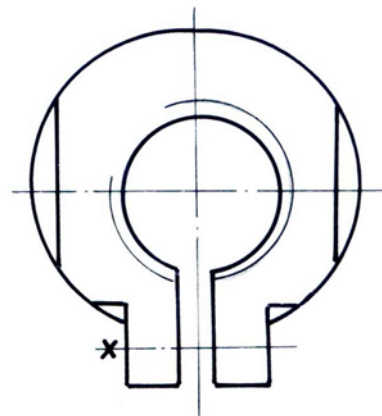


Fig. 2.41

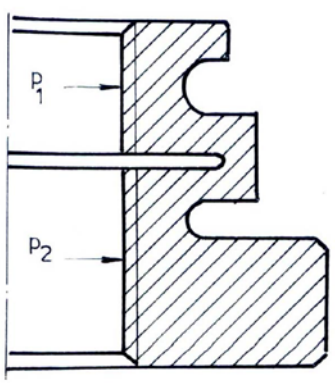


Fig. 2.42

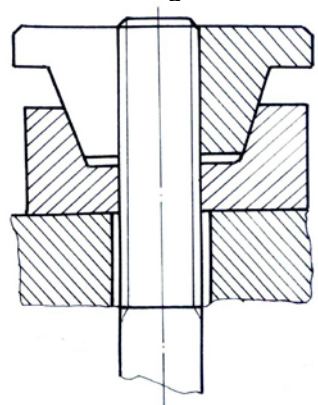


Fig. 2.43

**B. Prin formă și elemente speciale**

- piuliță crenelată și cui spintecat (fig. 2.44);
- șaibe de siguranță (fig. 2.45);
- șaibă de siguranță și piuliță canelată (fig. 2.46).

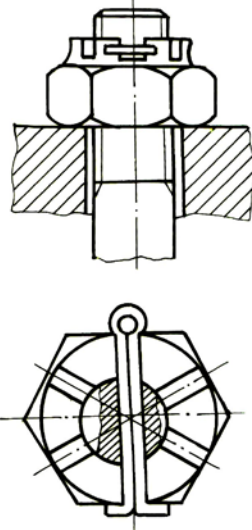


Fig. 2.44

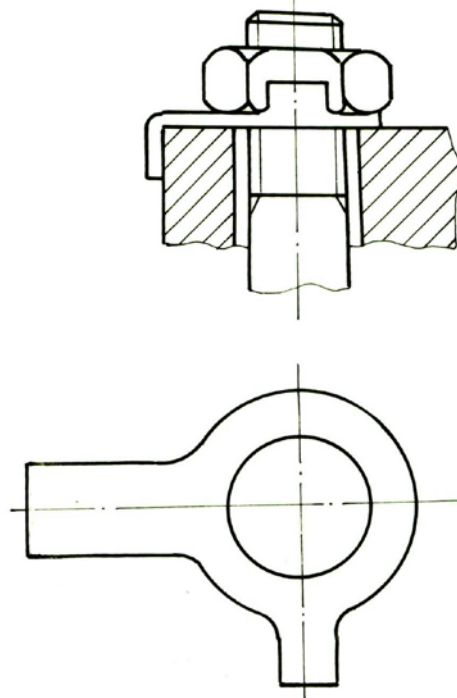


Fig. 2.45

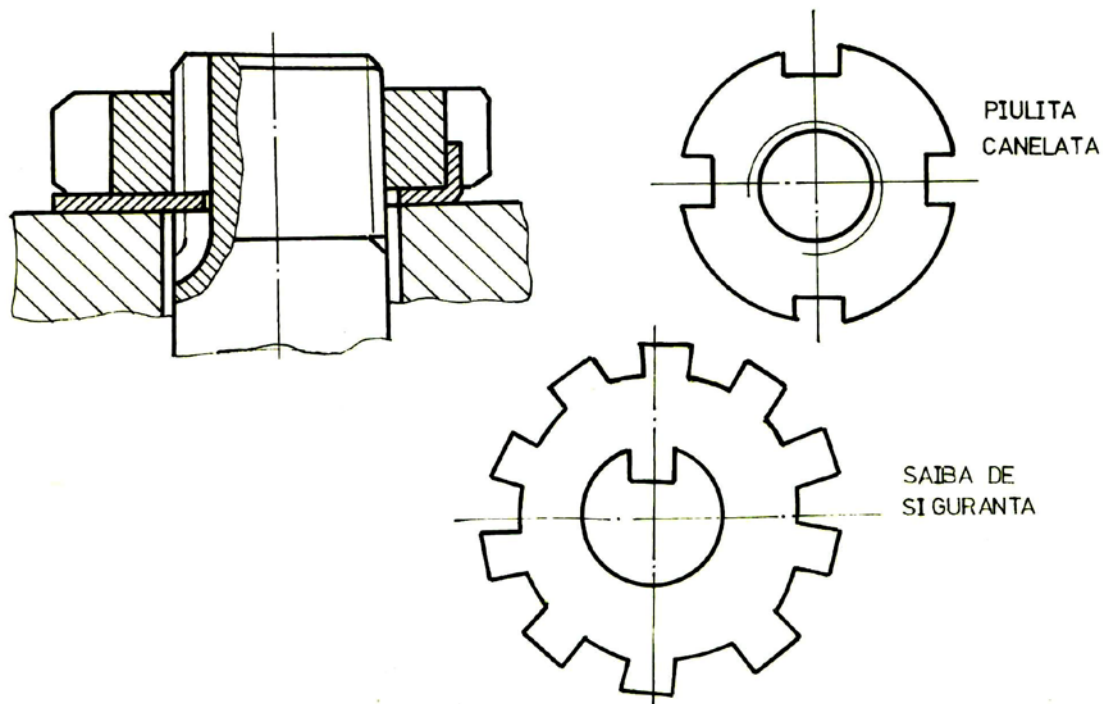


Fig. 2.46

## 2.8. ȘURUBURI CU DESTINAȚIE SPECIALĂ

1. Asamblare filetată cu spirală metalică intermediară (arc elicoidal) executată din sârmă din oțel de arc sau din bronz fosforos, cu secțiune romboidală ( $\alpha = 60^\circ$ ) – fig. 2.47. Avantaje: rezistență mecanică și la gripaj mare, durabilitate ridicată, posibilitate de înlocuire, element de siguranță împotriva desfacerii.

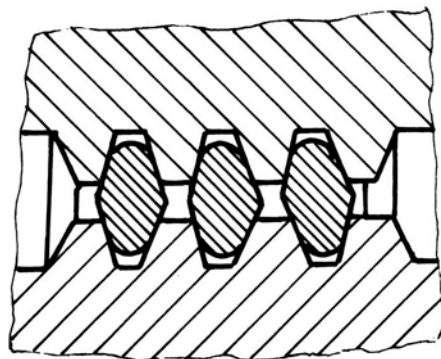


Fig. 2.47

2. Șuruburi care asigură un randament ridicat (*șuruburi cu bile* – fig. 2.48, a care înlocuiesc frecarea de alunecare prin frecarea de rostogolire, elementele de calcul fiind asemănătoare cu cele de la rulmenți și *șuruburi cu ungere hidrostatică* – fig. 2.48, b care înlocuiesc frecarea uscată prin frecare fluidă, elementele de calcul fiind asemănătoare cu cele de la lagărele cu alunecare cu ungere hidrostatică).



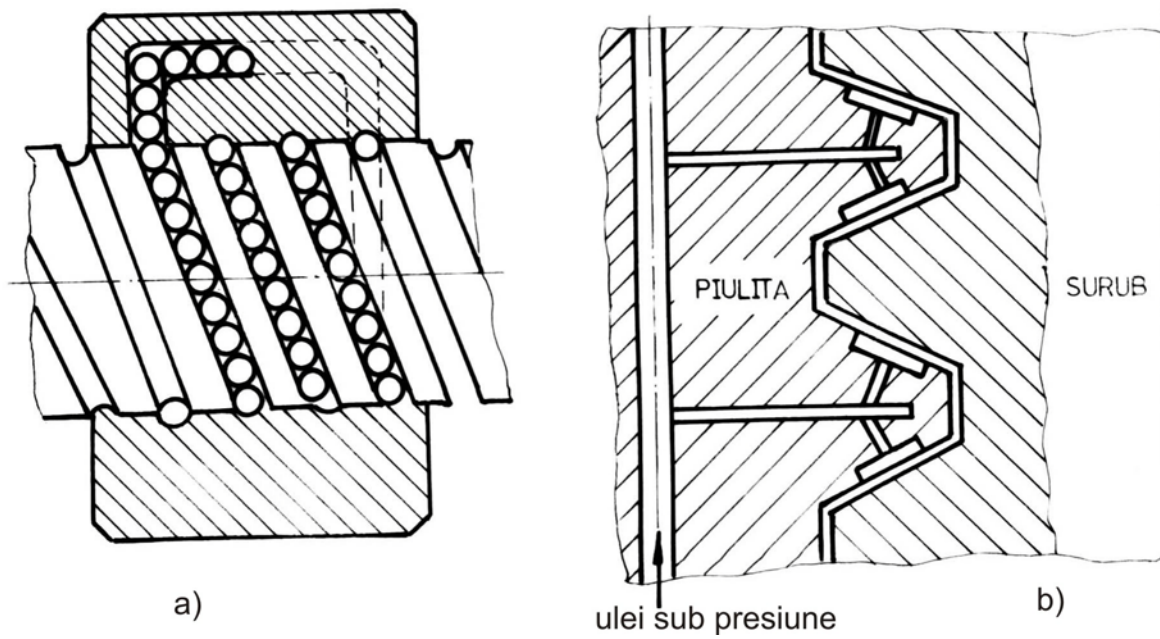
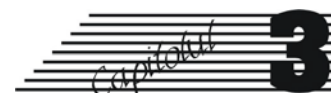


Fig. 2.48





# ASAMBLĂRI ARBORE – BUTUC

Asamblările arbore – butuc fac parte din categoria asamblărilor demontabile și sunt utilizate pentru îmbinarea dintre o piesă cuprinsă – *arborele* – și o piesă cuprinzătoare – *butucul* – în scopul transmiterii de sarcini (momente sau forțe) între acestea. Simultan aceste asamblări realizează fie fixarea axială a butucului pe arbore, fie asigură posibilitatea deplasării axiale a butucului pe arbore în gol sau sub sarcină.

*După modul de transmitere a sarcinilor între arbore și butuc sau invers se disting:*

- Asamblări prin formă – transmiterea sarcinilor se realizează prin contactul direct al pieselor asamblate profilate corespunzător sau prin contactul dintre acestea și elementul intermediar utilizat pentru asamblare.

- Asamblări la care transmiterea sarcinilor se face prin frecarea dezvoltată la contactul dintre piesele asamblate sau la contactul dintre acestea și elementul intermediar de asamblare; pentru realizarea frecării asamblarea trebuie tensionată (strânsă) la montaj, lucru care se poate face:

- direct, prin strângere inițială;
- indirect, prin forma constructivă a elementelor asamblate sau a elementului de asamblare, sau prin diferența de dimensiuni a pieselor asamblate (ajustajul prevăzut).

- Asamblări mixte – transmiterea sarcinilor se realizează parțial prin formă, parțial prin frecare.

- Asamblări prin efect elastic – transmiterea sarcinilor se realizează fie prin efect elastic propriu, fie prin efectul elastic al elementelor de asamblare.

Alegerea soluției constructive pentru realizarea asamblării arbore-butuc se va face în funcție de: tipul și caracterul sarcinii ce urmează a fi transmisă (forță sau moment, statică sau dinamică), posibilitatea sau imposibilitatea deplasării axiale sau unghiulare, frecvența demontărilor etc.

## 3.1. ASAMBLĂRI CU PENE

### 3.1.1. Caracterizare. Criterii de clasificare

Sunt asamblări prin formă sau mixte realizate cu ajutorul unui organ de asamblare numit *pană*. Pana este un organ de mașină simplu având formă aproximativ prismatică cu secțiune constantă sau cu una sau două fețe înclinate. Cu ajutorul pe-

nelor se poate realiza ghidarea, reglarea sau fixarea butucului pe arbore, concomitent cu transmiterea momentului de torsiune sau a forței axiale.

Penele se pot clasifica, în principal, după poziția de montaj în raport cu axa pieselor asamblate:

a) **pene transversale**, montate perpendicular pe axa pieselor asamblate. Sunt rar utilizate în asamblările arbore-butuc. Se întâlnesc acolo unde se urmărește reglarea poziției relative a pieselor asamblate și pentru transmiterea de forțe axiale;

b) **pene longitudinale** – montate paralel cu axa elementelor asamblate; sunt cel mai frecvent utilizate.

După forma constructivă, penele longitudinale pot fi:

1. **Pene longitudinale paralele obișnuite și pene paralele subțiri**, standardizate și caracterizate prin aceea că au toate fețele paralele (formă paralelipipedică) – fig. 3.1

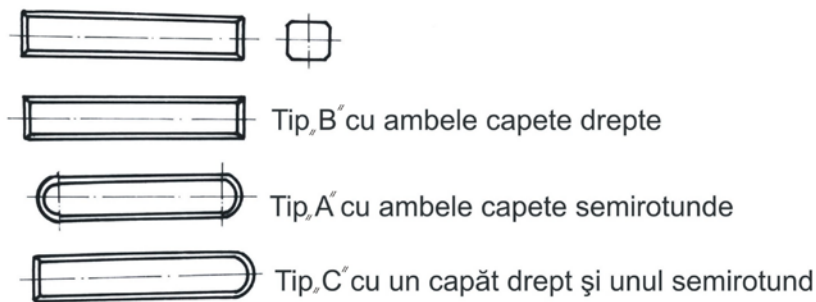


Fig. 3.1

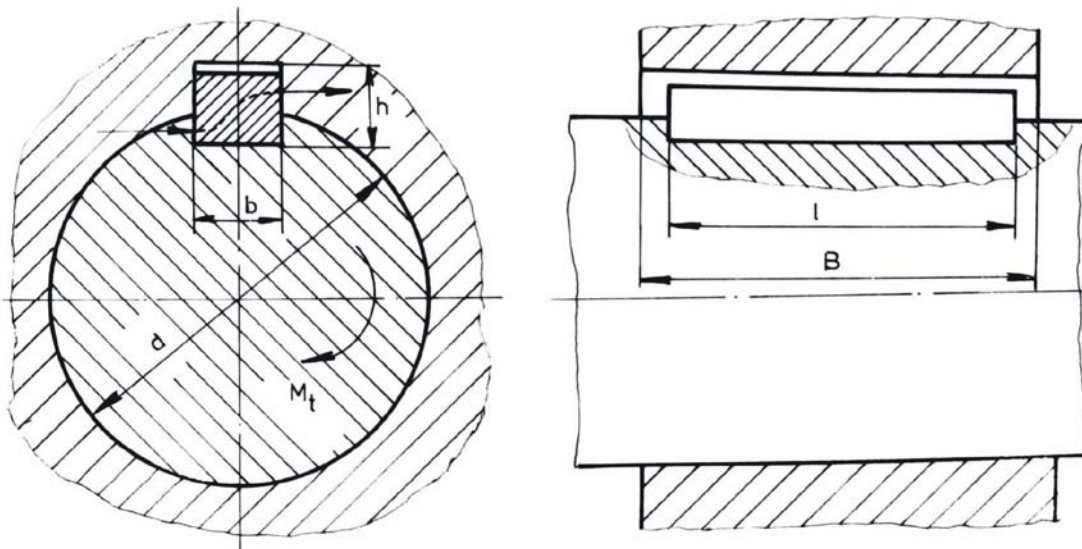


Fig. 3.2

Caracteristici:

- necesită pentru montaj canal atât în arbore cât și în butuc (fig. 3.2);
- slăbesc rezistența mecanică a arborelui în secțiunea în care se montează atât la solicitări statice cât și la solicitări variabile;

- au lungimea canalului în arbore egală cu lungimea penei;
- nu fixează axial butucul pe arbore (realizează numai ghidarea butucului pe arbore);
- nu modifică coaxialitatea butuc-arbore;
- lungimea penei se va alege totdeauna cel mult egală cu lăţimea butucului ( $l \leq B$ );
- transmiterea momentului se realizează prin contactul arbore - pană şi respectiv pană - butuc.

### 1. Pene longitudinale înclinate (standardizate):

#### a. Obişnuite (cu nas sau fără nas) – fig. 3.3

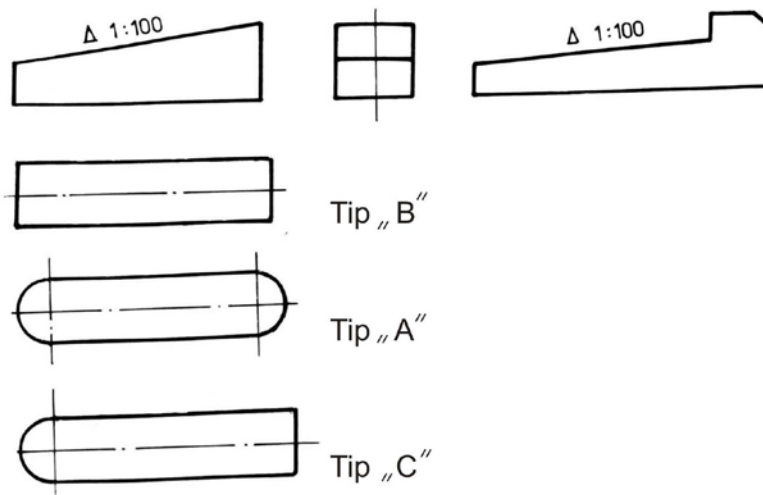


Fig. 3.3

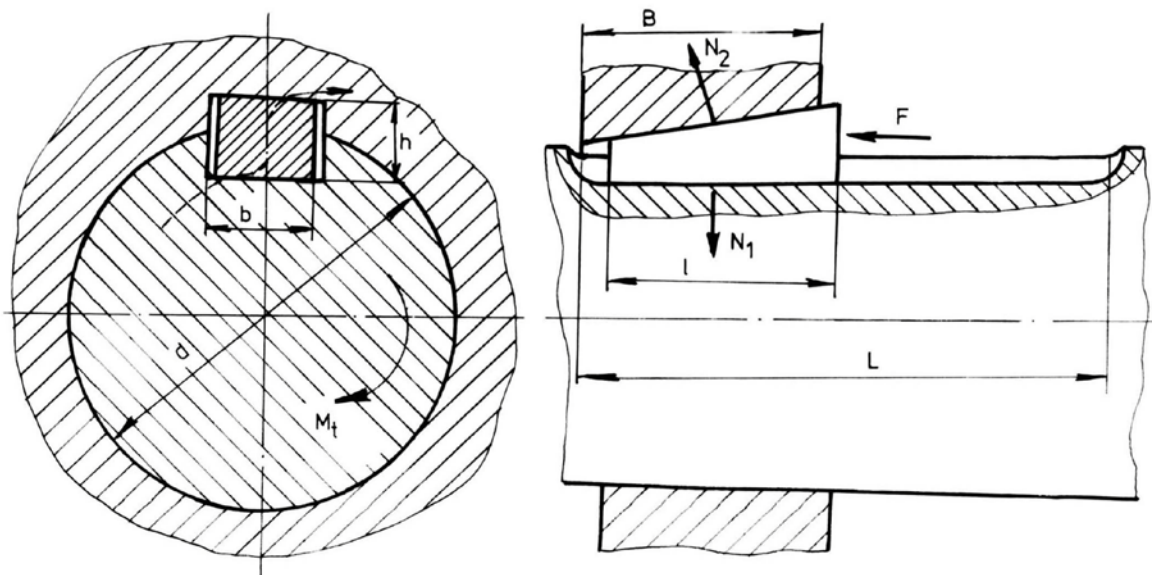


Fig. 3.4

Caracteristici:

- pentru montaj necesită canal atât în butuc cât și în arbore (fig. 3.4), motiv pentru care rezistența mecanică a arborelui este slăbită atât la solicitări statice cât și la solicitări dinamice;

- se montează prin batere axială ( $F$ ) și ca urmare, datorită înclinării, rezultă forțele de strângere radială ( $N_1$  și  $N_2$ ) care determină dezaxarea butucului față de arbore; din acest motiv nu se recomandă pentru asamblări care funcționează la turații mari;

- lungimea canalului din arbore va fi cel puțin egală cu de două ori lungimea penei ( $L \geq 2l$ ) pentru a putea fi montate;

- momentul de torsiune se transmite prin frecarea dintre arbore-pană, respectiv pană-butuc.

b. *Pene longitudinale înclinate, subțiri* (standardizate).

Se realizează ca și cele obișnuite, cu sau fără nas, și de cele trei tipuri A, B și C (fig. 3.5).

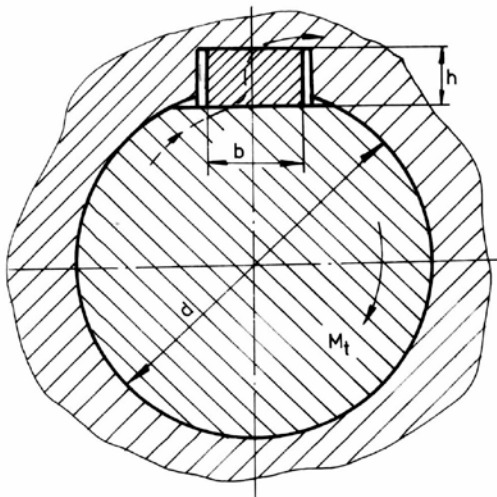


Fig. 3.5

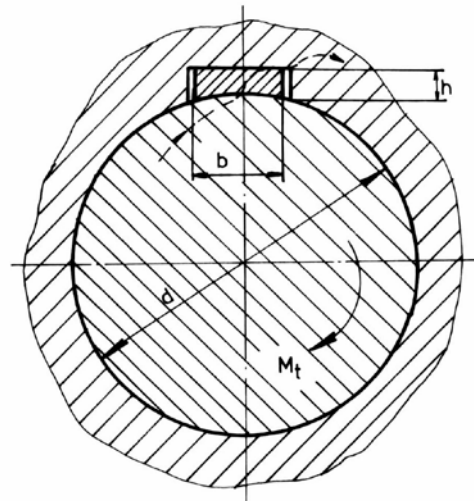


Fig. 3.6

Caracteristici:

- se deosebesc față de cele obișnuite prin faptul că nu necesită canal în arbore, ci numai teșirea acestuia, motiv pentru care slăbesc mai puțin rezistența mecanică a acestuia;

- au înălțimea  $h$  mai mică decât cele obișnuite.

c. *Pene longitudinale concave* (standardizate).

Se realizează ca și cele obișnuite cu sau fără nas, și în cele trei tipuri constructive, A, B și C (fig. 3.6).

Caracteristici:

- au față opusă celei înclinate concavă cu raza egală cu  $d/2$ ;

- nu slăbesc rezistența arborelui deoarece nu necesită canal în arbore;

- pot constitui un element de siguranță deoarece la momente mai mari decât cele pentru care a fost realizată îmbinarea pot patina pe suprafața arborelui.

Observație:  $M_{t_{2,1}} > M_{t_{2,2}} > M_{t_{2,3}}$ .

## 2. Pene tangențiale (standardizate) - fig. 3.7.

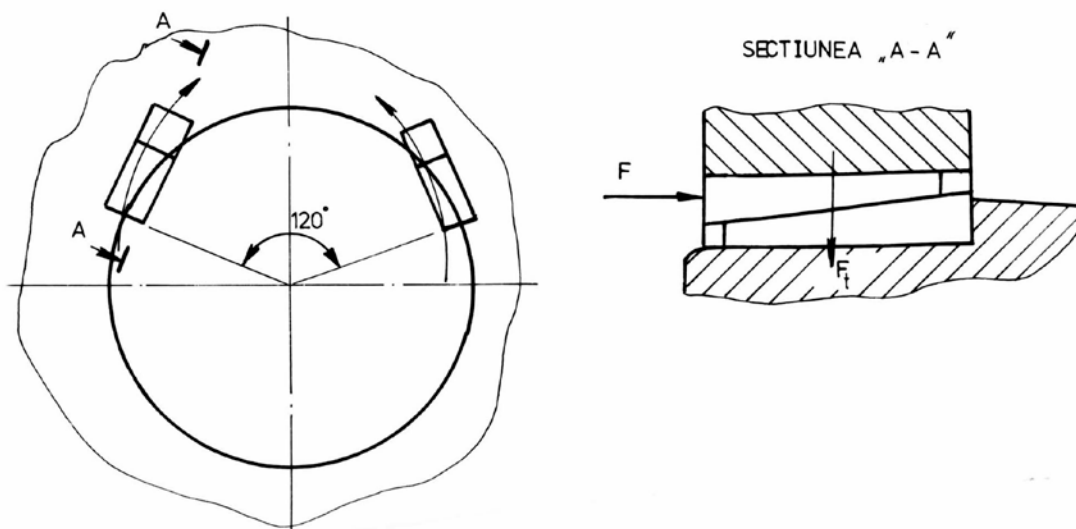


Fig. 3.7

### Caracteristici:

- se montează perechi în canale executate tangențial în arbore și butuc, prin batere axială ( $F$ ), rezultând forțe de strângere tangențiale la periferia arborelui;
- sunt utilizate pentru asamblări care transmit momente mari sau cu șocuri;
- când trebuie să transmită momente în ambele sensuri (alternante) se montează două perechi, decalate la  $120^\circ$ , mai rar la  $180^\circ$ .

### 3. Alte tipuri de pene:

- *Pene disc* (standardizate).
- *Pene paralele* cu găuri de fixare folosite pentru momente mari, evitând astfel smulgerea lor.
- *Pene speciale pentru mașini unelte și scule.*

### 3.1.2. Materiale și tehnologie

Deoarece solicitarea principală a penelor longitudinale este presiunea de contact se vor confecționa din oțeluri care au  $\sigma_{r \min} = (50 \dots 60)$  MPa. Acestea sunt: OL 50; OL 60; OLC 35; OLC 45, iar în condiții deosebite – medii agresive, gabarite reduse – se folosesc și oțelurile aliate.

Penele se execută din semifabricate trase la rece sau forjate și se prelucrează prin așchiere (frezare, rabotare, rectificare).

Canalul de pană din arbore (fig. 3.8) se execută prin frezare cu freză disc - pentru penele cu capete drepte - sau cu freză deget (cilindro-frontală) – pentru penele cu capete rotunde. Pentru diminuarea concentratorului de tensiuni din arbore, canalul și pana se execută cu muchiile teșite sau rotunjite.

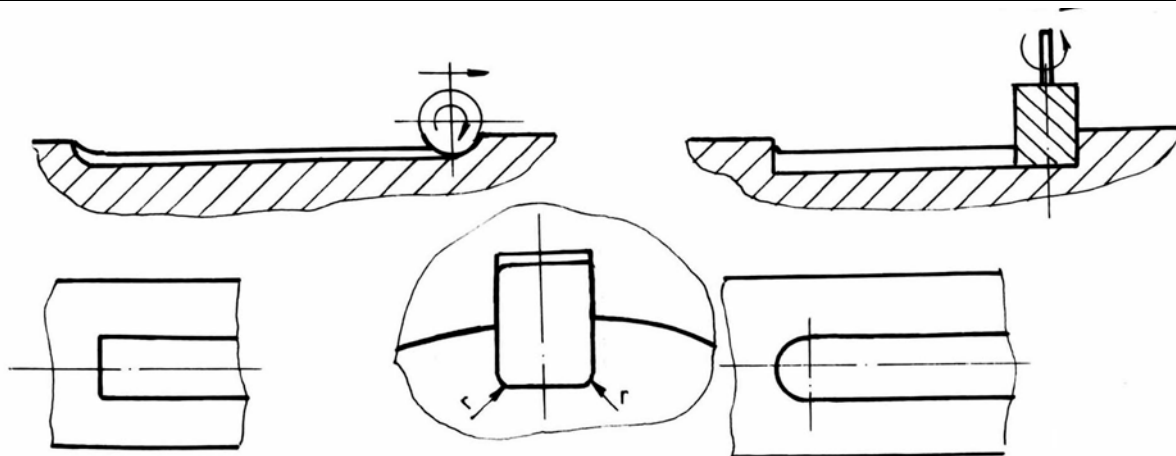


Fig. 3.8

Canalul pentru pană din butuc se realizează prin mortezare sau prin broșare (numai în cazul producției de serie mare, broșa fiind o sculă foarte scumpă).

### 3.1.3. Calculul asamblării arbore – butuc prin pană paralelă

*Date inițial cunoscute:*

- puterea și turația la care se transmite aceasta de la arbore la butuc sau invers;
- ansamblul din care face parte îmbinarea și importanța acesteia;
- condițiile de mediu în care funcționează asamblarea.

*Elemente alese :* materialele arborelui, butucului și penei.

*Elemente calculate:*

- diametrul arborelui:  $d = \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \sigma_{at}}}$ , în care  $M_t = 9,55 \frac{P [\text{kW}]}{n [\text{rot/min}]} \cdot 10^6 [\text{Nmm}]$

- în funcție de diametrul arborelui se aleg din STAS tipul penei și dimensiunile.

PANA A (B, C) b x h x l STAS 1004-81

Se menționează că  $B \geq l$ .

- Se verifică pana la solicitările de strivire (principală) și forfecare - fig. 3.9.

\* Presiunea de contact:

$$p_m = \frac{F}{t_2 l_c} = \frac{\frac{2M_t}{d}}{\frac{h}{2} l_c} = \frac{4M_t}{dh l_c} \leq p_a$$

unde

$p_a = \begin{cases} (100...160) \text{ MPa} & \text{– asamblare cu butuc fix pe arbore} \\ (50...80) \text{ MPa} & \text{– asamblare cu butuc mobil în gol pe arbore} \\ (20...30) \text{ MPa} & \text{– asamblare cu butuc mobil sub sarcină pe arbore} \end{cases}$

și  $l_c$  conform fig. 3.9, respectiv fig. 3.10.

\*\* Forfecare (solicitarea secundară)

$$\tau_f = \frac{F}{b \cdot l} = \frac{\frac{2M_t}{d}}{b \cdot l} = \frac{2M_t}{d \cdot b \cdot l} \leq \tau_{af} \text{ unde } \tau_{af} = (70...80) \text{ MPa}$$

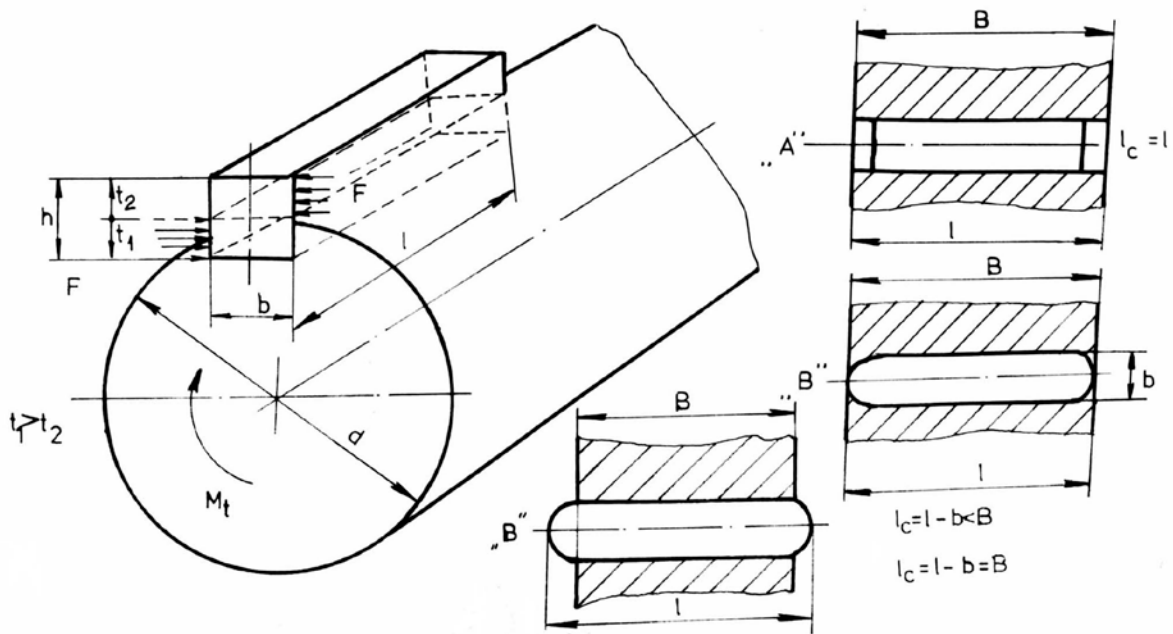


Fig. 3.9

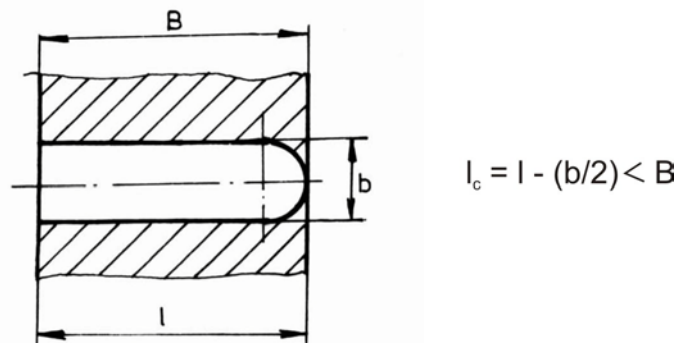


Fig. 3.10

**Observații :**

1. Dacă lungimea penei nu poate fi aleasă din STAS deoarece nu se cunoaște lățimea butucului, ea se va calcula din solicitarea de strivire:

$$l_c = \frac{4M_t}{dhp_a} \quad \text{și} \quad l = l_c \quad (\text{A}) \quad l = l_c + b \quad (\text{B}) \quad l = l_c + \frac{b}{2} \quad (\text{C})$$

Valoarea calculată se va standardiza la mărimea imediat superioară.

2. Dacă butucul are lățimea mult mai mare decât lungimea penei rezultată din calcul, pentru buna ghidare a butucului pe arbore se va alege pana cu lungimea STAS imediat inferioară lățimii butucului.

3. Atunci când lungimea rezultată din calcul este mai mare decât lățimea butucului și aceasta nu poate fi mărită, se va realiza asamblare cu două sau trei pene decalate la  $120^\circ$  (fig. 3.11); pentru calcul valoarea momentului se va considera uniform distribuită pe numărul de pene adoptat, dar se va ține seama că erorile de execuție nu vor permite acest lucru, prin diminuarea rezistențelor admisibile la presiunea de contact.

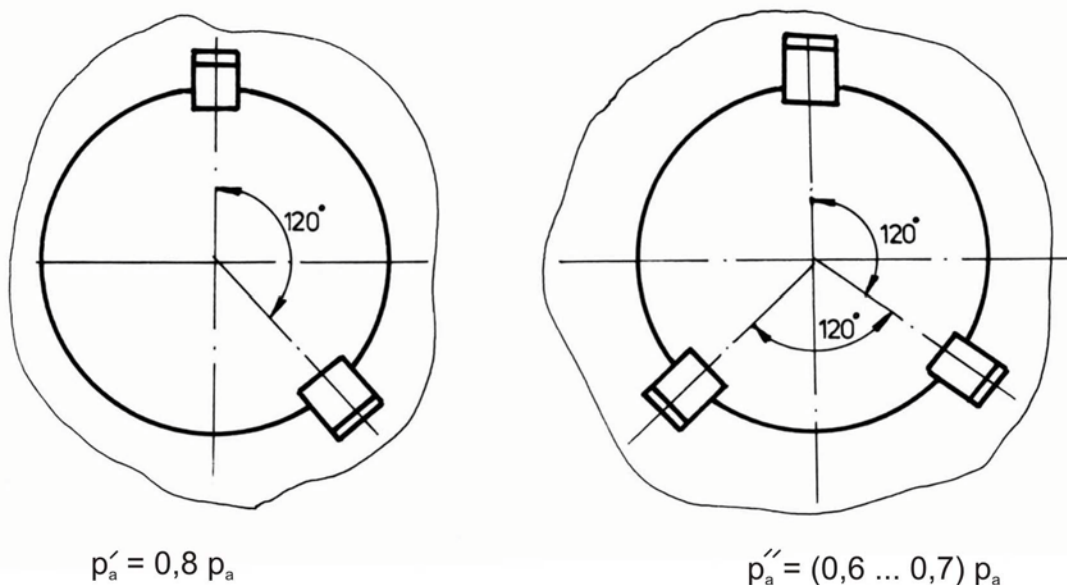


Fig. 3.11

4. Dacă butucul se va deplasa axial pe arbore, având cursa  $s$ , atunci  $l_t = l + s$  ( $l_t$  – lungimea totală a penei).

## 3.2. ASAMBLĂRI PRIN CANELURI

### 3.2.1. Caracterizare. Criterii de clasificare

Canelurile sunt proeminențe de un anumit profil executate echidistant la exteriorul arborelui, respectiv la interiorul butucului. La montaj, proeminențele arborelui pătrund în șanțurile de același profil existente la interiorul butucului și invers.

Ideea asamblărilor prin caneluri provine, principial, din soluția utilizării mai multor pene paralele și a desființării reperului intermediar, pana.

Comparativ cu asamblările prin pene, asamblările prin caneluri (fig. 3.12) prezintă următoarele avantaje:

- centrarea și ghidarea butucului pe arbore mult mai bună;
- capacitate de transmitere a momentelor de torsiune mult mai mare;
- rezistența la oboseală a arborelui mai ridicată.



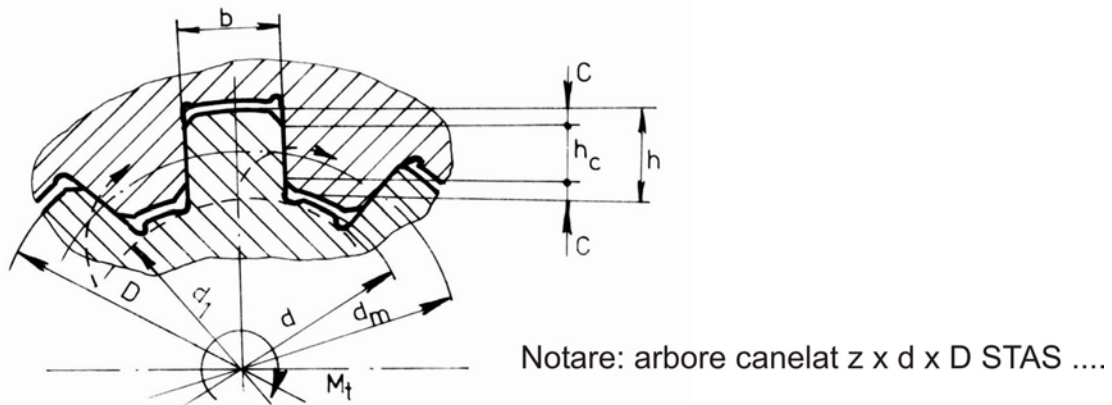


Fig. 3.12

Transmiterea momentului de torsiune se realizează prin contactul direct al canelurilor arborelui cu cele ale butucului.

Criteriile de clasificare a asamblărilor prin caneluri:

a. **După forma profilului** (fig. 3.13):

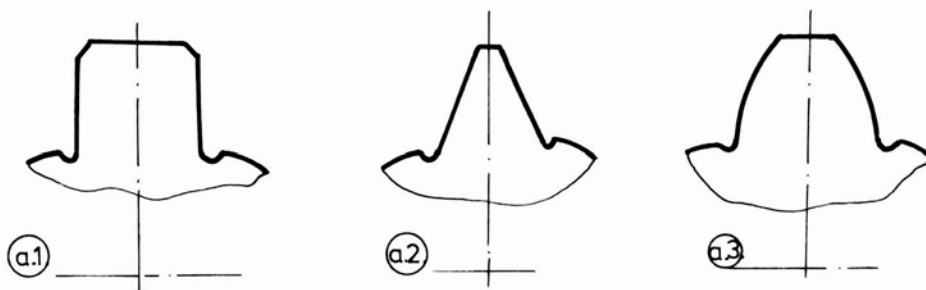


Fig. 3.13

- *dreptunghiular* ( $a_1$  - tehnologie de execuție simplă (flancurile sunt paralele cu planul median), motiv pentru care sunt cel mai frecvent utilizate );

- *triunghiular* ( $a_2$  - au o bună rezistență la oboseală, se recomandă pentru îmbinări fixe care transmit momente mari și cu șocuri);

- *evolventic* ( $a_3$  - au o bună rezistență la oboseală, se recomandă la construcțiile de autovehicule);

- *dreptunghiular pentru mașini unelte*.

b. **După modul în care se realizează centrarea butucului pe arbore** (fig. 3.14):

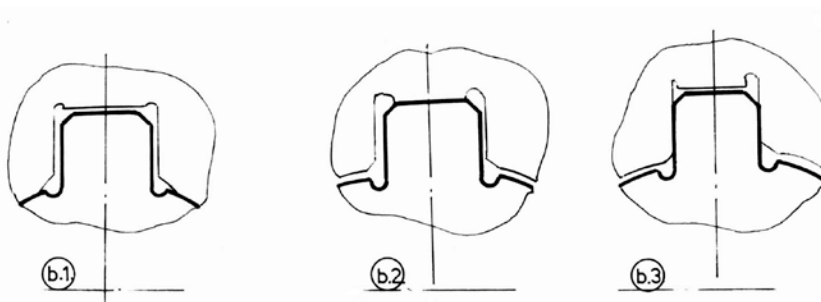


Fig. 3.14

- *centrare interioară* ( $b_1$  - realizată relativ greu, dar este cea mai precisă);  
 - *centrare exterioară* ( $b_2$  - se realizează greu, motiv pentru care este puțin utilizată);

- *centrare laterală* ( $b_3$  - se realizează simplu și se recomandă pentru transmiterea de momente cu schimbare de sens și șocuri).

**c. După mărimea momentului transmis comparativ cu cel de care este capabil arborele, corelat cu posibilitatea de deplasare a butucului pe arbore :**

- *serie ușoară* :  $M_t < M_{t \text{ arbore}}$  , nu permite deplasarea butucului pe arbore, lungimea  $L \leq 1,5 d$  ;

- *serie mijlocie* :  $M_t = M_{t \text{ arbore}}$  , permite deplasarea butucului pe arbore dar numai în gol, lungimea  $L = (1,5...2) d$  ;

- *serie grea* :  $M_t = M_{t \text{ arbore}}$  , permite deplasarea butucului pe arbore sub sarcină, lungimea  $L = (1,5...2) d$ .

### 3.2.2. Materiale și tehnologie

Se execută din aceleași materiale ca arborele, respectiv butucul. Arborele canelat se execută prin frezare cu freze profilate prin metoda divizării (metodă mai puțin precisă) sau prin frezare, aplicând metoda rostogolirii (cele evolventice, în special), metoda fiind mai precisă.

Canelurile din interiorul butucului se execută prin mortezare (pentru asamblări nepretențioase) sau prin broșare (metodă precisă, însă este economică numai pentru producție de serie mare).

### 3.2.3. Calculul asamblării prin caneluri

*Date inițial cunoscute:*

- puterea și turația la care se transmite acesta de la arbore la butuc sau invers;

- ansamblul din care face parte îmbinarea și importanța acesteia;

- condițiile de mediu în care va funcționa.

*Elemente alese:*

- materialul arborelui și butucului;

- se stabilește tipul constructiv din punct de vedere al formei profilului canelurilor;

- se stabilește seria din care face parte asamblarea proiectată.

*Elemente calculate* (fig. 3.15):

- momentul de torsiune transmis

$$M_t = 9,55 \times 10^6 \frac{P}{n} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

- predimensionarea arborelui

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \tau_{at}}} \quad [\text{mm}]$$

- în funcție de valoarea diametrului se aleg din STAS:  $Z \times D \times d$  precum și teșitura (g sau c);
- se calculează lungimea de contact necesară pentru transmiterea momentului de torsiune dat.

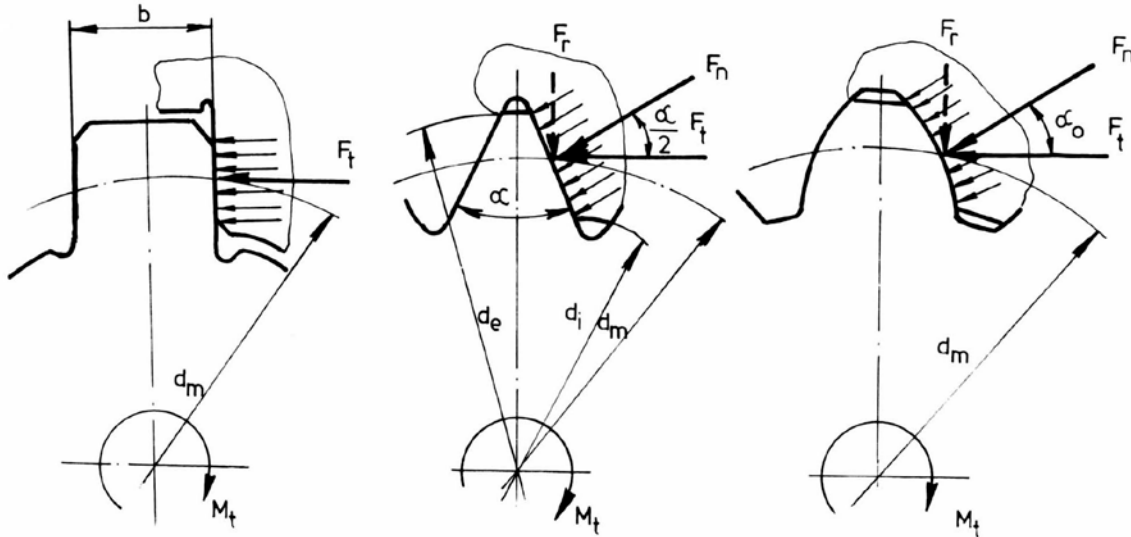


Fig. 3.15

Calculul lungimii de contact  $L$  este standardizat pentru canelurile de profil dreptunghiular, triunghiular și evolventic.

<p>* suprafața totală de contact necesară pentru transmiterea momentului de torsiune</p> $S = \frac{F_t}{\sigma_{as}} = \frac{2M_t}{d_m \sigma_{as}} \quad [\text{mm}^2]$ $d_m = (D + d)/2$	<p>* <math>\alpha = 60^\circ</math></p> $S = \frac{F_n}{\sigma_{as}} = \frac{F_t}{\sigma_{as} \cos \frac{\alpha}{2}} =$ $= \frac{2M_t}{\sigma_{as} d_m \cos \frac{\alpha}{2}} \quad [\text{mm}^2]$ $d_m = \frac{d_e + d_i}{2}$	<p>* <math>\alpha_o = 20^\circ</math></p> $S = \frac{F_n}{\sigma_{as}} = \frac{F_t}{\sigma_{as} \cos \alpha_o} =$ $= \frac{2M_2}{\sigma_{as} d_m \cos \alpha_o} \quad [\text{mm}^2]$ $d_m = m \cdot z$
<p>** suprafața totală pe unitatea de lungime</p> $s = k h_c \cdot 1 \cdot z =$ $= k \left( \frac{D - d}{2} - 2c \right) \cdot 1 \cdot z \quad \left[ \frac{\text{mm}^2}{\text{mm}} \right]$	<p>**</p> $s = k h_c \cdot 1 \cdot z =$ $= k \frac{d_e - d_i}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \cdot 1 \cdot z \quad \left[ \frac{\text{mm}^2}{\text{mm}} \right]$	<p>**</p> $s = k z m$
<p>*** lungimea de contact necesară</p> $L \geq \frac{S}{s} \quad [\text{mm}]$	<p>***</p> $L \geq \frac{S}{s} \quad [\text{mm}]$	<p>***</p> $L \geq \frac{S}{s} \quad [\text{mm}]$

- verificarea la forfecare

$$\tau_f = \frac{2M_t}{d_m b L z} \leq \tau_{af}$$

*Observație:* Pentru asamblările la care butucul este mobil pe arbore:

$$L_t = L + s \text{ (s – cursa).}$$

### 3.3. ASAMBLĂRI PRIN BOLȚURI ȘI ȘTIFTURI

#### 3.3.1. Caracterizare. Soluții constructive

Fac parte din categoria asamblărilor demontabile, prin formă, utilizând elementele intermediare denumite *știfturi* și *bolțuri*. Acestea pot îndeplini următoarele roluri funcționale:

- transmit forțe și momente relativ mici (știfturile transversale – fig. 3.16 și longitudinale – fig. 3.17);
- elemente de legătură în articulații (știfturi cilindrice, bolțuri – fig. 3.18);
- asigurarea poziției relative la montări și demontări repetate (știfturi cilindrice pentru centrare);
- asigurare și fixare (știfturi cilindrice sau conice);
- elemente de siguranță (știfturi filetate).

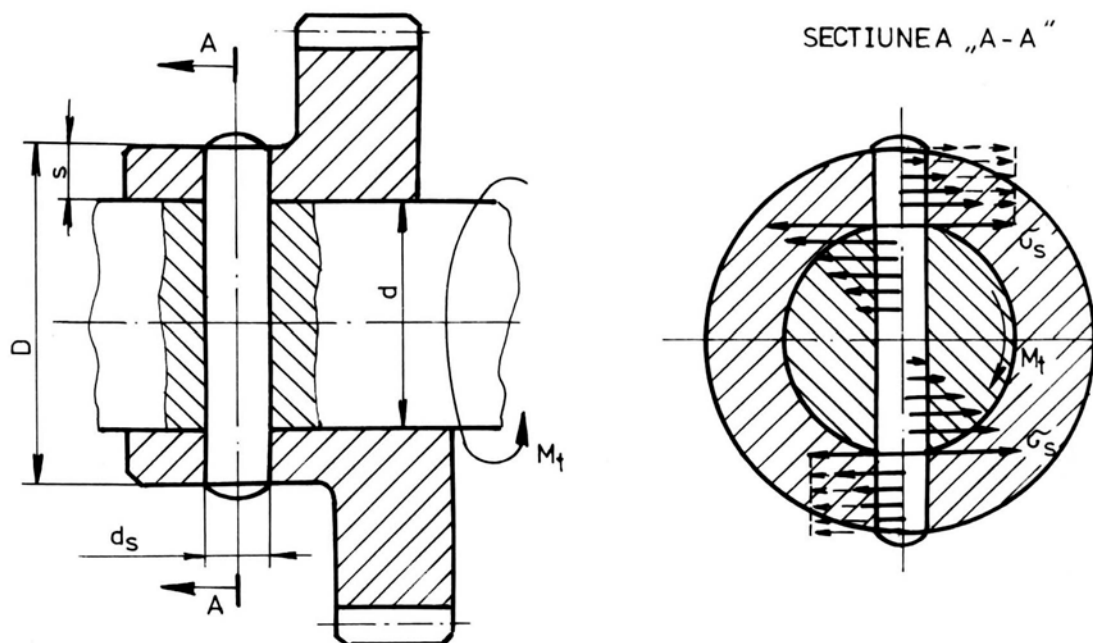


Fig. 3.16



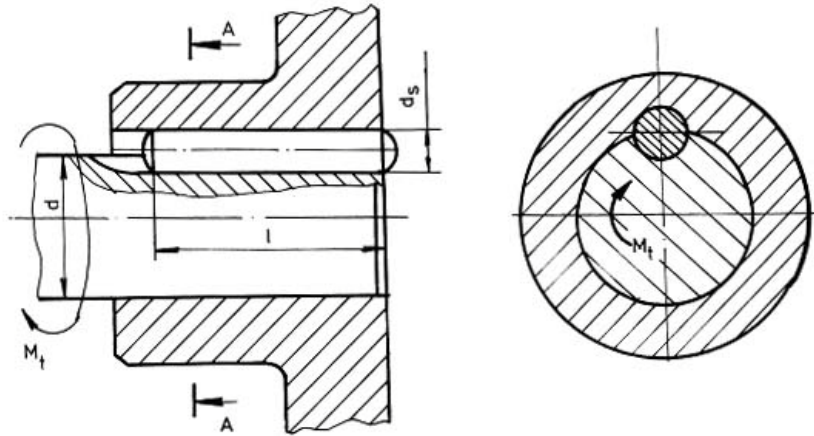
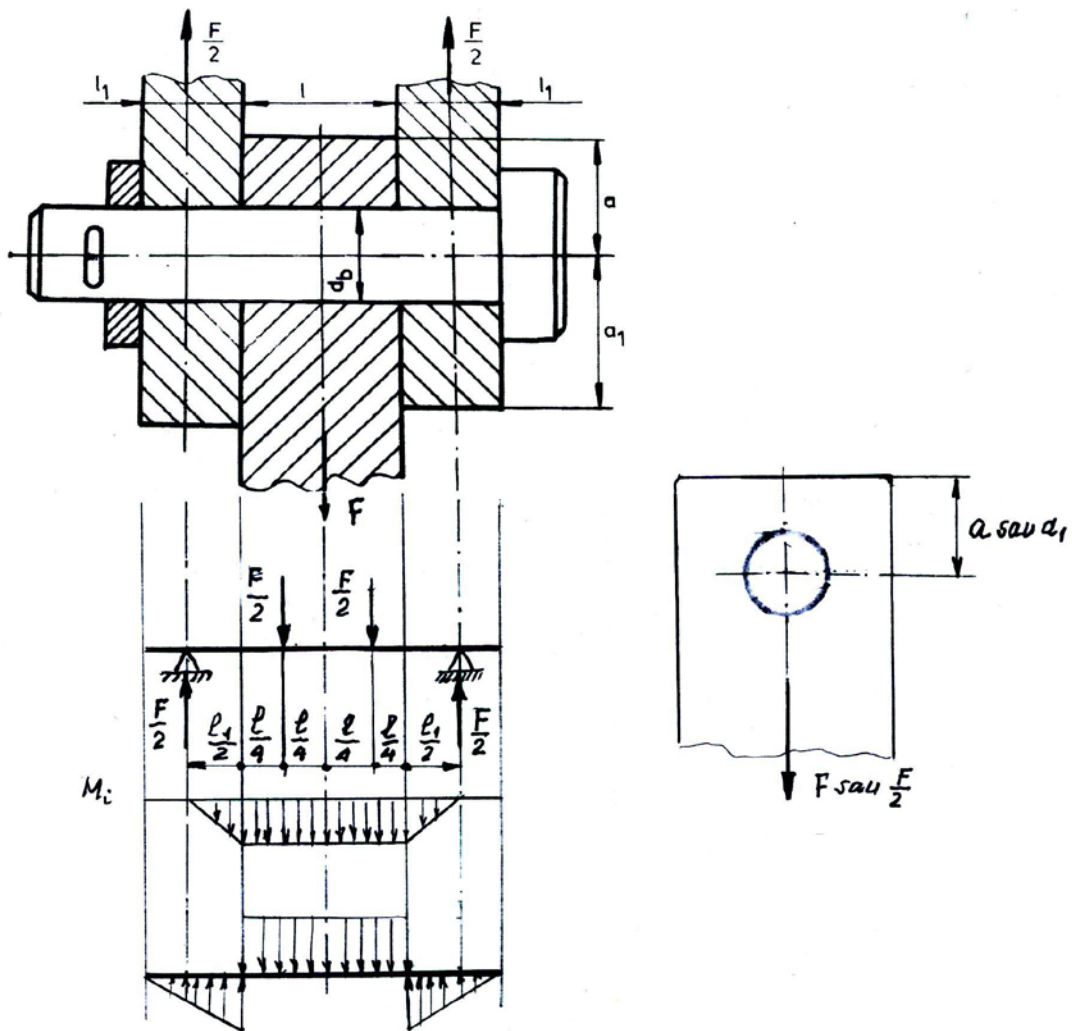


Fig.3.17

Schema de calcul este redată în fig. 3.18.



3.18

- pentru piesa centrală :  $\tau_f = F/(al) \leq \tau_{af}$ ;
- pentru piesele laterale :  $\tau_f = F/2/(a_1l_1) \leq \tau_{af1}$

### 3.3.2. Forme constructive și materiale

a) *Forma corpului* (fig. 3.19): cilindrice, conice, filetate cu cap cilindric sau conic.

b) *Forma secțiunii* (fig. 3.20): circulară plină, inelară elastică, din tablă înfășurată sau circulară crestată.

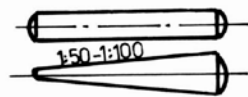


Fig. 3.19



Fig. 3.20

Pentru construcția știfturilor și bolțurilor sunt recomandate oțelurile: OL 50, 60, 70, OLC 35, 45, oțeluri aliate și oțelurile pentru arc (OLC 65A).

### 3.3.3. Elemente de calcul

a) **Asamblarea cu știft transversal** pentru transmiterea unui moment de torsiune dat:

- solicitarea de forfecare

$$\tau_f = \frac{F}{\frac{\pi}{4}d_s^2} = \frac{\frac{M_t}{d}}{\frac{\pi}{4}d_s^2} = \frac{4M_t}{\pi d d_s^2} \leq \tau_{af}$$

- solicitarea de presiune de contact

$$\sigma_{s_{1-3}} = \frac{F_1}{\frac{d}{2}d_s} = \frac{\frac{3M_1}{2d}}{\frac{d}{2}d_s} = \frac{6M_t}{d^2d_s} \leq \sigma_{a_s} \quad \text{- între știft și arbore}$$

$$\sigma_{s_{2-3}} = \frac{F_2}{s d_s} = \frac{\frac{M_t}{d+s}}{s \cdot d_s} = \frac{M_t}{(d+s) s d_s} \leq \sigma_{a_s} \quad \text{- între știft și butuc pentru cazul distribuției uniforme}$$

$$\sigma_{s_{2-3}} = \frac{F_2}{s d_s} = \frac{\frac{M_t}{d + \frac{2}{3}s}}{s d_s} = \frac{M_t}{\left(d + \frac{2}{3}s\right) s d_s} \leq \sigma_{a_s} - \text{între știft și butuc pentru cazul}$$

distribuției triunghiulare

### b) Asamblarea prin știft longitudinal

- solicitarea la forfecare

$$\tau_f = \frac{F}{d_s \ell} = \frac{2M_t}{d d_s \ell} = \tau_{af}$$

- solicitarea la presiune de contact

$$\sigma_s = \frac{F}{\frac{d_s}{2} \ell} = \frac{4M_t}{d d_s \ell} \leq \sigma_{a_s}$$

### c) Bolțul pentru articulație

- solicitarea la forfecare a bolțului :

$$\tau_f = \frac{F}{i \frac{\pi}{4} d_b^2} \leq \tau_{af} ; \quad i = 2 - \text{numărul de secțiuni de forfecare}$$

- solicitarea la forfecare a pieselor care formează articulația

$$\tau_{f_1} = \frac{F/2}{2a_1 \ell_1} \leq \tau_{af_1} \quad - \text{piesele laterale}$$

$$\tau_{f_2} = \frac{F}{2a \ell} \leq \tau_{af_2} \quad - \text{pentru piesa centrală}$$

- solicitarea bolțului la încovoiere: are loc numai în cazul în care bolțul este montat cu joc diametral mare sau joc axial între elementele articulației.

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} = \frac{\frac{F}{2} \left( \frac{\ell_1}{2} + \frac{\ell}{4} \right)}{\frac{\pi}{32} d_b^3} \leq \sigma_{ai}$$

Știfturile și bolțurile se montează în alezajele din piesele asamblate, ajustat. Ajustajul adoptat depinde de destinația asamblării, frecvența demontării și de forma constructivă a știftului. Se recomandă :

- asamblări arbore-butuc: H11/h11 ; H7/m6



- pentru realizarea centrării: H7/m6 – știfturi cilindrice cu secțiunea plină  
 H12 – știfturi cilindrice elastice  
 H8 |  
 9 | - știfturi cilindrice crestate  
 11 |

### 3.4. ASAMBLĂRI PRIN FRECARE

Transmiterea sarcinilor între elementele asamblate se realizează cu ajutorul forțelor de frecare care apar la suprafața de contact a acestora. Mărimea forțelor de frecare este dependentă de valoarea forței normale realizată pe suprafețele în contact și de valoarea coeficientului de frecare. La rândul său coeficientul de frecare, ca valoare, este influențat de: cuplul de materiale din care sunt realizate piesele asamblate, macro și microgeometria suprafețelor în contact, existența și natura materialului de ungere etc. Din aceste motive, pentru diminuarea gradului de incertitudine, în calcule, pe baza constatărilor experimentale, se introduc coeficienți de siguranță (suprasarcină) adecvați:

$$M_{t_c} = \beta M_t \quad F_{ac} = \beta F_a \quad (F_a - \text{forță axială})$$

$\beta = 1,2 \dots 1,5$  – pentru sarcini normale;

$\beta = 2 \dots 4$  – pentru sarcini dinamice cu șoc.

#### 3.4.1. Asamblări prin presare (cu strângere proprie)

**3.4.1.1. Caracterizare. Domenii de aplicare.** La aceste asamblări forța normală (radială) necesară pentru obținerea frecării în scopul transmiterii sarcinilor se realizează prin asigurarea unui ajustaj cu strângere între arbore și butuc, frecvent în sistemul alezaj unitar ( $d_a > d_b$ ) – fig. 3.21.

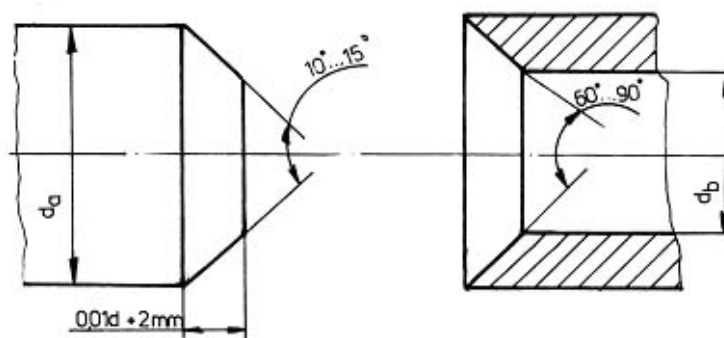


Fig. 3.21

Asamblarea se poate realiza în două moduri :

- La aceeași temperatură a pieselor asamblate, prin introducerea butucului pe arbore sau invers cu ajutorul unor prese cu șurub sau hidraulice. Pentru limitarea distrugerii rugozităților de suprafață piesele asamblate se ung și se execută cu conicitate directoare, iar viteza de presare se recomandă să nu depășească 2 mm/s.

- La temperaturi diferite, încălzind butucul (în baie de ulei: 165°C...200°C, în cuptor : 600°C , pe placă electrică : 100°C) sau răcind arborele (cu aer lichid: 190°C sau zăpadă carbonică: 72°C).

În ambele cazuri, arborele și butucul vor avea înainte de montaj diametre aproximativ egale. Prin răcirea butucului, respectiv încălzirea arborelui, după montaj apare strângerea radială necesară pentru transmiterea sarcinilor prin frecare.

Această tehnologie de montaj, mai scumpă decât cea anterioară, prezintă avantajul că nu se distruge rugozitățile de suprafață și, ca urmare, asigură un coeficient de frecare mai ridicat.

Asamblările prin frecare prezintă următoarele *avantaje*: posibilitatea transmiterii unor sarcini mari, alternante și chiar cu șocuri, asigură o foarte bună centrare a butucului pe arbore, economie de greutate și spațiu, preț de cost redus etc.

Simultan apar *dezavantajele*: tehnologie de execuție specială, posibilitatea deteriorării suprafețelor la demontare, necesitatea selectării pieselor înainte de montaj pentru limitarea domeniului de variație a strângerii la același diametru nominal și ajustaj.

Domeniul de aplicabilitate a asamblărilor prin presare este foarte larg, de la îmbinarea a două organe de mașini diferite (asamblarea pe arbori a roților, a rulmenților etc.) la realizarea unui organ de mașină din părți componente (asamblarea bandajului pe discul roții de vagon, asamblarea coroanei dințate pe corpul roții etc.).

### 3.4.1.2. Elemente de calcul

#### a. Determinarea presiunii minime, necesară la contactul dintre piesele asamblate, pentru transmiterea sarcinilor date

După realizarea asamblării pe suprafețele în contact apare presiunea radială, presupusă uniform distribuită, ca urmare a lărgirii alezajului, respectiv a micșorării arborelui (fig. 3.22). Sarcinile se vor transmite de la arbore la butuc sau invers, prin frecarea ce se dezvoltă la suprafața de contact :

- forța axială

$$F_{ac} = \beta F_a = \mu \pi d \ell \sigma_{s_{min}}$$

$$\Rightarrow \sigma_{s_{min}} = \frac{\beta F_a}{\pi \mu d \ell}$$

- momentul de torsiune

$$M_{t_c} = \beta M_t = \pi \mu \frac{d^2}{2} \ell \sigma_{s_{min}}$$

$$\Rightarrow \sigma_{s_{min}} = \frac{2 \beta M_t}{\pi \mu d^2 \ell}$$

- forța axială și moment de torsiune, simultan

$$(F_f)_{\text{tot}} = \sqrt{(F_f^a)^2 + (F_f^m)^2} = \sqrt{(\beta F_a)^2 + \left(\frac{2\beta M_t}{d}\right)^2} = \mu \pi d \ell \sigma_{s_{\min}} \Rightarrow \sigma_{s_{\min}} = \frac{\sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2M_t}{d}\right)^2}}{\pi \mu d \ell} \beta$$

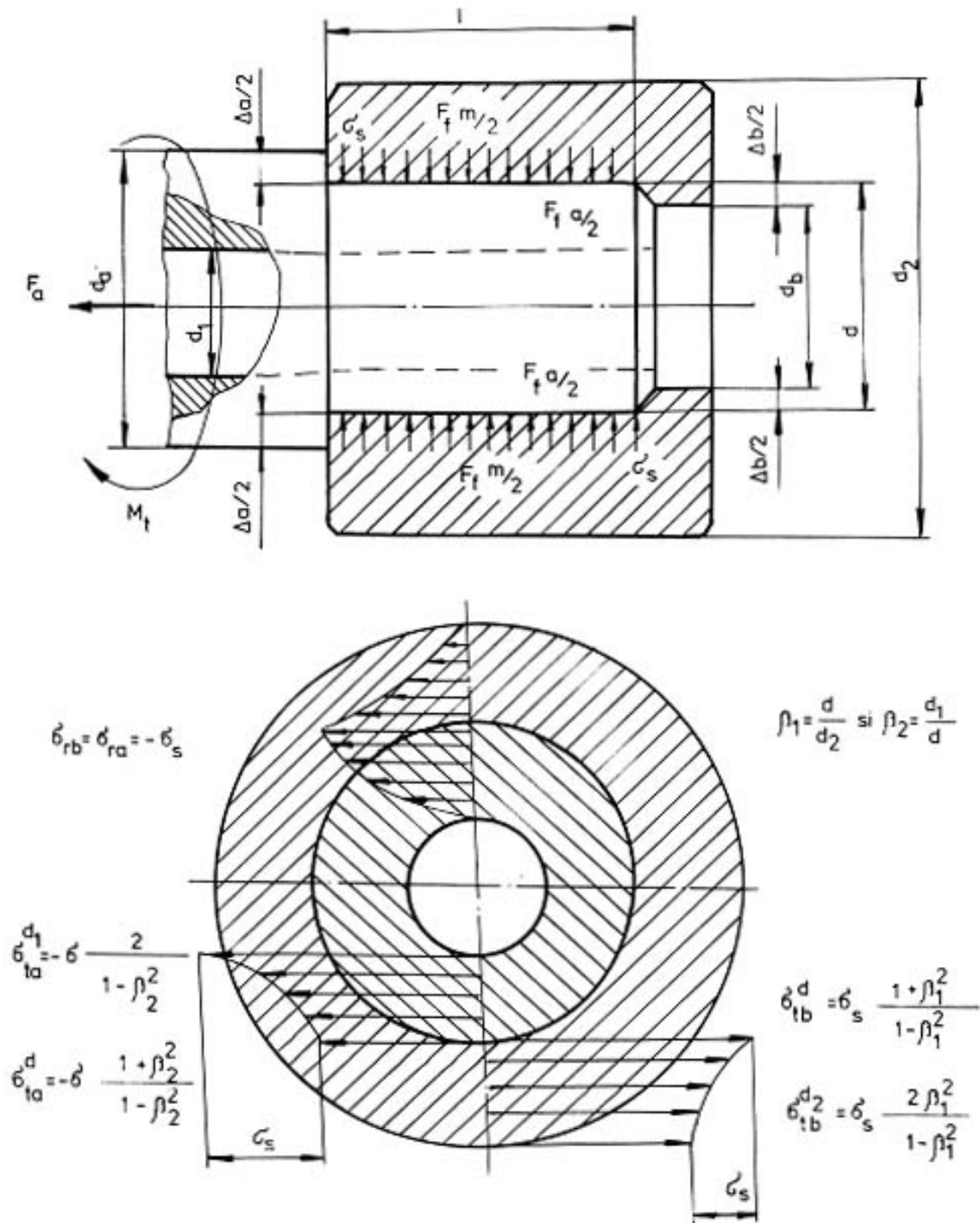


Fig. 3.22

*b. Determinarea presiunii maxime posibile la contactul dintre arbore și butuc*

În urma realizării montajului, datorită strângerii radiale, atât în arbore cât și în butuc va apărea o stare spațială de tensiuni ( $\sigma_r$ ,  $\sigma_t$ ,  $\sigma_{ax}$ ). Pentru simplificare, se presupune lungimea butucului infinită, deci tensiunea axială ( $\sigma_{ax}$ ) nulă, considerându-se astfel o stare plană de tensiuni. Repartiția tensiunilor radiale ( $\sigma_r$ ) și tangențiale ( $\sigma_t$ ) este cunoscută de la asamblarea tuburilor cu pereți groși din teoria elasticității, iar valorile sunt date de relațiile lui Lamé.

Folosind teoria energiei de deformare în cazul stării de solicitare se va obține :

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}$$

- pentru arbore, la suprafața interioară :

$$(\sigma_{ech})_a = |\sigma_{t_{a_{max}}}| = \sigma_s \frac{2}{1-\beta_2^2}$$

- pentru butuc, la suprafața interioară :

$$(\sigma_{ech})_b = \sqrt{\sigma_{rb}^2 + (\sigma_{tb})_{max}^2 - \sigma_{rb}(\sigma_{tb})_{max}} = \sigma_s \frac{\sqrt{3+\beta_1^4}}{1-\beta_1^2}$$

Din condiția ca tensiunile echivalente să nu depășească valoarea admisibilă, se poate determina presiunea maximă posibilă la contactul arbore-butuc :

$$(\sigma_{ech})_a = \sigma_s \frac{2}{1-\beta_2^2} \leq (\sigma_{as})_a \quad (\sigma_{s_{max}})_a = \frac{1-\beta_2^2}{2} (\sigma_{as})_a$$

$$(\sigma_{ech})_b = \sigma_s \frac{\sqrt{3+\beta_1^4}}{1-\beta_1^2} \leq (\sigma_{as})_b \quad (\sigma_{s_{max}})_b = \frac{1-\beta_1^2}{\sqrt{3+\beta_1^4}} (\sigma_{as})_b$$

în care :  $(\sigma_{as})_{a,b} = \frac{(\sigma_c)_{a,b}}{c_c}$  sau  $\frac{(\sigma_r)_{a,b}}{c_r}$ ;  $c_c = 1,1...1,3$  și  $c_r = 2...3$

*Observație:* În calcul se va adopta valoarea minimă dintre cele două valori maxime obținute anterior.

*c) Determinarea ajustajului necesar pentru transmiterea prin frecare a sarcinilor între piesele asamblate*

*c.1. Strângerea teoretică obținută în urma asamblării presate*

$$s_t = d_a - d_b = (d + \Delta a) - (d - \Delta b) = \Delta a + \Delta b = d (|\varepsilon_a| + |\varepsilon_b|)$$

în care:  $\Delta a$ ,  $\Delta b$  – modificarea efectivă a dimensiunilor ale arborelui, respectiv butucului;

$\varepsilon_a$ ,  $\varepsilon_b$  – deformațiile specifice diametrului pentru arbore, respectiv butuc.

Deformațiile specifice diametrului se pot calcula folosind legea lui Hooke pentru starea plană de tensiuni [ $\varepsilon = (\sigma_1 - \mu\sigma_2)/E$ ]:

- pentru arbore, la suprafața exterioară

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E_a} \left( -\sigma_s \frac{1+\beta_2^2}{1-\beta_2^2} + \mu_a \sigma_s \right) = -\frac{\sigma_s}{E_a} \left( \frac{1+\beta_2^2}{1-\beta_2^2} - \mu_a \right)$$

- pentru butuc, la suprafața interioară

$$\varepsilon_b = \frac{1}{E_b} \left( -\sigma_s \frac{1+\beta_1^2}{1-\beta_1^2} + \mu_b \sigma_s \right) = \frac{\sigma_s}{E_a} \left( \frac{1+\beta_1^2}{1-\beta_1^2} + \mu_b \right)$$

în care  $\mu_{a,b}$  – coeficientul lui Poisson pentru materialele arborelui, respectiv butucului

$$(\mu_{a,b} = 0,33 - OL \quad \text{și} \quad \mu = 0,25 - F_a).$$

Strângerea teoretică va rezulta:

$$s_t = \sigma_s d \left[ \frac{1}{E_b} \left( \frac{1+\beta_1^2}{1-\beta_1^2} + \mu_b \right) + \frac{1}{E_a} \left( \frac{1+\beta_2^2}{1-\beta_2^2} - \mu_a \right) \right] \times 10^3 \quad [\mu m]$$

c.2. Strângerea teoretică minimă necesară pentru transmiterea sarcinilor date:

$$s_{t_{min}} = \sigma_{s_{min}} d \left[ \frac{1}{E_b} \left( \frac{1+\beta_1^2}{1-\beta_1^2} + \mu_b \right) + \frac{1}{E_a} \left( \frac{1+\beta_2^2}{1-\beta_2^2} - \mu_a \right) \right] \times 10^3 \quad [\mu m]$$

c.3. Strângerea teoretică maximă posibilă la contactul arbore-butuc :

$$s_{t_{max}} = \sigma_{s_{max}} d \left[ \frac{1}{E_b} \left( \frac{1+\beta_1^2}{1-\beta_1^2} + \mu_b \right) + \frac{1}{E_a} \left( \frac{1+\beta_2^2}{1-\beta_2^2} - \mu_a \right) \right] \times 10^3 \quad [\mu m]$$

c.4. *Strângerea aparentă*. Strângerea reală a butucului pe arbore este influențată, în sensul reducerii, de distrugerea rugozităților în timpul montajului, de diferența de dilatare a butucului față de arbore, precum și de modul diferit de deformare elastică a butucului față de arbore sub acțiunea aceleiași sarcini exterioare. La viteze periferice mari strângerea reală este influențată, în sensul reducerii, de apariția forței centrifuge care va deforma butucul. Din aceste motive, alegerea ajustajului necesar se va face în funcție de strângerea aparentă dată de relația:

$$s_{ap} = s_t + \Delta s_R + \Delta s_t + \Delta s_{d_e} + \Delta s_{F_c}$$

în care:  $\Delta s_R$  - corecția strângerii prin care se ține seama de reducerea acesteia ca urmare a distrugerii rugozităților :

$$\Delta s_R = 1,2(R_{a_{max}} + R_{b_{max}})$$

$R_{a,b \max}$  - rugozitatea maximă a arborelui, respectiv a butucului; se admite că rugozitățile se distrug pe ~ 60 % din înălțime;

$\Delta s_t$  - corecția strângerii prin care se ține seama de diminuarea acesteia ca urmare a dilatării diferite a butucului față de arbore :

$$\Delta s_t = \alpha_b d (t_b - t_o) - \alpha_a \alpha (t_a - t_o),$$

unde :

$\alpha_{a,b}$  - coeficienții de dilatare termică liniară a materialului arborelui, respectiv butucului;

$t_{a,b}$  - temperatura la care funcționează arborele, respectiv butucul;

$t_o$  - temperatura mediului ambiant;

$\Delta s_{de}$  - corecția strângerii prin care se ține seama de reducerea acesteia ca urmare a deformării elastice diferite a butucului față de arbore sub aceeași forță; apare atunci când butucul și arborele se confecționează din materiale mult diferite (oțel-aluminiu; oțel-zinc; oțel-material plastic);

$\Delta s_{Fc}$  - corecția strângerii teoretice prin care se compensează diminuarea datorată forței centrifuge.

Strângerea aparentă minimă:

$$(s_{ap})_{\min} = s_{t_{\min}} + \Delta s_R + \Delta s_t + \Delta s_{de} + \Delta s_{Fc}$$

Strângerea aparentă maximă:

$$(s_{ap})_{\max} = s_{t_{\max}} + \Delta s_R + \Delta s_t + \Delta s_{de} + \Delta s_{Fc}$$

c.5. Alegerea ajustajului necesar. Se va face avându-se în vedere satisfacerea simultană a următoarelor condiții:

$$(s_{ap})_{\min} \leq s_{\min} \quad \text{și} \quad (s_{ap})_{\max} \leq s_{\max}$$

în care:  $s_{\min}, s_{\max}$  - strângerea minimă, respectiv maximă a ajustajului ales.

Se recomandă alegerea unui ajustaj preferențial standardizat.

d) *Forța axială necesară pentru realizarea asamblării la aceeași temperatură a pieselor asamblate*

$$F_a = \mu \pi d \ell \sigma_{s_{\max}}^*$$

în care:

$$\sigma_{s_{\max}}^* = \frac{s_{\max} \times 10^{-3}}{d \left[ \frac{1}{E_b} \left( \frac{1 + \beta_1^2}{1 - \beta_1^2} + \mu_b \right) + \frac{1}{E_a} \left( \frac{1 + \beta_2^2}{1 - \beta_2^2} - \mu_a \right) \right]}$$

e) *Diferența de temperatură necesară pentru introducerea liberă a butucului pe arbore*

$$\alpha_{a,b} d \Delta t_{a,b} = (s_{\max} + j) 10^{-3},$$

din care :

$$\Delta t = \frac{(s_{\max} + j) 10^{-3}}{d \cdot \alpha_{a,b}}$$

unde:  $j \geq \frac{d}{1000}$  - jocul suplimentar pentru a ține seama de modificarea dimensiunii din momentul începerii montajului până la finalul acestuia.

f) *Determinarea deformațiilor de la interiorul arborelui și de la exteriorul butucului*

După realizarea montajului la interiorul arborelui, respectiv la exteriorul butucului apar deformații care pot influența buna funcționare a ansamblului realizat (presarea cuzinetului sub formă de bucușă în corpul lagărului, presarea coroanei dințate pe corpul roții etc.).

- deformația arborelui la interior:

$$\Delta a_i = d_1 \varepsilon_a = d_1 \frac{1}{E_a} (\sigma_{t_a} - \mu_a \sigma_{r_a})$$

Ținând seama de tensiunile care apar la interiorul arborelui, rezultă:

$$\Delta a_i = -\frac{d_1}{E_a} \cdot \sigma_{s_{\max}}^* \frac{2}{1-\beta_2^2} = -\frac{\sigma_{s_{\max}}^*}{E_a} \cdot \frac{2d_1}{1-\beta_2^2}$$

- deformația la exteriorul butucului

$$\Delta b_e = d_2 \varepsilon_b = d_2 \frac{1}{E_b} (\sigma_{t_b} - \sigma_{r_b} \mu), \text{ din care:}$$

$$\Delta b_e = \frac{\sigma_{s_{\max}}^*}{e} \frac{2\beta_1^2}{1-\beta_1^2} d_2$$

**3.4.1.3. Asamblarea presată dintre un arbore plin și un butuc cu perete subțire**

În acest caz se pot considera pentru arbore deformațiile nule, iar pentru butuc deformația radială și tensiunea radială nule, fiind mult mai reduse decât cele tangențiale (fig. 3.23).

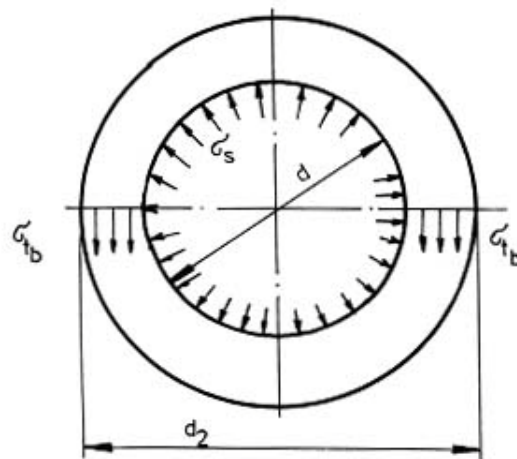


Fig. 3.23

Efortul unitar tangențial se poate obține scriind ecuația de echilibru de forțe, pentru jumătate din butuc, de direcția axei verticale:

$$\sigma_s \cdot d \cdot l = \sigma_{t_b} \cdot \frac{d_2 - d}{2} \cdot 2 \cdot l$$

de unde:

$$\sigma_{t_b} = \frac{d}{d_2 - d} \cdot \sigma_s = \sigma_s \frac{\beta}{1 - \beta}; \quad \beta = \frac{d}{d_2}$$

Strângerea teoretică va fi în acest caz dată de relația:

$$s_t = d - d_b = \Delta b = \varepsilon_b \cdot d = \frac{\sigma_{t_b}}{E_b} d$$

din care rezultă:

$$s_t = \frac{\sigma_s}{E_b} d \frac{\beta}{1 - \beta} \cdot 10^3 [\mu\text{m}] \quad \left| \begin{array}{ll} \sigma_s \Rightarrow \sigma_{s_{\min}} & \text{necesar} \\ \sigma_s \Rightarrow \sigma_{s_{\max}} & \text{admisibil} \end{array} \right.$$

De aici încolo calculul se va efectua ca și în cazul anterior.

### 3.5. ASAMBLAREA PRIN STRÂNGERE PE CON

#### 3.5.1. Caracterizare

Asamblarea necesită prelucrarea arborelui la exterior, respectiv butucul la interior cu aceeași conicitate. La montaj butucul este strâns axial pe arbore, rezultând astfel strângerea (apăsarea) radială (normală), necesară pentru generarea frecării în scopul transmiterii unui moment de torsiune (fig. 3.24).

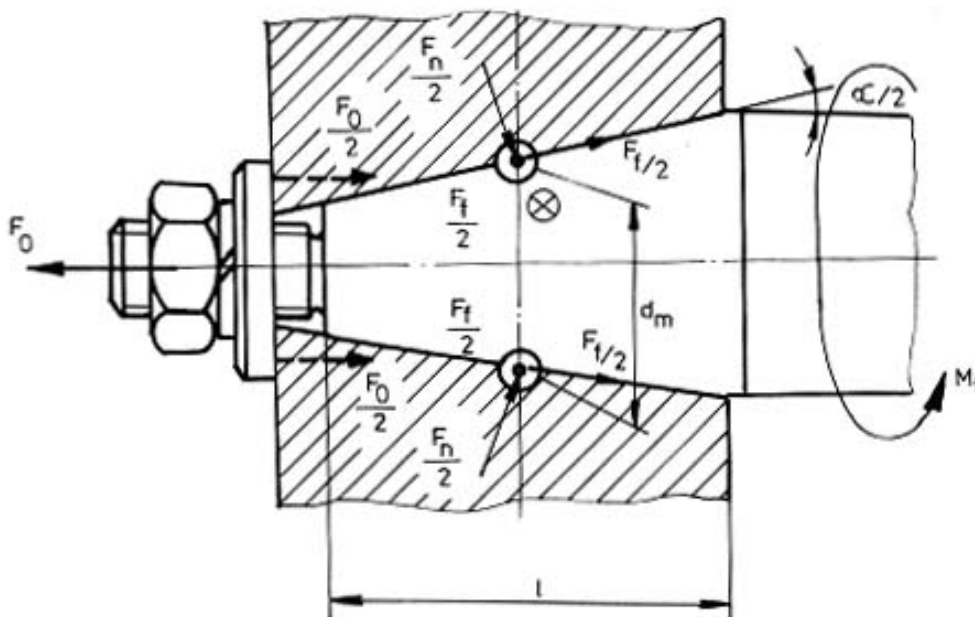


Fig. 3.24

Strângerea axială a butucului pe arbore se poate realiza fie cu ajutorul unei piulițe înșurubată pe capătul arborelui, care se termină cu o tijă filetată, fie cu ajutorul



unui șurub, înșurubat în capătul arborelui în care este prevăzut alezajul filetat corespunzător (fig. 3.25).

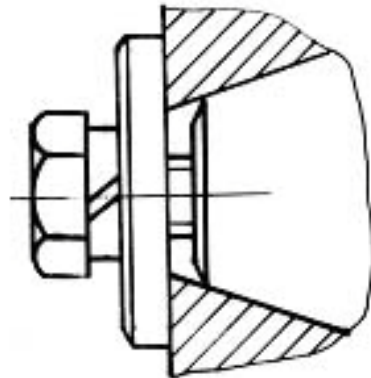


Fig. 3.25

Unghiul recomandat la vârful conului poate avea valori cuprinse între  $15^\circ \dots 22^\circ 30'$ , respectiv conicitățile recomandate pot fi: 1:1,866; 1: 1,666; 1: 1,207.

În acest caz, nefiind asigurată condiția de autofixare  $\left(\frac{\alpha}{2} \leq \varphi\right)$ , se impune necesitatea strângerii axiale cu piuliță sau șurub.

Dacă se vor adopta conicități mai mici, 1:5...1:50, se poate asigura condiția de autofixare  $\left(\frac{\alpha}{2} \leq \varphi\right)$ , iar prin realizarea arborelui mai mare decât butucul se poate obține un ajustaj conic cu strângere care va determina efectul de apăsare normală (radială) necesară generării frecării pentru transmiterea momentului de torsiune.

Asamblarea prin strângere pe con se poate utiliza numai în cazul îmbinării butucului pe capătul arborelui și pentru diametre ale acestuia nu prea mari.

### 3.5.2. Elemente de calcul

Pentru siguranța transmiterii momentului de torsiune prin frecare de la arbore la butuc, sau invers, se impune necesitatea strângerii piuliței, respectiv a șurubului, cu o forță  $F_o$ , a cărei valoare se determină prin scrierea ecuației de echilibru a forțelor la montaj pe direcția axei de rotație:

$$F_o = F_n \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right)$$

în care:  $\mu$  - coeficientul de frecare la contactul arbore-butuc.

Forța de apăsare normală,  $F_n$ , la contactul arbore-butuc, se poate stabili din ecuația de moment în raport cu axa de rotație:

$$M_{t_c} = \beta M_t = M_f = F_f \cdot \frac{d_m}{2} = \mu F_n \frac{d_m}{2}$$

din care:  $F_n = \frac{2\beta M_t}{\mu d_m}$ , respectiv  $F_o = \frac{2\beta M_t}{\mu d_m} \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right)$ .

Cu ajutorul forței  $F_n$  se poate realiza verificarea la presiune de contact a pieselor asamblate

$$\sigma_s = \frac{F_n}{A_s} = \frac{\mu d_m}{\pi d_m \ell} = \frac{2\beta M_t}{\pi \mu d_m^2 \ell} \leq \sigma_{as}$$

în care:  $\sigma_{as}$  – rezistența admisibilă la presiune de contact adoptată în funcție de calitatea materialului mai slab din care este confecționat arborele sau butucul, sau se determină lungimea necesară pentru contactul arbore-butuc:

$$\ell \geq \frac{2\beta M_t}{\pi \mu d_m^2 \sigma_{as}}$$

Forța de strângere axială  $F_o$  se va utiliza fie pentru dimensionarea capătului filetat al arborelui, respectiv a șurubului, fie pentru verificarea acestora.

În cazul asamblării prin strângere pe con, cu asigurarea condiției de autofixare, calculul se poate realiza prin adaptarea relațiilor de la asamblarea cilindrică prin presare. Pentru simplificare, ca și în cazul anterior, se asimilează trunchiul de con printr-un cilindru care are diametrul egal cu diametrul mediu.

# ASAMBLĂRI NEDEMONTABILE

## 4.1. ASAMBLĂRI SUDATE

### 4.1.1. Caracterizare. Domenii de utilizare. Clasificarea îmbinărilor sudate

Sudarea este procedeul tehnologic de îmbinare nedemontabilă a două piese confecționate din materiale identice sau similare (din punct de vedere al compoziției chimice și structurii) prin aducerea suprafețelor alăturate în stare topită sau plastică. Îmbinarea se poate realiza cu sau fără *material de adaos* (electrod), cu sau fără exercitarea unor *forțe de apăsare* din exterior a celor două piese.

În cazul realizării îmbinării sudate prin topire, cu material de adaos, porțiunea îmbinării se numește *cordoan de sudură*. Acesta este alcătuit din următoarele zone (fig. 4.1):

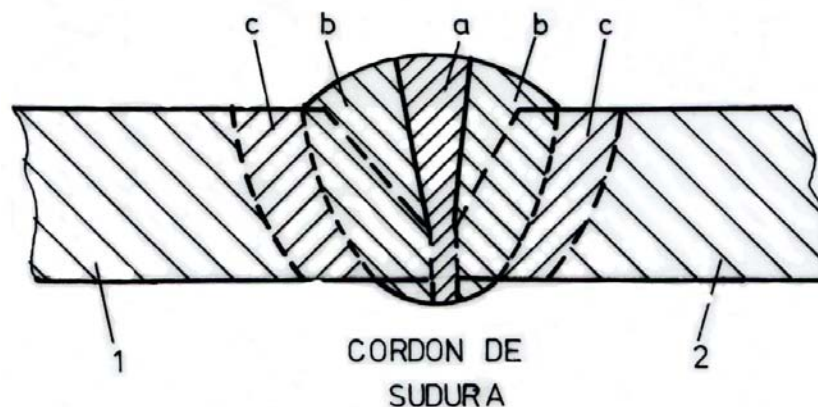


Fig. 4.1

- a) zona materialului de adaos;
- b) zone de interdifuziune și aliere a materialului de adaos cu materialul pieselor asamblate (1 și 2); în aceste zone se realizează îmbinarea propriu-zisă prin acțiunea forțelor de interacțiune moleculară a materialelor puse în contact intim;
- c) zone cu structură modificată datorită încălzirii locale din timpul sudării; prezența acestor zone determină efectul de concentrare a tensiunilor care fac ca îmbinarea sudată să aibă o rezistență mecanică mai scăzută decât piesele asamblate.

Atunci când asamblarea se realizează fără material de adaos și cu exercitarea unor forțe de apăsare din exterior, în porțiunea îmbinării apare numai zona de interdifuziune a materialelor celor două piese asamblate și zonele cu structură modificată datorită încălzirii locale (fig. 4.2).

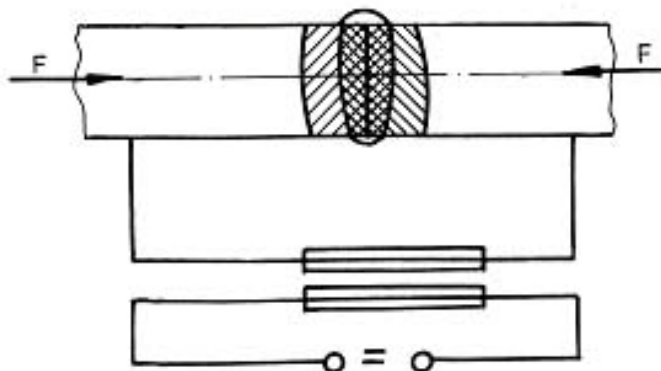


Fig. 4.2

Datorită perfecționărilor aduse tehnologiei de sudare, precum și datorită procedurilor moderne de control a calității îmbinării (radiații  $x$ ,  $\gamma$ , ultrasunete, controlul magnetic, controlul cu substanțe penetrante), sudarea a căpătat o mare extindere, devenind un procedeu de bază în industria constructoare de mașini și utilaje. Astfel, ea este folosită în prezent:

- ca mijloc de îmbinare a părților componente ale unei piese complexe sau ale unui subansamblu;
- ca procedeu de fabricație în combinație cu alte operații tehnologice (matrițare, forjare, etc.) pentru obținerea unor subansamble care în mod obișnuit se obțin greu și cu preț de cost ridicat prin tehnologii clasice;
- ca mijloc de efectuare a recondiționărilor și reparațiilor unor piese uzate, fisurate sau rupte accidental;
- ca procedeu de tăiere (debitare) a semifabricatelor.

Comparativ cu celelalte procedee tehnologice (nituirea, turnarea, forjarea etc.), sudarea prezintă următoarele *avantaje*:

- economie de material (prin reducerea grosimii pereților – comparativ cu turnarea, prin reducerea adaosurilor în prelucrare – comparativ cu forjarea, prin eliminarea parțială sau totală a elementelor intermediare – comparativ cu nituirea);
- asigură posibilitatea obținerii unor construcții rezistente și stabile (rigide) cu greutate minimă;
- permite utilizarea materialelor de calitate superioară numai acolo unde este strict necesar;
- asigură o etanșeitate mult mai sigură (comparativ cu nituirea);
- tehnologia de realizare este relativ simplă și se poate automatiza sau semiautomatiza;
- calitatea îmbinării poate fi testată.

Simultan, la adoptarea procedurii tehnologice de sudare, trebuie avute în vedere următoarele *dezavantaje*:

- calitatea îmbinării este subiectivă (se poate elimina total sau parțial prin automatizare sau semiautomatizare);
- în zona îmbinării apar tensiuni remanente (se poate diminua acest dezavantaj prin tratament termic adecvat – detensionare);
- rezistență mecanică, îndeosebi la solicitări variabile, mai redusă;
- testarea calității necesită aparatură și calificare specială;
- în unele cazuri necesită dispozitive de fixare și poziționare relativ complicate în scopul evitării deformațiilor și pentru asigurarea poziției relative.

Asamblările sudate se pot clasifica după următoarele criterii:

- după *procedeul tehnologic de realizare* :
  - a) prin topire – cu arc electric, cu flacără oxiacetilenică, cu aer cald, cu jet de plasmă;
  - b) prin presiune – în acest caz, încălzirea se realizează, în principal, prin rezistența electrică de contact, iar presiunea prin exercitarea unor forțe de apăsare din exterior; încălzirea se mai poate realiza și prin frecare, iar presiunea prin efect de explozie;
- după *poziția relativă a pieselor asamblate* :
  - a) **asamblări sudate cap la cap** cu sau fără prelucrarea capetelor (fig. 4.3).

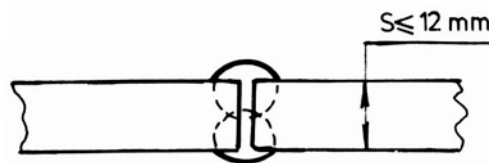


Fig. 4.3

Atunci când grosimea pieselor asamblate depășește 12 mm se impune prelucrarea capetelor. În caz contrar, se va obține o îmbinare de calitate inferioară datorită arderii materialului prin menținerea sursei de încălzire în scopul topirii pe toată grosimea.

Spațiul dintre capetele pieselor prelucrate în care se realizează cordonul de sudură se numește *rost pentru sudare*. Forma acestuia și dimensiunile sunt standardizate în funcție de procedeul tehnologic de sudare, calitatea materialului pieselor, calitatea materialului de adaos, forma și dimensiunile pieselor și de condițiile de exploatare.

Rosturile pentru sudare cel mai frecvent utilizate sunt (fig. 4.4):

- în „V” :  $5 < s \leq 20$  mm
- în „X” :  $s > 15$  mm
- în „U” :  $s > 20$  mm
- în „K” .

La asamblările sudate în „U” și „V” se impune sudarea și la rădăcina cordonului de sudură (resudarea la rădăcină) cu sau fără curățirea (crăițuirea) rădăcinii înainte de sudare.

În cazul îmbinării cap la cap a două piese cu grosimi diferite este necesară subțierea piesei cu grosime mai mare pentru a se diminua efectul de concentrare a tensiunilor prin devierea liniilor de forțe transmise între piesele asamblate (fig. 4.5).

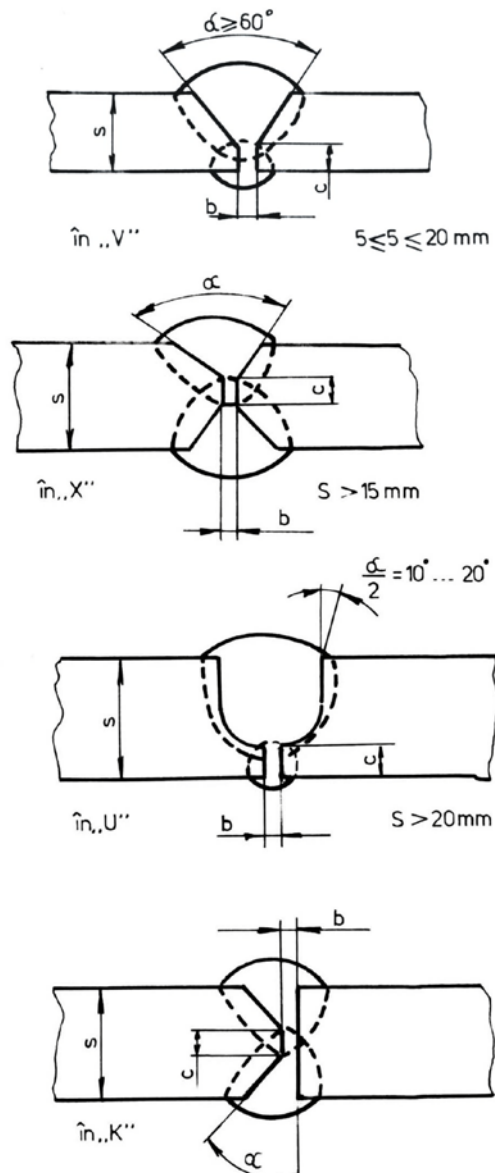


Fig. 4.4

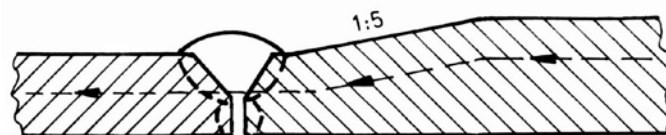


Fig. 4.5

- b) **asamblări sudate prin suprapunere** (prin cordoane de sudură în colț)
- b.1. suprapunere *directă* (fig. 4.6)

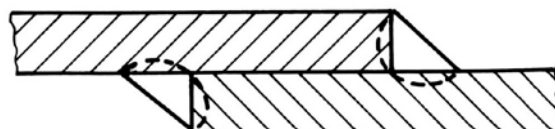


Fig. 4.6

b.2. suprapunere *cu eclise* (fig. 4.7)

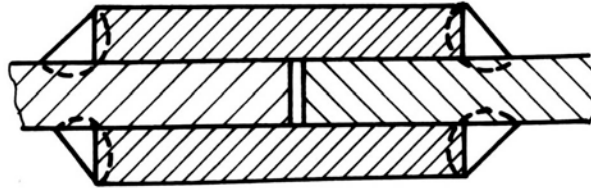


Fig. 4.7

b.3. suprapunere *în „T”*

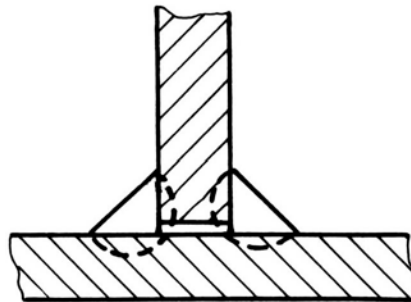


Fig. 4.8

Cordoanele de sudură în colț se pot realiza:

\* **cu suprafața exterioară dreaptă** (fig. 4.9, a):  $a = 0,7s$ , se execută cel mai ușor;

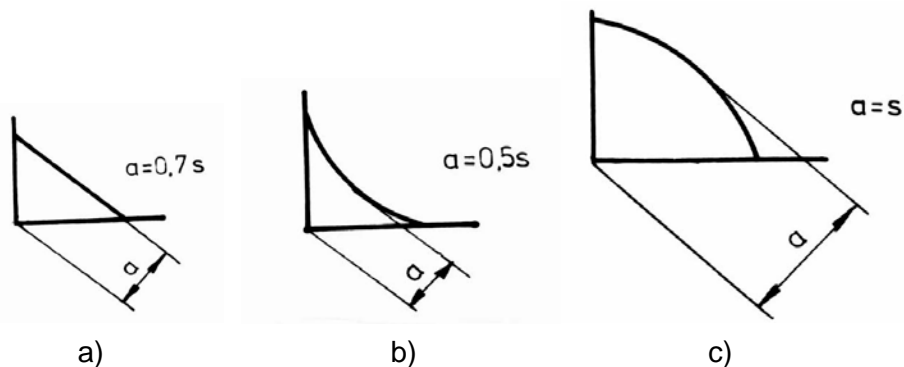


Fig. 4.9

\* **cu suprafața exterioară concavă** (fig. 4.9, b):  $a = 0,5s$  și se recomandă pentru solicitări variabile deoarece fluxul liniilor de forță este continuu deviat;

\* **cu suprafața convexă** (fig. 4.9, c):  $a = s$  și se recomandă pentru solicitări statice deoarece asigură cea mai mare secțiune portantă.

*Observație:* Modificarea mai mult sau mai puțin bruscă a traseului fluxului de forță determină creșterea efectului de concentrare a tensiunilor - fig. 4.10, a și b).

c) după *poziția cordonului de sudură* în timpul execuției (fig. 4.11):

- c.1. **cordon de sudură orizontal** executat pe piese așezate **orizontal** ;
- c.2. **cordon de sudură vertical** ;
- c.3. **cordon de sudură orizontal** executat pe piese așezate **vertical**;
- c.4. **cordon de sudură executat „peste cap”**.

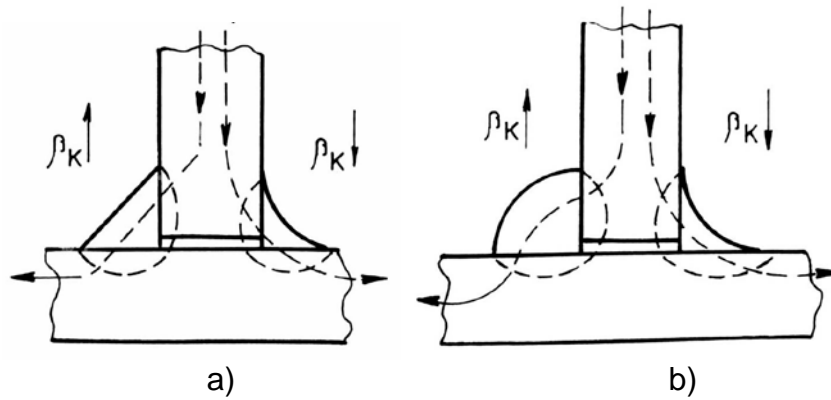


Fig. 4.10

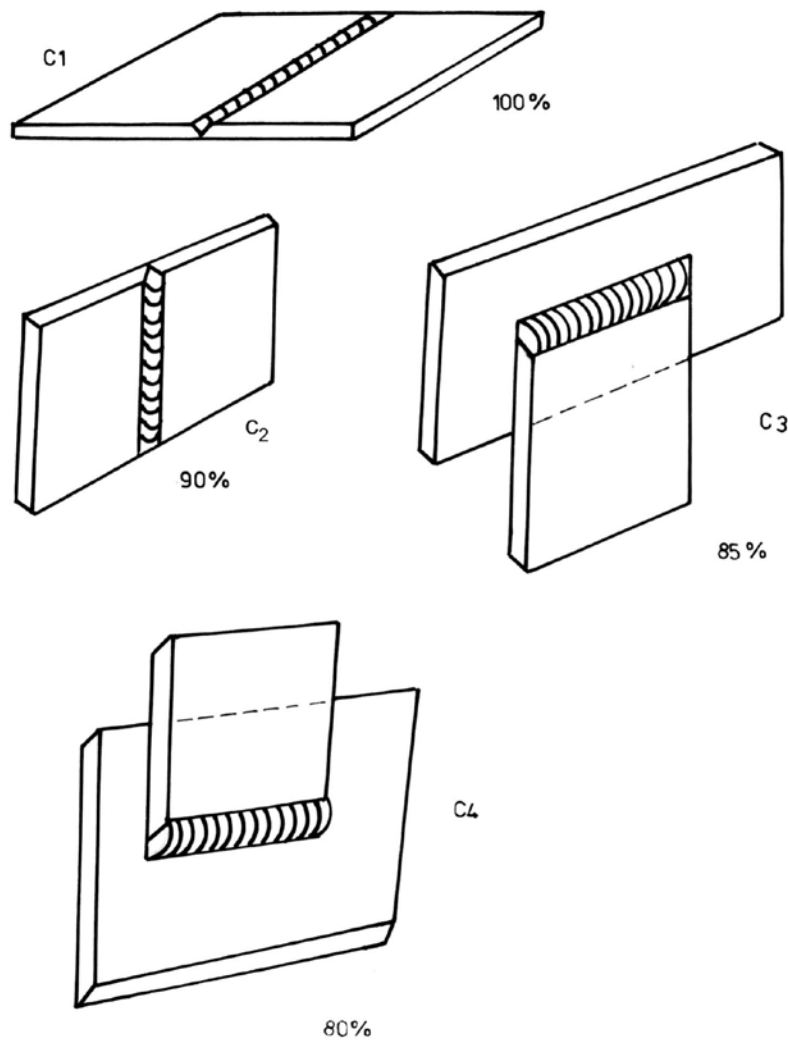


Fig. 4.11

Calitatea cordonului obținut scade de la c.1 la c.4 datorită curgerii metalului topit sub efect gravitațional în timpul execuției.  
- după *clasa de execuție*:



- a) clasa I de execuție – îmbinările sudate supuse la solicitări importante și care se verifică integral din punct de vedere al calității (cazane, recipiente sub presiune, autovehicule, poduri, macarale);
- b) clasa II de execuție – îmbinările sudate supuse la solicitări medii și care se verifică parțial din punct de vedere al calității;
- c) clasa III de execuție – solicitări reduse care nu sunt supuse unor condiții sau încercări speciale de recepție.

#### 4.1.2. Sudabilitatea metalelor

Sudabilitatea reprezintă însușirea unui metal de a forma asamblări sudate în anumite condiții de sudare date. Ea este o însușire complexă dependentă de:

- compoziția și structura materialului pieselor sudate;
- procedeul tehnologic de sudare adoptat;
- compoziția și structura materialului de adaos (electrodului);
- modul de pregătire a pieselor înainte de asamblare;
- tratamentul termic sau mecanic la care este supusă asamblarea după execuție;
- mediul în care se execută asamblarea.

În ceea ce privește mediul în care se poate executa asamblarea se menționează următoarele alternative:

- sudarea în mediu ambiant (cordonul de sudură este în contact direct cu aerul); contactul metalului topit cu oxigenul din aer determină formarea de oxizi, care diminuează calitatea cordonului;
- sudarea sub strat de flux (material granular de o anumită compoziție chimică cu care se acoperă cordonul imediat după formare);
- sudarea în mediu de gaz protector (CO<sub>2</sub>, argon, azot);
- sudarea în mediu de abur;
- sudarea în baie de zgură etc.

Sudabilitatea oțelurilor carbon de construcție (OL și OLC) este dependentă, în principal, de conținutul de carbon echivalent care se determină cu relația:

$$C_e = C + \frac{M_n + S_i}{4} [\%]$$

- |                          |                                    |
|--------------------------|------------------------------------|
| $C_e \leq 0,25 \%$       | - sudabilitate bună necondiționat; |
| $0,25 < C_e \leq 0,4 \%$ | - sudabilitate bună condiționat;   |
| $0,4 < C_e \leq 0,55 \%$ | - sudabilitate posibilă;           |
| $C_e > 0,55 \%$          | - sudabilitate necorespunzătoare.  |

Odată cu creșterea conținutului de carbon, crește și capacitatea de călire a oțelului, motiv pentru care îmbinarea devine fragilă (casantă).

Pentru determinarea comportării la sudare a oțelurilor aliate, după compoziția chimică, se determină conținutul de carbon echivalent cu una din relațiile standardizate:

$$C_e = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr}{5} + \frac{Ni}{15} + \frac{Mo}{4} + \frac{Cu}{13} + \frac{P}{2} + 0,00245$$

$$C_e = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15}$$

Piese din fontă cenușie se pot suda prin una din metodele:

- *sudarea la rece* cu electrod din fontă (piesele se află la temperatura mediului ambiant); se adoptă pentru îmbinări de importanță scăzută deoarece la răcirea cordonului de sudură se formează fonta albă (perlitică), care este dură și casantă;

- *sudarea la cald*, cu electrod din fontă (piesele se încălzesc înainte de sudare la 650°C – 759°C); prin încălzirea înainte de sudare se reduce viteza de răcire a cordonului de sudură, evitându-se astfel formarea fontei albe; calitatea îmbinării se îmbunătățește prin grafitizarea cordonului de sudură;

- sudarea pieselor din fontă cu *electrod* din MONEL (68 % Ni, 28 % Cu, 4 % Mn, Si etc.).

Sudabilitatea metalelor și aliajelor neferoase:

**Cuprul** – se poate suda dacă conținutul de O<sub>2</sub> este sub 0,04 %. Se sudează cu flacără oxiacetilenică, cu electrozi din cărbune sau cu electrozi înveliți. Se utilizează de asemenea sudarea cu arc sub strat de flux sau în mediu de gaz protector de argon (procedeu WIG). Din cauza conductibilității mari este necesară o preîncălzire la 250°C – 300°C pentru a se compensa pierderile de căldură (îndeosebi la sudarea cu arc electric).

**Alumiul** și aliajele sale se pot suda cu arc electric, manual, cu electrozi din grafit sau electrozi fuzibili, precum și automat sub strat de flux. Cu foarte bune rezultate se poate aplica sudarea în mediu protector de argon – procedeu WIG.

**Nichelul** se consideră sudabil prin orice procedeu dacă conținutul de sulf nu depășește 0,02 %.

#### Tratamente termice după realizarea îmbinării prin sudare

a) **Încălzirea (recoacerea) pentru detensionare** (fig. 4.12, a). Se realizează la o temperatură de 500 – 600°C în scopul micșorării tensiunilor remanente de la sudare.

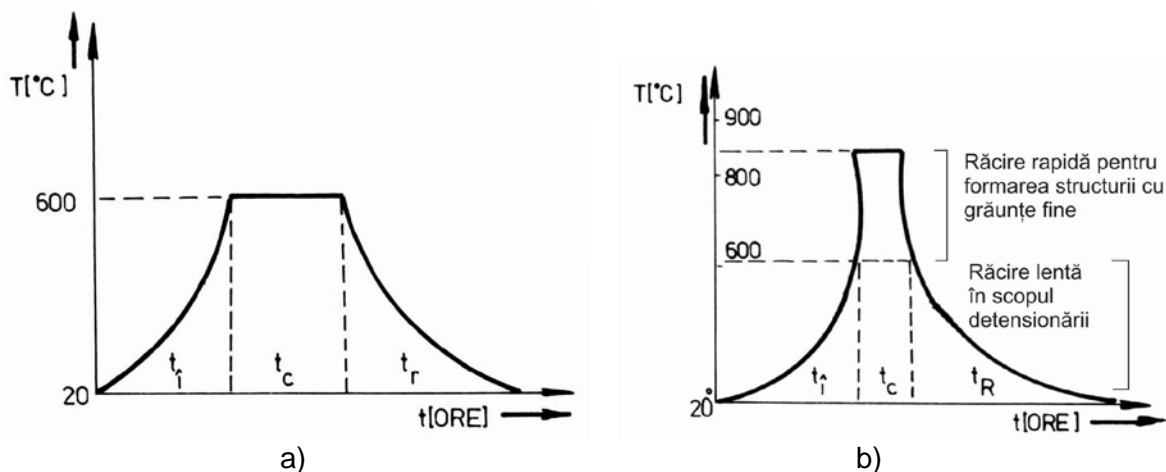


Fig. 4.12

Este necesară încălzirea și răcirea treptată pentru a se evita apariția unor noi tensiuni. Timpul de menținere la temperatură constantă este dependent de grosimea pereților piesei (2...2,5 minute/mm).

**b) Normalizarea** (fig. 4.12, b) realizată cu scopul de a transforma structura cu grăunțe mari a zonelor supraîncălzite din cordonul de sudură și din cele de trecere, în structură uniformă, cu grăunțe fine, deci o îmbunătățire a proprietăților de rezistență mecanică.

**c) Încălzirea (recoacerea) pentru înmuiere** urmărește eliminarea zonelor călite și se face la o temperatură dependentă de natura pieselor asamblate (pentru OL și OLC - 700...720°C).

Când dimensiunile pieselor sudate nu permit introducerea lor integrală în cuptor, detensionarea se poate obține prin:

- recoacerea parțială, pe porțiuni din piesă, având grijă ca acestea să se suprapună (țevi, conducte);
- încălzirea locală, de o parte și de alta, în lungul cordonului de sudură (recipiente, construcții navale).

**d) Ca procedee mecanice se menționează:**

- lovirea la cald sau la rece a cordonului de sudură;
- netezirea cordonului de sudură prin prelucrare mecanică (rabotare, rectificare).

#### 4.1.3. Elemente de calcul al asamblărilor sudate. Principii de bază

Determinarea stării reale de tensiuni din piesele sudate, îndeosebi din cordonul de sudură în zonele adiacente, este o problemă foarte complexă, dificil de cercetat calitativ, dar mai ales cantitativ. Totuși, prin corelarea și completarea cercetărilor teoretice cu datele și observațiile practice, s-au creat bazele pentru obținerea deplinei siguranțe în exploatare.

Calculul de rezistență se efectuează cu ajutorul relațiilor cunoscute din studiul Rezistenței materialelor, avându-se în vedere:

- considerarea sarcinilor atât ca mărime, cât și ca mod de variație în timp, respectiv a naturii solicitărilor provocate de acestea;
- efectuarea dimensionării astfel încât secțiunea cordonului de sudură să fie tot atât de rezistentă ca și restul secțiunilor din piesele asamblate (condiția de egală rezistență);
- atunci când în secțiunea cordonului de sudură apare o stare compusă de tensiuni, tensiunea totală se va determina prin *însumare algebrică sau geometrică* – la cordoanele de sudură în colț – sau prin *însumare algebrică, geometrică și prin aplicarea teoriei energiei de deformație* – la cordoanele de sudură cap la cap;
- în calcul nu pot fi considerate tensiunile remanente, motiv pentru care se vor lua măsuri pentru diminuarea acestora (alegerea corectă a materialelor, tehnologia de execuție adecvată, tratamente termice și mecanice corespunzătoare);
- lungimea utilă (portantă) a cordonului de sudură este egală cu lungimea reală numai în cazul cusăturilor închise; la cele deschise din cauza arderilor locale la începutul și la terminarea cordonului de sudură, lungimea utilă  $l_s$  va fi micșorată, astfel că în calcul se va considera:

$$l_s = l - 2s$$

- rezistențele admisibile pentru cordonul cu sudură se vor determina cu relațiile:

- pentru *solicitări statice*

$$\sigma_{as} = k_1 \varphi \sigma_a \quad \text{respectiv} \quad \tau_{as} = k_1 \varphi \sigma_a$$

$k_1$  - coeficient care ține seama de tipul cordonului de sudură (cap la cap sau de colț) și de felul solicitării (întindere, comprimare, forfecare, încovoiere, răsucire);

$\varphi$  - coeficientul de calitate al îmbinării sudate, dependent de tehnologia aplicată pentru realizarea îmbinării și de rigurozitatea controlului de calitate efectuat (parțial sau total)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{c_c} \quad - \text{materiale tenace; } c_c = 1,5 \dots 2$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{c_r} \quad - \text{materiale fragile; } c_r = 3 \dots 4$$

reprezintă rezistența admisibilă a materialului din care sunt confecționate piesele asamblate.

- pentru *solicitări variabile*

$$(\sigma_{as})_R = k_1 \varphi \frac{\varepsilon \gamma}{\beta_{k\sigma}} (\sigma_a)_R, \quad \text{respectiv} \quad (\tau_{as})_R = k_1 \varphi \frac{\varepsilon \gamma}{\beta_{k\tau}} (\sigma_a)_R,$$

în care:

$R = 0; -1$  - indică ciclul după care are loc solicitarea variabilă (pulsator, respectiv alternant simetric);

$\varepsilon$  - factorul dimensional (în general are valoarea 1; numai în cazul construcțiilor mari, solicitate la încovoiere sau răsucire, se apreciază un alt coeficient);

$\gamma$  - factorul de calitate a suprafeței cordonului de sudură;

$\beta_{k\sigma, \tau}$  - factorul concentratorilor de tensiuni (fig. 4.13).

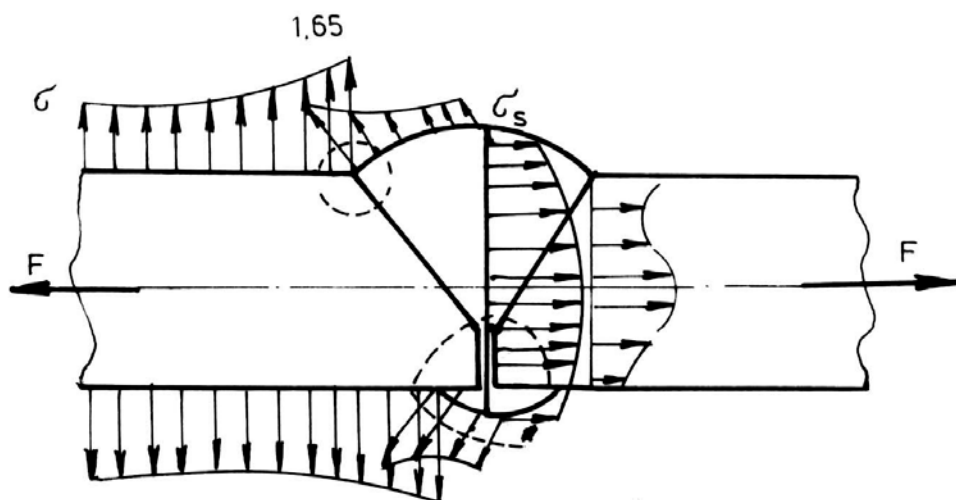


Fig. 4.13

Concentratorii de tensiuni: incluziuni, fisuri, structură neuniformă, zone de călire, sudare incompletă, fluxul liniilor de forță (devierea acestuia) etc.

$(\sigma_a)_R = \frac{\sigma_R}{c_r}$ ;  $c_r = 2 \dots 4$  – rezistența admisibilă la oboseală, corespunzătoare ciclului de solicitare, a materialului din care sunt confecționate piesele asamblate.

4.1.3.1. **Calculul de rezistență al asamblărilor sudate prin cordonane de sudură cap la cap**

a) Solicitate la întindere (fig. 4.14)

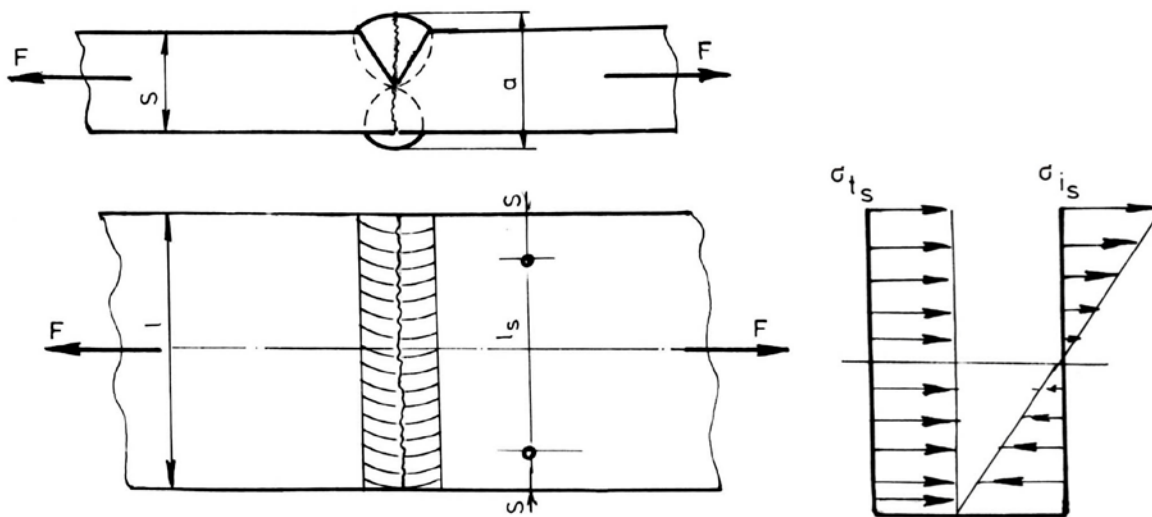


Fig. 4.14

Secțiunea periculoasă a cordonului se va considera zona materialului de adaos:

$$\sigma_{t_s} = \frac{F}{a \cdot l_s} \leq \sigma_{as}$$

Tensiunea de întindere din secțiunea pieselor asamblate va fi:

$$\sigma_t = \frac{F}{s \cdot l} \leq \sigma_{at}$$

Admițând  $l_s \approx l$ , condiția de egală rezistență a cordonului de sudură cu piesele asamblate conduce la:

$$a = \frac{s}{\frac{\sigma_{as}}{\sigma_{at}}} = \frac{s}{\varphi}$$

Practic, suprafața cordonului de sudură este ușor bombată. Constatările experimentale au scos în evidență că îngroșarea cordonului de sudură peste valoarea  $a = (1,2 \dots 1,25) s$  nu favorizează o creștere a capacității portante. Totodată, s-a precizat că netezirea prin prelucrarea cordonului determină o îmbunătățire a calității, motiv pentru care:

$$\sigma_s = \frac{F}{s \cdot l_s} \leq \sigma_{as}$$



a) *Solicitare la încovoiere*

Utilizarea rațională a asamblării în acest caz impune ca vectorul moment încovoiator să acționeze perpendicular pe latura mare a secțiunii cordonului de sudură:

$$\sigma_{is} = \frac{6M_i}{s \cdot l_s^2} \leq \sigma_{as}$$

c) *Solicitarea simultană la tracțiune și încovoiere* determină o solicitare compusă, pentru care tensiunea echivalentă se va determina prin însumare algebrică:

$$\sigma_{tot\ s} = \sigma_{t_s} \pm \sigma_{i_s} = \frac{F}{s \cdot l_s} \pm \frac{6M_i}{s \cdot l_s^2} \leq \sigma_{as}$$

4.1.3.2. **Calculul de rezistență al asamblărilor sudate prin cordoane de sudură în colț**

a) *frontale, solicitare la întindere*

Constructiv, acest tip de asamblare se poate realiza pe capătul unei singure piese (monofrontală) sau pe capetele ambelor piese (bifrontală)- fig. 4.15.

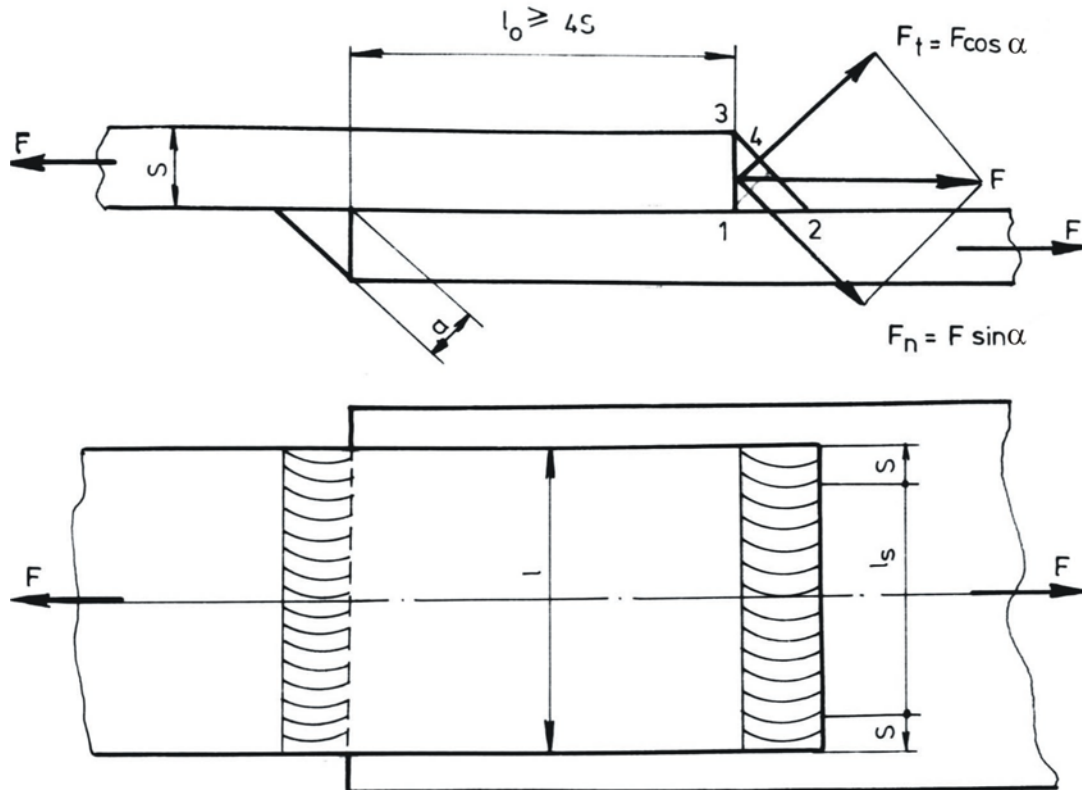


Fig. 4.15

- 1 - 2: forfecare + încovoiere
- 1 - 3: întindere + încovoiere
- 1 - 4: forfecare + întindere + încovoiere

Rezultă că secțiunea periculoasă este cea înclinată la  $45^\circ$ . Dacă lungimea de suprapunere se adoptă mai mare ca  $4s$ , atunci se poate neglija valoarea tensiunii de încovoiere:

$$\sigma_{t_s} = \frac{F \sin 45^\circ}{2al_s} = \frac{\sqrt{2}F}{4al_s} \quad \text{și} \quad \tau_{f_s} = \frac{F \cos 45^\circ}{2al_s} = \frac{\sqrt{2}F}{4al_s}$$

$$\sigma_{e_s} = \sqrt{\sigma_{t_s}^2 + \tau_{f_s}^2} = \frac{F}{2al_s} \leq \sigma_{as} \approx 0,65 \sigma_a = \tau_{as}$$

Deoarece este discutabil modul de determinare a tensiunii echivalente, iar cordonanele de sudură în colț reprezintă un concentrator de tensiuni mult mai mare decât cel cap la cap, pentru toate îmbinările sudate prin cordonane de sudură în colț, valoarea tensiunii admisibile este adoptată la valoarea admisibilă de forfecare,  $\tau_{afs}$ , iar calculul se face convențional la forfecare:

$$\tau_{f_s} = \frac{F}{al_s} \leq \tau_{afs} \quad - \text{ asamblare monofrontală}$$

$$\tau_{f_s} = \frac{F}{2al_s} \leq \tau_{afs} \quad - \text{ asamblare bifrontală}$$

**Observație:** Dacă cele două piese sudate au grosimi diferite, atunci la calculul înălțimii cordonului de sudură se va considera:  $s = 1,2 s_{\min}$ ;  $a = 0,7s$  ( $1,2 s_{\min}$ ).

b) laterale, solicitate la întindere (fig. 4.16).

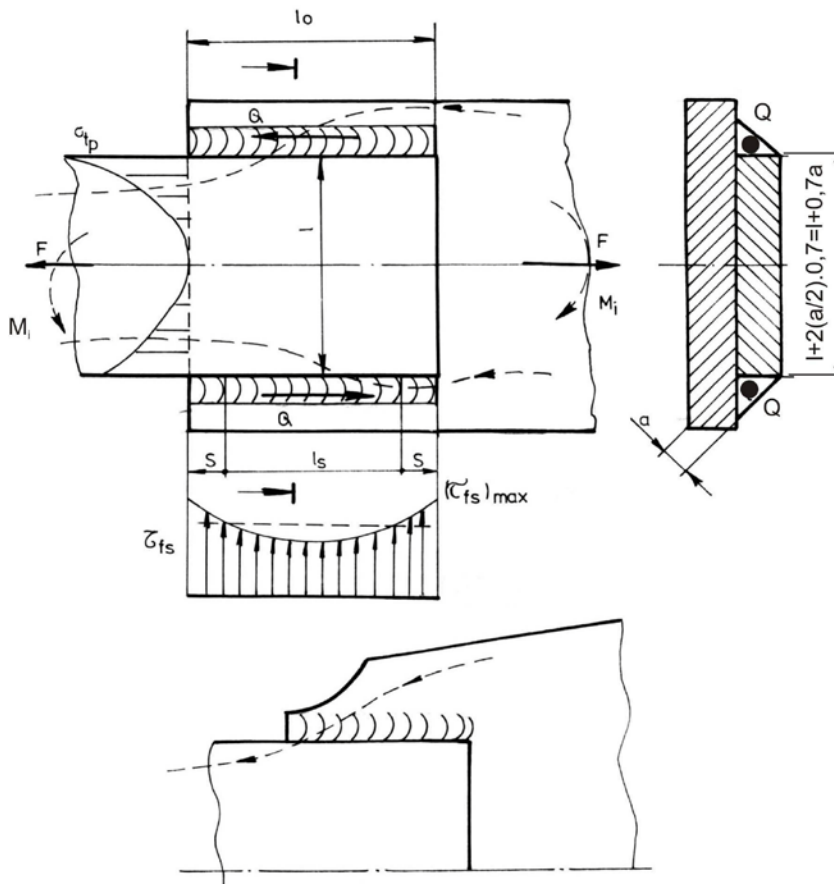


Fig. 4.16



Prin forma piesei mai late se poate diminua concentratorul de tensiuni  $\sigma_p$  datorat devierii pronunțate a fluxului liniilor de forță la transmiterea acesteia prin cordonul de sudură:

$$\tau_{fs} = \frac{F}{2a l_s} \leq \tau_{af_s}$$

Valoarea tensiunii de forfecare calculată cu această relație s-a considerat ca fiind medie, deoarece în realitate tensiunea efectivă are valori maxime la capetele cordonului și minime la jumătatea lui. Odată cu creșterea lungimii cordonului crește și raportul  $(\tau_{fs})_{\max} / (\tau_{fs})_{\min}$ , motiv pentru care lungimile cordoanelor de sudură în colț laterale se limitează la  $l_o \leq 50 a$  (unele recomandări merg până la 100 a).

c) laterale, solicitate la încovoiere

Ațiunea momentului încovoiator determină apariția în cordoanele de sudură a două forțe egale și de sens contrar al căror moment este egal cu acesta:

$$M_i = Q(b + 0,7a) \Rightarrow Q = \frac{M_i}{b + 0,7a}$$

Forțele Q vor solicita cele două cordoane la forfecare:

$$\tau_{fs} = \frac{Q}{a l_s} = \frac{M_i}{(b + 0,7a)a l_s} \leq \tau_{af_s}$$

Calculul exact presupune proporționalitatea tensiunii de forfecare cu distanța la centrul de simetrie (fig. 4.17):

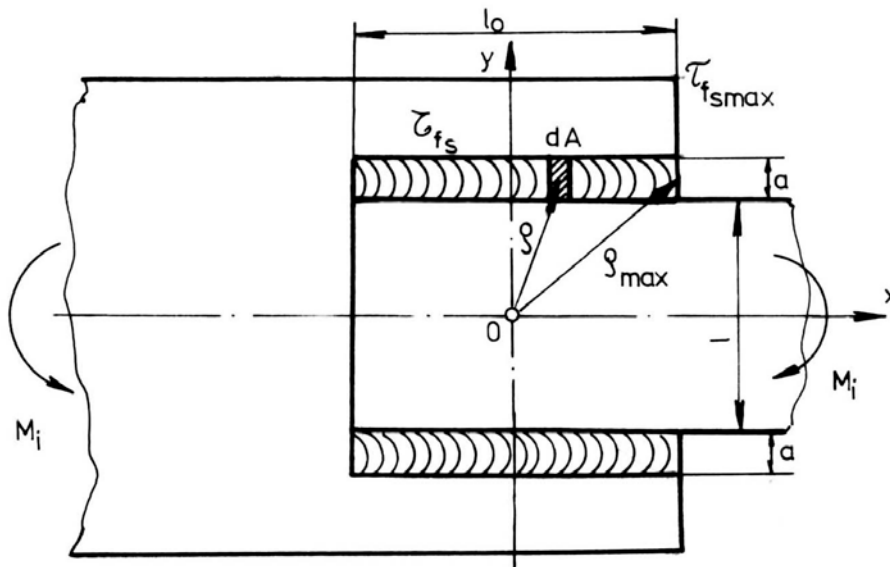


Fig. 4.17

$$\frac{(\tau_{fs})_{\max}}{\tau_{fs}} = \frac{\rho_{\max}}{\rho} \Rightarrow \tau_{fs} = \frac{(\tau_{fs})_{\max}}{\rho_{\max}} \cdot \rho$$

Momentul încovoiator se poate exprima prin :

$$M_i = \int_A \tau_{f_s} dA \cdot \rho = \int_A \frac{(\tau_{f_s})_{\max}}{\rho_{\max}} \cdot \rho^2 dA$$

din care:

$$(\tau_{f_s})_{\max} = \frac{M_i \rho_{\max}}{\int_A \rho^2 dA} = \frac{M_i \rho_{\max}}{I_p}$$

unde:  $I_p$  – momentul de inerție polar al suprafeței care participă la preluarea momentului de încovoiere  $I_p = I_x + I_y$

$$I_p = I_x + I_y = 2 \left[ \frac{a^3 l_s}{12} + \frac{a l_s (\ell + a)^2}{4} + \frac{a l_s^3}{12} \right] = \frac{a l_s}{6} [a^2 + 3(\ell + a)^2 + l_s^2]$$

$$\rho_{\max} = \sqrt{l_s^2/4 + \frac{(\ell + a)^2}{4}} = \frac{1}{2} \sqrt{l_s^2 + (\ell + a)^2}$$

Înlocuind, tensiunea de forfecare maximă va rezulta:

$$(\tau_{f_s})_{\max} = \frac{M_i \frac{1}{2} \sqrt{l_s^2 + (\ell + a)^2}}{\frac{a l_s}{6} [a^2 + 3(\ell + a)^2 + l_s^2]} \leq \tau_{af_s}$$

*d) laterale, cu lungimi neegale, solicitate la întindere*

La sudarea profilelor laminate cu secțiune transversală asimetrică, pentru a se evita solicitarea suplimentară de încovoiere a asamblării, se impune realizarea cordoanelor de sudură cu lungimi neegale, astfel încât rezultanta forțelor preluate de către acestea să acționeze pe direcția axei neutre (fig. 4.18).

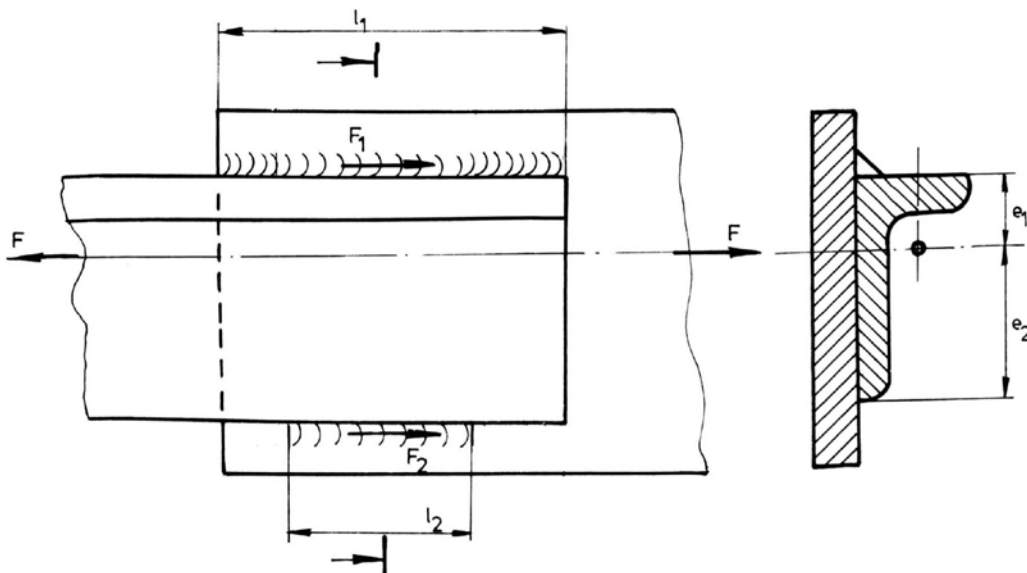


Fig. 4.18

Echilibrul de forțe și ecuația de moment în raport cu axa neutră se exprimă prin relațiile:

$$\begin{aligned} F_1 + F_2 &= F \\ F_1 e_1 &= F_2 e_2 \end{aligned} \Rightarrow \begin{aligned} F_1 &= F \frac{e_2}{e_1 + e_2} \\ F_2 &= F \frac{e_1}{e_1 + e_2} \end{aligned}$$

Lungimile necesare pentru cele două cordoane de sudură vor fi:

$$l_1 = \frac{F_1}{a \tau_{af_s}} + 2s \quad \text{și} \quad l_2 = \frac{F_2}{a \tau_{af_s}} + 2s$$

e) *combinate, solicitate la întindere* (fig. 4.19).

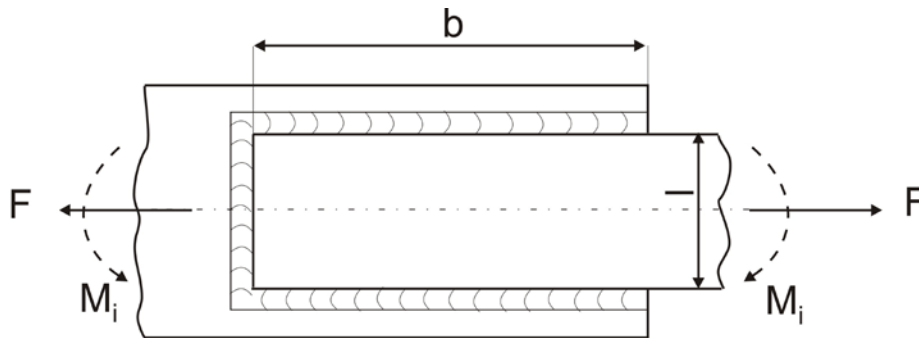


Fig. 4.19

Din condiția că forțele preluate sunt proporționale cu secțiunea cordoanelor:

$$F = 2F_l + F_f = 2\tau_{f_s} (\ell_o - s)a + \tau_{f_s} la$$

rezultă:

$$\tau_{f_s} = \frac{F}{[2(\ell_o - s) + l]a} \leq \tau_{af_s}$$

f) *combinate, solicitate la încovoiere*

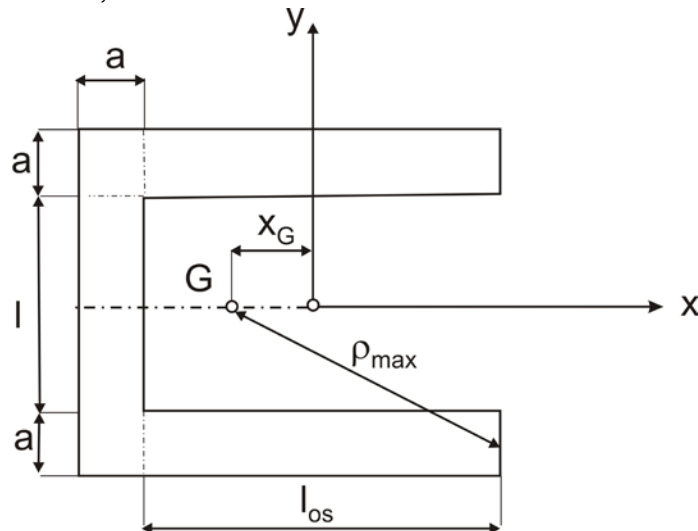


Fig. 4.20

Coordonata centrului de greutate al cusăturii (fig. 4.20) va fi:

$$x_G = \frac{\sum M_{si}}{\sum A_{si}} = \frac{\sum A_{si} x_i}{\sum A_{si}} = \frac{(\ell + 2a)a \left( l_{os} / 2 + \frac{a}{2} \right)}{(\ell + 2a)a + 2a(l_{os})} = \frac{\frac{1}{2} a(\ell + 2a)(l_{os} + a)}{a(\ell + 2a + 2l_{os})} = \frac{1}{2} \frac{(\ell + 2a)(l_{os} + a)}{\ell + 2(l_{os} + a)}$$

Deci, distanța maximă are valoarea:

$$\rho_{\max} = \sqrt{\left( \frac{\ell + a}{2} \right)^2 + \left( \frac{l_{os}}{2} + x_G \right)^2}$$

Momentul de inerție polar al cusăturii (sudurii) se va calcula cu relația:

$$I_p = I_x + I_y = \frac{(\ell + 2a)^3 \cdot a}{12} + 2 \left[ \frac{a^3 l_{os}}{12} + a l_{os} \frac{(\ell + a)^2}{4} \right] + 2 \left[ \frac{a^3 l_{os}^3}{12} + a l_{os} x_G^2 \right] + \frac{a^3 (\ell + 2a)}{12} + a(\ell + 2a) \left( \frac{l_{os} + a}{2} - x_G \right)^2$$

iar tensiunea maximă de forfecare va fi:

$$(\tau_{fs})_{\max} = \frac{M_t \rho_{\max}}{I_p} \leq \tau_{af_s}$$

g) care transmit momente de torsiune (fig. 4.21) :

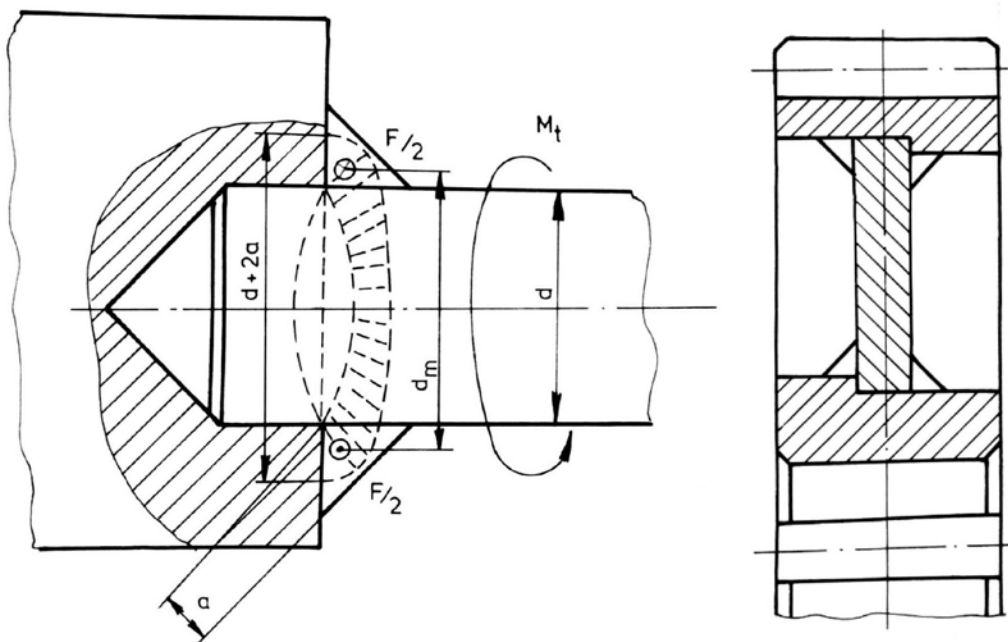


Fig. 4.21

- *calcul exact*, când se consideră solicitarea de răsucire a unei secțiuni inelare obținută prin rabatarea pe verticală a secțiunii reale (la 45°):

$$\tau_{t_s} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t}{\frac{\pi (d+2a)^4 - d^4}{16 (d+2a)}} \leq \tau_{at_s}$$

- *calcul simplificat*, când se consideră solicitarea de forfecare a aceleiași secțiuni înlocuitoare:

$$\tau_{f_s} = \frac{\frac{2M_t}{d_m}}{\pi d_m a} = \frac{2M_t}{\pi (d+0,7a)^2 a} \leq \tau_{af_s}$$

h) realizate în unghi (în T), solicitate la întindere  
 h.1. realizată pe o singură parte (fig. 4.22):

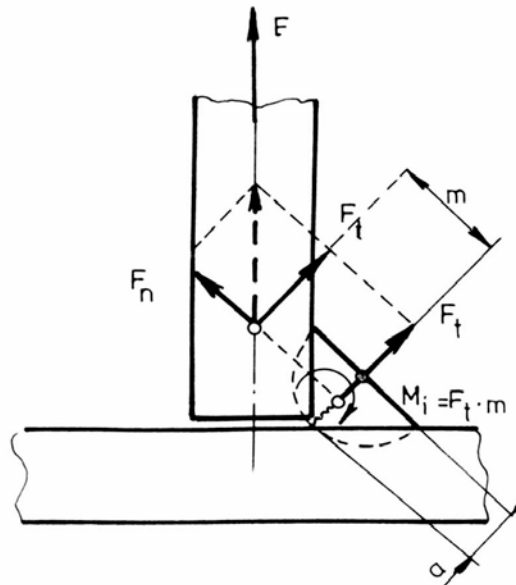


Fig. 4.22

Forța transmisă între cele două piese asamblate prin cordonul de sudură se descompune în două componente, una perpendiculară ( $F_n$ ) pe secțiunea periculoasă și una conținută ( $F_t$ ) în secțiunea periculoasă:  $F_n = F_t = F \cos 45^\circ = 0,7F$

- întindere:  $\sigma_{t_s} = \frac{F_n}{a l_s} = 0,7 \frac{F}{a l_s}$

- forfecare:  $\tau_{f_s} = \frac{F_t}{a l_s} = 0,7 \frac{F}{a l_s}$

- încovoiere:  $\sigma_{i_s} = \frac{F_t \cdot m}{\frac{a^2 l_s}{6}} = 0,7 \frac{F_t \cdot m}{\frac{a^2 l_s}{6}}$

Tensiunea echivalentă:

$$\sigma_{e.s} = \sqrt{(\sigma_{t_s} + \sigma_{i_s})^2 + \tau_{f_s}^2} \leq \sigma_{as}$$



h.2. realizată pe ambele părți (fig. 4.23):

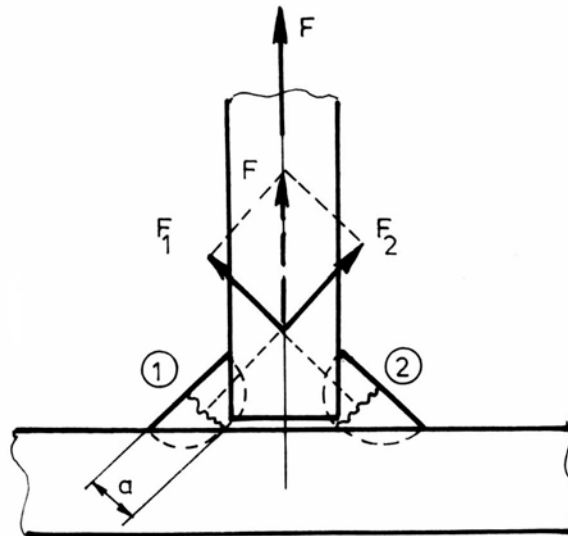


Fig. 4.23

$$F_1 = F_2 = 0,7F$$

Datorită simetriei, momentele încovoietoare se anulează reciproc.

$$\sigma_{t_s} = \frac{F_2}{2al_s} = 0,7 \frac{F}{2al_s}$$

$$\tau_{f_s} = \frac{F_1}{2al_s} = 0,7 \frac{F}{2al_s}$$

Tensiunea totală se va determina prin însumare geometrică:

$$\sigma_{e.s} = \sqrt{\sigma_{t_s}^2 + \tau_{f_s}^2} = \frac{F}{2al_s} \leq \sigma_{as}$$

Observație : Fiecare din forțele  $F_1$  și  $F_2$  sunt preluate de către ambele cordoane de sudură, unul prin forfecare, celălalt prin tracțiune.

a) realizate în unghi (în T) solicitate la încovoiere (fig. 4.24)

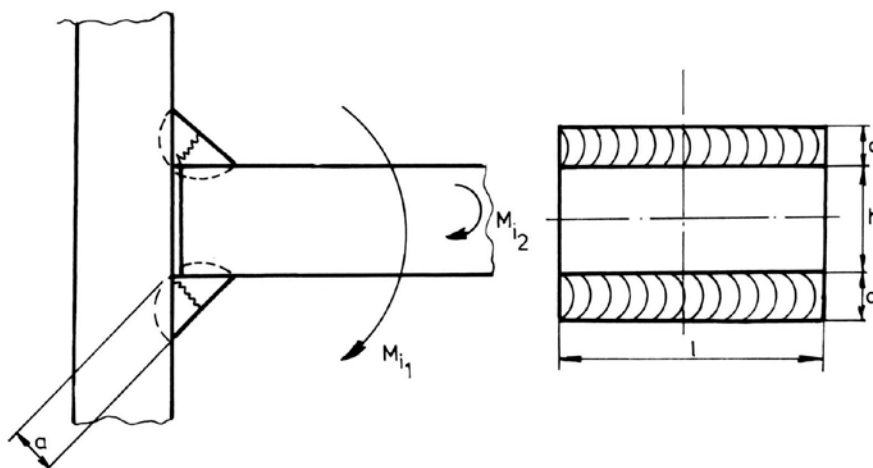


Fig. 4.24

$$\sigma_{i_{s1}} = \frac{M_{i1}}{W_{i_{s1}}} = \frac{M_{i1}}{\frac{\frac{\ell_s (h+2a)^3}{12} - \frac{\ell_s h^3}{12}}{\frac{h+2a}{2}}} = \frac{M_{i1}}{6} \cdot \frac{\ell_s}{h+2a} [(h+2a)^3 - h^3] \leq \sigma_{as}$$

$$\sigma_{i_{s2}} = \frac{M_{i2}}{W_{i_{s2}}} = \frac{M_{i2}}{\frac{\frac{\ell_s^3 (h+2a)}{12} - \frac{\ell_s^3 h}{12}}{\frac{\ell_s}{2}}} = \frac{6M_{i2}}{\ell_s^2 (h+2a-h)} = \frac{6M_{i2}}{\ell_s^2 \cdot 2a} \leq \sigma_{as}$$

#### 4.1.3.3. Calculul asamblărilor sudate prin puncte

Acest tip de asamblare se utilizează la îmbinarea pieselor realizate din tablă subțire (caroserii auto, pereții vagoanelor auto, construcții de avioane, construcții de mașini agricole etc.). Din punct de vedere al calculului de rezistență, ridică probleme dificile deoarece dimensiunea reală nu poate fi cunoscută (aceasta este dependentă de utilajul folosit și parametrii tehnologici adoptați) iar rezistența la oboseală este mai redusă. Se pot suda două sau mai multe piese, cu aceeași grosime sau de grosimi diferite. În cazul grosimilor diferite se recomandă ca raportul grosimilor extreme să nu fie mai mare de 3, iar piesa mai groasă se va așeza între cele subțiri (fig. 4.25). Dacă se assemblează mai multe piese, grosimea totală nu trebuie să depășească de patru ori grosimea celei subțiri.

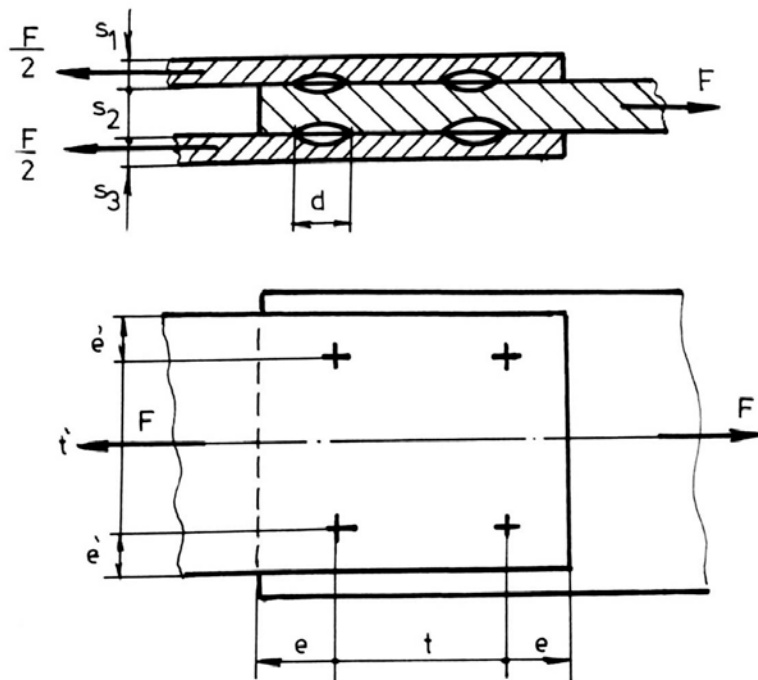


Fig. 4.25



$$\begin{cases} s_3 < s_1 < s_2 \\ (s_1 + s_2 + s_3) \leq 4s_3 \\ s_2 \leq 3s_3 \end{cases}$$

$$(t \text{ și } t')_{\min} = (3 \dots 6) d$$

$$e = (2,5 \dots 4,5) d$$

$$e' = (2 \dots 4) d$$

Principial, calculul se efectuează la forfecare:

$$\tau_{f_s} = \frac{F}{n \frac{\pi d^2}{4} \cdot z} \leq \tau_{af_s}$$

unde :

n – numărul de puncte de sudură;

z – numărul secțiunilor de forfecare.

Distanța dintre cele două puncte de sudură (t și t') este limitată de pericolul micșorării intensității curentului electric destinat executării unui punct prin faptul că o parte din curent trece prin punctul vecin, anterior executat.

## 4.2. ELEMENTE CONSTRUCTIVE

La proiectarea pieselor și ansamblelor realizate prin tehnologia de sudare se impun condiții de formă specifice acestui procedeu tehnologic și modului de comportare a cordoanelor de sudură în exploatare. Ca principii generale se pot enunța:

a) Forma constructivă trebuie să fie adaptată fluxului continuu al liniilor de forță evitându-se pe cât posibil concentratorii de tensiuni (fig. 4.26).

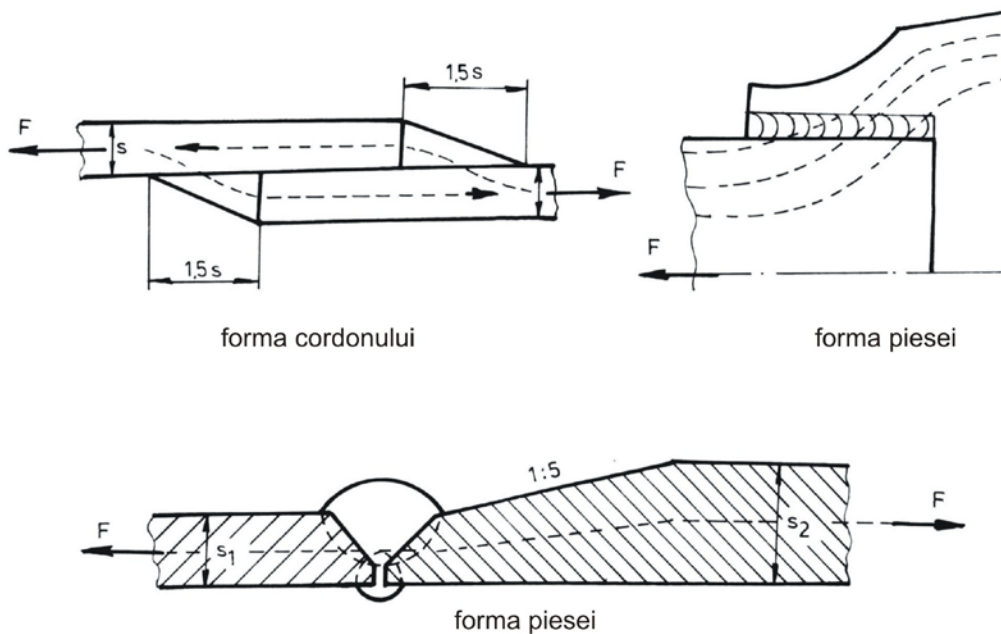


Fig. 4.26

Totodată se va urmări realizarea unor forme cu încărcări simetrice a cusăturilor spre a se evita pe cât posibil solicitările complexe, respectiv spațiale, defavorabile (fig. 4.27, 4.28).

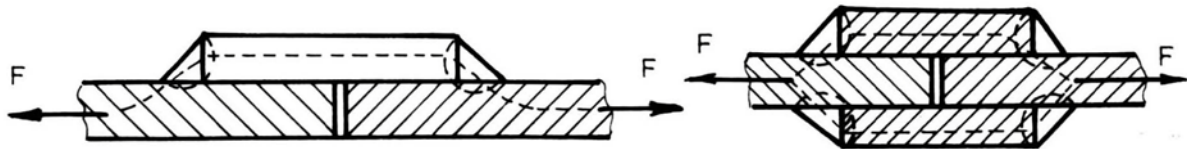


Fig. 4.27

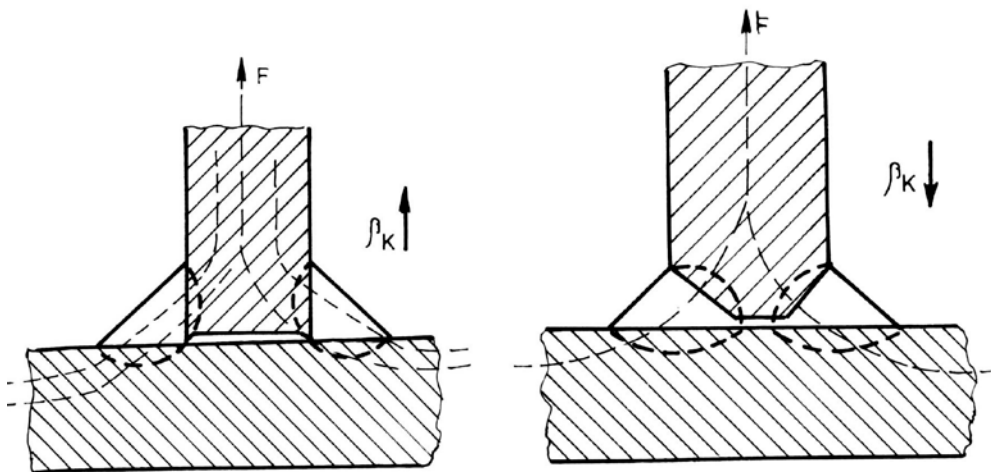


Fig. 4.28

b) Diminuarea tensiunilor remanente datorate contracțiilor și efectelor de creștătură, prin:

- evitarea intersecției cordoanelor de sudură (fig. 4.29);

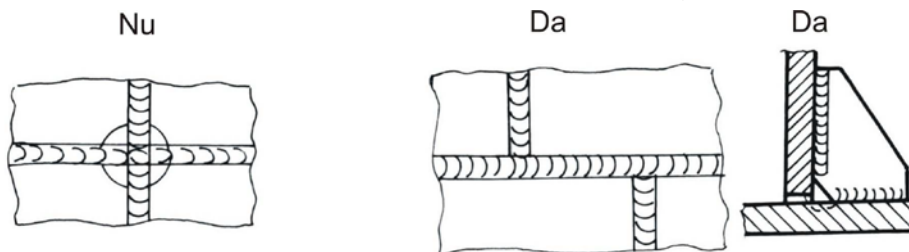


Fig. 4.29

- scoaterea cordoanelor de sudură din zona tensiunilor ridicate (fig. 4.30);

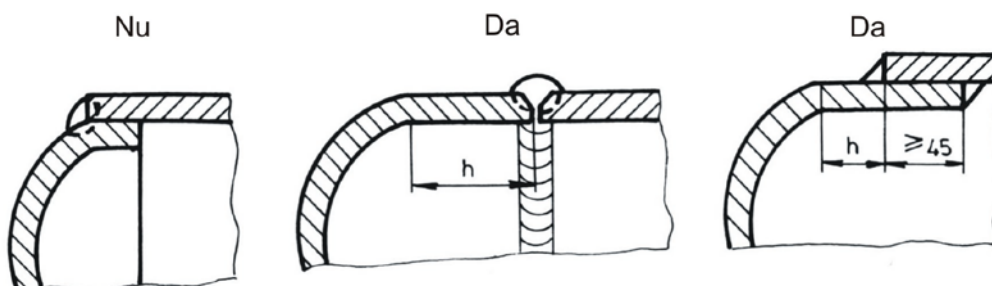


Fig. 4.30

- utilizarea de cordoane lungi și subțiri, în locul celor scurte și groase;  
 $a \geq 4 \text{ mm}$  în cazul îmbinărilor care nu preiau sarcini;
- la asamblarea pieselor confecționate din tablă subțire se recomandă asamblarea prin cordoane scurte, întrerupte;
- prescrierea unei distanțe suficiente între cordoanele de sudură paralele pentru ca, prin acțiune reciprocă, să se obțină o oarecare uniformizare a tensiunilor;
- succesiune bine gândită a executării cordoanelor de sudură pentru a se ușura libera deformație a părților sudate.

c) Utilizarea cu precădere a îmbinărilor cap la cap (dacă este posibil), deoarece este mult mai sigură decât cele prin suprapunere, îndeosebi în cazul solicitărilor dinamice.

d) Asigurarea unei bune accesibilități, pentru realizarea îmbinării, contribuie la ridicarea calității acesteia (fig. 4.31).

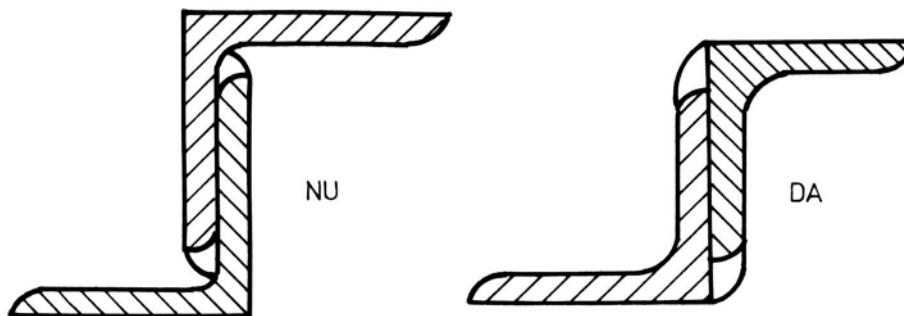


Fig. 4.31

e) Dimensiuni precise ale pieselor sudate se obțin numai prin prelucrare ulterioară. Din acest motiv se recomandă ca prelucrările să se facă pe partea pe care cordonul de sudură este mai slab (fig. 4.32).

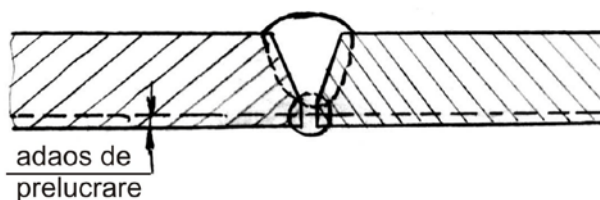


Fig. 4.32



# ELEMENTE DE TRIBOLOGIE

*Tribologia* reprezintă un domeniu de studiu intens interdisciplinar, care se ocupă cu problemele complexe de *frecare, uzare, ungere*. Denumirea acestei științe multidisciplinare provine de la cuvântul grecesc *tribos* (care înseamnă frecare).

Abordarea problemelor din acest domeniu implică cunoștințe de **teoria elasticității și plasticității, mecanica fluidelor, termodinamică, metalurgie, chimie** etc. Acest domeniu a căpătat o dezvoltare din ce în ce mai mare în ultimele 3-4 decenii. Au apărut cursuri, monografiile și publicații destinate exclusiv acestui domeniu: la noi în țară ultima lucrare poartă titlul "TRIBOTEHNICA", autor Dan Pavelescu, 1983.

Date fiind efectele economice ale aplicării cercetărilor din acest domeniu au fost înființate Comitetul Internațional de Tribologie, Asociația Română de Tribologie și sunt organizate periodic conferințe în care sunt prezentate rezultatele cercetărilor din acest domeniu: EUROTRIB (Conferința Europeană de Tribologie), TRIBOTEHNICA (Conferința Națională de Tribologie – din 2 în doi ani).

## 5.1. FRECAREA

### 5.1.1. Caracterizare. Clasificare

**Frecarea** este forța de rezistență tangențială, care apare la contactul direct sau indirect (prin intermediul unui film portant), sub sarcină, a două corpuri, atunci când între acestea există mișcare relativă sau tendință de mișcare relativă.

Tipurile de frecare întâlnite se pot clasifica după următoarele criterii:

#### a) **După starea de mișcare**

a.1. *Frecarea statică* (de repaos), cea care face posibilă transmiterea de sarcini între două corpuri sub apăsare, fără consum de energie și uzură.

a.2. *Frecarea cinetică* (de mișcare), cea care provoacă consum de energie, respectiv creșterea temperaturii și uzura pieselor în contact sub sarcină.

În construcția de mașini, aparate și utilaje, frecarea apare atât ca fenomen dorit, ca de exemplu în cazul asamblărilor prin frecare, cuplajelor, transmisiilor prin curele, transmisiilor prin fricțiune etc. cât și ca fenomen nedorit, ca de exemplu în cazul lagărelor, ghidajelor, etanșărilor, transmisiilor prin roți dințate, lanțuri, came etc.

**b) După felul mișcării relative a elementelor cuplei cinematice**

b.1. *Frecarea de alunecare*, când cele două elemente ale cuplei cinematice se află în mișcare relativă de alunecare (lagăre cu alunecare, ghidaje, piston-cilindru etc.).

b.2. *Frecarea de rostogolire*, când cele două elemente ale cuplei cinematice efectuează o rostogolire în jurul unei axe situată în planul momentan de contact (rulmenți etc.).

b.3. *Frecarea combinată* (de alunecare și rostogolire), apare atunci când cele două elemente ale cuplei cinematice execută simultan o alunecare și o rostogolire (angrenaje etc.).

**c) După modul în care se realizează contactul dintre cele două elemente ale cuplei cinematice** (după regimul de ungere)

c.1. *Frecarea uscată* există atunci când elementele cuplei cinematice sunt în contact direct. Se poate vorbi de un regim de frecare riguros uscată numai în condiții de laborator atunci când între cele două suprafețe se poate asigura absența totală a oricărui mediu fluid sau solid. În aplicațiile practice, între cele două suprafețe ale elementelor cuplei cinematice se găsesc întodeauna aer sau straturi de oxizi, motiv pentru care se poate vorbi de un regim de frecare tehnic uscată.

c.2. *Frecarea la limită* poate apărea atunci când la suprafețele celor două elemente ale cuplei cinematice există straturi continui adsorbite (determinate de acțiunea câmpurilor de forțe intermoleculare) de lubrifiant, prin intermediul cărora se realizează contactul. Practic acest regim de frecare este greu de reprodus.

c.3. *Frecarea fluidă* are loc când între suprafețele în mișcare relativă există o peliculă (strat, film) continuă de lubrifiant, contactul direct, fie chiar local, fiind cu totul exclus (se impune deci ca grosimea stratului de fluid să fie mai mare decât înălțimea rugozităților suprafețelor celor două elemente ale cuplei).

c.4. *Frecarea mixtă* apare atunci când la contactul dintre cele două suprafețe există zone cu regimuri de frecare diferite, din cele anterior menționate (parțial fluidă + parțial la limită sau parțial uscată + parțial la limită).

Regimurile de frecare fluidă și frecare mixtă constituie stadiile de frecare cel mai frecvent întâlnite la cuplele de frecare la care fenomenul de frecare este nedorit.

**5.1.2. Frecarea uscată**

Legea frecării uscate de alunecare se exprimă prin relația Amontons – Coulomb:

$$F_f = \mu F_n$$

în care:

$F_n$  - forța normală la suprafața de contact;

$\mu$  - coeficientul de frecare.

Mărimea coeficientului de frecare este dependentă de materialele din care sunt confecționate cele două elemente ale cuplei cinematice și de gradul de prelucrare a celor două suprafețe în contact (rugozitatea suprafețelor) și considerată

independentă de mărimea suprafeței de frecare, deci de presiunea de contact, precum și de mărimea vitezei relative a celor două elemente ale cuplei cinematice [fig. 5.1 – cuplă cinematică cu contact de suprafață (inferioară)].

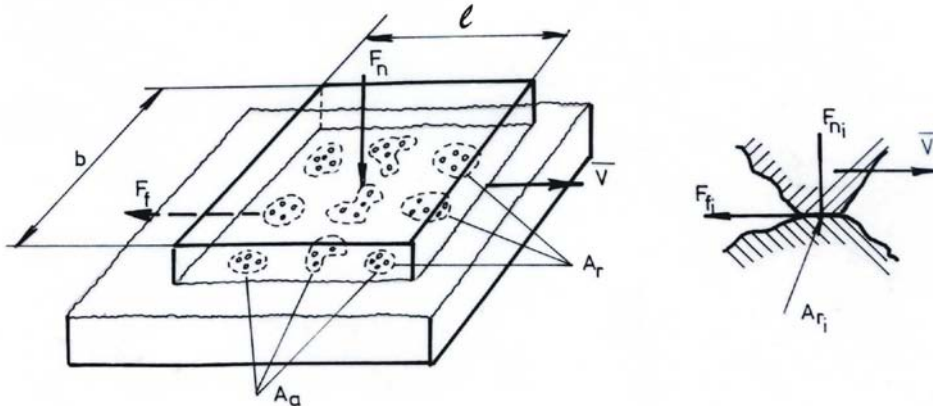


Fig. 5.1

Ținând seama de faptul că suprafețele reale nu sunt perfect netede, ele prezentând ondulații și rugozități, este necesară introducerea următoarelor precizări referitor la suprafața de contact a celor două elemente ale cuplei:

- aria nominală de contact  $A_n = b \times l$ ;
- aria aparentă de contact  $A_a = \sum A_{a_i}$ , respectiv suma zonelor de contact dintre cele două suprafețe;
- aria reală de contact  $A_r = \sum A_{r_i}$ , respectiv suma ariilor efective de contact, determinate de contactul dintre rugozități.

În cazul așa numitelor „contacte hertziene” (cuple neconforme), respectiv al cuplelor de frecare la care contactul pentru corpuri nedeformabile este un punct sau o linie (fig. 5.2), vor apărea numai:

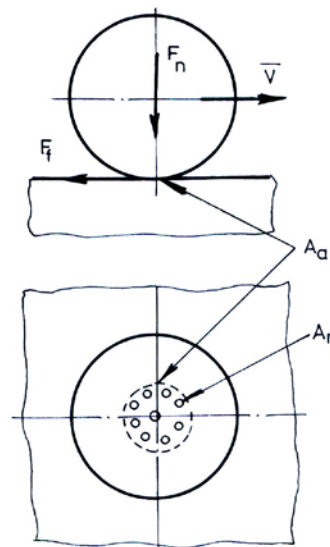


Fig. 5.2

- aria aparentă:  $A_a$ ;
- aria reală:  $A_r = \sum A_{r_i}$ .

Trebuie precizat că aria reală  $A_r$  este cu mult mai mică decât aria aparentă  $A_a$  și cu atât mai mult în raport cu aria nominală  $A_n$ . Prin măsurarea rezistenței electrice de contact s-a obținut, de exemplu, pentru un contact OL/OL, valori:

$$\frac{A_r}{A_n} = 10^{-6} \dots 10^{-3}$$

Valorile acestui raport vor crește pe măsură ce valoarea forței de apăsare normală  $F_n$  se majorează.

Cu aceste precizări, rezultă că forța de frecare  $F_f$  va fi determinată de fenomenele care apar la nivelul ariei reale de contact. Rezistența la înaintare, respectiv forța de frecare, se pot datora:

- *deformării elastice* a rugozităților în contact;
- *deformării plastice* a rugozităților în contact;
- *forfecării rugozităților* în contact la nivelul ariei reale de contact unde s-au produs microsuduri sau în alte secțiuni;
- *zgârierii suprafeței* confecționate din material mai slab (moale) de către rugozitățile suprafeței confecționate din material mai dur;
- „*ruperii*” *câmpului de forțe* de interacțiune moleculară dintre cele două suprafețe.

Evident, forța de frecare este rezultatul însumării statistice a acestor rezistențe.

Dacă se vor considera ca determinante rezistențele ce provin din forfecarea microjoncțiunilor, conform ipotezei lui Bowden și Tabor (valabilă numai pentru suprafețe metalice), atunci forța de frecare se va exprima astfel:

$$F_f = A_r \cdot \tau_r$$

în care  $\tau_r$  –tensiunea de rupere prin forfecare pentru materialul mai moale al cuplei.

Pe de altă parte, aria reală de contact va fi determinată, în condiții statice, de mărimea forței de apăsare normală și rezistența de curgere a materialului mai moale al cuplei:

$$A_r = \frac{F_n}{\sigma_c}$$

Din cele două relații anterioare va rezulta:

$$F_f = \frac{\tau_r}{\sigma_c} F_n ; \quad \mu = \frac{\tau_r}{\sigma_c}$$

În cazul contactului dintre un corp dur și unul moale pe lângă tensiunea normală -  $\sigma_n$ , va apărea și o tensiune tangențială de forfecare,  $\tau_f$ , deci solicitare compusă. Tensiunea echivalentă va fi:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_n^2 + \alpha^2 \tau_f^2} \leq \sigma_c$$

din care:

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma_c^2 - \alpha^2 \tau_f^2} .$$

Rezultă că, în această situație, aria reală va avea expresia:

$$A_r = \frac{F_n}{\sigma_n} = \frac{F_n}{\sqrt{\sigma_c^2 - \alpha^2 \tau_f^2}}$$

Ca urmare, expresia coeficientului de frecare va avea forma:

$$\mu = \frac{\tau_r}{\sqrt{\sigma_c^2 - \alpha^2 \tau_f^2}}$$

Deci, acest model teoretic simplu permite a explica, în limitele valabilității ipotezei făcute, relativa independență a coeficientului de frecare de mărimea ariei nominale de contact a cuplei.

### 5.1.3. Frecarea – limită

Stadiul de frecare-limită sau onctuoasă, se caracterizează prin interpunerea între suprafețele celor două elemente ale cuplei cinematice, a unor straturi subțiri moleculare adsorbite sau chemisorbite. Realizarea unui asemenea stadiu de frecare este condiționată de proprietățile fizico-chimice ale materialelor elementelor cuplei cinematice și ale lubrifiantului utilizat. În general, utilizarea unor lubrifianți cu molecule polare asigură realizarea stratului adsorbit; uleiurile minerale asigură realizarea stratului adsorbit, iar în cazul altor lubrifianți se introduc aditivi, cum ar fi acidul stearic, lauric, oleic sau alte substanțe.

Continuitatea unui asemenea regim de frecare este mult condiționată de netezimea suprafețelor și de posibilitatea de refacere continuă a zonelor în care aceste straturi sunt distruse.

Frecvent, regimul de frecare ce se asigură în condiții tehnice este caracterizat prin simultaneitatea regimului de frecare-limită și a regimului de frecare uscată, respectiv un regim de frecare mixtă. Fig. 5.3 prezintă straturi adsorbite sau chemisorbite de lubrifiant în cazul suprafețelor netede (fig. a) și a suprafețelor rugoase (fig. b)

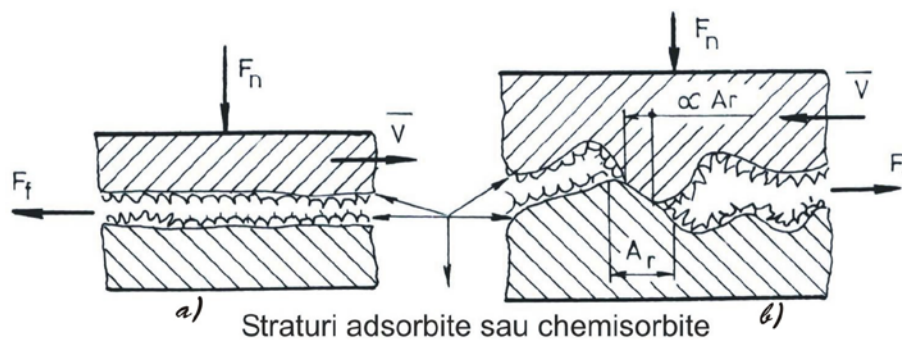


Fig. 5.3

În cazul frecării-limită, coeficientul de frecare se modifică puțin (scade de 2 ÷ 5 ori), dar uzura suprafețelor în contact scade foarte mult (100 ÷ 10.000 ori).



### 5.1.4. Frecarea fluidă

Frecarea fluidă [fig. 5.4, a – ungere hidrodinamică prin efect de pană, b – ungere hidrostatică prin introducerea lubrifiantului sub presiune, c – ungere hidrodinamică prin efect de expulzare (extrudare) la mișcarea de apropiere] se realizează în condițiile în care părțile solide ale cuplei de frecare sunt separate de un strat (peliculă, film) de fluid (lichid sau gaz) portant, a cărui grosime minimă  $h_m$  este mai mare decât suma înălțimilor maxime a rugozității suprafețelor elementelor cuplei.

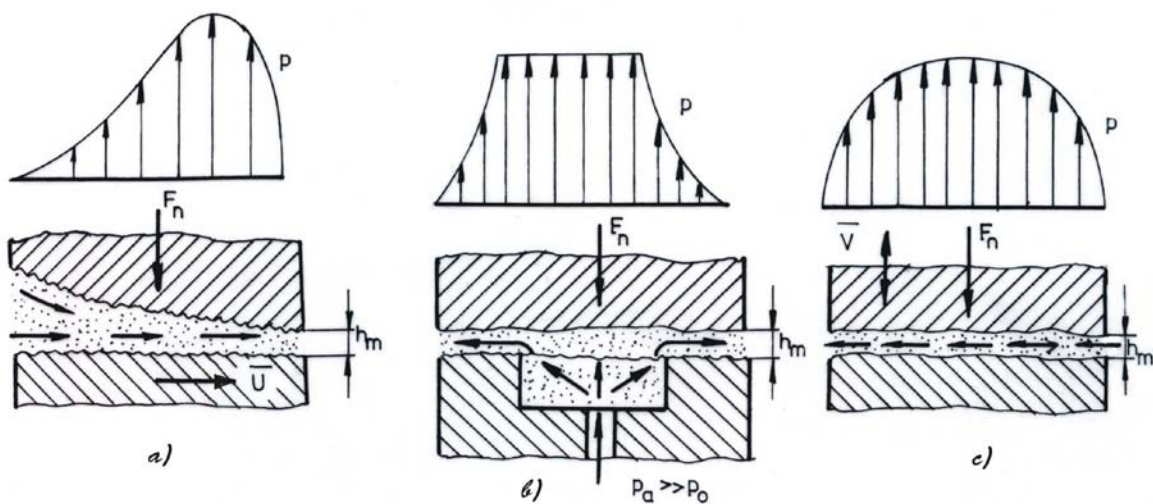


Fig. 5.4

Forța de apăsare normală  $F_n$  este preluată de către rezultanta presiunilor create în pelicula de lubrifiant prin una din metodele prezentate anterior.

Dacă sub efectul câmpului de presiuni suprafețele încetează să fie practic rigide și deformațiile locale sau globale ce se produc sunt de ordinul grosimii filmului fluid, atunci ungerea devine o problemă elastohidrodinamică sau elastohidrostatică.

În cazul în care fluidul utilizat este un gaz, atunci se utilizează denumirile de ungere gazodinamică, respectiv gazostatică.

Pentru a vedea, în mare, dependența forței de frecare fluidă, se va considera cazul a două suprafețe paralele separate printr-un strat de fluid (lubrifiant) de grosime constantă, la care unul din pereți este fix, iar celălalt mobil cu viteza  $\bar{u}$  (curgere COUETTE) - fig. 5.5.

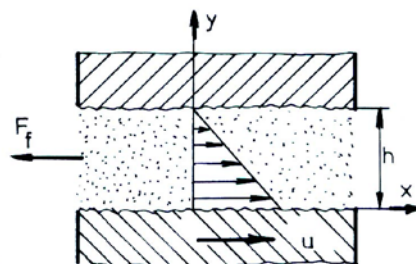


Fig. 5.5

Dacă regimul de curgere este laminar ( $R_e < R_{e_{cr}}$ ), forța de frecare se poate exprima prin relația:

$$F_f = \int_{A_n} \tau|_{y=0} dA_n$$

În care  $A_n$  reprezintă aria nominală de contact cu fluidul, iar  $\tau$  este tensiunea tangențială la contactul dintre fluid și suprafața mobilă. În cazul considerat, tensiunea tangențială va fi dată de expresia (nu există gradient de presiune în direcția  $x$  – legea lui Newton):

$$\tau = \eta \left. \frac{du}{dy} \right|_{y=0} = \eta \frac{u}{h}$$

În care  $\eta$  reprezintă vîscozitatea dinamică a lubrifiantului.

Forța de frecare va rezulta:

$$F_f = A_n \eta \frac{u}{h}$$

Se observă că, principial, forța de frecare fluidă este generată de cu totul alte legități decât în regimurile de frecare anterioare; ea crește odată cu mărirea ariei nominale, a vîscozității dinamice a fluidului (lubrifiantului) și a vitezei tangențiale relative și scade cu creșterea grosimii filmului de lubrifiant.

Un element esențial este acela că, în condițiile frecării fluide, forța de frecare este de câteva ordine de mărime mai mică decât forța de frecare corespunzătoare regimurilor anterioare de frecare.

Dacă:  $F_n = 1.000 \text{ N}$  și  $\mu = 0,1$ , rezultă  $F_f = 100 \text{ N}$ .

Dacă:  $\eta = 10^{-2} \dots 10^{-3} \left[ \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \right]$ ;  $h = 10^{-6} \dots 10^{-4} \text{ [m]}$ ;  $u = (1 \dots 10^2) \text{ [m/s]}$

$A_n = 10^{-2} \text{ [m}^2\text{]}$ , rezultă:  $F_f = 10^{-2} \cdot 10^{-2} \frac{10}{10^{-4}} = 10 \text{ N}$

### 5.1.5. Frecarea mixtă

Frecvent, din aplicațiile tehnice, nu sunt îndeplinite condițiile pentru realizarea riguroasă unuia din cele trei regimuri de frecare prezentate anterior, motiv pentru care apare o suprapunere statistică spațial-temporală a celor trei regimuri sau a două din cele trei. În acest caz se poate vorbi de un regim de *frecare mixtă*.

În practică interesează cum se trece de la un regim de frecare la altul și care sunt factorii ce deiermină acest lucru. Un asemenea studiu a fost întreprins de către Stribeck în 1902, care apoi a fost dezvoltat și aprofundat de numeroși cercetători (fig. 5.6), în care s-au notat:

- 1 - frecare tehnic uscată
- 2 - frecare mixtă: uscată + limită
- 3 - frecare mixtă: limită + fluidă
- 4 - frecare fluidă.

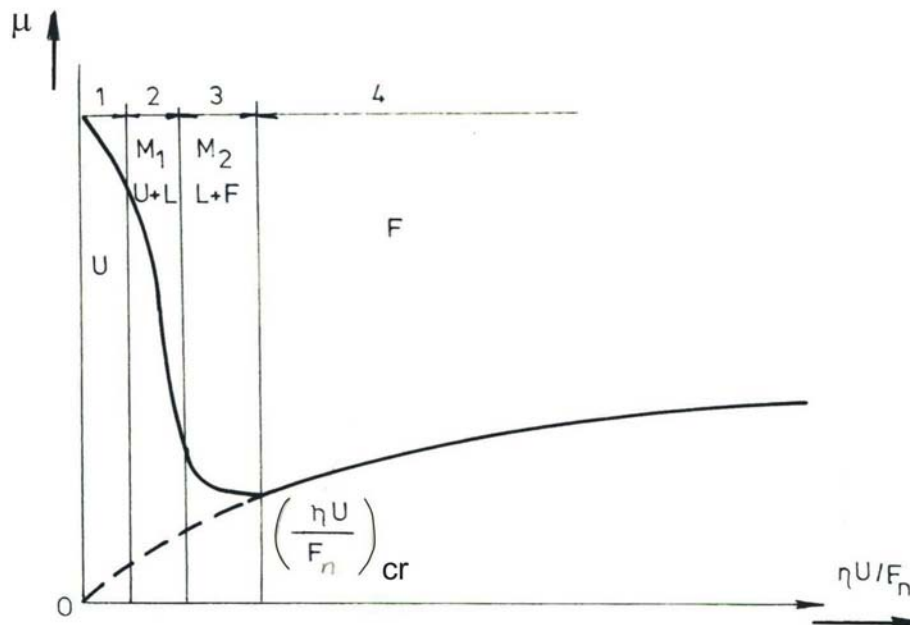


Fig. 5.6

Existența unor asemenea curbe, respectiv cunoașterea valorii  $(\eta U/F_n)_{cr}$ , permite proiectantului și celui care exploatează cuplele de frecare să reducă la minimum pierderile prin frecare și de asemenea să asigure o funcționare în condiții de maximă fiabilitate. Este de reținut, de exemplu, că la o cuplă cu frecare fluidă hidrodinamică, la pornire și la oprire ( $u \approx 0$ ), regimul de frecare va fi apropiat de cel al frecării uscate, motiv pentru care se impun măsuri adecvate pentru reducerea frecării, cum ar fi cuplul de materiale sau alte soluții constructive mai complicate (asigurarea pornirii și opririi lagărului în regim hidrostatic, soluție întâlnită la turbinele de abur de putere mare, mori cu bile etc.).

## 5.2. UZAREA

- *Uzarea reprezintă procesul de degradare a suprafețelor în contact ale elementelor cuplei cinematice, care se manifestă prin pierderea de material și are ca urmare modificarea dimensiunilor, a formei geometrice și a jocurilor.*

Ea este o consecință a procesului de frecare, proces pe care însă îl influențează, între acestea existând o strânsă interdependență.

Consecințele uzării influențează direct sau indirect capacitatea portantă a organelor de mașini (de exemplu la lagăre), precizia de lucru a mașinilor (de exemplu la mașini unelte), cinematica funcțională (de exemplu la transmisiile prin roți dințate), făcând totodată să apară forțe dinamice ce pot determina scoaterea din funcționare a mașinii.

Uzura, respectiv rezultatul uzării, se poate exprima în unități absolute (masă, volum, lungime) sau relative. Prin raportare la distanța parcursă sau la timpul de frecare, se obțin mărimile denumite *intensitatea uzării* (mg/km;  $\mu\text{m}/\text{km}$  etc.) și respectiv *viteza uzării* (mg/h;  $\mu\text{m}/\text{h}$  etc.).

În ceea ce privește evoluția uzării, sunt de menționat următoarele caracteristici, confirmate de practică (fig. 5.7, a – valoarea uzării, b – intensitatea de defectare):

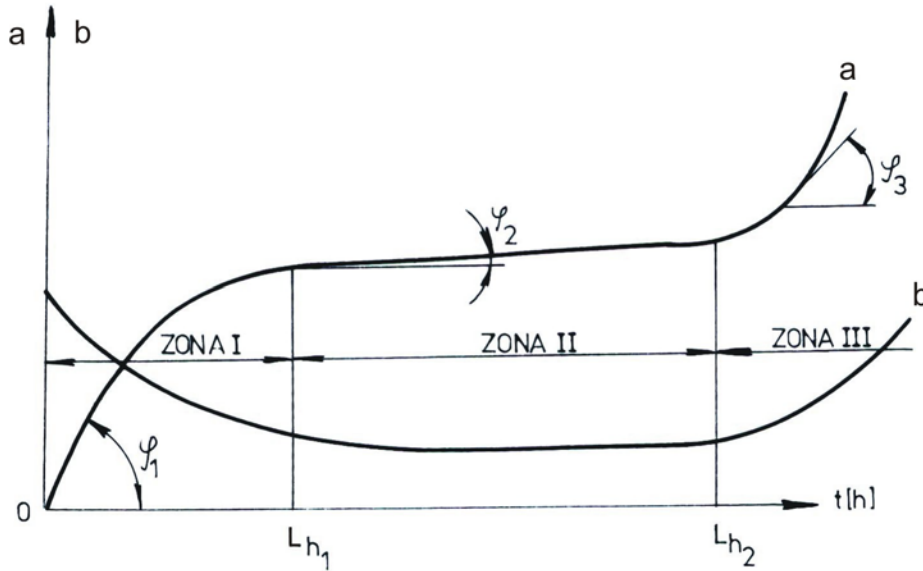


Fig. 5.7

- uzura este cumulativă și crește, de obicei, cu durata de funcționare  $L_h$ , fără ca evoluția procesului să fie întotdeauna liniară;

- la început, la cuplele de frecare noi, intensitatea sau viteza de uzare cresc rapid datorită condițiilor inițiale de suprafață (rugozităților), care tind treptat să se acomodeze; aceasta reprezintă perioada de rodaj - ZONA I;

- urmează perioada de lungă durată a uzării stabile sau normale - ZONA II, pentru care  $L_{h_2} \gg L_{h_1}$  și  $\varphi_2 \ll \varphi_1$ ;

- în final - ZONA III, uzura devine distructivă (abaterile de dimensiuni, formă, jocuri devin mari, încât cuplul de piese, sau chiar mașina sunt puse în pericol), cu efect ireversibil ( $\varphi_3 > \varphi_1$ );

- duratele de funcționare  $L_{h_1}$  și  $L_{h_2}$  sunt, în general, previzibile, putând fi determinate experimental sau prin calcul, funcție de tipul, parametrii și condițiile de exploatare ale cuplei cinematice sau mașinii respective;

- este de remarcat o anumită concordanță între evoluția uzării și a intensității de defectare (fiabilității).

• Atât la frecarea uscată, cât și în prezența lubrifianului, pot apărea următoarele tipuri fundamentale de uzare care, în practică, sunt întâlnite separat numai în cazuri speciale.

**a) Uzarea de adeziune** (contact) – este caracteristică cuplelor cu mișcare de alunecare. Este provocată de formarea și ruperea prin forfecare a unor micro-joncțiuni sau punți de sudură ce se formează între rugozitățile celor două suprafețe, aflate în contact sub sarcină și mișcare relativă.

Se manifestă prin deteriorarea stării inițiale a suprafețelor, prin apariția transferului de material de la o suprafață la alta și în ultimă instanță printr-o încălzire atât

de accentuată, încât între suprafețe apar zone întinse de sudare, respectiv chiar la blocarea cuplei, situație limită cunoscută sub denumirea de *gripaj*.

Microjoncțiunile sau punțile de sudură apar în condiții de încărcare și viteză relativă mare, corelat cu o ungere necorespunzătoare din punct de vedere cantitativ și calitativ, utilizarea unui cuplu de materiale neadecvat și un grad de prelucrare necorespunzător a suprafețelor în contact. Toate acestea conduc la încălziri locale ridicate, ca urmare a forțelor de frecare mari.

Gripajul poate fi evitat prin ungerea corespunzătoare din punct de vedere cantitativ și calitativ (utilizarea uleiurilor aditivat), utilizarea unui cuplu de materiale adecvat, prelucrarea corespunzătoare a suprafețelor în contact, tratament termic de suprafață (durificare) etc.

Uzarea de aderență poate apărea: la asamblări demontabile, la lagărele cu alunecare (cupla fus - cuzinet), la ghidaje, glisiere, la cupla piston - cilindru, la transmisiile prin roți dințate, la variatoarele de turație, la sculele așchietoare etc.

**b) Uzarea abrazivă** – este determinată de pătrunderea între suprafețele în contact și mișcare relativă a unor particule dure din exterior sau de asperitățile dure ale uneia din suprafețele de contact.

Se manifestă prin urme disperse de microașchieri (zgârieturi) pe ambele suprafețe de contact sau numai pe suprafața piesei confecționată din material mai moale. Este specifică organelor active (brăzdare, cupe, ciocane etc.) ale mașinilor de lucru în medii abrazive, cuplelor de frecare insuficient protejate (piston-cilindru, lagăre cu alunecare, rulmenți, angrenaje etc.) sau supuse direct acțiunii abrazive în prezența mediului fluid (paletele pompelor, angrenaje etc.).

**c) Uzarea de oboseală** apare ca urmare a solicitării ciclice a straturilor de suprafață în contact. Se manifestă prin apariția pe suprafețele în contact a unor fisuri, ciupituri, exfolieri etc. Cauzele apariției uzării de oboseală sunt atât de natură mecanică (solicitări ciclice) cât și de natură termomecanică (șocuri termomecanice corelate cu existența frecării). Fenomenul este puternic influențat de: lipsa de omogenitate a materialului la suprafață (incluziuni, dislocații, defecte de turnare sau forjare etc.), rugozitatea suprafețelor, prezența lubrifiantului (atât sub raport chimic cât și ca vâscozitate).

**c.1. Ciupirea (pittingul)** se manifestă prin apariția pe suprafețele în contact a unor gropițe (ciupituri) vizibile cu ochiul liber.

Fenomenul are, drept origine primară, apariția fisurilor de oboseală în stratul de suprafață. Formarea ciupiturilor are loc numai în prezența lubrifiantului și la presiuni de contact mari, specifice contactelor hertziene; în aceste condiții lubrifiantul va pătrunde în fisuri și prin efect de pană, va disloca mici particule de material, până la apariția gropițelor.

Domeniile frecvente de apariție a pittingului: flancurile active ale dinților roților dințate, căile de rulare și corpurile de rostogolire ale rulmenților, cupla cinematică camă-tachet, șuruburile cu bile, căile de rulare și bandajele roților de cale ferată (în prezența umezelii).

Pittingul poate rămâne sub o formă incipientă (mici pori, vârfuri de ac) și care pot exista în funcționare sau poate să se prezinte sub formă mai gravă – pittingul progresiv.

Ciupirea se poate evita prin alegerea corespunzătoare a materialului prin tratamentul termic de durificare la suprafața a pieselor, prin utilizarea unui lubrifiant corespunzător din punct de vedere al vâscozității.

**c.2. Exfolierea** reprezintă o altă formă de uzare prin oboseală a materialului. Se poate prezenta ca o desprindere a stratului de suprafață sub formă de solzi mari provenind fie din pitting progresiv, fie din deformări de oboseală.

**d) Uzarea de coroziune** este datorată, în principal, reacției chimice a materialului suprafețelor cu mediul lubrifiant care conține apă, substanțe agresive etc. În prezența sarcinii, a mișcării relative și a forței de frecare, uzarea de coroziune (tribo-coroziunea) se accentuează; de asemenea, ea este favorizată de uzarea abrazivă.

Uzarea prin oxidare este un caz special de coroziune la care predomină reacția chimică a suprafețelor metalice cu oxigenul sau cu mediul înconjurător oxidant.

Coroziunea de fretare constituie un tip de coroziune tribochimică fiind datorată unui proces mixt de microalunecări (pe distanțe atomice) și de coroziune, care apare pe suprafețele pieselor asamblate prin strângere.

Coroziunea chimică și tribocoroziunea se pot combate printr-o alegere judicioasă a materialelor și prin limitarea, pe cât posibil, a mediului agresiv, a concentratorilor de tensiuni. Nu se combate prin lubrifiere.

#### **e) Uzarea de cavitație**

Cavitația își are originea într-o acțiune pulsatorie de natură hidrodinamică; un mod de explicare este acela al desprinderilor locale ale lichidului prin scăderea presiunii (vaporizare) și stabilirea ulterioară bruscă a contactului prin lovituri puternice; repetarea continuă a procesului conduce la detașarea de particule de metal, care pot căpăta un caracter distrugător, sensibil, ajutat de eventuala prezență a substanțelor chimic active în mediul fluid.

## **5.3. MATERIALE DE UNGERE (LUBRIFIANȚI)**

### **5.3.1. Rol funcțional. Proprietățile materialelor de ungere**

În funcție de tipul agregatului, de condițiile de lucru și posibilitățile de întreținere, pentru ungere sunt folosite materiale lichide (uleiuri minerale, emulsiile, apa), semisolide (unsorile consistente), solide (grafitul, bisulfura de molibden etc.) și gaze (aerul, alte gaze).

*Rolul funcțional* al materialelor de ungere este multiplu și anume:

- asigurarea peliculei portante între suprafețele aflate în mișcare relativă, constituind elementul de preluare a sarcinii;
- protecția suprafețelor împotriva contactului direct, diminuând pierderile prin frecare și uzare (frecarea la limită sau mixtă);
- evacuarea căldurii produse prin frecare sau rezultată din reacțiile chimice, prin fluxul de lubrifiant;
- protecția împotriva componentilor chimici activi, în principal  $O_2$ , care determină formarea stratului de oxizi;
- evacuarea produselor de uzare și modificarea acestora;
- etanșarea, respectiv protecția împotriva pătrunderii între suprafețe a particulelor dure din mediul exterior.

Aprecierea calităților materialelor destinate ungerii se poate face având în vedere următoarele proprietăți:

- vâscozitatea;
- capacitatea de ungere (onctuoziitatea);
- greutatea specifică;
- punctul de inflamabilitate;
- punctul de ardere;
- punctul de aprindere;
- punctul de solidificare (congelare);
- emulsionabilitatea;
- conținutul de apă, acizi liberi, cenușă, impurități mecanice;
- stabilitatea chimică.

### 5.3.2. Uleiurile și aprecierea lor pe baza proprietăților

Uleiurile minerale sunt clasificate în STAS 871-81 pentru diferite utilizări în construcția de mașini (pentru motoare, pentru transmisii mecanice, pentru instalații hidraulice, turbine, pentru mecanică fină, pentru prelucrări, pentru tratamente etc.).

Pentru uleiuri, utilizate în cele mai variate condiții de temperatură, presiune, mediu ambiant, interesează toate proprietățile anterior amintite.

a) *Vâscozitatea* este proprietatea lubrifiantului prin care se caracterizează frecarea internă a acestuia. Nu reprezintă o mărime care indică calitatea lubrifiantului și prin ea se apreciază dacă lubrifiantul este corespunzător unui anumit scop, unor anumite condiții de exploatare.

În fizică și în tehnică se cunosc: vâscozitatea dinamică [ $\eta$  ( $\mu$ )], vâscozitatea cinematică ( $\nu$ ) și vâscozitatea relativă sau tehnică ( $^{\circ}E$  – grade Engler).

• **Vâscozitatea dinamică** a unui fluid în curgere laminară apare în legea lui Newton:

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dn}} \left[ \frac{\frac{N}{m^2}}{\frac{m/s}{m}} \right] \left[ \frac{N \cdot s}{m^2} \right]; \quad \frac{N \cdot s}{m^2} = 10P = 1.000 \text{ cP}$$

și se poate interpreta ca fiind forța necesară [N] pentru deplasarea relativă a două suprafețe din masa de fluid, având fiecare mărimea de  $1 \text{ m}^2$ , separate printr-un strat de fluid de grosime egală cu  $1 \text{ m}$ , cu viteza relativă de  $1 \text{ m/s}$ .

• **Vâscozitatea cinematică** se exprimă ca raport între vâscozitatea dinamică și densitatea lubrifiantului:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \left[ \frac{N \cdot s / m^2}{Kg / m^3} \right] \left[ \frac{N \cdot s / m^2}{N \cdot s^2 / m^4} \right] \left[ \frac{m^2}{s} \right]; \quad 1 \text{ cSt} = 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

• **Vâscozitatea relativă** se măsoară în  $^{\circ}E$  (grade Engler) și se determină ca raport între timpul de scurgere a aceleiași cantități de apă, respectiv de ulei, aflate la aceeași temperatură (de obicei  $50^{\circ} \text{ C}$ ).

Între vâscozitatea dinamică și cea relativă se poate scrie relația:

$$\eta \left[ \frac{N \cdot s}{m^2} \right] = 10^{-4} \gamma \left[ \frac{N}{dm^3} \right] \left[ 7,42 \cdot ^{\circ} E - \frac{6,44}{^{\circ} E} \right]$$

Majoritatea uleiurilor utilizate pentru ungere sunt medii newtoniene, ele supunându-se legii lui Newton ( $\tau = \eta \cdot dv/dn$ ) până la temperatura corespunzătoare punctului de tulburare, după care devine lichid nenuonian ( $\tau = \eta_a \cdot dv/dn$ ;  $\eta_a$  – vâscozitate aparentă, dependentă de gradientul de viteză).

Vâscozitatea variază cu temperatura și presiunea.

Creșterea temperaturii determină scăderea considerabilă a vâscozității (fig. 5.8).

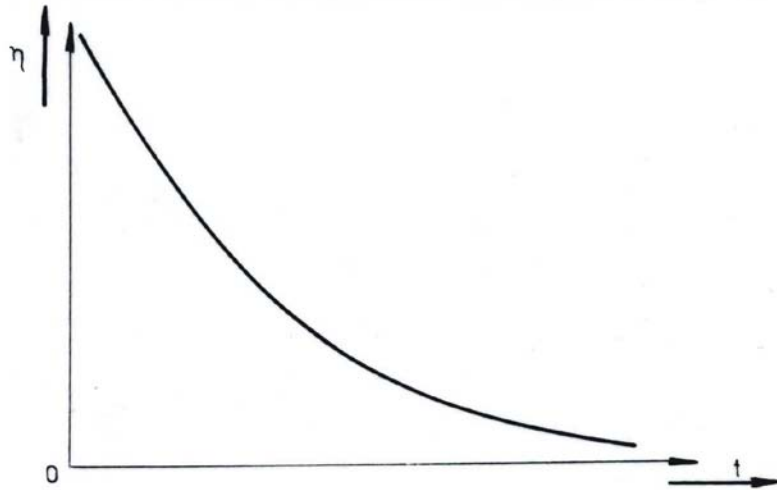


Fig. 5.8

Relația analitică, cea mai apropiată de realitate, prin care se exprimă dependența  $\eta = f(t)$  prin linii drepte este:

$$\eta = k e^{\frac{A}{t+\theta}}, \quad k, A, \theta - \text{constante caracteristice naturii lubrifianului.}$$

Prin logarimare:

$$\log \eta = \log k + 0,434 \frac{A}{t+\theta} \quad \text{sau}$$

$$y = \log k + 0,434 A \cdot x.$$

Vâscozitatea influențează în mod hotărâtor capacitatea portantă a filmului (peliculei) de lubrifian, deci variația puternică a vâscozității cu temperatura are efect direct asupra posibilității de încărcare a organelor de mașini (lagăre, roți dințate etc.).

Sunt de preferat uleiurile cu o variație cât mai redusă a vâscozității cu temperatura, deoarece nu modifică sensibil regimul de funcționare într-un interval larg de temperaturi.

La proiectare se impun cunoscute: temperatura în regim stabil de funcționare și valoarea vâscozității lubrifianului la această temperatură.

Relația analitică cel mai frecvent utilizată pentru exprimarea dependenței vâscozității de presiune este:

$$\eta_p = \eta_o e^{A'(p/p_o)^{-1}}$$

în care:



$\eta_p$  și  $\eta_o$  sunt vâscozitatea dinamică la presiunea  $p$ , respectiv la presiunea atmosferică  $p_o$ ;

$A'$  – coeficient caracteristic pentru dependența vâscozității de presiune, dar a cărui valoare depinde și de temperatură; experimental:  $A' = 0,005$ .

Tot experimental s-a constatat că presiunile sub  $(350...400)$   $N/cm^2$  nu influențează semnificativ vâscozitatea; efectul devine important la valori foarte mari ale presiunii (contacte hertziene liniare – roți dințate sau contacte punctiforme – rulmenți etc.). În acest caz, creșterea vâscozității contribuie la menținerea prezenței filmului aderent de lubrifiant, foarte subțire și a capacității lui de a prelua sarcina exterioară.

Se precizează însă că majorarea vâscozității datorită presiunii este mult atenuată de creșterea simultană a temperaturii, motiv pentru care în aplicațiile practice această dependență se poate neglija.

b) *Capacitatea de ungere* (onctozitatea) este proprietatea uleiurilor cu caracter polar de a adera și a crea straturi moleculare puternic fixate pe suprafețele metalice, concomitent cu o rezistență redusă la alunecare. Nu există criterii de apreciere cantitativă a acestei proprietăți a lubrifianților. Prezintă o importanță deosebită în formarea regimului de frecare limită sau mixt (fluid + limită) în situații dificile de frecare sau la presiuni foarte ridicate.

c) *Greutatea specifică* ( $\gamma$ ) dă un indiciu asupra originii și purității uleiului. Nu caracterizează nici calitățile de ungere, nici durabilitatea uleiului. Relații caracteristice:

$$\gamma_t = \gamma_{20^\circ C} \left[ 1 - 6,5(t - t_o)10^{-4} \right] \quad \text{- variația greutății specifice cu temperatura}$$

$$\gamma_p = \gamma_{p_o} \left[ 1 + 4,5(p - p_o)10^{-5} \right] \quad \text{- variația greutății specifice cu presiunea.}$$

d) *Punctul de inflamabilitate* corespunde temperaturii la care uleiul încălzit, la presiunea atmosferică, se aprinde în mod trecător sub acțiunea unei flăcări străine. Pentru uleiurile minerale punctul de inflamabilitate este cuprins între  $150...200^\circ C$ .

Această caracteristică este importantă pentru alegerea uleiurilor pentru motoarele cu ardere internă, compresoare etc. și mai puțin importantă pentru uleiurile de transmisii mecanice, uleiurile pentru lagăre etc.

e) *Punctul de ardere* corespunde temperaturii la care uleiul, odată aprins, continuă să ardă de la sine. Valoarea acestuia este cu  $20-60^\circ C$  mai ridicat decât cel de inflamabilitate.

Punctul de inflamabilitate și punctul de ardere nu sunt în dependență cu calitățile de ungere ale uleiurilor, ci depind de compoziția chimică.

f) *Punctul de aprindere* corespunde temperaturii la care vaporii de ulei se aprind de la sine.

g) *Punctul de solidificare (congelare)* corespunde temperaturii la care uleiul, sub greutatea proprie, nu mai poate curge în mod vizibil. Interesează în mod deosebit pentru uleiurile de la mașinile ce lucrează sub zero grade: avioane, locomotive, autovehicule, mașini frigorifice etc.

h) *Emulsionabilitatea* este proprietatea uleiului de a se amesteca cu apa caldă, formând emulsie, și de a nu se separa ulterior

- i) *Conținutul de impurități* {
- apă (scade onctuoșitatea)
  - acizi liberi (favorizează coroziunea)
  - cenușă (favorizează uzarea)
  - impurități mecanice (rupe filmul, uzură abrazivă)

j) *Stabilitatea chimică* reprezintă capacitatea de a nu reacționa cu oxigenul din aer. În timp, calitățile uleiului scad datorită oxidărilor, fenomenul purtând denumirea de „îmbătrânirea” lubrifiantului, motiv pentru care, îndeosebi la ungerea în circuit închis, uleiul trebuie schimbat periodic.

Alegerea corectă a uleiului concurează la obținerea performanței și duratei maxime de funcționare a cuplurilor de frecare și deci, implicit, a acestora. Pentru aceasta se vor lua în discuție:

- proprietățile lubrifiantului, îndeosebi vâscozitatea, onctuoșitatea, punctul de inflamabilitate, punctul de solidificare, emulsionabilitatea și stabilitatea chimică;
- tipul mașinii (motoare, de lucru etc.);
- condițiile de funcționare (temperatură, mediu etc.);
- metoda de ungere (circuit închis, circuit exterior, prin picurare etc.);
- momentul utilizării (rodaj sau funcționare normală).

Calitățile uleiurilor se pot îmbunătăți prin:

- tratare cu aer cald (70 – 120°C) sau cu descărcări electrice, rezultând așa numitele uleiuri voltolizate;
- aditivare.

Aditivii sunt substanțe chimice care îmbunătățesc calitățile de ungere ale uleiurilor și unșorilor consistente, proprietățile de frecare și rezistența la uzare a suprafețelor.

Principalele tipuri de aditivi sunt:

- cu acțiune asupra vâscozității (mărirea acesteia și micșorarea variației acesteia cu temperatura) și asupra punctului de congelare;
- cu acțiune asupra onctuoșității și adsorbției (menținerea ungerii la presiuni ridicate, evitarea frecării uscate);
- cu acțiune antioxidantă a uleiului (simultan reduce și pericolul de oxidare a suprafețelor metalice);
- cu acțiune antispumantă;
- cu acțiune detergent-dispersantă (menținerea corpurilor străine în suspensie);
- cu acțiune antigripantă, autiuzantă;
- aditivi polifuncționali (detergenți, anticongelanți, antioxidanți, EP);
- aditivi de extremă presiune (EP).

Sunt folosite și uleiurile compundate (ulei mineral + ulei vegetal sau animal ≈ 1 ... 10%).

Pentru lubrifierea în condiții de vacuum se vor folosi uleiuri și unșori consistente din care s-au extras componentele cu greutate moleculară redusă și cărora li se adaugă aditivi care formează straturi protectoare pe suprafețele metalice.

### 5.3.3. Unșori consistente. Caracteristici

*Unșorile consistente* sunt dispersii de săpunuri metalice (Ca, Na, Li, Ba, Al) în uleiuri minerale (uleiuri naftenice) sau în lichide uleioase (STAS 4951- 81 – clasificare).

Caracteristica principală a unsoilor consistente este punctul de picurare, reprezentat de temperatura la care unsoarea începe să picure sub acțiunea propriei sale greutate.

Calitatea unsoii este cu atât mai bună cu cât punctul de picurare este mai ridicat, ungerea fiind totuși asigurată la temperatura de exploatare.

Comparativ cu uleiurile, unsoile consistente prezintă următoarele *dezavantaje*:

- stabilitate structurală scăzută;
- nu pot fi utilizate la orice turații (îndeosebi cele mari);
- capacitatea de ungere dispare la temperaturi extreme;
- au frecare internă mai mare, motiv pentru care nu pot fi utilizate la aparate sensibile;
- înlocuirea se poate realiza numai după demontarea și spălarea pieselor unse.

Utilizarea unsoilor consistente determină următoarele *avantaje*:

- asigură etanșeitatea împotriva pătrunderii impurităților;
- înlocuirea se realizează mult mai rar;
- o mai bună aderență la suprafețele în contact, îndeosebi la preluarea de sarcini cu șoc și la funcționare intermitentă;
- construcție mai simplă a lagărelor etc.

#### 5.3.4. Lubrifianți solizi

*Lubrifianți solizi* sunt utili în condiții severe de frecare (temperatură, presiuni de contact). Sunt utilizați îndeosebi:

- **bisulfura de molibdeu** ( $\text{MoS}_2$ ) folosită îndeosebi ca aditiv (în dispersie) în uleiuri sau unsoi consistente, sub formă de straturi superficiale la rodaj sau încorporat ca adaos în piesele din materiale plastice; nu se utilizează peste  $445^\circ\text{C}$ ;

- **grafitul** se utilizează îndeosebi în condiții severe de temperatură; sub formă coloidală în ulei desăvârșește rodajul; se utilizează încorporat în materiale plastice folosite pentru cuzineții lagărelor cu alunecare;

- **săpunurile metalice** – stearate de Ca, Na, Al, Mg, acizi grași solizi (acid stearic, acid palmitic), cerurile sintetice, talcul – se utilizează sub formă de soluție aplicate pe suprafețe;

- **teflonul** – utilizat sub formă de straturi subțiri aplicate pe suprafețele în contact.



## ORGANE DE REZEMARE (LAGĂRE)

*Lagărele* sunt organe de mașini complexe care asigură rezemarea osiilor și arborilor astfel încât aceștia se pot roti continuu sau alternant. În timpul funcționării, lagărul trebuie să asigure, în principal, rezistența mecanică și rigiditatea necesară pentru a putea prelua reacțiunea determinată de sarcinile cu care sunt încărcate osiile și arborii. Datorită mișcării relative dintre elementele componente ale lagărului apare frecarea, respectiv încălzirea, motiv pentru care lagărul trebuie să asigure, în aceeași măsură, și rezistența termică.

Lagărele pot fi clasificate după următoarele criterii (fig. 6.1):

a. După **felul mișcării relative**: *lagăre cu alunecare* (a), *lagăre cu rostogolire* sau rulmenți (b) și *lagăre hibride* sau compuse (c).

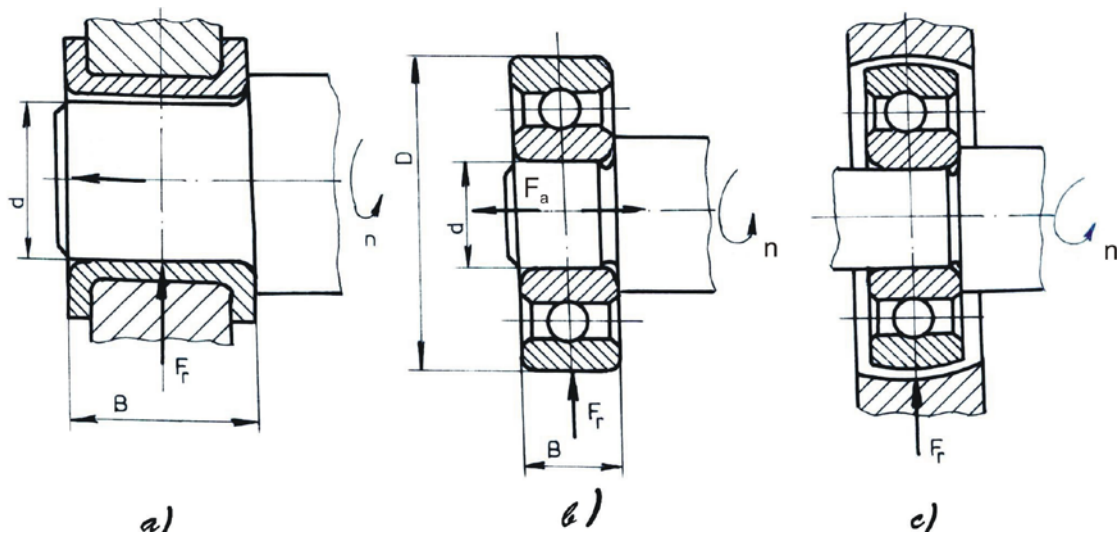


Fig. 6.1

b) După **direcția reacțiunii preluate**: *lagăre radiale*, *lagăre axiale*, *lagăre combinate* (radial-axiale sau axial-radiale).

c) După **regimul de frecare**: *lagăre cu frecare uscată și limită*, *lagăre cu frecare mixtă*, *lagăre cu frecare fluidă*.

Lagărele cu frecare fluidă, larg utilizate în construcția de mașini, se pot subclasa, în funcție de modul în care se realizează filmul de fluid, corelat cu natura lubrifianului utilizat, în: *lagăre hidrodinamice și gazodinamice* (lagărele cu alunecare), *lagăre cu ungere elastohidrodinamică* (rulmenți și unele lagăre cu alunecare cu cuzineți din material plastic), *lagăre hidrostatice și gazostatice*, *lagăre cu ungere hibridă*.

## 6.1. LAGĂRE CU ALUNECARE

### 6.1.1. Caracterizare. Criterii de clasificare

Lagărele cu alunecare sunt alcătuite, în principal, din *fusul arborelui*, *cuzinet* (piesa care vine în contact direct sau prin intermediul unui film de lubrifianț cu fusul) și *corpul lagărului*. Ele se caracterizează prin mișcarea relativă de alunecare dintre fus și cuzinet.

Lagărele cu alunecare se pot clasifica, pe lângă criteriile *b* și *c* anterior enunțate, și după următoarele criterii:

- După forma suprafeței de frecare: *lagăre cilindrice* (d.1), *lagăre conice* (d.2), *lagăre sferice* (d.3), *lagăre cu suprafață de frecare plană* (d.4).

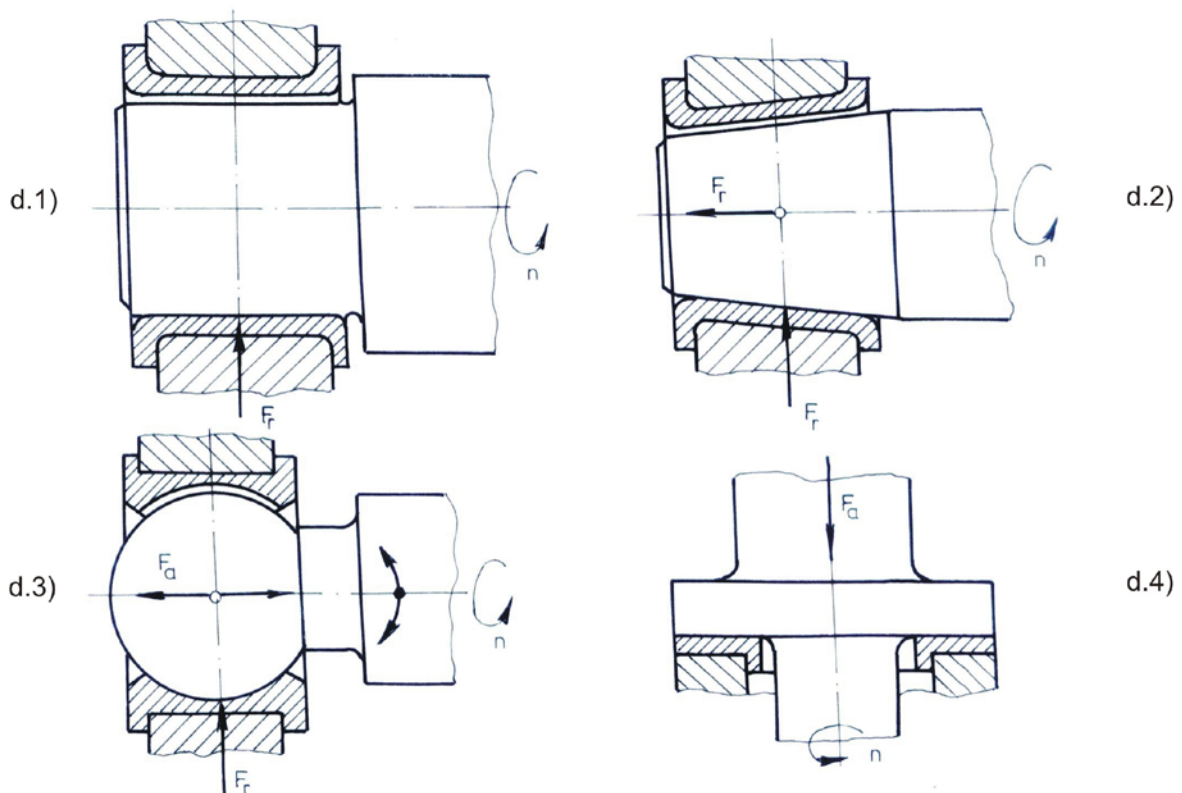


Fig. 6.2

- După poziția pe osie sau arbore (fig. 6.3): *lagăr cu alunecare de capăt* (L1) și *lagăr cu alunecare intermediară* (L2).

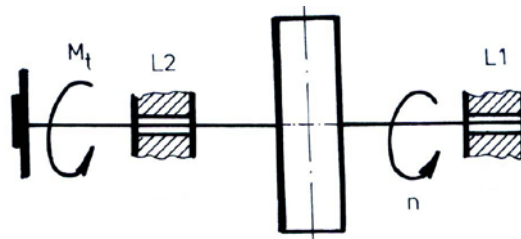


Fig. 6.3

- După modul de rezemare: lagăre cu rezemare rigidă (v. fig. 6.2, d.1, d.2, d.4), lagăre cu rezemare elastică, lagăre cu rezemare oscilantă (d.3).
- După felul mișcării de rotație: lagăre cu mișcare de rotație completă, lagăre cu mișcare oscilantă.

### 6.1.2. Lagăre cu alunecare funcționând în regim de frecare uscată, limită sau mixtă

La proiectarea sau verificarea lagărelor funcționând în regim de frecare tehnic – uscată (mai rar întâlnit în aplicațiile practice), limită sau mixtă (ambele întâlnite la lagărele hidrodinamice în momentul opririi și pornirii și la lagărele unse cu unsori consistente) trebuie urmate următoarele etape:

- a) calculul de rezistență a fusului;
- b) calculul la presiune de contact al cuzinetului;
- c) calculul la încălzire a lagărului;
- d) calculul la uzare a lagărului.

Calculul se va realiza admițând următoarele ipoteze:

- presiunea de contact dintre fus și cuzinet este uniform distribuită longitudinal și circumferențial; nu se ține seama de influența jocului din lagăr și de efectul uzării;
- coeficientul de frecare se consideră cunoscut și cu valoare constantă; forțele de frecare se calculează după legea frecării uscate (Amontons – Coulomb);
- întreaga putere consumată prin frecare se transformă în căldură, care se evacuează numai prin corpul lagărului, neglijându-se prezența lubrifianului.

## 6.2. LAGĂRE RADIALE

### 6.2.1. Lagărul radial – cilindric de capăt

a1. *Calculul fusului la încovoiere.* Se consideră fusul încastrat în arbore (fig. 6.4); secțiunea de încastrare este situată la saltul de diametru ( $d \rightarrow d_0$ ) realizat cu raza de curbă  $\rho_0$ .

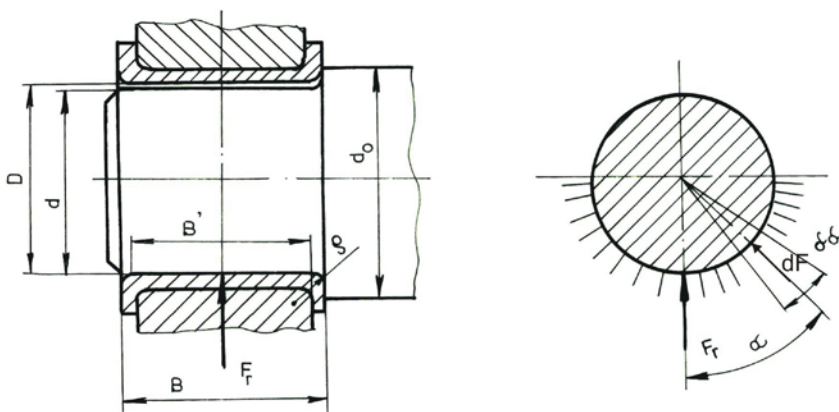


Fig. 6.4

- Verificare:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} = \frac{F_r \cdot \frac{B}{2}}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq \sigma_{a_{III}} = \frac{\sigma_{-1}}{c_r}; \quad c_r = 2,5 \dots 4$$

- Dimensionare

Se recomandă dimensionarea lagărului din condiția de rezistență la încovoiere a fusului pentru lagăre lungi:  $\frac{B'}{d} \approx \frac{B}{D} \geq 1,2$

$$d = \sqrt{\frac{16F_r}{\pi\sigma_{a_{III}}} \cdot \left(\frac{B}{D}\right)}; \quad B = d \cdot \left(\frac{B}{D}\right); \quad \frac{B}{D} \text{ - ales.}$$

a.2. Verificarea la oboseală se va realiza în secțiunea saltului de diametru unde solicitarea este maximă, iar concentratorul de tensiuni este considerat prin coeficientul  $\beta_{k\sigma} = f(d_o / d, \rho / d)$ .

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}}} \geq c_a = 1,5; \quad \sigma_v = \frac{F_r \cdot \frac{B}{2}}{\frac{\pi}{32} d^3} = \sigma_{i_{max}}$$

Dacă relația de verificare nu este satisfăcută, se pot lua următoarele măsuri:

- diminuarea efectului de concentrare a tensiunilor prin majorarea razei de curbură (atât cât este posibil);
- majorarea diametrului fusului;
- schimbarea materialului cu un material cu rezistență la oboseală ( $\sigma_{-1}$ ) mai ridicată.

b. Verificarea cuzinetului la presiune de contact

$$F_r = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p_m \cdot B' \cdot \frac{d}{2} \cdot \cos \alpha \cdot d \alpha \approx p_m \cdot BD; \quad B' \approx B \quad \text{și} \quad d \approx D$$

$$p_m = \frac{F_r}{B \cdot D} \leq p_a;$$

unde presiunea de contact admisibilă  $p_a$  se alege în funcție de materialul cuzinetului și ansamblul din care face parte lagărul.

Pentru lagărele scurte,  $\frac{B}{D} < 1,2$ , se recomandă ca dimensionarea să se realizeze din condiția de strivire a cuzinetului:

$$D = \sqrt{\frac{F_r}{p_a} \cdot \frac{1}{B/D}}; \quad B = \left(\frac{B}{D}\right) \cdot D$$

**Observație:** Se precizează că acest calcul are un caracter convențional deoarece distribuția reală de presiuni la contactul fus-cuzinet este dependentă de: mărimea jocului din lagăr, materialul cuzinetului, starea de ungere și de gradul de uzare.

c. *Calculul la încălzire*

Calculul termic al lagărului constă în determinarea temperaturii medii de funcționare ( $t_m$ ), cu ajutorul bilanțului termic:

$$\mu F_r \cdot v = KA(t_m - t_o)$$

din care se obține:

$$t_m = \frac{\mu F_r v}{KA} + t_o \leq t_a = 80^\circ \text{C},$$

unde:

$K$  – coeficient global de transfer de căldură corp lagăr – mediu ambiant;  
 $A$  – suprafața exterioară a lagărului ce participă la transferul de căldură.

$$v = \pi Dn / 60 \times 10^3 \text{ [m/s]}.$$

d. *Calculul la durabilitate (la uzare)*

Volumul de material uzat din cuzinet ( $V_u$ ) se poate exprima cu relația:

$$V_u = k F_r \cdot \ell$$

în care  $\ell$  este distanța parcursă în mișcarea relativă a fusului față de cuzinet, în perioada de funcționare impusă, iar  $k$  este un factor de proporționalitate, dependent de cuplul de materiale și de condițiile de ungere date. Exprimând forța radială  $F_r$  în funcție de presiunea medie, iar lungimea parcursă în funcție de viteză, se ajunge la relația:

$$V_u = k p_m \cdot B \cdot D \cdot v L_h = k^* p_m v$$

în care  $k^* = k B D L_h$ . Pentru un volum de uzare acceptat și o durată de funcționare  $L_h$  [ore] impusă, va rezulta valoarea admisibilă a produsului presiune medie – viteză  $(p_m v)_a$ . Deci calculul la durabilitate va consta în compararea produsului  $(p_m v)_{ef}$  cu produsul  $(p_m v)_a$ .

$$(p_m v)_{ef} \leq (p_m v)_a$$

În cazul lagărului radial – cilindric cu rotație completă, viteza periferică este

$$v = \pi Dn \text{ [m/s]}$$

dacă  $n$  este exprimat în rot/s, iar în cazul mișcării oscilante,

$$v = \pi D v \alpha / 90$$

unde  $\alpha$  este amplitudinea exprimată în grade, iar  $v$  este frecvența de oscilație, în Hz.

Pentru un raport diametral  $\left(\frac{B}{D}\right)$  adoptat se poate face dimensionarea lagărului din considerente de durabilitate (uzare):

$$B[\text{mm}] = \frac{\pi n F_r}{(p_m v)_a} \cdot 10^{-3} \quad \text{și} \quad D = B / \left(\frac{B}{D}\right).$$



### 6.2.2. Lagărul cilindric intermediar

Deosebirea față de lagărul de capăt constă în aceea că fusul este solicitat compus: încovoiere și răsucire simultană:

$$\sigma_i = \frac{F_r \cdot \frac{B}{2}}{\frac{\pi}{32} D^3} \quad \text{și} \quad \tau_t = \frac{M_t}{\frac{\pi}{16} D^3},$$

respectiv  $\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_t^2} \leq \sigma_{a_{III}}$

În acest caz, predimensionarea fusului se va face din condiția de solicitare la răsucire, considerând simultaneitatea încovoierii prin adoptarea unor valori reduse pentru rezistența admisibilă la răsucire:

$$d = 3 \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \tau_{at}}}; \quad \tau_{at} = (15 \dots 30) \text{N/mm}^2$$

După stabilirea raportului B/D, respectiv a lungimii fusului l, se impune verificarea la solicitare compusă.

### 6.3. LAGĂRE AXIALE

În cazul lagărelor axiale funcționând în regim de frecare uscată, limită sau mixtă, suprafața de frecare este, de regulă, plană. Considerând lagărul cu suprafața de frecare circulară plină (fig. 6.5,a), din relația uzurii:  $u = k\mu p v = k\mu p \omega r_x$ , rezultă presiunea de contact fus-cuzinet variabilă:  $p r_x = \frac{u}{k\mu\omega} = ct = c$  și  $p = \frac{c}{r_x}$ , cu

valoare maximă la  $r_x = 0$ .

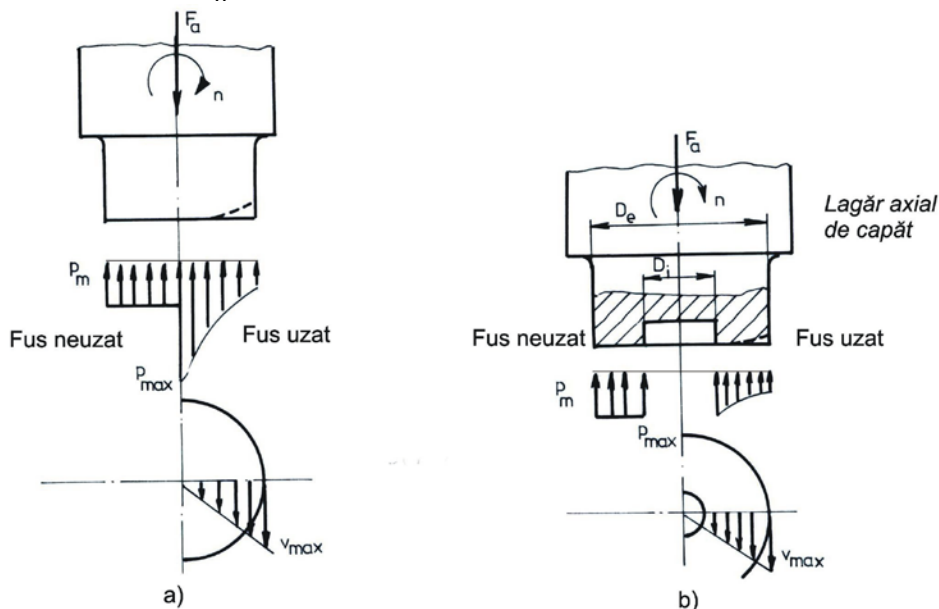


Fig. 6.5

Din această cauză lubrifianțul este expulzat dintre fus și cuzinet, lucru confirmat de uzura apreciabilă a fusului. Din acest motiv, cât și din necesitatea constructivă în cazul lagărelor axiale intermediare, suprafața de frecare este, de obicei, plană inelară (fig. 6.5, b).

a) *Calculul de rezistență a patinei.* Se impune numai în cazul lagărului axial intermediar când patina se realizează sub formă de guler (inel), dintr-o bucată cu arborele, de grosime  $h$  (fig. 6.6). Se face calculul la încovoiere în secțiunea de încastrare în corpul arborelui:

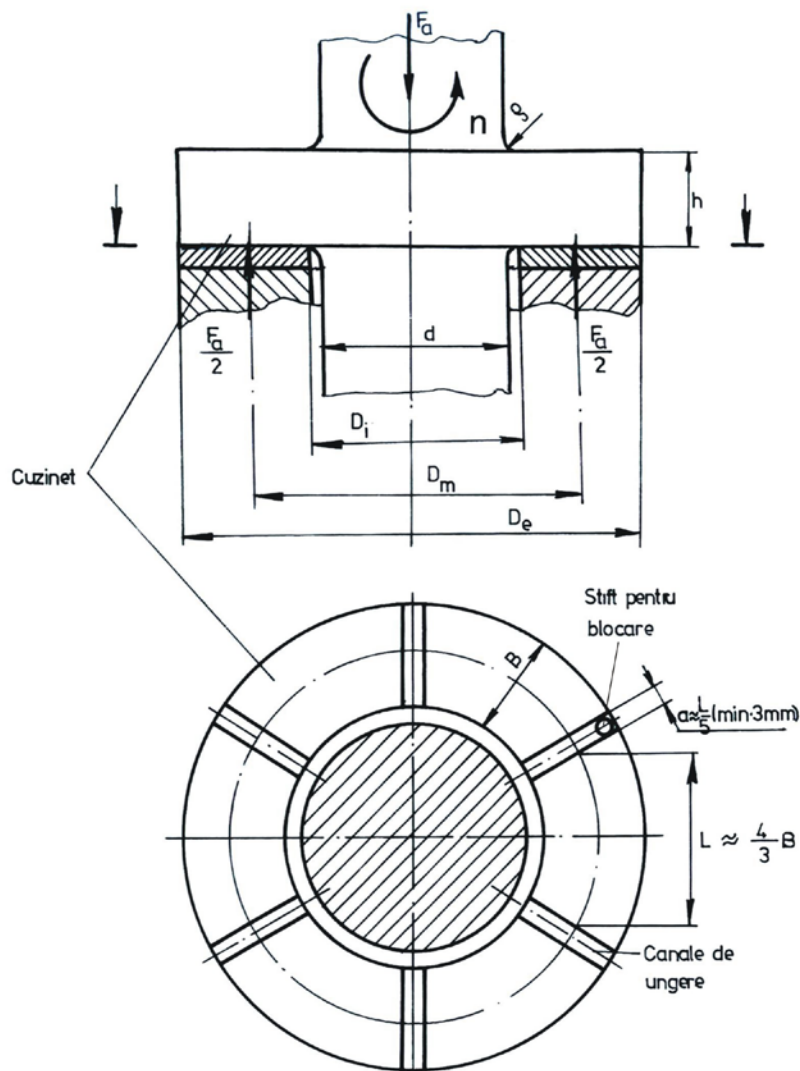


Fig. 6.6

Verificare

Dimensionare

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} = \frac{F_a \frac{D_m - d}{2}}{\frac{\pi d \cdot h^2}{6}} \leq \sigma_{ai} \quad , \text{ din care rezultă } h = \sqrt{\frac{3F_a(D_m - d)}{\pi d \sigma_{ai}}}$$

unde  $\sigma_{ai}$  - se va alege cu valori mai reduse deoarece încovoiera are loc într-o secțiune în care există un concentrator de tensiuni (saltul de diametru).

b) *Calculul la presiune de contact a cuzinetului*

$$\text{Verificare} \quad p_m = 4F_a / \pi (D_e^2 - D_i^2) \varphi = F_a / \pi D_m B \varphi \leq p_a$$

în care  $\varphi = 0,8 \dots 0,9$  este coeficientul de utilizare a suprafeței datorită prezenței canalelor de ungere.

$$\text{Dimensionare} \quad D_e = \sqrt{4F_a / \pi (1 - \beta^2) p_a \varphi}$$

în care:  $\beta = D_i / D_e = 0,4 \dots 0,6$  și  $p_a$  se va alege în funcție de cuplul de material fus-cuzinet.

c) *Calculul termic*

$$\mu F_a v_m = k A (t_m - t_o)$$

$$t_m = \frac{\mu F_a v_m}{k A} + t_o \leq t_a,$$

$$\text{în care } v_m = \frac{\pi D_m n}{60 \times 10^3} [\text{m/s}].$$

d) *Calculul la durabilitate.* Constă în determinarea produsului  $(p_m v_m)_{ef}$  și compararea acestuia cu produsul  $(p_m v_m)_a$ :  $(p_m v_m)_{ef} \leq (p_m v_m)_a$ .

## 6.4. LAGĂRE CU ALUNECARE FUNCȚIONÂND ÎN REGIM HIDRODINAMIC

### 6.4.1. Bazele teoretice ale ungerii hidrodinamice

Complexul de fenomene fizice referitoare la lubrificație, în forma analitică cea mai generală, valabilă atât pentru lichide cât și pentru gaze, implică nu numai analiza procesului hidrodinamic propriu-zis sub aspectul portanței și al debitului de lubrifiant, ci și analiza producerii și evacuării căldurii. Ca urmare, rezolvarea acestei probleme presupune soluționarea unui sistem de 8 ecuații format din:

- trei ecuații ale cantității de mișcare (Navier-Stokes);
- ecuația conservării energiei ( $m = ct$  pentru  $T$  – temperatură);
- ecuația conservării masei;
- ecuația de dependență a vâscozității lubrifiantului de  $p$  și  $T$ ;
- ecuația de dependență a coeficientului de conductivitate termică cu temperatura și presiunea;
- ecuația de stare a fluidului (lubrifiantului).

Rezolvarea unui asemenea sistem de ecuații, dintre care o parte sunt neliniare, este legată de dificultăți matematice nestăpânite până în prezent, motiv pentru care s-au abordat aspecte mai simple și cu acceptarea unor ipoteze simplificatoare.

Pentru calculul lagărelor cu alunecare pe baza teoriei hidrodinamice sunt acceptate următoarele ipoteze (fig. 6.7):

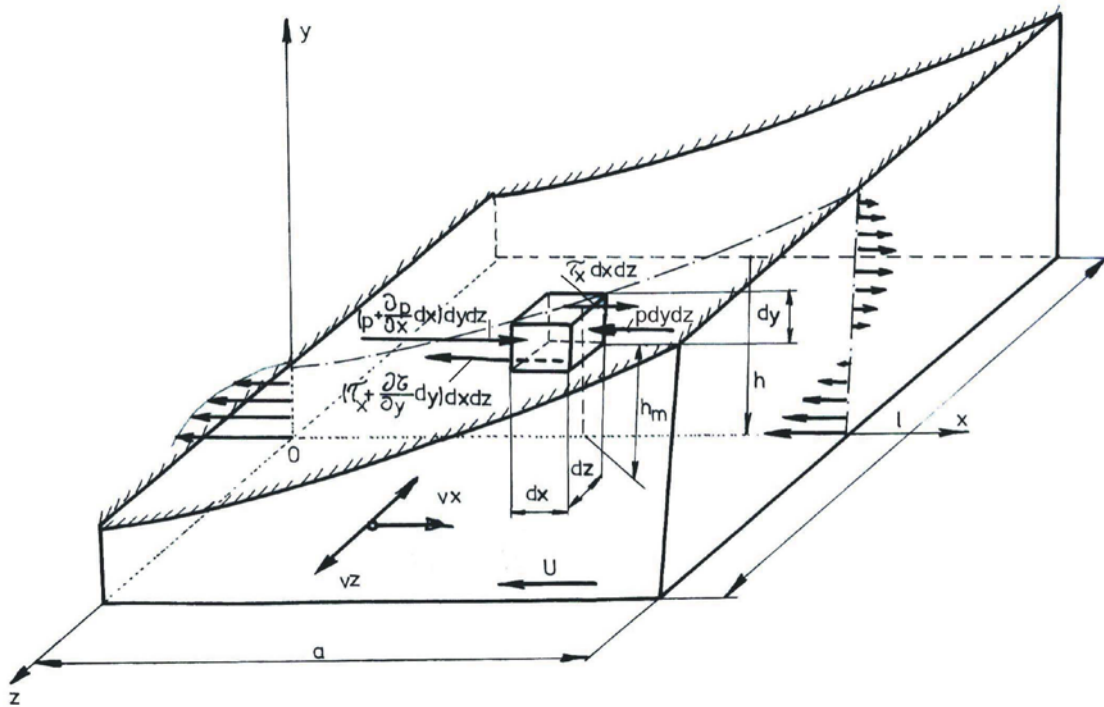


Fig. 6.7

- existența frecării fluide;
- curgerea lubrifianului are loc în regim laminar, fenomene staționare;
- lubrifianul este practic incompresibil;
- forțele de inerție și cele gravitaționale sunt mici, deci practic neglijabile în raport cu forțele rezultate din acțiunea presiunii și vâscozității;
- vâscozitatea este dependentă numai de temperatură;
- înălțimea  $h$  a peliculei de lubrifian este foarte mică în raport cu celelalte dimensiuni ( $h \ll a$ , respectiv  $h \ll l$ ), motiv pentru care curgerea pe direcția  $y$  se poate neglija în raport cu cele pe direcțiile  $x$  și  $z$ ;
- transportul de căldură are loc, în principal, prin circulația lubrifianului și prin conductivitate pe direcția  $y$ , celelalte posibilități fiind neglijate;
- fusul și cuzinetul sunt rigide și lipsite de rugozități;
- interstițiul dintre cele două suprafețe are geometrie variabilă și este continuu plin cu lubrifian;
- viteză relativă suficient de mare între cele două suprafețe.

În aceste condiții ecuațiile de echilibru de forțe pentru elementul de lubrifian considerat, scrise pentru direcțiile  $ox$ ,  $oy$  și  $oz$ , vor fi:

$$\left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz - p dydz - \left( \tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial y} dy \right) dx dz + \tau_x dx dz = 0$$

$$\left( p + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) dx dy - p dx dy - \left( \tau_z + \frac{\partial \tau_z}{\partial y} dy \right) dx dz + \tau_z dx dz = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0$$

Respectiv:

$$\begin{array}{l} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_x}{\partial y} \\ \text{(A)} \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \end{array} \quad \text{în care:} \quad \begin{array}{l} \text{(B)} \quad \tau_x = \eta \frac{\partial v_x}{\partial y} \\ \tau_z = \eta \frac{\partial v_z}{\partial y} \\ \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_z}{\partial y} \end{array}$$

La aceste ecuații se mai adaugă:

- ecuația de conservare a energiei

$$\text{(C)} \quad \rho \left( v_x \frac{\partial E}{\partial x} + v_z \frac{\partial E}{\partial z} \right) - \frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \eta \left[ \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right]$$

- ecuația de conservare a masei

$$\text{(D)} \quad \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$$

- ecuația de dependență a vâscozității de temperatură

$$\text{(E)} \quad \eta = \eta(T)$$

Considerând numai relațiile (A) și (B) se obține:

$$\begin{array}{l} \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \\ \text{(A + B)} \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} \end{array}$$

Ca urmare a neglijării curgerii lubrifiantului pe direcția  $y$  se pot considera  $p$ ,  $\partial p / \partial x$  și  $\partial p / \partial z$  invariabile pe această direcție. În consecință, dubla integrare a relațiilor (A + B) conduce la:

$$\text{(F)} \quad \begin{array}{l} v_x = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2 \\ v_z = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y^2 + C_3 y + C_4 \end{array}$$

Cu ajutorul condițiilor la limită:

$$\begin{array}{l} \text{- pentru } y = 0: \quad v_x = -u \quad \text{și} \quad v_z = 0 \\ \text{- pentru } y = h: \quad v_x = 0 \quad \text{și} \quad v_z = 0 \end{array}$$

Valorile constantelor de integrare rezultă:

$$\begin{array}{l} C_2 = -u ; \quad C_1 = \frac{u}{h} - \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot h \\ C_4 = 0 ; \quad C_3 = -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \cdot h \end{array}$$

iar ecuațiile vitezelor (F) iau forma:

$$(G) \quad v_x = -\left(\frac{u}{h} + \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y\right) (h-y)$$

$$v_z = -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y (h-y)$$

Pentru a obține valori concrete ale vitezelor lubrifianului este necesară cunoașterea variației grosimii peliculei de fluid:  $h = h(x, z)$ .

Debitele unitare de lubrifian pe direcțiile principale de curgere,  $x$  și  $z$  (fig. 6.8), se pot determina cu relațiile:

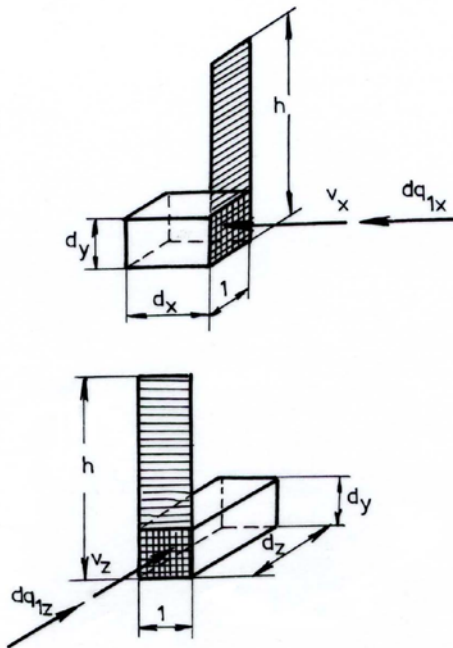


Fig. 6.8

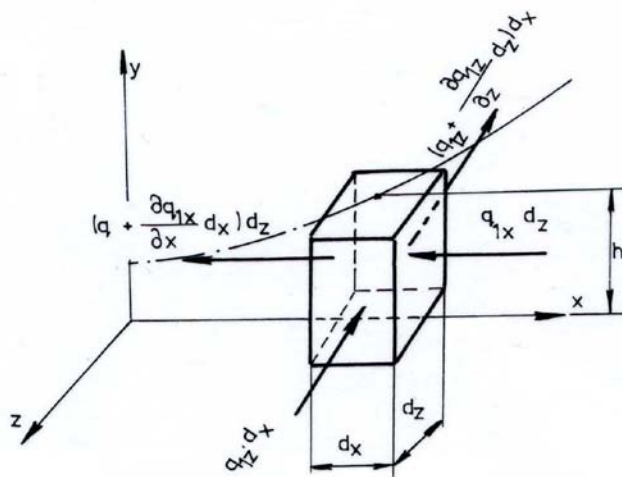


Fig. 6.9

$$dq_{1x} = v_x \cdot dy \cdot 1 \quad \text{sau} \quad q_{1x} = \int_0^h v_x dy \cdot 1 \quad q_{1x} = -\left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{uh}{2}\right)$$

$$dq_{1z} = v_z \cdot dy \cdot 1 \quad \text{sau} \quad q_{1z} = \int_0^h v_z dy \cdot 1 \quad q_{1z} = -\left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z}\right)$$

Aplicând legea continuității (fig. 6.9):

$$q_{1x} dz + q_{1z} dx = \left(q_{1x} + \frac{\partial q_{1x}}{\partial x} dx\right) dz + \left(q_{1z} + \frac{\partial q_{1z}}{\partial z} dz\right) dx$$

$$(H) \quad \frac{\partial q_{1x}}{\partial x} + \frac{\partial q_{1z}}{\partial z} = 0$$

Ecuția (H) înlocuiește ecuația (D) din sistemul inițial.



Înlocuind ecuațiile debitelor unitare  $q_{1x}$  și  $q_{1z}$ , în relația (H), se obține:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) + 6u \frac{\partial h}{\partial x} = 0$$

care reprezintă ecuația hidrodinamică de bază cunoscută sub numele de *ecuația lui Reynolds*.

Sub formă generală, ecuația poate fi integrată dacă sunt cunoscute:

$$h = h(x, z), \quad \eta = \eta(x, z).$$

Calculul lagărelor de alunecare, pe baza ecuației Reynolds astfel stabilită, este corect numai dacă forța preluată de lagăr este statică (regim staționar) și nu este deci valabil pentru lagăre supuse la viteze sau forțe variabile în timp, situații în care trebuie considerate și efectele de portanță ce se obțin prin mișcarea de apropiere a suprafețelor.

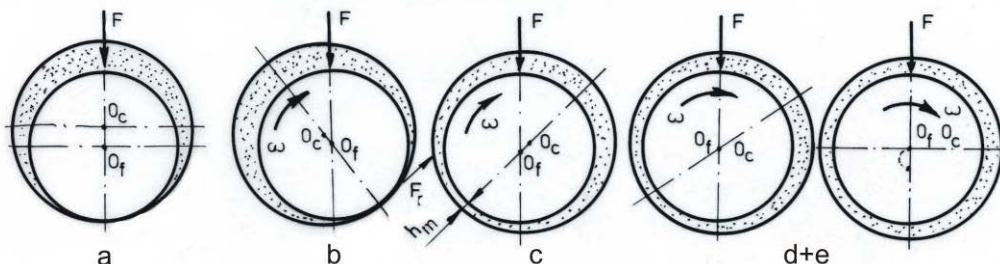
## 6.4.2. Lagăre radiale hidrodinamice

**6.4.2.1. Generarea filmului autoportant.** Condițiile necesare și suficiente pentru generarea filmului autoportant (respectiv a ungerii fluide în regim hidrodinamic), în cazul lagărelor hidrodinamice, sunt (fig. 6.10, a – contact metalic, respectiv frecare tehnică uscată sau la limită, b – poziția fusului imediat după pornire, când forța  $F_f$  determină urcarea fusului pe cuzinet în direcția opusă mișcării, c – poziția fusului după pornire, datorită aderenței lubrifianului se formează filmul portant care determină deplasarea în sensul mișcării, d și e – creșterea turației determină creșterea grosimii minime a filmului de lubrifian  $h_m$ ; dacă  $F$  scade și  $\omega$  crește, atunci  $O_f$  tinde să se suprapună peste  $O_c$ ):

- existența unui joc diametral (dimensiunea efectivă a cuzinetului mai mare decât cea a fusului); ( $J = D - d$ );

interstițiul fus-cuzinet continuu umplut cu lubrifian de o anumită vâscozitate ( $\eta$ );

mișcare relativă fus-cuzinet cu viteză suficient de mare (de obicei se rotește fusul iar cuzinetul este în repaus).



a. Poziția fusului în repaus; la contactul fus-cuzinet sunt condiții de frecare uscată sau la limită.

b. Poziția fusului imediat după pornire;  $F_f$  determină "urcarea" fusului pe cuzinet în direcția opusă mișcării.

c. Poziția fusului în regim stabil de funcționare; datorită frecării mai mici, fusul "urcă" pe cuzinet în direcția mișcării.

d+e. Creșterea turației și căderea încărcării conduc la tendința suprapunerii celor două centre

Fig. 6.10

**6.4.2.2. Parametrii caracteristici.** În cazul lagărelor radiale, hidrodinamice, complete ( $360^\circ$ ), cu o singură zonă portantă, parametrii geometrici caracteristici sunt (fig. 6.11):



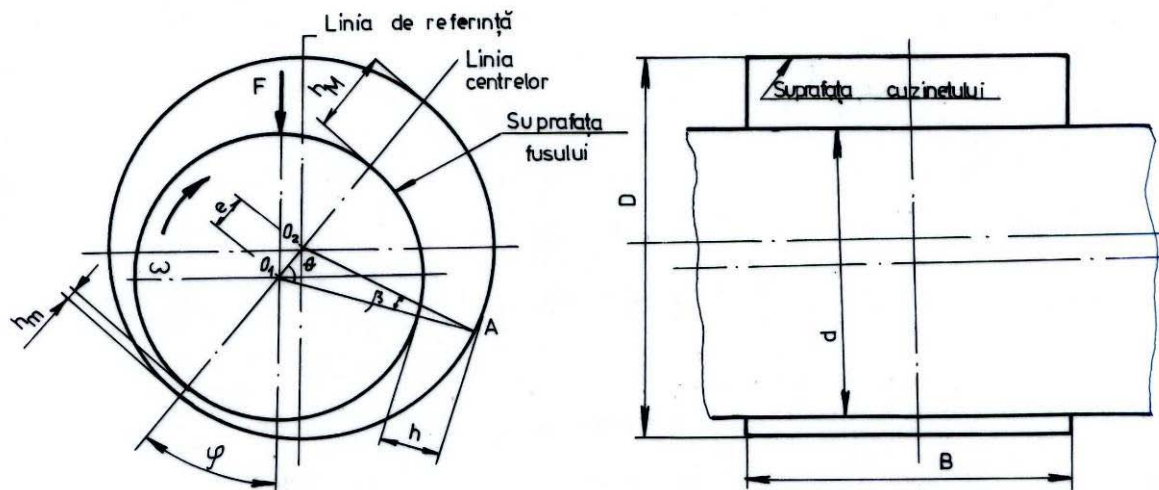


Fig. 6.11

- D - diametrul cuzinetului;
- d - diametrul fusului;
- B - lățimea lagărului (cuzinetului);
- $h_m$  - grosimea minimă a filmului de lubrifiant;
- $h_M$  - grosimea maximă a filmului de lubrifiant;
- e - excentricitatea;
- $\varphi$  - unghiul de atitudine.

Grosimea filmului de lubrifiant într-o secțiune oarecare:

$$\left( \Delta O_1 O_2 A : O_1 O_2 = e; \quad O_1 A = \frac{d}{2} + h; \quad O_2 A = \frac{D}{2} \right):$$

$$\frac{d}{2} + h = e \cos \theta + \frac{D}{2} \cos \beta; \quad \beta \ll \theta; \quad \beta \downarrow \quad \cos \beta \cong 1$$

$$h = \frac{D - d}{2} + e \cos \theta \qquad h = J/2 + e \cos \theta$$

Pentru  $\theta = 180^\circ$  rezultă:  $e + h_m = J/2$ .

Cu scopul generalizării rezultatelor ce se obțin prin rezolvarea ecuației Reynolds, se utilizează mărimi caracteristice adimensionale:

- $\frac{B}{D}$  - raportul diametral sau alungirea relativă a cuzinetului;
- $\psi = \frac{J}{D}$  - jocul relativ din lagăr;
- $\varepsilon = \frac{e}{J/2} = \frac{2e}{J}$  - excentricitatea relativă;
- $\delta = \frac{h_m}{J/2} = \frac{2h_m}{J}$  - grosimea minimă relativă a filmului de lubrifiant.

Cu aceste notații, relația particulară ( $\theta = 180^\circ$ ) dintre excentricitate, grosimea minimă a filmului de lubrifianț și jocul din lagăr, devine:

$$\varepsilon + \delta = 1$$

Grosimea adimensională a filmului de lubrifianț într-o secțiune oarecare va fi:

$$\frac{h}{J/2} = \frac{J/2}{J/2} + \frac{e}{J/2} \cos \theta \quad \bar{h} = 1 + \varepsilon \cos \theta$$

Variabilele care intervin în ecuația Reynolds (ecuația presiunilor) sunt adimensionalizate astfel:

$$\bar{x} = \theta; \quad \bar{z} = \frac{z}{B/2} = \frac{2z}{B}; \quad \bar{h} = \frac{h}{J/2} = \frac{2h}{J}; \quad \bar{p} = p \psi^2 / \eta n.$$

Utilizând aceste notații adimensionale, ecuația Reynolds pentru lagăre radiale capătă forma:

$$x = R\theta = \frac{D}{2}\theta \Rightarrow \partial x = \frac{D}{2}\partial\theta \quad p = \frac{\eta n}{\psi^2}\bar{p}$$

$$z = \frac{D}{2}\bar{z} \Rightarrow \partial z = \frac{D}{2}\partial\bar{z} \quad \partial p = \frac{\eta n}{\psi^2}\partial\bar{p}$$

$$h = \frac{J}{2} \cdot \bar{h} = \frac{\psi D}{2} \bar{h} \Rightarrow \partial h = \frac{\psi D}{2} \partial \bar{h}$$

$$\frac{D}{2}\partial\theta \left[ \frac{\psi^3 D^3}{8} (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \cdot \frac{1}{\eta} \frac{\eta n}{\psi^2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right] + \frac{D}{2}\partial\bar{z} \left[ \frac{\psi^3 D^3}{8} (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \cdot \frac{1}{\eta} \frac{\eta n}{\psi^2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] + 6\pi D n \cdot \frac{\psi D}{2} \frac{\partial(1 + \varepsilon \cos \theta)}{\frac{D}{2}\partial\theta} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[ (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right] + \left( \frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] + 12\pi \frac{\partial(1 + \varepsilon \cos \theta)}{\partial \theta} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[ (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right] + \left( \frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] + 12\pi \frac{\partial(1 + \varepsilon \cos \theta)}{\partial \theta} = 0$$

Integrarea ecuației Reynolds presupune următoarele precizări (ipoteze de lucru):

a) Interstițiul fus-cuzinet este alcătuit dintr-o zonă *portantă*, în care presiunile sunt superioare presiunii mediului ambiant și o zonă *neportantă*, în care presiunea este constantă și egală cu presiunea mediului ambiant (fig. 6.12).

b) Zona portantă începe din secțiunea de grosime maximă a filmului de lubrifianț ( $\theta = 0$ ) și se termină în secțiunea de grosime  $h_e$  ( $\theta = \theta_e$ ), unde gradientul circumferențial al presiunii este zero ( $\partial \bar{p} / \partial \theta = 0$ ).

c) Lubrifiantul ocupă integral interstițiul fus-cuzinet în zona portantă, iar fluxul (curgerea) de lubrifiant este dirijat atât circumferențial cât și axial.

d) În zona neportantă fluxul de lubrifiant este numai circumferențial, iar interstițiul fus-cuzinet este ocupat, de obicei, parțial de lubrifiant.

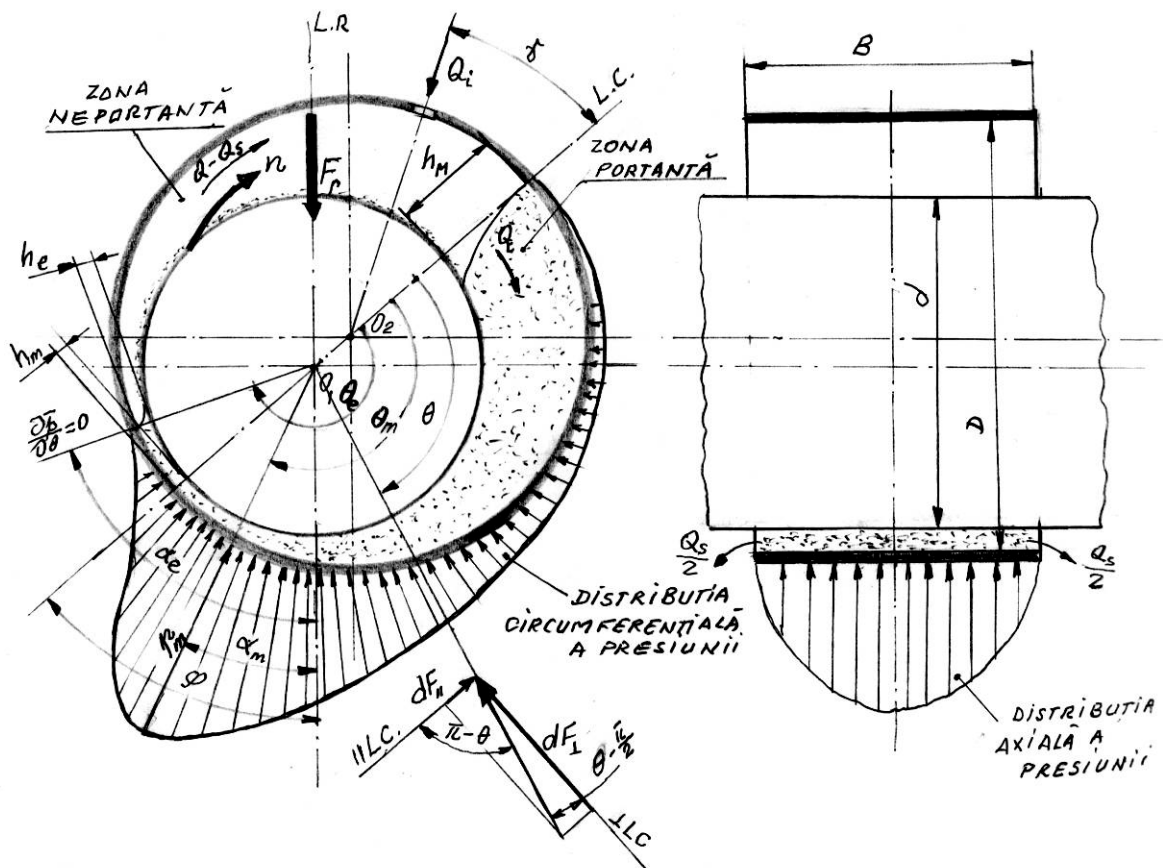


Fig. 6.12

**6.4.2.3. Calculul filmului autoportant al lagărului radial.** Pentru calculul de proiectare sau verificare a filmului autoportant este necesară parcurgerea următoarelor etape:

*A. Calculul grosimii minime a filmului de lubrifiant*

Pentru stabilirea grosimii minime a filmului de lubrifiant este necesară cunoașterea dependenței dintre forța care încarcă lagărul și parametrii geometrici și funcționali ai lagărului. Forța portantă și unghiul de atitudine se pot obține prin integrarea distribuției de presiuni pe zona portantă după două direcții: linia centrelor și perpendiculara pe aceasta (fig. 6.13):

$$F_{lc} = \frac{1}{2} \int_0^{\theta_e} \int_{-\frac{B}{2}}^{+\frac{B}{2}} p \cdot D \cos(\pi - \theta) d\theta \cdot dz$$

$$F_p = \frac{1}{2} \int_0^{\theta_e} \int_{-\frac{B}{2}}^{+\frac{B}{2}} p \cdot D \cos\left(\theta - \frac{\pi}{2}\right) d\theta \cdot dz$$

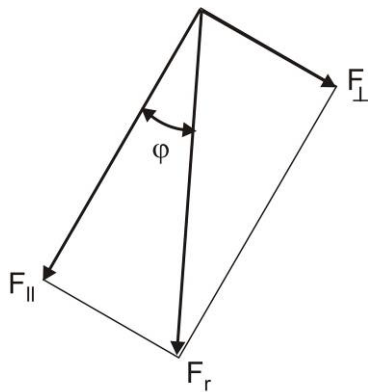


Fig. 6.13

În acest fel, forța portantă și unghiul de atitudine se vor calcula cu relațiile (în ipoteza distribuției uniforme a presiunii pe direcție axială – Oz):

$$F_r = \sqrt{F_{||}^2 + F_{\perp}^2} \quad \text{și} \quad \varphi = \arctg \frac{F_{\perp}}{F_{||}}$$

Utilizând notațiile adimensionale și presiunea medie  $p_m = F_r / (BD)$ , relațiile anterioare conduc, pentru B fi-nit, la coeficientul de portanță:

$$C_p = \frac{\eta n}{p_m \psi^2} = f_1 \left( \delta, \frac{B}{D} \right)$$

dependent de grosimea minimă relativă a filmului și alungirea relativă a cuzinetului. Din această relație se poate determina grosimea minimă relativă a filmului de lubrifianț:

$$\delta = f_1^* \left( C_p, \frac{B}{D} \right)$$

Deoarece integrarea ecuației Reynolds și rezolvarea integralelor anterioare ridică probleme dificile, chiar în cazul unor ipoteze simplificatoare, pentru proiectare sunt folosite tabele sau grafice, care exprimă dependența  $f_1^* \left( C_p, \frac{B}{D} \right) = \delta$  (fig. 6.14).

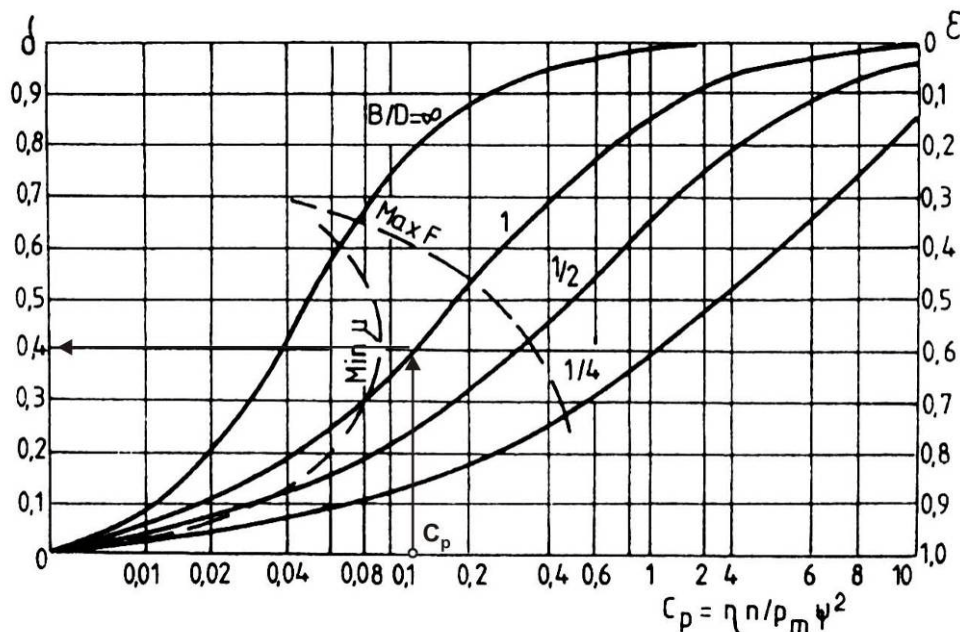


Fig. 6.14.

Fiind cunoscută sarcina din lagăr ( $F_r$ ), turația fusului ( $n$ ) și destinația lagărului (se alege  $B/D$ ,  $\psi$  și lubrifianțul -  $\eta$ ), se poate calcula coeficientul de portanță ( $C_p$ ), respectiv se determină, din diagramă, grosimea minimă relativă ( $\delta$ ) a filmului de lubrifianț, după care se poate calcula grosimea minimă a filmului de lubrifianț :

$$h_m = \psi \delta (D/2) \geq h_a$$

Pentru a se asigura funcționarea în regim de frecare fluidă, grosimea minimă  $h_m$  trebuie să fie mai mare decât o valoare admisibilă,  $h_a$ , care este funcție, în principal, de rugozitatea suprafețelor și de materialul cuzinetului, dar și de gradul de fil-trare a lubrifiantului:

$$h_a = k_m (R_{\max \text{ fus}} + R_{\max \text{ cuzinet}})$$

în care  $k_m < 1$ , coeficient dependent de materialul cuzinetului.

Concomitent se poate calcula și excentricitatea fusului:

$$\varepsilon = 1 - \delta, \quad \text{respectiv} \quad e = \varepsilon \psi \frac{D}{2}$$

Pentru o funcționare stabilă a fusului în lagăr :  $\varepsilon \geq \varepsilon_a = 0,2 \dots 0,3$ .

Stabilitatea fusului depinde de rigiditatea filmului.

*B. Calculul debitului de scăpări de lubrifiant*

Debitul de lubrifiant necesar ( $Q_i$ ) este determinat de debitul de scăpări laterale ( $Q_s$ ). Din condiția de continuitate rezultă:  $Q_i = Q_s$ . Se definește *coeficientul de debit*.

$$C_Q = Q/D^2 B \psi n = f_2(C_p, B/2), \quad \text{în care} \quad q_x = Q = \int_{-\frac{B}{2}}^{+\frac{B}{2}} q_{1x} dz$$

cu ajutorul căruia se poate calcula debitul de lubrifiant circumferențial în secțiunea de grosime maximă a interstițiului fus cuzinet (fig. 6.15):

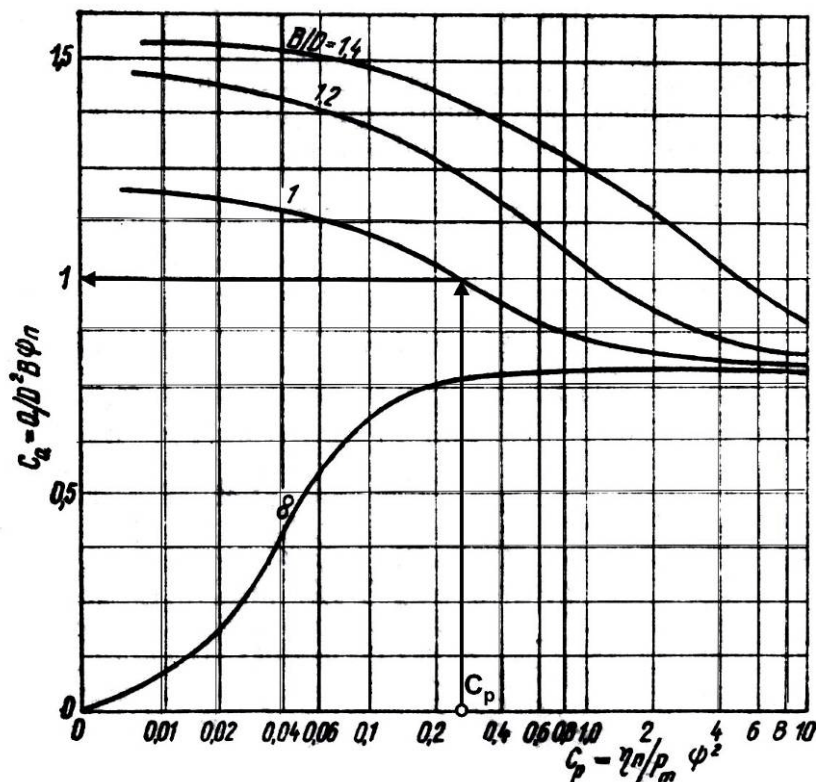


Fig. 6.15

$$Q = C_Q D^2 B \psi n$$

Similar se definește coeficientul de debit de scăpări laterale:

$$C_{Q_s} = Q_s / D^2 B \psi n = f_3(C_p, B/D), \quad \text{în care} \quad q_z = Q_s = \int_0^{\theta_e} q_{1z} d\theta$$

cu ajutorul căruia se poate calcula debitul de scăpări laterale  $Q_s$  (fig. 6.16).

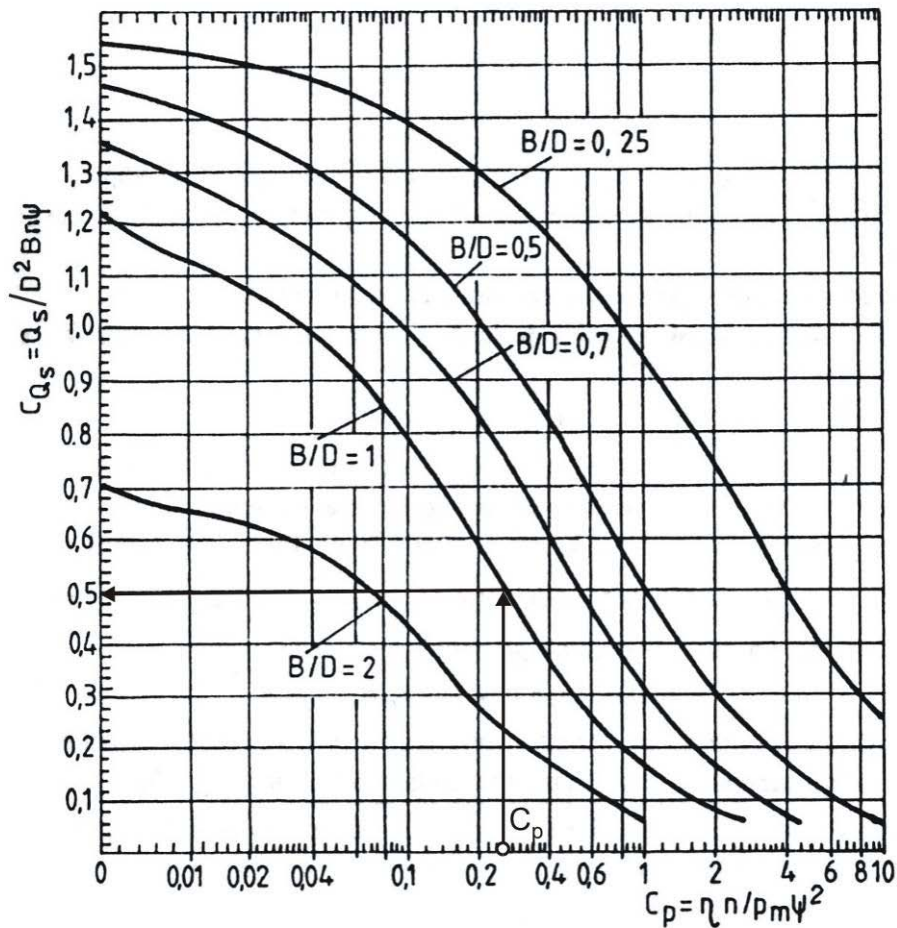


Fig. 6.16

### C. Calculul termic

Încălzirea lagărului se datorează frecării dintre straturile de lubrifianț din filmul autoportant, motiv pentru care calculul termic are la bază evaluarea puterii pierdute (consumate) prin frecare. Forța de frecare se poate calcula prin integrarea tensiunilor tangențiale pe întreaga suprafață a filmului portant:

$$F_f = \int_0^{\theta_e} \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} \tau d\theta dz$$



Se definește un coeficient de frecare convențional

$$\mu_f = \frac{F_f}{F_r}$$

care, raportat la jocul relativ din lagăr, reprezintă *coeficientul puterii consumate prin frecare*

$$C_f = \frac{\mu_f}{\psi} = \frac{F_f}{\psi F_r} = \frac{P_f / \pi D n}{\psi F_r} = P_f / \psi \pi D F_r n = f_4 \left( C_p, \frac{B}{D} \right)$$

Cunoscând dependența  $C_f = f_4 \left( C_p, \frac{B}{D} \right)$  se poate determina puterea consumată prin frecare (fig. 6.17):

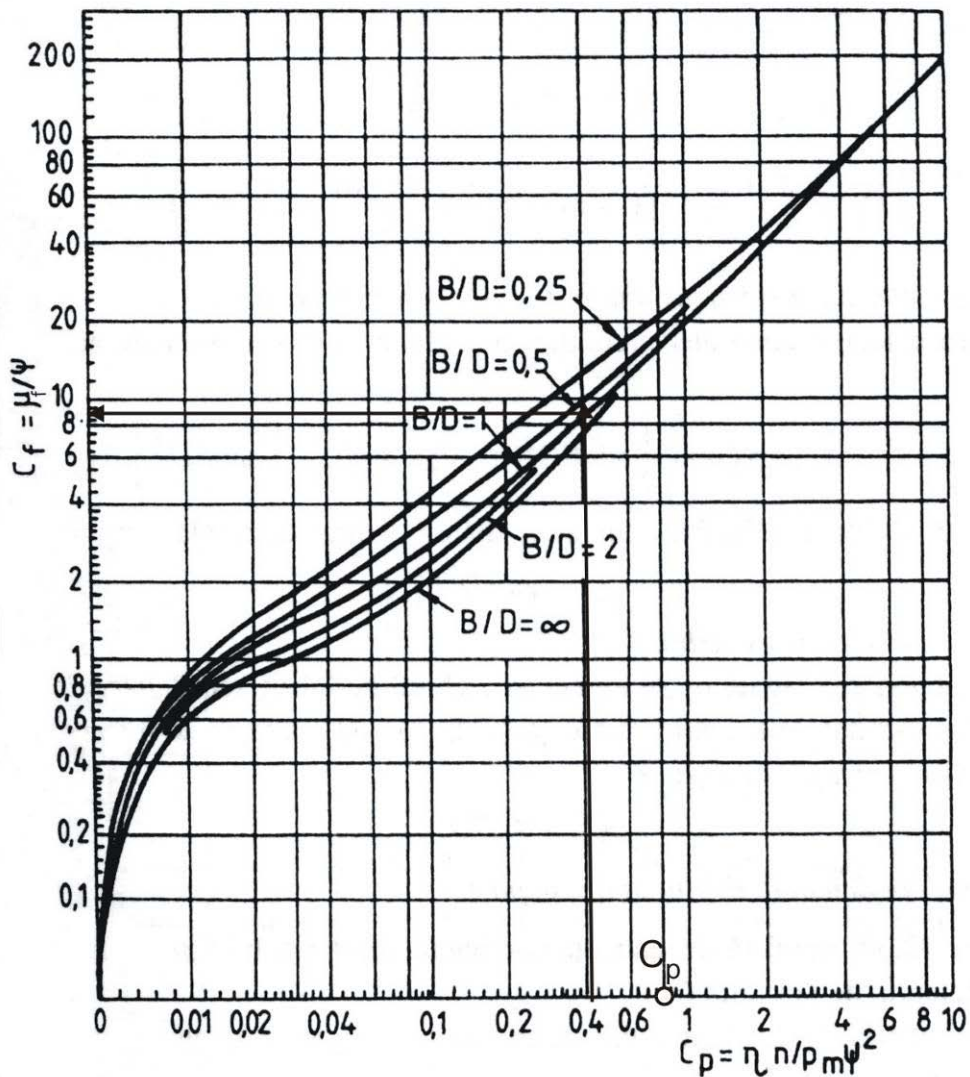


Fig. 6.17

$$P_f = C_f \psi \pi D n F_r$$

Temperatura filmului de lubrifiant, pentru regimul staționar de funcționare, se poate calcula prin intermediul bilanțului termic global:

$$P_f = P_c + P_a + P_\ell$$

în care:

- $P_c$  - cantitatea de căldură evacuată prin corpul lagărului;
- $P_a$  - cantitatea de căldură evacuată prin corpul arborelui; evaluarea acestui termen poate fi făcută corect numai dacă sunt cunoscute toate datele despre ansamblul din care face parte lagărul. În unele cazuri (mașini și utilaje termice), lagărul poate primi căldură prin intermediul arborelui, deci termenul  $P_a$  are valoare negativă. În cazul lagărelor de uz general,  $P_a$  se neglijează, nefiind stăpânite toate datele necesare;

- $P_\ell$  - cantitatea de căldură evacuată prin lubrifiant. Acest termen devine preponderent în cazul când ungerea se realizează în circuit exterior ( $Q_s \gg Q$ ) cu răcire naturală sau forțată a lubrifiantului introdus în lagăr. În aceste condiții  $P_c$  și  $P_a$  pot fi neglijați.

Neglijând numai termenul  $P_a$ , ecuația de bilanț termic global se poate scrie sub forma:

$$P_f = KA_c (t - t_o) + Q_s \rho_\ell c_\ell (t_e - t_i)$$

în care:

- $K$  - coeficient global de transfer termic prin carcasa lagărului;
- $A_c$  - aria exterioară a carcasei lagărului care participă la transferul termic (cunoscută sau evaluată);
- $t$  - temperatura filmului de lubrifiant;
- $t_o$  - temperatura mediului ambiant;
- $Q_s$  - debitul de scăpări laterale;
- $\rho_\ell$  - densitatea lubrifiantului;
- $c_\ell$  - căldura specifică a lubrifiantului;
- $t_e$  - temperatura de ieșire a lubrifiantului din lagăr;
- $t_i$  - temperatura de intrare a lubrifiantului în lagăr.

Se poate calcula temperatura filmului de lubrifiant ( $t$ ) în următoarele ipoteze (problema este mult mai complexă deoarece unele elemente din relație sunt funcție de  $t$ ):

- dacă instalația de ungere este prevăzută cu instalație de răcire forțată;

$$t_e - t_i = (20 \dots 40)^\circ \text{C}$$

dacă răcirea lubrifiantului este naturală;

$$t_e - t_i = (10 \dots 20)^\circ \text{C}$$

În aceste condiții, având estimată diferența ( $t_e - t_i$ ), se poate calcula temperatura medie a lubrifiantului.



Pentru aflarea temperaturii  $t_e$  și  $t_i$  se pot utiliza următoarele relații de corelare:

$$t_e = t + \frac{t_e - t_i}{2} \quad \text{dacă } P_c \ll P_\ell \quad \text{și} \quad t_e \approx t \quad \text{dacă } P_c \approx P_\ell$$

Atunci când instalația de ungere este termostată ( $t_i = ct$  și cunoscut), se poate determina temperatura medie a lubrifiantului, cu considerarea uneia din relațiile anterioare.

### 6.4.3. Calculul lagărelor radiale hidrodinamice

*Date inițial cunoscute* (de proiectare):  $F_r$  [N],  $n$  [rot/min],  $d$  [mm],  $t_o$  [°C], ansamblul din care face parte lagărul proiectat.

*Observație.* Dacă diametrul fusului nu este cunoscut, acesta va fi predimensionat din condiția de rezistență a fusului sau a cuzinetului (vezi lagăre cu frecare uscată, limită sau mixtă).

*Date alese:* raportul  $B/D$ , jocul relativ  $\psi$  [%],  $\eta$  [N·s/m<sup>2</sup>] la temperatura de lucru estimată pentru lagărul proiectat,  $t$  [°C], temperatura de intrare a uleiului în lagăr  $t_{in}$ .

*Observații:*

- toate aceste elemente se vor alege având în vedere ansamblul din care face parte lagărul proiectat;
- unii dintre parametrii anteriori pot să fie impuși chiar în tema de proiectare (de exemplu: lubrifiantul, raportul  $B/D$ );
- raportul  $B/D$  se va alege în funcție de coeficientul de portanță – fig. 6.18, a;
- jocul relativ se va alege în funcție de viteza periferică a fusului – fig. 6.18, b;

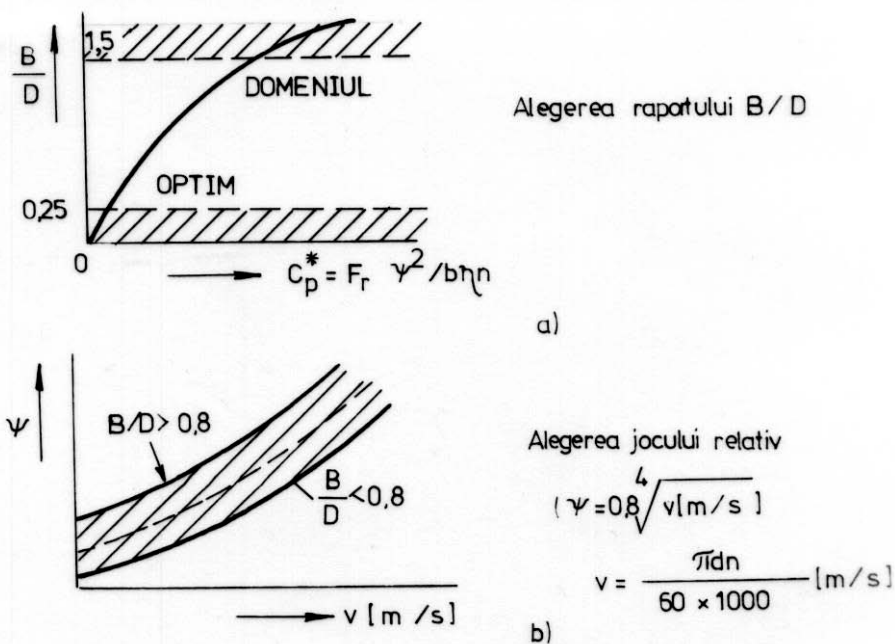


Fig. 6.18

Interdependența parametrilor caracteristici ai unui lagăr radial cu alunecare, hidrodinamic este redată în fig. 6.19.

Variația parametrilor	Efectul variației			
	$h_m$	$P_f$	$t$	$Q_s$
$D \nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$
$B \nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\searrow$
$\Psi \nearrow$	$\nearrow \searrow$	$\searrow$	$\searrow$	$\searrow$
$F_r \nearrow$	$\searrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$
$n \nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\searrow$
$\eta \nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\searrow$

Fig. 6.19

Pentru obținerea unei soluții optime, calculul se va desfășura, în paralel, pentru mai multe valori ale parametrilor aleși, considerând cunoscută temperatura de funcționare a lagărului.

### 1. Calculul grosimii minime a peliculei de lubrifiant

- se calculează coeficientul de portanță

$C_{p_k} = \frac{\eta_k n}{\rho_m \psi_k^2}$  unde  $k = 1, 2, \dots, n$  (numărul valorilor pentru care se efectuează calculul);

- se determină din tabele sau din graficul  $\delta = f_1^*(C_p; B/D)$ , direct sau prin interpolare, valoarea grosimii minime relative a peliculei de lubrifiant;

- se calculează grosimea minimă a peliculei de lubrifiant:

$$h_{m_k} = \delta_k \psi_k \frac{D}{2} \geq h_a.$$

*Observație:* Calculul se va continua numai pentru variantele care satisfac această condiție.

### 2. Calculul debitului de lubrifiant (de scăpări laterale)

- se determină din tabel sau din graficul  $C_{Q_{s_k}} = Q_{s_k} / D^2 B n \psi_k = f_3\left(C_p, \frac{B}{D}\right)$ , direct sau prin interpolare, valoarea coeficientului de debit;

- se calculează debitul de scăpări laterale:  $Q_{s_k} = C_{Q_{s_k}} \cdot D^2 B \psi_k n$  [dm<sup>3</sup>/min];

- volumul băii de ulei pentru lagărele cu ungere proprie:

$$V_{b_k} [\text{dm}^3] = (2 \dots 5) Q_{s_k} [\text{dm}^3 / \text{min}]$$

### 3. Calculul temperaturii medii a filmului de lubrifiant

- se determină din tabel sau din graficul  $C_f = \frac{\mu}{\psi} = \frac{P_f}{\pi D n F_r \psi} = f_4\left(C_p, \frac{B}{D}\right)$ , direct sau prin interpolare, valoarea coeficientului puterii consumate prin frecare;



- se calculează puterea consumată prin frecare:  $P_{f_k} = C_{f_k} \cdot \pi D n F_r \psi_k [W]$ ;

- se calculează cantitatea de căldură evacuată din lagăr:

a) pentru lagărul uns prin circuit exterior de ungere:

$$P_{l_k} = Q_{s_k} C_k \rho_k (t_e - t_{in})_k = Q_{s_k} C_k \rho_k \Delta t_k, \quad \text{în care:}$$

$$\Delta t_k = (1 \dots 2)(t_k - t_{in}); \quad t_{in} = (25; 30; 35; 40)^\circ C \rightarrow \text{impusă}$$

↳ debit de ungere normal și turație mică

↳ debit în exces și turație mare

b) pentru lagărul cu ungere proprie (inel, disc etc.)

$$P_{c_k} = A_c k (t_k - t_o); \quad A_c [m^2] = (15 \dots 35)BD; \quad k [W/m^2 \cdot K] = 15 \dots 20;$$

- determinarea grafică a temperaturii medii a lagărului (temperatura de echilibru – fig. 6.20);

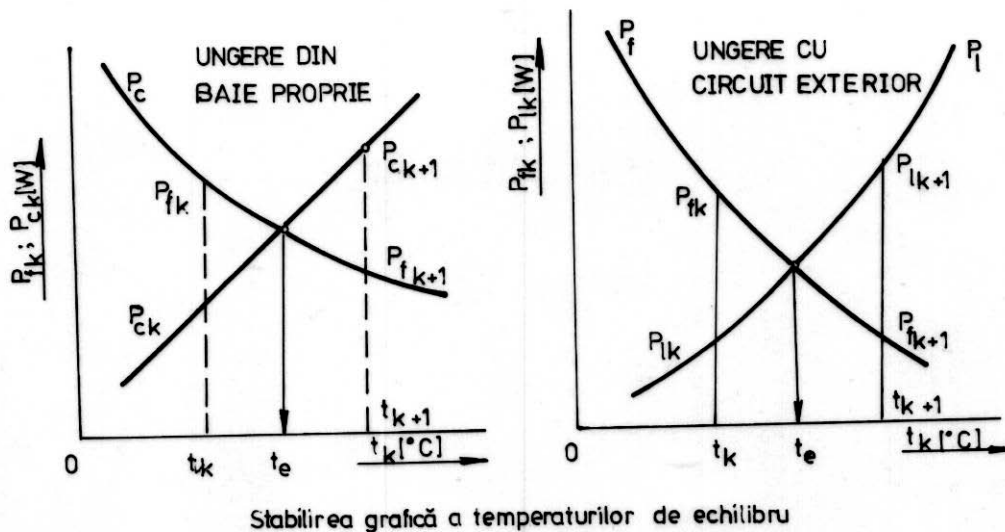


Fig. 6.20

- determinarea prin interpolare a temperaturii medii a lagărului (a temperaturii de echilibru):

$$t_{e_k} = \frac{(P_{f_k} - P_{c_k})(t_{k+1} - t_k)}{(P_{f_k} - P_{c_k}) + (P_{c_{k+1}} - P_{f_{k+1}})} + t_k \quad t_{e_k} = \frac{(P_{f_k} - P_{l_k})(t_{k+1} - t_k)}{(P_{f_k} - P_{l_k}) + (P_{l_{k+1}} - P_{f_{k+1}})} + t_k$$

**Observații.** Dacă lubrifianțul nu a fost impus în tema de proiectare, ci ales, temperatura rezultată va fi considerată cea efectivă. Se va menține lubrifianțul ales numai dacă temperatura rezultată nu diferă cu mai mult de  $\pm 5^\circ C$  decât cea estimată. În caz contrar, se va alege un nou lubrifianț care să aibă vâscozitatea ( $\eta$ ) la temperatura rezultată [acest lucru este valabil când se lucrează cu o singură temperatură].

Dacă lubrifianțul este impus, atunci temperatura rezultată va fi considerată ca cea efectivă numai dacă nu diferă cu mai mult de  $\pm 5^\circ C$  decât cea estimată. În caz contrar, se va reface calculul pentru un alt joc, mai mare sau mai mic, după cum temperatura rezultată este mai mare sau mai mică.

4. **Alegerea variantei optime.** Se calculează parametrii caracteristici ai lagărului pentru temperaturile de echilibru și se reprezintă grafic (fig. 6.21). Domeniul optim se află între  $\psi_{min}$  impus de temperatura admisibilă  $t_a$ , respectiv  $\psi_{max}$  impus de grosimea admisibilă  $h_a$ .

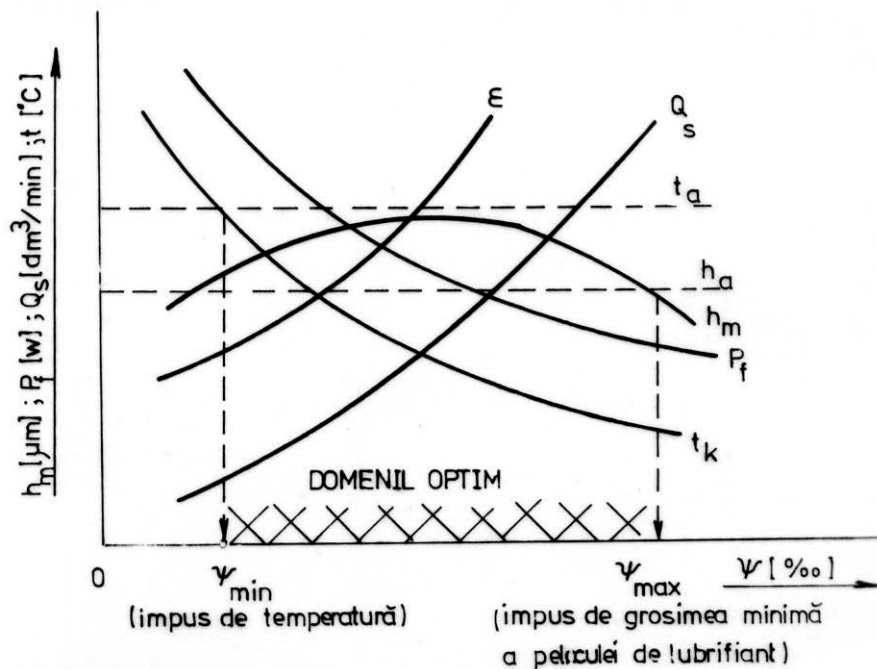


Fig. 6.21

5. **Determinarea jocului la temperatura de montaj:**

$$\psi_{20^{\circ}\text{C}} = \psi + k_d(t_k - 20)10^{-3} \left[ \text{‰} \right]$$

în care:

$\psi_{20^{\circ}\text{C}}$  - jocul relativ la montaj (minim, respectiv maxim);

$\psi$  - jocul relativ în funcționare (minim, respectiv maxim);

$k_d$  - coeficient de dilatare termică global, dependent de materialul cuzinetului și de construcția lagărului;

$t_k$  - temperatura de echilibru corespunzătoare jocului relativ în exploatare, minim, respectiv maxim.

6. **Alegerea ajustajului.** Se va alege din STAS

- |      |                          |
|------|--------------------------|
| 8102 | } - 68 ajustajul care să |
| 8103 |                          |
| 8109 |                          |
| 8110 |                          |

se înscrie în domeniul optim, de preferat la începutul acestuia (în apropierea lui  $\psi_{min20^{\circ}\text{C}}$ ), deoarece prin uzarea elementelor lagărului (fusul și cuzinetul) se majorează timpul de funcționare în domeniul optim, respectiv la parametrii funcționali optimi ai lagărului ( $h_m < h_a$ , debit minim).

Ajustaje recomandate: H7/g7; H7/f7; H7/e8; H7/d8; H7/d10. Dacă aceste ajustaje nu corespund, soluțiile de avut în vedere sunt:

- creșterea clasei de precizie;
- modificarea dimensiunilor nominale ale fusului sau cuzinetului;
- utilizarea unor ajustaje neunitare.

#### 6.4.4. Alte tipuri de lagăre radiale hidrodinamice

În funcție de forma și unghiul de întindere al filmului de lubrifianț, lagărele radiale hidrodinamice pot fi:

- a) **Lagăre radiale hidrodinamice complete**  $\alpha = 360^\circ$  (cele studiate anterior).
- b) **Lagăre radiale parțiale** (cu cuzinet parțial  $\alpha < 360^\circ$  – fig. 6.22)

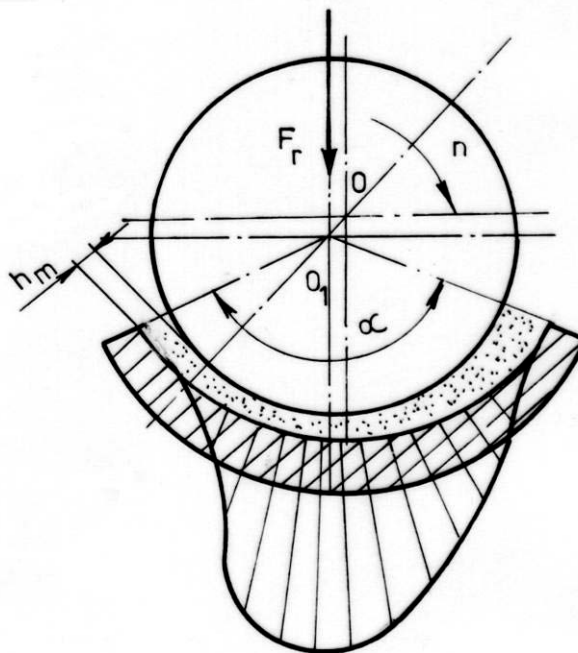


Fig. 6.22

Aceste lagăre se pot utiliza numai în cazul în care forța care încarcă lagărul este riguros constantă ca direcție și sens (lagărele pe care se reazemă osiile vagoanelor de cale ferată). Dacă  $\alpha > 150^\circ$  se poate utiliza, cu suficientă precizie, diagrama  $C_p = f_1\left(\frac{B}{D}, \delta\right)$  de la lagărele complete, pentru determinarea grosimii minime a peliculei de lubrifianț. Pentru determinarea debitului și a puterii consumate prin frecare trebuie utilizate diagrame special construite pentru aceste tipuri de lagăre.

După numărul zonelor portante, lagărele radiale hidrodinamice pot fi:

- a) **Cu o singură zonă portantă** – cele anterior prezentate. Aceste tipuri de lagăre prezintă următoarele inconveniente:
  - rigiditate mică a filmului, îndeosebi la excentricități mici;
  - comportarea necorespunzătoare în cazul variației forței (ca mărime sau ca direcție), în sensul că fusul își poate pierde stabilitatea, iar filmul de lubrifianț se rupe.

c) Lagăre complete cu mai multe zone portante:

- Lagărul de tip „lămâie” (fig. 6.23,a): se obține prin introducerea între cei doi semicuzineți, înainte de prelucrare, a unui adaos, după care se prelucrează cilindric la interior; după prelucrare se înlătură adaosul și se montează cei doi semicuzineți; interstițiul este de tip convergent – divergent, maximele sunt mai mici decât la zona portantă inferioară, dat fiind sensul sarcinii. Profilul zonelor portante pot fi arce de cerc sau alte curbe. Portanța totală a lagărului se obține prin însumarea vectorială a efectelor portante corespunzătoare diferitelor zone care se comportă ca niște lagăre parțiale.

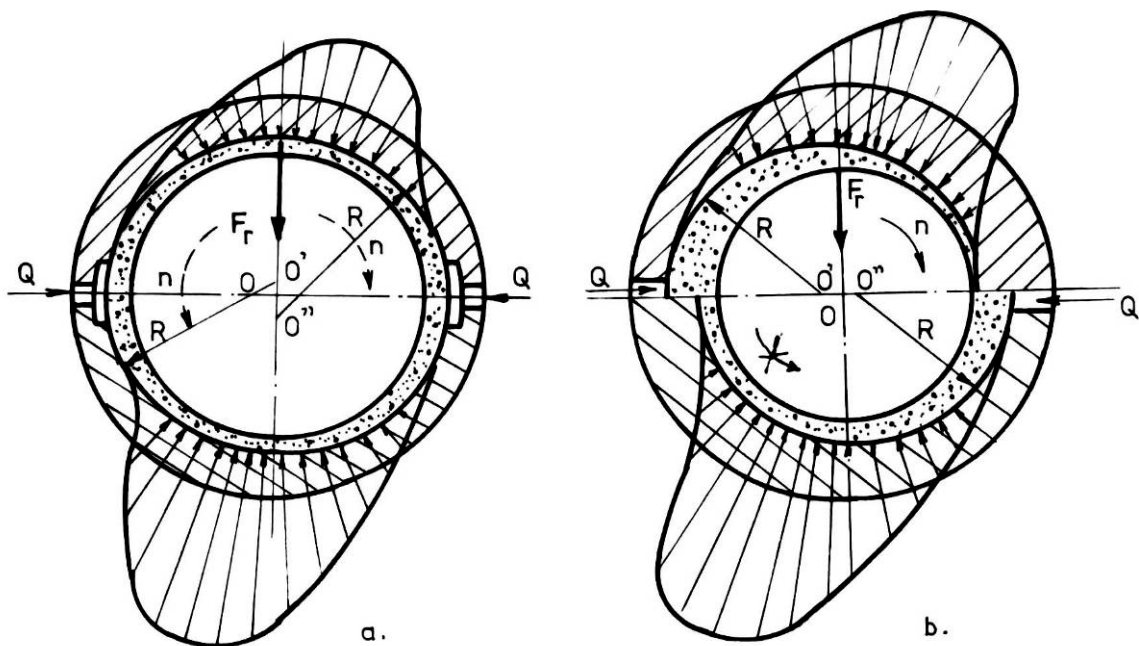


Fig. 6.23

- Lagărul de tip „detalonat” – fig. 6.23, b, la care interstițiul este convergent – convergent, motiv pentru care are capacitate portantă mai mare decât cel „lămâie”; în plus, este sensibil la forțe pe direcție orizontală.

Lagărul de tip „lămâie” (cu lobi) și lagărul „detalonat” pot fi generalizate prin realizarea unor lagăre cu 3 sau 4 zone portante (fig. 6.24):

*Avantajele* acestor lagăre cu zone multiple:

- rigiditatea mai mare a filmului:  $C = \frac{dF}{dh}$  ( $C \uparrow$  dacă  $dh \downarrow$ );
- lagărul poate lucra la excentricități mai mici, concomitent cu asigurarea unei precizii sporite a poziției fusului;
- o mai bună comportare a lagărului la forțe variabile ca mărime sau ca direcție.

*Dezavantaje:*

- tehnologie de execuție mult mai dificilă;
- calculul mult mai complicat.

*Utilizări:*

- motoare cu ardere internă (lagărul lămâie);
- mașini de rectificat (lagărul detalonat).

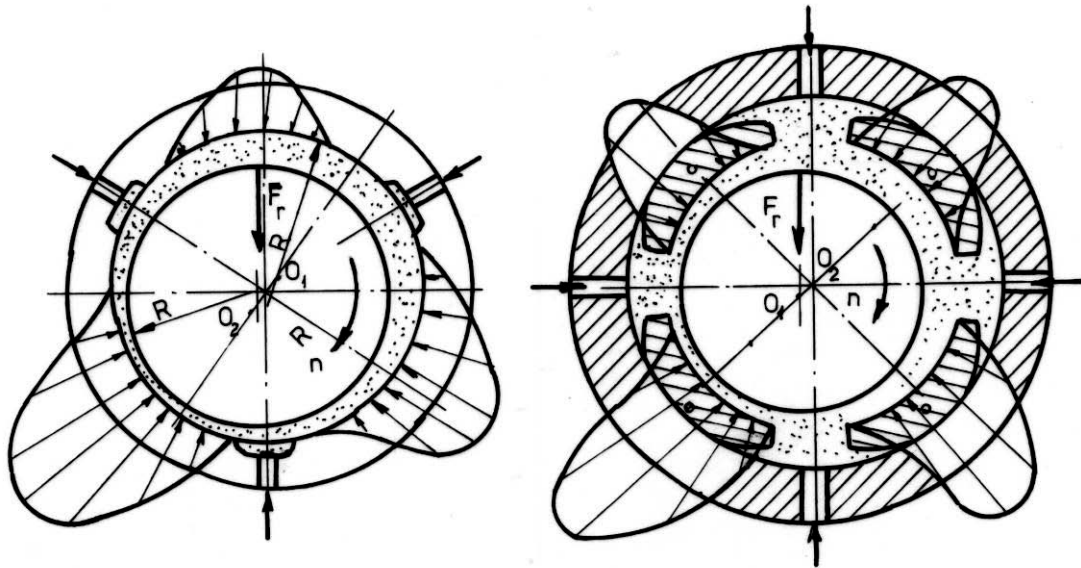


Fig. 6.24

### 6.4.5. Lagăre axiale hidrodinamice

1. Dacă în cazul lagărelor radiale condiția de interstițiu cu geometrie variabilă se realizează simplu prin jocul radial al fusului în cuzinet, în cazul lagărelor axiale trebuie introduse modificări constructive în acest sens (fig. 6.25):

- sectorizarea suprafeței de contact a cuzinetului și profilarea acesteia (a, b);
- înlocuirea suprafeței continue a cuzinetului cu suprafețele unor sectoare (segmente) mobile (c, d); mobilitatea segmentelor se poate asigura prin rezemare oscilantă sau elastică (c, d) sau prin alte soluții constructive (e, f).

Parametrii caracteristici pentru lagărele axiale hidrodinamice:

$z$  – numărul de sectoare;

$D_e$  – diametrul exterior;

$D_i$  – diametrul interior;

$D_m = (D_i + D_e) / 2$  – diametrul mediu;

$L = [(\pi D_m / z) - \ell]$  – lungimea medie a unui sector sau  $\frac{D_m \theta}{2} - \ell$ ;

$\ell$  – lățimea canalului dintre două sectoare;

$\varphi = zL / \pi D_m = L / (L + \ell)$  – coeficientul de utilizare a suprafeței;

$\theta = 2\pi / z$  – unghiul la centru al unui sector (inclusiv canalul);

$x_p$  – distanța de la secțiunea de intrare ( $h_m$ ) până la centrul de greutate al distribuției de presiune, respectiv la punctul de pivotare (oscilare) al sectorului;

$h_p$  – grosimea filmului în secțiunea de pivotare.

**Observație.** Dacă mișcarea patinei are loc într-un singur sens, atunci punctul de pivotare este excentric ( $x_p \neq L / 2$ ); în cazul când mișcarea poate avea loc în ambele sensuri, punctul de oscilație este așezat la mijlocul segmentului.



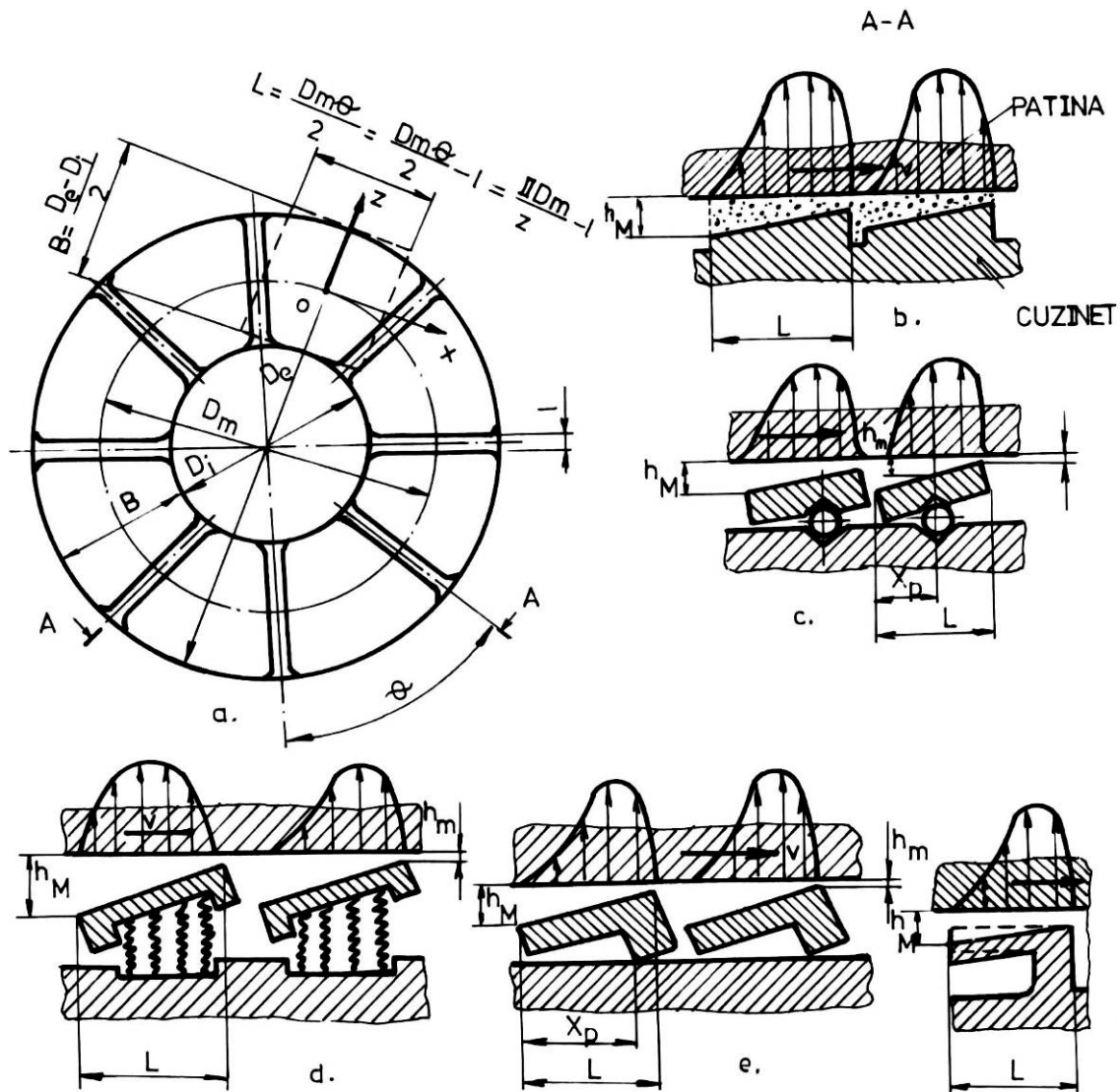


Fig. 6.25

**2. Calculul lagărelor axiale hidrodinamice.** Calculul lagărelor axiale hidrodinamice se realizează, în general, echivalând sectorul real cu un sector dreptunghiular, față de care patina are o mișcare de translație cu viteza  $V$ , egală cu viteza periferică la diametrul mediu  $D_m$ :

$$V = \pi D_m n / 60 \cdot 10^3 \text{ [m/s]}$$

Presiunea medie din lagăr va fi:

$$p_m = F_a / zBL = F_a / (\pi D_m B \varphi)$$

Ca și în cazul lagărelor radiale hidrodinamice și pentru lagărele axiale hidrodinamice se definesc coeficienții adimensionali caracteristici:

$$C_p; C_{Q_{sx}}; C_{Q_{sz}}; C_f \text{ funcție de } \frac{B}{L} \text{ și } \frac{h_M}{k_m}$$

**A. Coeficientul de portanță**

$$C_{p_s} = \frac{\eta VL}{\rho_m h_m^2} = f_1 \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Se adoptă:  $\frac{B}{L} = 2 \dots 0,25$  și  $\frac{h_M}{h_m} = 2 \dots 4$ . În funcție de aceste valori se aleg din tabele sau diagrame, valoarea coeficientului de portanță, iar apoi se calculează grosimea minimă a filmului de lubrifiant:

$$h_m = \sqrt{\frac{\eta VL}{\rho_m C_{p_s}}} \geq h_a$$

**B. Coeficientul de debit de ieșire, circumferențial**

$$C_{Q_{sx}} = Q_{sx} / VBh_m = f_2 \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Se determină din tabele sau grafice, coeficientul de debit în funcție de  $h_M / h_m$  și  $B / L$ , iar apoi se poate calcula debitul de scăpări circumferențial:

$$Q_{sx} = C_{Q_{sx}} VBh_m$$

**C. Coeficientul de debit de ieșire, lateral (radial)**

$$C_{Q_{sz}} = Q_{sz} / VLh_m = f_3 \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Analog rezultă:

$$Q_{sz} = C_{Q_{sz}} \cdot VLh_m$$

**D. Coeficientul puterii consumate prin frecare**

$$C_{f_s} = P_{f_s} L / VF_{a_s} h_m = f_4 \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Analog rezultă:  $P_{f_s} = C_{f_s} \cdot VF_{a_s} h_m / L$ , unde  $F_{a_s} = \frac{F_a}{z}$ .

**E. Grosimea filmului în dreptul punctului de pivotare**

$$h_p / h_M = f_s \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Rezultă:  $h_p = f_s \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right) \cdot h_M = f_s \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right) \cdot \left( \frac{h_M}{h_m} \right) \cdot h_m$

**F. Poziția punctului de pivotare**

$$x_p / L = f_s \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Rezultă:  $x_p = f_s \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right) \cdot L$

*Observație.* Parametrii globali  $Q_x$ ,  $Q_z$  și  $P_f$  se determină înmulțind valorile co-respunzătoare pentru un sector cu numărul de sectoare.

### G. Calculul termic

Ecuția de bilanț termic se poate scrie sub forma:

$$P_f = k A_c (t - t_o) + (Q_x + Q_z) \rho_\ell c_\ell (t_e - t_i)$$

în care:

$$A_c = (14...20) \pi D_m B$$

*Observație.* În cazul lagărelor care funcționează unse prin imersare în baia de lubrifianț, se va considera numai primul termen din membrul drept, iar pentru cele unse prin circuit exterior sub presiune se va considera numai termenul doi.

După determinarea temperaturii de echilibru se determină parametrii caracteristici corespunzători pentru lagăr.

## 6.5. LAGĂRE CU ALUNECARE CU UNGERE FLUIDĂ REALIZATĂ PRIN METODA HIDROSTATICĂ

**1. Caracterizare.** În condiții de încărcări grele și de viteze reduse (sub valoarea necesară creerii peliculei portante pe cale hidrodinamică), pelicula de lubrifianț dintre fus și cuzinet nu se poate forma, motiv pentru care apare pericolul uzării accentuate a elementelor lagărului. Din aceste motive a rezultat necesitatea realizării peliculei portante pe cale hidrostatică.

La regimul de funcționare hidrostatic (gazostatic), portanța se creează prin introducerea lubrifianțului, lichid sau gaz, cu o presiune exterioară ridicată (de ordinul presiunii determinate de forța din lagăr pe elementele acestuia), motiv pentru care pelicula de lubrifianț nu mai este condiționată de existența interstițiului convergent (cu geometrie variabilă) și de viteza relativă a elementelor lagărului. În aceste condiții ungera fluidă apare chiar și la pornire și oprire ( $v = 0$ ), evitându-se astfel uzarea lagărului și apariția „mişcării sacadate” (stick-slip), inadmisibilă la anumite mecanisme sau agregate de mare precizie.

Pe lângă aceste avantaje, ungera în regim hidrostatic asigură precizia ridicată a poziției fusului în cuzinet, buna răcire a lagărului și posibilitatea de reglaj.

Consumul sporit de energie și necesitatea unor instalații de ungera mai complexe constituie principalele aspecte negative ale lagărelor cu ungera hidrostatică. De asemenea, din punct de vedere constructiv, lagărele cu ungera hidrostatică sunt mai complicate deoarece este necesară profilarea adecvată a suprafeței cuzinetului pentru crearea unor degajări (buzunare).

Ungerea hidrostatică este utilizată atât pentru lagăre radiale sau axiale, cât și la ghidaje sau reazeme (plane, cilindrice, conice) – fig. 6.26.

Prezența restrictoarelor în circuitul de introducere a lubrifianțului în lagăr (în buzunarele din cuzinet) este necesară pentru:

- alimentarea lagărului;
- realizarea inegalităților ( $p_a > p_b$  și  $p_a > p_r$ ), ajungându-se astfel la stabilizarea fusului în cuzinet (sau a patinei pe cuzinet).

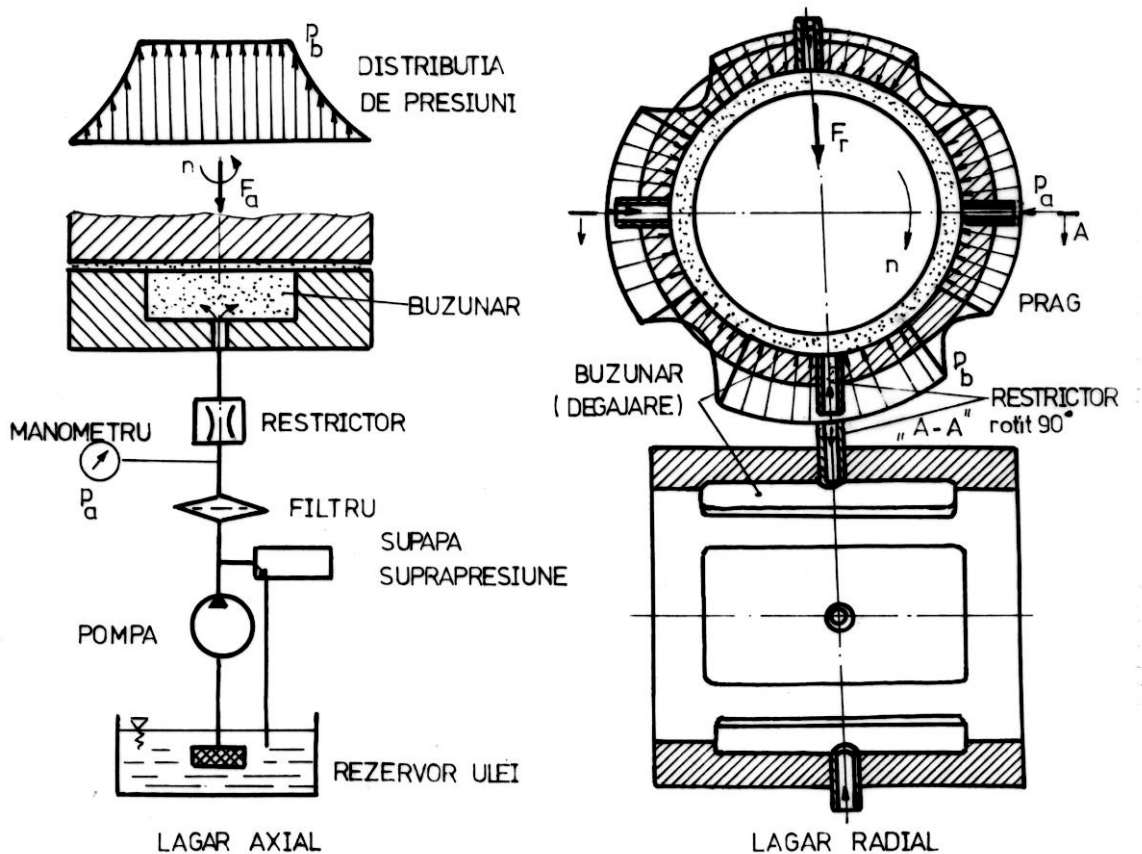


Fig. 6.26

Ca restrictoare sunt folosite: *tuburi capilare* (rezistența hidraulică poate fi variată prin modificarea lungimii), *tuburi cilindrice* (pe exteriorul cărora se află prelucrat canalul elicoidal prin care circulă lubrifianțul), *diafragme*, *discuri poroase*, *valve reglabile* etc.

Rezistența hidraulică a restrictorului trebuie să fie de același ordin de mărime ca și rezistența interstițiului din lagăr, astfel încât să se poată realiza:  $p_a > p_r > p_b$ .

Alimentarea lagărului se poate face: toate buzunarele de către aceeași pompă care poate fi cu presiune constantă sau cu debit constant, sau fiecare buzunar alimentat de pompă proprie (soluție scumpă).

## 2. Calculul reazemului hidrostatic cu suprafață inelară

### a) Calculul forței portante

Buzunarul circular al reazemului (v. fig. 6.26) are diametrul  $D_b$  și adâncimea  $h_b = (50 \dots 1000) h_m$  ( $h_m$  – grosimea filmului pe prag), motiv pentru care presiunea din buzunar se poate considera constantă.

Relația lui Poiseuille aplicată pentru debitul de lubrifianț pe direcția radială se scrie sub forma:

$$q_r = -\frac{2\pi r h_m^3}{12\eta} \cdot \frac{dp}{dr} \quad \text{rezultată din} \quad q_{1r} = -\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{dp}{dr} \quad \text{și din} \quad q_r = 2\pi r q_{1r}$$

(gradientul de presiune fiind negativ apare semnul -).

Integrarea ecuației conduce la:

$$dp = -\frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \cdot \frac{dr}{r} \quad \text{și} \quad p = -\frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \cdot h_m + C$$

Din condiția:  $r = \frac{D}{2} \rightarrow p = p_o$  rezultă  $C = p_o + \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{2}$

și expresia presiunii în filmul de lubrifianț:

$$p = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{2r} + p_o$$

Ținând seama de faptul că presiunea în buzunar este constantă și egală cu presiunea de alimentare, se obține:

$$p_b = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{D_b} + p_o$$

Din aceste două relații rezultă:

$$p - p_o = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{2r} \quad \text{și} \quad p_b - p_o = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{D_b}$$

$$\frac{p - p_o}{p_b - p_o} = \frac{\frac{p}{p_b} - \frac{p_o}{p_b}}{1 - \frac{p_o}{p_b}} = \frac{\ln \frac{D}{2r}}{\ln \frac{D}{D_b}}$$

$$\frac{p}{p_o} = \frac{\frac{p_o}{p_b} \ln \frac{2r}{D_b} + \ln \frac{D}{2r}}{\ln \frac{D}{D_b}}, \quad \text{respectiv:} \quad p = p_b \frac{\frac{p_o}{p_b} \ln \frac{2r}{D_b} + \ln \frac{D}{2r}}{\ln \frac{D}{D_b}}$$

Forța portantă a lagărului va fi dată atât de presiunea din buzunar cât și de presiunea din filmul de lubrifianț:

$$\begin{aligned} F_a &= \int_{\frac{D_b}{2}}^{\frac{D}{2}} p \cdot 2\pi r \cdot dr + \frac{\pi D_b^2}{4} p_b = \frac{\pi D_b^2}{4} p_b + 2\pi \int_{\frac{D_b}{2}}^{\frac{D}{2}} p_b \frac{\frac{p_o}{p_b} \ln \frac{2r}{D_b} + \ln \frac{D}{2r}}{\ln \frac{D}{D_b}} \cdot r dr = \\ &= \frac{\pi D_b^2}{4} p_b + \frac{2\pi p_b}{\ln \frac{D}{D_b}} \cdot \frac{p_o}{p_b} \int_{\frac{D_b}{2}}^{\frac{D}{2}} r \ln \frac{2r}{D_b} dr + \frac{2\pi p_b}{\ln \frac{D}{D_b}} \cdot \int_{\frac{D_b}{2}}^{\frac{D}{2}} r \ln \frac{D}{2r} dr \end{aligned}$$

După integrare rezultă:

$$F_a = \frac{3\eta q_r}{4h_m^3} (D^2 - D_b^2) + \frac{\pi D^2}{4} p_o ,$$



în care se poate face înlocuirea: 
$$\frac{3\eta q_r}{h_m^3} = \frac{\pi}{2} \frac{p_b - p_o}{\ln \frac{D}{D_b}}$$

și se obține: 
$$F_a = \frac{\pi}{8} \frac{D^2 - D_b^2}{\ln \frac{D}{D_b}} (p_b - p_o) + \frac{\pi D^2}{4} p_o$$

Neglijând presiunea atmosferică ( $p_o = 0$ ) se pot scrie expresiile:

$$p_b = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{D_b} \quad \text{și} \quad p = p_b \frac{\ln \frac{D}{2r}}{\ln \frac{D}{D_b}}$$

iar portanța lagărului va lua forma:

$$F_a = \frac{\pi}{8} \frac{D^2 - D_b^2}{\ln \frac{D}{D_b}} p_b = p_b \cdot A \cdot a_p$$

în care: 
$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad \text{și}$$

$$a_p = \frac{1}{2} \left[ 1 - \left( \frac{D_b}{D} \right)^2 \right] \frac{1}{\ln \frac{D}{D_b}} - \text{coeficient de portanță funcție de geometria lagărului.}$$

Din această relație se poate determina presiunea necesară în buzunarul reazemului pentru o geometrie dată a acestuia și o forță cunoscută.

*Observație.* La pornire presiunea lubrifianțului va acționa numai pe suprafața delimitată de buzunar, motiv pentru care:

$$p_r = F_a / \frac{\pi}{4} D_b^2 > p_b;$$

unde  $p_r$  – presiunea de ridicare necesară pentru săltarea patinei și crearea peliculei de lubrifiant.

#### a) Calculul debitului de lubrifiant

Din relația:  $p_b = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{D_b}$  rezultă:

$$Q = q_r = \frac{\pi h_m^3}{6\eta} \cdot p_b / \ln \frac{D}{D_b} = \frac{\pi h_m^3}{6\eta} \cdot \frac{F}{A \cdot a_p} / \ln \frac{D}{D_b}$$

respectiv:

$$Q = \frac{F}{A} \cdot \frac{h_m^3}{\eta} a_q,$$

în care:  $a_q = \frac{\frac{\pi}{3}}{\left[1 - \left(\frac{D_b}{D}\right)^2\right]}$  - coeficient de debit dependent de geometria reazemului.

c. *Calculul puterii consumate pentru pomparea lubrifiantului*

În cazul reazemului hidrostatic nu există putere consumată prin frecare (elementele reazemului fiind ambele staționare). Se va consuma putere numai pentru pomparea lubrifiantului:

$$P_p = p_b Q = \left(\frac{F}{A}\right)^2 \frac{h_m^2}{\eta} a_c$$

în care:  $a_c = \frac{a_q}{a_p} = \frac{2\pi \ln \frac{D}{D_b}}{3 \left[1 - \left(\frac{D_b}{D}\right)^2\right]^2} = a_{pp}$

Pentru lagărul hidrostatic cu mișcare de translație (ghidaj), puterea consumată prin frecare se poate calcula cu relația:

$$P_f = F_f V = [(A - A_b)\tau_p + A_b\tau_b] V = \left[ (A - A_b) \frac{\eta V}{h_m} + A_b \frac{\eta V}{h_b} \right] V;$$

dar  $h_b \gg h_m$  și rezultă

$$P_f \approx (A - A_b) \frac{\eta V^2}{h_m}$$

Dacă vom considera lagărul hidrostatic cu mișcare de rotație:

$$P_f = M_f \cdot \omega = F_f \cdot \frac{D_m}{2} \omega = \tau (A - A_b) \frac{D_m}{2} \omega = \frac{\eta V_m}{h_m} \frac{\pi}{4} (D^2 - D_b^2) \frac{D + D_b}{4} \omega$$

$$P_f = \frac{\pi}{4} \frac{\eta}{h_m} \cdot \omega \frac{D + D_b}{4} (D^2 - D_b^2) \frac{D + D_b}{4} \omega$$

$$P_f = \frac{\pi}{64} \frac{\eta \omega^2}{h_m} (D^2 - D_b^2) (D^2 + D_b)^2$$

Puterea totală consumată:

$$P = P_p + P_f$$

d) *Calculul termic*

Deoarece circulația lubrifiantului în lagăr este intensă se poate considera că răcirea se va face numai prin ulei:

$$P_f = Q \rho_\ell c_\ell (t_e - t_i) \quad \text{iar} \quad t = \frac{t_e + t_i}{2} \text{ - temperatura medie;}$$



$$t_e = 2t - t_i$$

$$P_f = Q \rho_\ell c_\ell 2(t - t_i)$$

$$t = \frac{P_f}{2Q \rho_\ell c_\ell} + t_i$$

## 6.6. ELEMENTE CONSTRUCTIVE PRIVIND LAGĂRELE CU ALUNECARE

### 6.6.1. Elemente constitutive și rolul lor funcțional

Lagărele cu alunecare întâlnite în aplicațiile practice sunt de o mare diversitate constructivă; ele pot fi gândite ca unități separate (organe de mașini independente de ansamblul din care fac parte) sau pot fi înglobate în batiul ansamblului din care fac parte.

Elementele constitutive principale ale unui lagăr cu alunecare standardizat – sunt următoarele (fig. 6.27):

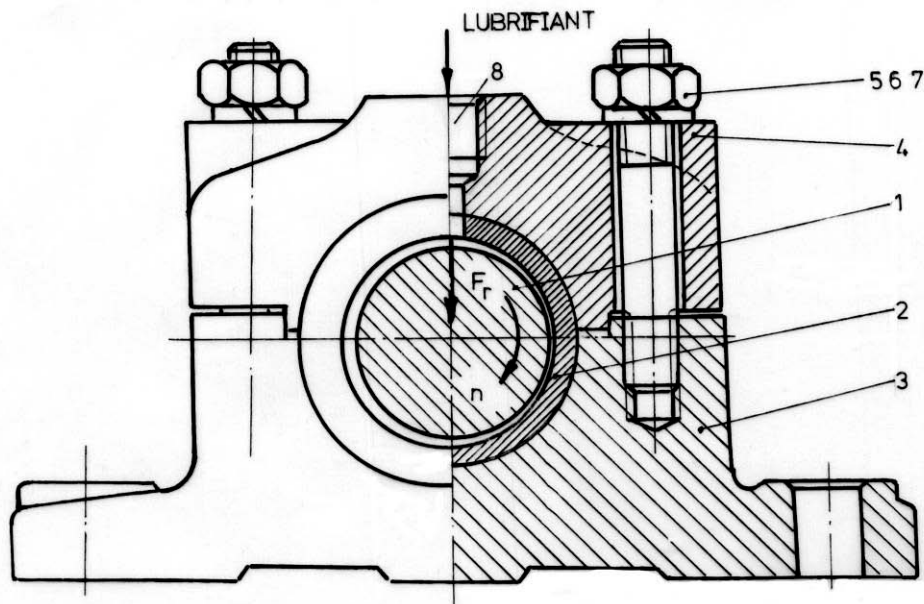


Fig. 6.27

- 1) *Fusul* lagărului; este parte componentă a arborelui sau osiei.
- 2) *Cuzinetul* lagărului; cuzinetul constituie partea cea mai importantă a lagărului, acesta venind în contact direct cu fusul. Materialul și corecta construcție a cuzinetului hotărăsc, în cea mai mare măsură, buna funcționare a lagărului.
- 3) *Corpul* lagărului, care susține cuzinetul și preia forța din lagăr, motiv pentru care trebuie să asigure rezistență mecanică și rigiditate.
- 4) *Capacul* lagărului care asigură, prin intermediul elementelor filetate 5, 6, 7 (șurub prezon, piuliță, șaibă Grower), strângerea cuzinetului. Corpul și capacul lagă-

rului au totodată și rolul de a prelua și de a conduce spre exterior căldura dezvoltată prin frecare în lagăr.

5) *Alezaj filetat* pentru alimentarea lagărului cu lubrifiant; plasarea corectă a orificiului de alimentare cu lubrifiant, cât și repartizarea adecvată a acestuia în lagăr constituie elemente de care depinde direct buna funcționare a lagărului.

### 6.6.2. Condiții de bază cerute lagărelor cu alunecare

Pentru corecta proiectare, construcție și exploatare a lagărelor cu alunecare este necesar să fie asigurate următoarele cerințe:

- rezistență mecanică pentru toate piesele componente, pentru a putea prelua sarcina exterioară; dimensiunile fusului și cuzinetului sunt, totodată, condiționate de limitarea temperaturii lagărului;

- rigiditate suficientă care să asigure rezemarea uniformă a cuzinetului, menținerea jocului din lagăr și a distribuției de presiuni din pelicula de lubrifiant, cât mai apropiat de cea teoretică; atunci când este cazul se vor realiza soluții constructive care să permită cuzinetului "urmărirea" înclinării fusului (rezemarea sferică, elastică etc.);

- utilizarea unui cuplu de material fus-cuzinet adecvat sub aspectele: tipul lubrifiantului utilizat, dilatare termică, preț de cost etc.;

- asigurarea împotriva rotirii și deplasării axiale a cuzinetului sub acțiunea frecării din lagăr;

- ungerea și răcirea corectă a lagărului sub aspectele: cantitate și calitate corespunzătoare de lubrifiant, introducerea lubrifiantului într-o secțiune situată în afara zonei portante, plasarea canalelor și buzunarelor pentru repartizarea lubrifiantului în afara zonei portante, suprafață exterioară suficientă pentru asigurarea răcirii (în cazul răcirii naturale), posibilitatea de control a nivelului și temperaturii lubrifiantului, evitarea pierderilor de lubrifiant;

- asigurarea preciziei dimensionale și de formă, și a calității de suprafață, în primul rând pentru fus și cuzinet.

### 6.6.3. Materiale utilizate pentru construcția cuzineților

**A.** Pentru construcția cuzineților lagărelor cu alunecare sunt folosite materiale care, în cuplu cu materialul impus pentru fus, asigură calitatea de *material anti-fricțiune* cu proprietăți tribologice specifice. Importanța calității materialului cuzinetului apare evidentă în cazul lagărelor cu frecare tehnic-uscată, limită sau mixtă la care, într-o măsură mai mare sau mai mică, există contact direct fus-cuzinet. Totuși și în cazul lagărelor cu ungere fluidă, calitatea materialului cuzinetului condiționează buna funcționare, îndeosebi în perioadele de pornire și oprire, la apariția de sarcini accidentale sau în situația utilizării unui lubrifiant cu un grad de filtrare redus, când și la acestea există pericolul apariției unui contact direct fus-cuzinet. Pe lângă aceasta, materialul cuzinetului în cazul ungerii fluide, trebuie să reziste la acțiunea chimică a lubrifiantului, iar atunci când este cazul (de exemplu, lagărele motoarelor cu ardere internă), să fie rezistent atât la solicitări variabile, cât și la solicitări termice.

Alegerea materialului pentru construcția cuzinetului este strâns legată de soluția constructiv-tehnologică adoptată, în aplicațiile practice întâlnindu-se următoarele situații:

- cuzinetul este din același material cu piesa de care aparține (construcție integrată), soluție întâlnită, de exemplu, la biețele compresoarelor de mici dimensiuni;
- cuzinetul este realizat dintr-un strat de material antifricțiune turnat în locașul din piesa din care face parte și care este, evident, din alt material;
- cuzinetul este confecționat în întregime dintr-un singur material și este asamblat demontabil în corpul lagărului;
- cuzinetul este executat, din două straturi turnate sau placate, dintre care unul asigură rezistența mecanică și rigiditatea (realizat uzual din oțel sau fontă), iar altul are rolul de material antifricțiune;
- fusul este acoperit cu material antifricțiune, iar cuzinetul este realizat din materialul piesei din care face parte (fontă sau oțel).

*Calitățile* cerute materialelor folosite la construcția cuzineților pot fi grupate în:

- calități mecano-tribologice;
- calități termice;
- calități tehnologice;
- calități economice.

#### 1. Principalele **calități mecano-tribologice** sunt:

a) o cât mai bună *compatibilitate* cu materialul fusului, respectiv nu trebuie să prezinte tendința de formare a unor microsuduri atunci când apare contactul direct fus-cuzinet. În acest fel se elimină pericolul uzării prin brăzdare, atât a cuzinetului, cât și a fusului, iar în cazul extrem griparea lagărului;

b) o *bună aderență* a lubrifiantului la suprafața cuzinetului;

c) *coeficient de frecare redus* în prezența sau în absența lubrifiantului, calitate importantă atât din punctul de vedere al degajării de căldură, cât și al consumului de energie în lagăr;

d) *macroconformabilitate*, respectiv posibilitatea de se adapta la suprafața fusului prin deformare elastică locală;

e) *microconformabilitatea* reprezintă capacitatea de a îngloba particulele dure rezultate prin uzare sau pătrunse în lagăr din exterior.

Micro și macroconformabilitatea sunt asigurate de acele materiale care au module de elasticitate reduse.

f) calități superioare de *antiuzare* (adezivă, abrazivă, prin oboseală, chimică).

Proprietățile mecano-tribologice sunt contradictorii în sensul că unele reclamă utilizarea unui material dur (rezistență mecanică, rigiditate, rezistență la uzare), iar altele materiale moi (micro și macroconformabilitatea). Aceste cerințe sunt asigurate, în cea mai mare măsură, de materialele metalice alcătuite fie dintr-o matrice moale care conține incluziuni dure, fie dintr-o matrice dură care conține incluziuni moi

#### 2. Principalele **calități termice** cerute materialelor pentru cuzineți sunt:

a) *menținerea calităților mecano-tribologice* odată cu creșterea temperaturii;

b) o *bună conductibilitate termică* pentru a asigura evacuarea eficientă a căldurii ce se dezvoltă în funcționare;

c) *coeficient de dilatare* scăzut și cât mai apropiat ca valoare de cel al materialului fusului, în scopul asigurării în funcționare a unui joc diametral cât mai apropiat de cel de la montaj;

d) o bună rezistență termică, respectiv o temperatură de înmuiere cât mai ridicată.

3. Condiția de **tehnologicitate** cerută materialelor pentru cuzineți se referă la faptul de a putea fi ușor de prelucrat atât în procesele primare (turnare, forjare etc.), cât și în procesele de așchiere, în scopul obținerii unei microgeometrii corespunzătoare a suprafeței și a preciziilor dimensionale și de formă cerute.

4. Cerința **economică** are drept latură esențială prețul de cost scăzut. În acest sens se menționează că majoritatea materialelor metalice antifricțiune sunt materiale deficitare (Sn, Pb, Cu etc.).

**B.** Principalele tipuri de materiale antifricțiune, metalice și nemetalice sunt prezentate în cele ce urmează.

**a) Materiale metalice feroase** standardizate și anume fontele de tipul Fc, Fgn, Fma și Fmn. Acestea se utilizează pentru construcția cuzineților monolit realizați prin turnare și se caracterizează printr-o conformabilitate foarte scăzută. Ele se pot folosi și ca material suport al cuzineților multistrat. Se recomandă pentru lagăre care lucrează la presiuni și viteze reduse.

**b) Materiale metalice neferoase**

- *Bronzuri*: Cu-Sn; Cu-Pb; Cu-Pb-Sn; Cu-Al (standardizate). Ele sunt folosite pentru realizarea cuzineților monolit (mai rar deoarece sunt scumpe), precum și a cuzineților multistrat și se caracterizează prin conformabilitate scăzută. Se recomandă pentru lagăre care lucrează la presiuni și viteze ridicate și la care finețea de filtrare cerută lubrifianțului este de (10...15) μm.

- *Aliaje Y-Pb-Sn* cunoscute și sub denumirile de compoziție pentru lagăre, babilituri sau aliaje albe (standardizate). Sunt utilizate ca strat antifricțiune la cuzineții multistrat groși sau subțiri. Se recomandă pentru lagăre care funcționează la presiuni și viteze ridicate, la care finețea de filtrare admisă a lubrifianțului este de (25...40) μm (prezintă o bună microconformabilitate).

- *Aliaje de Al*: Al-Sn; Al-Pb; Al-Pb-Cu etc. (standardizate). Ele se folosesc la construcția cuzineților multistrat subțiri, placați. Se recomandă pentru lagăre care lucrează la presiuni și viteze ridicate. Au o rezistență ridicată la solicitări variabile.

- *Materiale sinterizate* de tipul *moi* – Fe-C; Fe-Cu; Cu-Pb; Cu-Pb-Sn sau *dure* – carburi metalice (standardizate). Cele moi se folosesc pentru construcția cuzineților masivi (poroși, autolubrifianți) și a cuzineților multistrat subțiri, placați (ne-autolubrifianți), iar cele dure pentru lagăre lubrificate cu gaze.

**c) Materiale nemetalice**

- *Lemnul*, folosit ca *atare* (gaiac, stejar etc.), *plastifiat* (presat-lignoston) sau *placaj impregnat* (lignofon). Se recomandă pentru lagăre care funcționează la viteze reduse și presiuni medii, iar ungerea se poate realiza și cu emulsii sau apă.

- *Materiale plastice* de tipul *termorigide* (rășini fenolformaldehidice-bachelite sau epoxidice), respectiv *termoplaste* (poliamide, poliacetați, teflon (PTFE) etc.). Cele termorigide se folosesc sub formă de cuzineți masivi care pot lucra la viteze reduse și presiuni medii. Cele termoplaste sunt utilizate la construcția cuzineților masivi sau multistrat care prezintă o conformabilitate ridicată, precum și proprietăți auto-lubrifiante. Cuzineții din materiale termoplaste pot lucra la viteze și presiuni reduse,

iar datorită sensibilității ridicate la umiditate și căldură necesită jocuri mari la montaj (îndeosebi cei masivi). Lagărele echipate cu cuzineți din materiale plastice pot funcționa lubrificate și cu emulsii sau apă.

- *Cauciucul* (elastomeri) se utilizează pentru construcția cuzineților multistrat, vulcanizați care prezintă o conformabilitate ridicată. Se recomandă pentru lagăre care funcționează la presiuni și viteze reduse, la care ungerea se realizează *numai* cu apă.

- *Grafitul* se folosește pentru realizarea cuzineților sinterizați (electrografit). Se recomandă pentru lagăre care lucrează la temperaturi ridicate lubrificate *numai* cu apă.

- *Ceramica* se folosește sub formă de cuzineți masivi, caracterizați printr-o conformabilitate redusă. Se recomandă pentru lagăre care funcționează la presiuni scăzute, în medii corozive și la care ungerea se poate realiza și cu gaze.

**d) Materiale mixte.** Cuzinetul este realizat dintr-un suport metalic, un strat sinterizat și un strat de lubrifianț solid. Stratul metalic este, de regulă, din bandă de oțel, cel sinterizat este realizat din bronz, iar lubrifianțul solid este format din teflon, poliacetați sau Pb. Se recomandă pentru lagăre care lucrează la presiuni și viteze medii și care pot funcționa în regim autolubrifianț sau unse la montaj.

#### 6.6.4. Forme constructive ale cuzineților

##### a. Cuzineți dintr-o singură bucată, masivi

Sunt standardizați și se pot realiza sub formă simplă sau cu guler (fig. 6.28). Nu permit reglarea jocului astfel încât după uzare se înlocuiesc și se pot monta numai pe la capătul arborelui. Sunt standardizați într-un număr de opt tipuri.

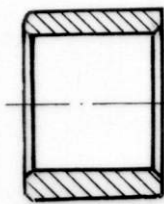


Fig. 6.28

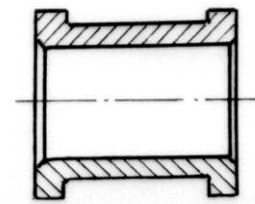
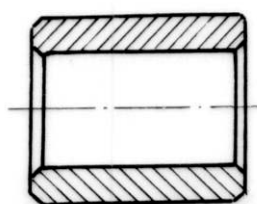
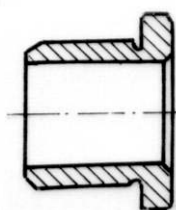


Fig. 6.29

##### b. Cuzineți din două sau mai multe bucăți, masivi, cu sau fără guler

Se execută mai dificil, dar permite reglajul jocului în caz de uzură și se pot monta ușor în orice punct al arborelui (fig. 6.29).

##### c. Cuzineți multistrat

Realizarea cuzineților în întregime din material de antifricțiune, nu este nici o soluție economică (consum excesiv de material de calitate superioară) dar, în unele cazuri, nici posibilă, deoarece materialul de antifricțiune nu asigură rezistența mecanică și rigiditatea necesară. Din aceste motive, cuzineții de dimensiuni medii și mari sunt construiți dintr-un material suport (oțel sau fontă) căptușit la interior cu un strat subțire de material antifricțiune (fig. 6.30). În acest caz, de mare importanță,

este aderența cât mai bună a stratului de antifricțiune la materialul suportului. Soluțiile constructive adoptate în acest sens sunt:

- prelucrarea la interiorul suportului a unor „canale cozi de rândunică” circulare sau elicoidale, combinate sau nu cu același tip de canale pe direcție longitudinală;
- prelucrarea interiorului suportului prin strunjire cu avans mare, astfel încât să rezulte o suprafață cât mai rugoasă;
- aplicarea unui strat intermediar (0,3...0,7) mm de Bz, Al, Sn, Cu și apoi a stratului de antifricțiune;
- depunerea electrolică a stratului subțire de antifricțiune (cuzineții motoarelor pentru autovehicule și avioane).

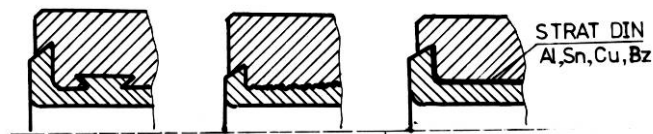


Fig. 6.30

*d. Bucșe înfășurate cu pereți subțiri*

Materialul de antifricțiune este placat la rece (fig. 6.31) pe bandă din oțel (standardizat).

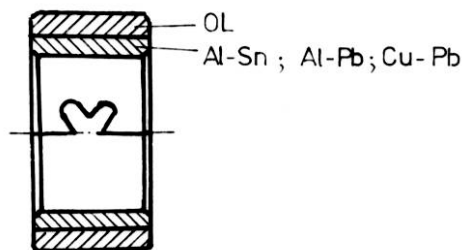


Fig. 6.31

Soluții constructive pentru împiedicarea rotirii cuzineților și a deplasării axiale sunt redate în fig. 6.32 (a – știft montat radial, b – știft montat axial, c – șurub, d – proeminență circumferențială în corpul cuzinetului; rotirea se va împiedica prin strângerea exterioară a capacului, e – cu pană disc, deplasarea axială împiedecându-se prin strângere exterioară, f – strângere exterioară).

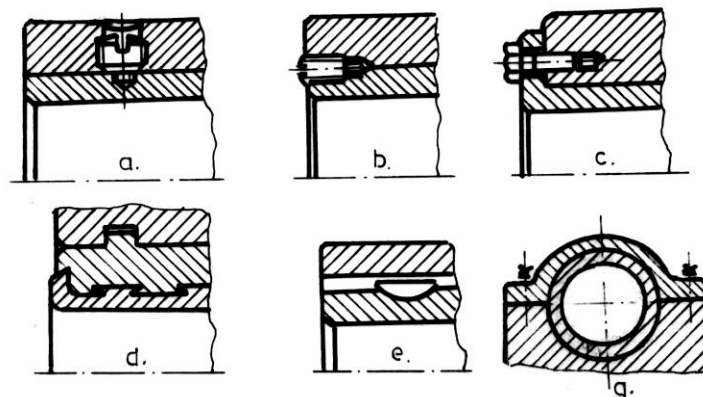


Fig. 6.32

6.6.5. Metode și dispozitive de ungere

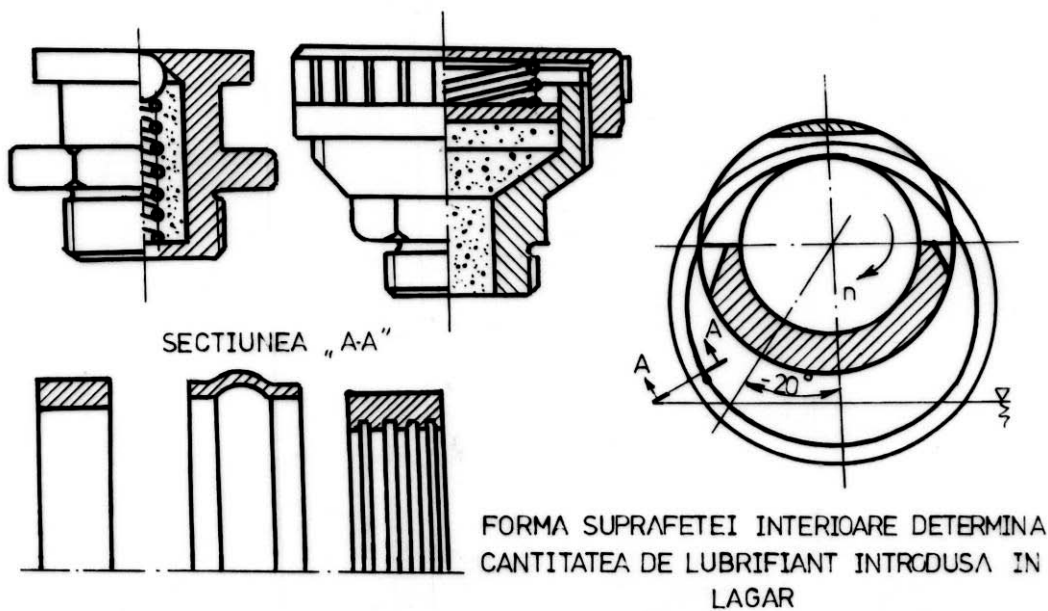
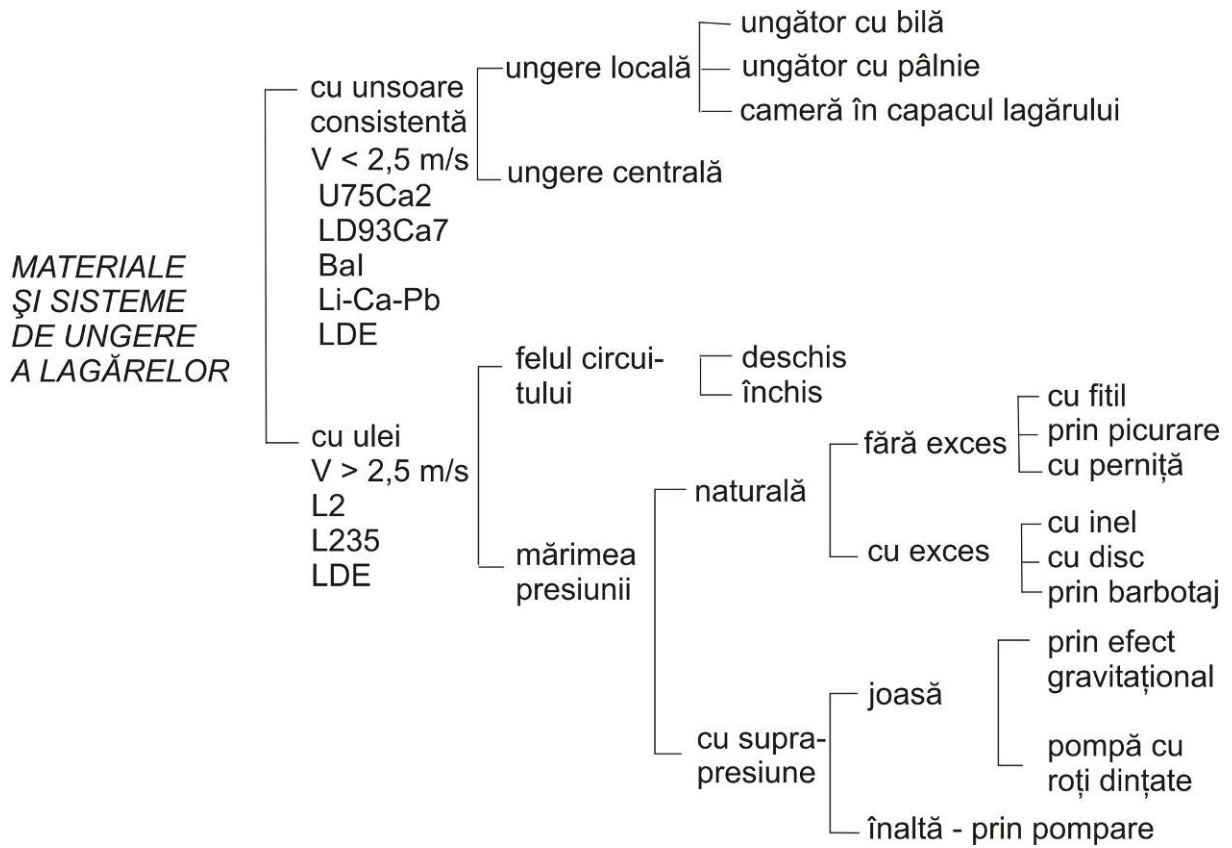


Fig. 6.33

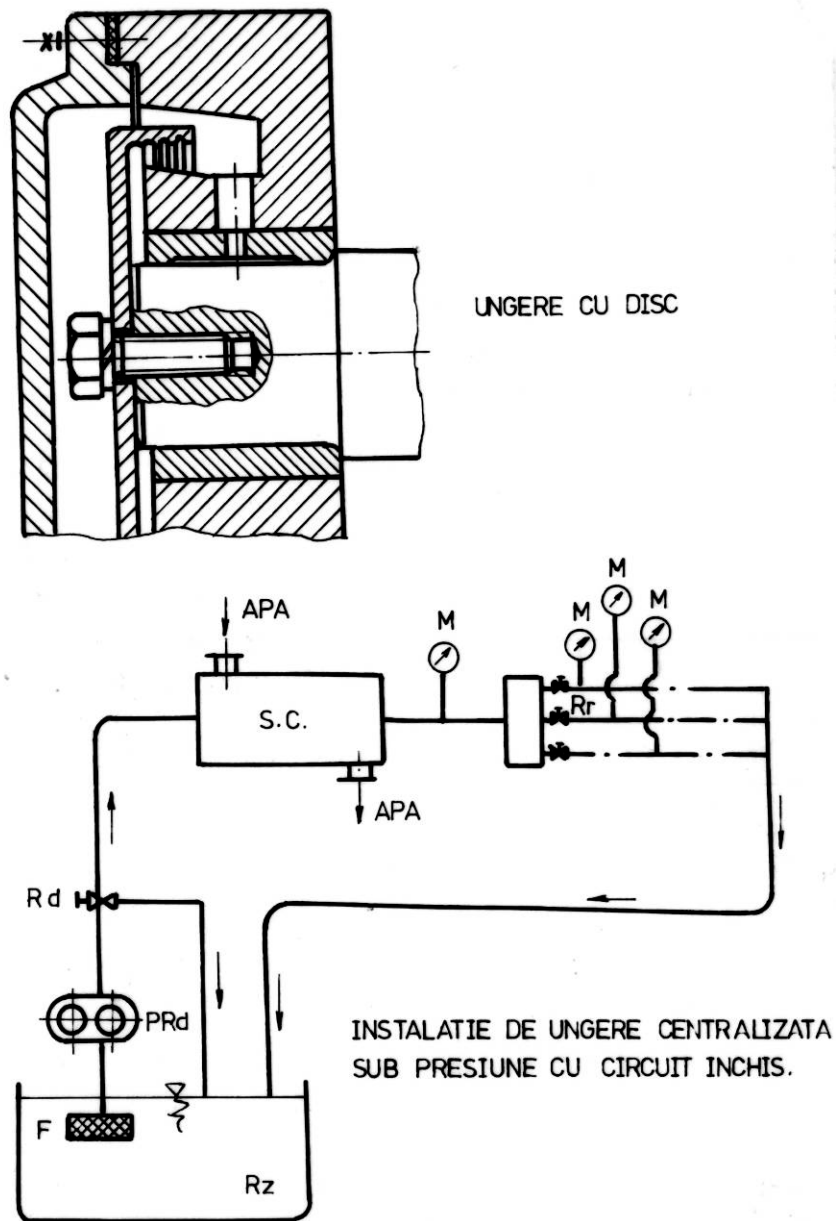


Fig. 6.34

La instalația de ungere centralizată sub presiune în circuit închis din fig. 6.34 , s-au notat:

- Rz – rezervor ulei;
- F – filtru;
- S.c. – schimbător de căldură;
- P. Rd. – pompă cu roți dințate;
- R.d – regulator de debit;
- M – manometre pentru controlul presiunii de alimentare;
- Rr – robinete pentru reglare.



### 6.6.6. Introducerea și repartizarea lubrifianului în lagăr

Procesul ungerii este direct influențat de modul de introducere și repartizare a uleiului în cuzinet.

Condițiile de bază care se cer respectate sunt (fig. 6.35):

- introducerea lubrifianului în zona neportantă;
- evitarea oricărei întreruperi a peliculei autoportante prin canale sau orificii;
- repartizarea lubrifianului pe toată lungimea lagărului prin canale care nu se vor termina însă la marginea cuzinetului.

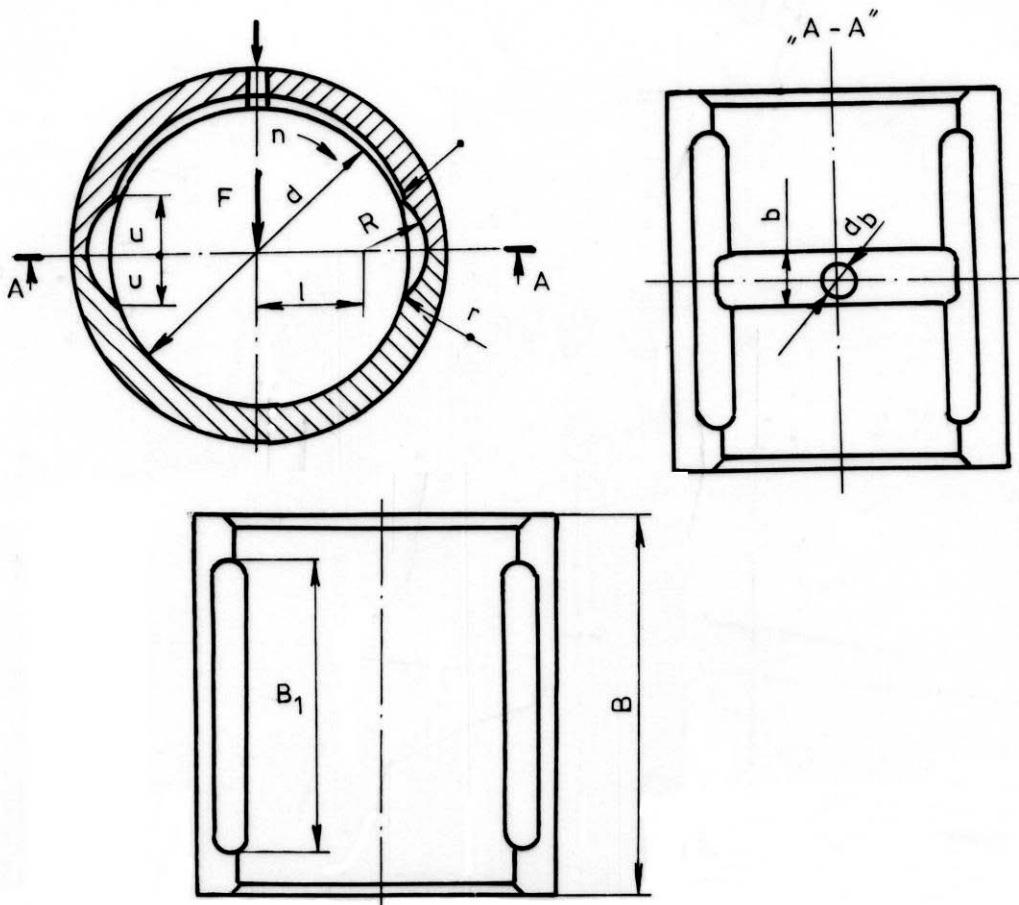


Fig. 6.35



## OSII ȘI ARBORI DREPTI

### 7.1. CARACTERIZARE. ROL FUNCȚIONAL. CRITERII DE CLASIFICARE

**Osiile** sunt organe de mașini simple care au rolul de a susține alte organe de mașini aflate în mișcare de rotație (continuă sau alternantă) sau în repaus, fără să transmită momente de torsiune. Ele sunt solícitate numai la încovoiere de către forțele introduse de piesele susținute, solícitarea la răsucire, determinată de frecările din punctele de reazem (lagăre), fiind mult prea mică și, deci, neglijabilă (fig. 7.1).

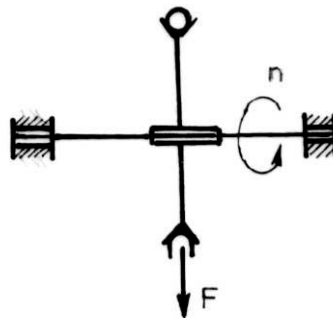


Fig. 7.1

**Arborii** sunt organe de mașini simple, aflate în mișcare de rotație continuă sau alternantă și care transmit momente de răsucire (mișcarea și puterea) prin intermediul organelor de mașini pe care ei le susțin (roți dințate, roți pentru curele, roți pentru lanț, roți cu fricțiune, semicuple, biele) – fig. 7.2. Rezultă deci că arborii sunt solícitați simultan la răsucire, de către momentul de torsiune transmis, și la încovoiere, de către forțele introduse de piesele susținute.

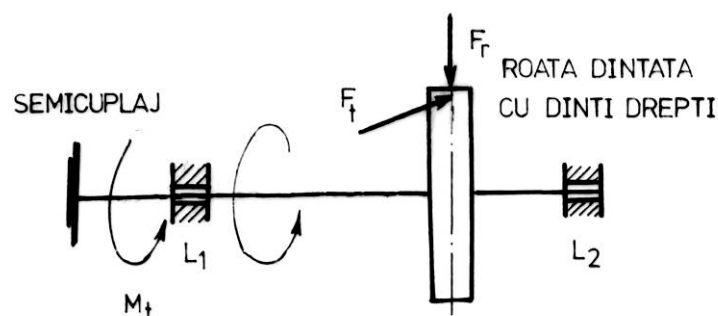
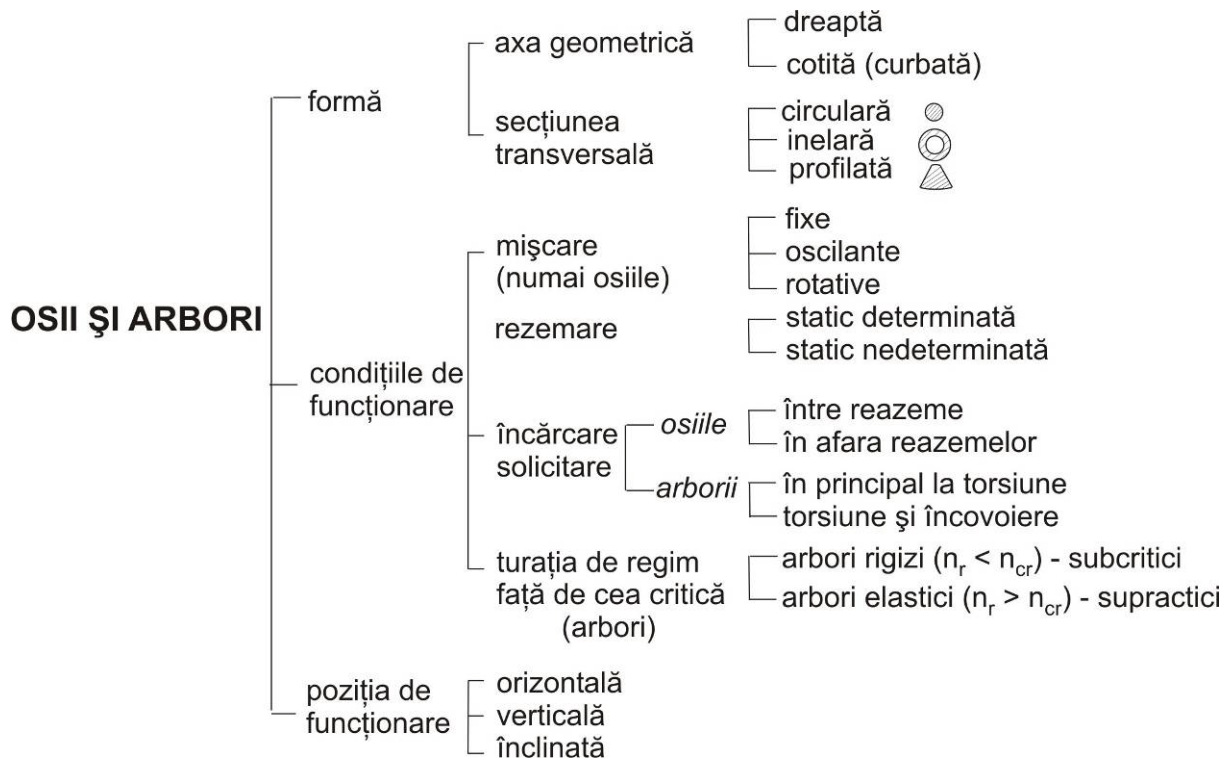


Fig. 7.2

Clasificarea osiilor și arborilor este redată în schema următoare:



Utilizarea osiilor și arborilor cu secțiune transversală inelară (fig. 7.3) este impusă de reducerea greutateii ansamblului din care fac parte, sau de considerente funcționale ale acestuia. Trebuie precizat însă, că acest lucru atrage după sine și diminuarea rezistenței mecanice, motiv pentru care secțiunea optimă se obține atunci când reducerea greutateii este maximă, iar diminuarea rezistenței este minimă, corelat însă și cu creșterea prețului de cost datorită manoperei.

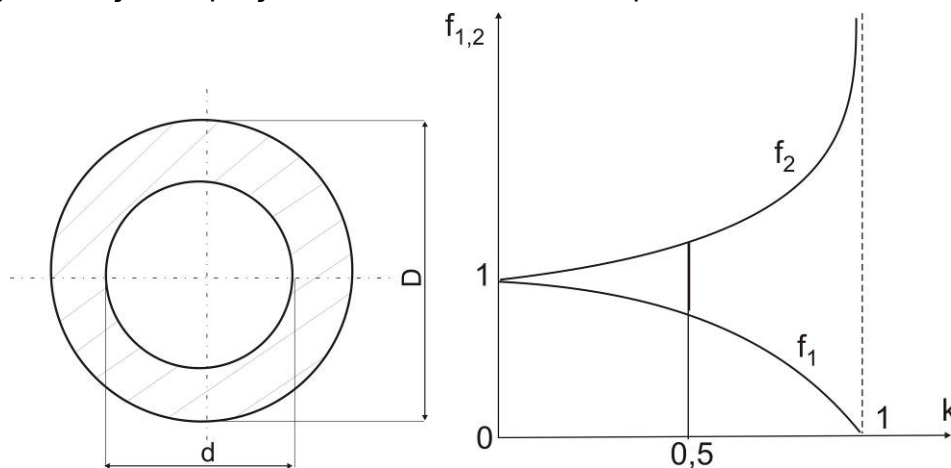


Fig. 7.3

$$G = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\gamma l = \frac{\pi}{4}D^2 \left[ 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right] \gamma l = \frac{\pi}{4}D^2 (1 - k^2)\gamma l$$

$$G_o = \frac{\pi}{4} D^2 \gamma l$$

$$\frac{G}{G_o} = 1 - k^2 = f_1(k)$$

$$\sigma_i = \frac{M_i}{\frac{\pi}{32} D^3 (1 - k^4)}; \quad \sigma_{io} = \frac{M_i}{\frac{\pi}{32} D^3}; \quad \frac{\sigma_i}{\sigma_{io}} = \frac{1}{1 - k^4} = f_2(k)$$

Osiile drepte reprezintă cazul general, cu utilizarea cea mai largă: vagoane, mașini și dispozitive de ridicat etc. Osiile curbe reprezintă un caz particular și sunt întâlnite la autovehicule.

Arborii drepți se întâlnesc la transmisiile mecanice de uz general (prin angrenaje, prin roți cu fricțiune, prin curele, prin lanțuri etc.), în construcția turbo-generatorelor etc.

Arborii copleți sunt caracteristici motoarelor cu ardere internă, pompelor, compresoarelor etc., coturile făcând parte din mecanismul care transmite și transformă mișcarea (mecanismul cu bielă și manivelă).

## 7.2. MATERIALE ȘI TEHNOLOGIE

Materialul pentru construcția osiilor și arborilor trebuie să asigure următoarele calități:

- rezistență mecanică atât la solicitări statice, dar mai ales la solicitări variabile (la oboseală);
- rezistență chimică atunci când funcționează în medii corosive;
- rezistență termică;
- să fie ușor de prelucrat prin procedeul tehnologic adecvat formei constructive și mărimii seriei de fabricație;
- să fie economice (nu mai bun decât este necesar).

Alegerea materialului necesar, pentru condiții date, se va face ținând seama de:

- mărimea și modul de variație în timp a sarcinilor preluate;
- condițiile de mediu în care va funcționa (temperatură și grad de corozivitate);
- ansamblul din care face parte și importanța în cadrul acestuia;
- procedeul tehnologic de realizare corelat cu forma și mărimea seriei de fabricație.

Pentru construcția osiilor și arborilor se utilizează:

- oțeluri carbon: OL 42, 50, 60 (standardizate) și oțelurile carbon de calitate OLC 35, 45 (standardizate);
- oțeluri aliate cu nichel, crom – nichel, crom – mangan, conform standardelor;
- oțeluri turnate (standardizate);
- fonte de înaltă rezistență.

Utilizarea oțelurilor aliate se va face atunci când se urmărește reducerea greutateii și dimensiunilor, cât și atunci când condițiile de mediu impun oțeluri anticorozive sau inoxidabile. Deoarece rezistența la oboseală este mai redusă, în cazul acestor oțeluri se vor lua măsuri constructive, prin formă și tratamente mecanice, termice sau termochimice pentru îmbunătățirea acestei calități.

Folosirea fontelor de înaltă rezistență pentru construcția arborilor asigură următoarele avantaje: economie de material și manoperă, realizarea unor forme convenabile pentru buna comportare în exploatare, sensibilitate mai redusă față de efectul de concentrare a tensiunilor, capacitate mai mare de amortizare a șocurilor și vibrațiilor, avantaje care compensează rezistența mai redusă.

În funcție de scop, dimensiuni, forma constructivă și mărimea seriei de fabricație, osiile și arborii se execută din semifabricate obținute prin:

- laminate trase precis;
- laminate cu forjare ulterioară;
- forjare liberă din lingouri;
- forjare în matrită;
- prin turnare.

Semifabricatele sunt prelucrate prin strunjire brută, urmată de finisarea suprafețelor. Calitatea de suprafață influențează, după cum este cunoscut, rezistența la solicitări variabile, rugozitățile și zgârieturile constituind amorse pentru ruperi. În final sau între fazele procesului de execuție, se vor efectua tratamente termice ca: recoacere, îmbunătățire, normalizare, călire etc. și mecanice, în scopul îmbunătățirii calităților de rezistență mecanică.

Fusurile se rectifică, eventual după efectuarea unui tratament termic superficial de călire, cementare, nitrurare.

### 7.3. CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA OSIILOR

În calculul de rezistență al osiilor se va lua în considerare numai solicitarea de încovoiere datorată forțelor exterioare care încarcă osia, neglijându-se efectele (solicitările) date de forțele tăietoare și de momentele de frecare din lagăre. Proiectarea se va desfășura în următoarea succesiune de etape (fig. 7.4):

- stabilirea schemei de încărcare a osiei cu forțele exterioare;
- determinarea reacțiunilor și trasarea diagramei de variație a momentului încovoiător;
- alegerea materialului, deci stabilirea rezistenței admisibile;
- calculul diametrelor în secțiunile periculoase;
- trasarea formei având în vedere modul de rezemare, piesele susținute și dimensiunile anterior obținute;
- verificarea la oboseală și la deformații (când este cazul);
- definitivarea formei constructive.

Diametrul osiei în secțiunea periculoasă:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32M_{i1}}{\pi(1-k^4)\sigma_{a_i}}} \text{ secțiune inelară}; \quad d = \sqrt[3]{\frac{32M_{i1}}{\pi\sigma_{a_i}}} \text{ secțiune circulară plină},$$

în care:  $\sigma_{a_i} = \frac{\sigma_c}{C_c}$  - osie fixă       $\sigma_{a_i} = \frac{\sigma_{-1}}{C_r}$  - osie rotitoare.

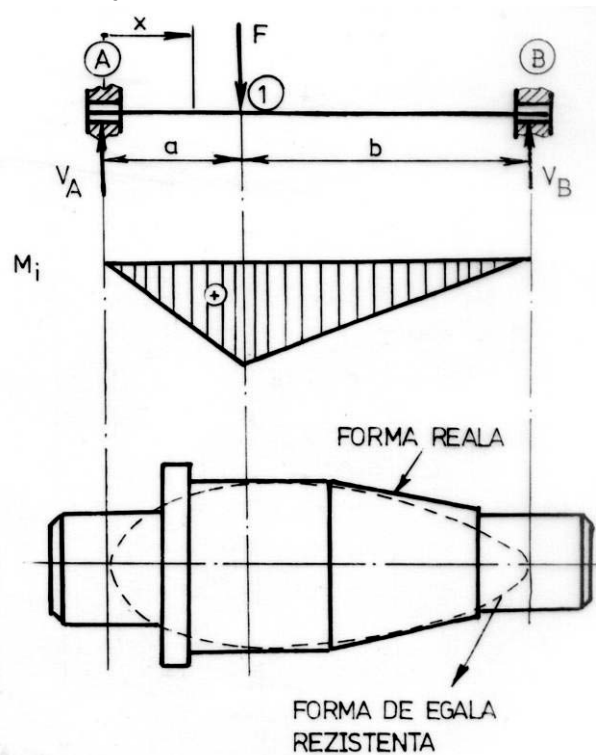


Fig. 7.4

Realizarea osiei cu diametrul  $d$  pe toată lungimea atrage după sine următoarele inconveniente:

- consum exagerat și inutil de material (formă neeconomică);
- imposibilitatea fixării axiale a pieselor susținute de osie;
- imposibilitatea rezemării axiale a osiei în lagăre.

Eliminarea primului inconvenient este realizată de *osia de egală rezistență la încovoiere*:

$$\sigma_{i_{max}} = \frac{M_{i_1}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{F \frac{ab}{a+b}}{\frac{\pi}{32} d^3}; \quad \sigma_{i_x} = \frac{M_{i_x}}{\frac{\pi d_x^3}{32}} = \frac{F \frac{bx}{a+b}}{\frac{\pi}{32} d_x^3}$$

$$\sigma_{i_{max}} = \sigma_{i_x} \rightarrow \frac{a}{d^3} = \frac{x}{d_x^3}$$

$$d_x = d \sqrt[3]{\frac{x}{a}} \Rightarrow \text{paraboloid de revoluție de gradul III}$$

Construcția osiei cu această formă prezintă următoarele dezavantaje:

- preț de cost ridicat, datorită execuției dificile;
- nu permite fixarea axială a pieselor susținute pe osie;
- nu permite rezemarea axială și radială a osiei în lagăre.

Forma reală se obține din tronsoane cilindrice și tronconice circumscrise formei de egală rezistență. Se va acorda atenție la salturile de diametre pentru diminuarea efectului de concentrare a tensiunilor prin racordări corespunzătoare.

În cazul osiilor rotative, solicitarea de încovoiere are loc, în timp, după un ciclu alternant simetric, motiv pentru care se impune verificarea la oboseală:

$$C_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_v} \geq C_a$$

în care:  $\sigma_v = \sigma_i = M_i / W_z$  ;

$C_a$  – se va alege în funcție de ansamblul din care face parte osia și importanța ei în cadrul acestuia.

Dacă relația de verificare nu va fi satisfăcută se pot lua următoarele măsuri:

- modificarea geometriei concentratorului de tensiuni, în sensul diminuării acestuia;

- mărirea diametrului osiei în secțiunea verificată;

- alegerea unui material cu calități de rezistență la oboseală mai ridicate.

Pentru osiile tubulare (cu secțiune transversală inelară) se recomandă:

$$\beta = \frac{d_1}{d} = \frac{d}{D} = 0,3 \dots 0,8 \quad \text{- cele prelucrate pe mașini unelte ;}$$

$$S = \frac{d - d_1}{2} = \frac{D - d}{2}; \quad 20 < S < 60 \quad \text{- cele obținute prin turnare.}$$

## 7.4. CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA ARBORILOR DREPTI

Calculul și proiectarea arborilor drepti se realizează în următoarea succesiune de etape:

- calculul de predimensionare realizat în funcție de elementele inițial cunoscute, de solicitările arborelui și de domeniul de utilizare;
- proiectarea formei pe baza rezultatelor obținute la predimensionare, a modului de rezemare a arborelui și a pieselor pe care acesta le susține;
- verificarea formei arborelui predimensionat;
- definitivarea formei constructive.

### a) Calculul de predimensionare

a.1. În cazul când nu sunt cunoscute distanțele dintre secțiunile de rezemare și secțiunile în care sunt montate piesele susținute, deci nu se pot determina și momentele încovoietoare, predimensionarea se va efectua numai la răsucire:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{at}}} \quad (\text{secțiune circulară plină}) \quad \text{sau} \quad D = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi(1-k^4)\tau_{at}}} \quad (\text{secțiune inelară}); \quad k = \frac{d}{D}$$

în care

$$\tau_{at} = (50 \dots 80) \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \text{pentru arbori solicitați în principal la răsucire;}$$

$$\tau_{at} = (15 \dots 30) \frac{N}{mm^2} \quad \text{pentru arbori solicitați în aceeași măsură și la}$$

răsucire și la încovoiere.

a.2. Când condițiile funcționale limitează strict deformația unghiulară de torsiune, predimensionarea se va realiza din condiția ca aceasta să nu depășească o anumită valoare admisibilă pe unitatea de lungime (de regulă 1 m):

$$\theta = \frac{M_t \cdot \ell}{G \cdot I_p} = \frac{M_t \cdot 10^3}{G \cdot \frac{\pi d^4}{32}} = \frac{32 \cdot 10^3 M_t}{\pi G d^4} \leq \theta_a \quad [\text{rad/m}]$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{M_t}{G \theta_a}} \quad [\text{mm}] ,$$

în care:

- $M_t$  – momentul de torsiune transmis de arbore, în  $[N \cdot mm]$ ;
- $G$  – modulul de elasticitate transversal, în  $[N \cdot mm]$ ;
- $\theta_a$  – valoarea admisibilă a deformației unghiulare, în  $[\text{rad/m}]$ .

a.3. Atunci când se cunosc distanțele dintre reazeme și piesele susținute, predimensionarea se va efectua la solicitare compusă: răsucire și încovoiere simultană.

Momentul încovoietor va determina pentru arbore o solicitare după un ciclu alternant simetric, chiar dacă forțele care îl produc sunt constante, deoarece aceeași fibră exterioară, supusă într-o anumită poziție la compresiune, după rotirea cu  $180^\circ$  este solicitată la întindere.

Momentul de torsiune va determina pentru arbore, în funcție de ansamblul din care face parte, o solicitare: constantă (statică), pulsatorie sau alternant simetrică.

Realizarea predimensionării în acest caz implică următoarea succesiune de etape (fig. 7.5):

- Stabilirea schemei de încărcare a arborelui (I).
- Reducerea acțiunii forțelor care încarcă arborele în două plane: planul vertical – planul desenului (II) și planul orizontal – planul perpendicular pe planul desenului (IV).
- Calculul reacțiunilor corespunzătoare încărcării arborelui în cele două plane și trasarea diagramelor momentelor încovoietoare (III, V); se vor utiliza ecuațiile de echilibru de momente și de forțe.
- Trasarea diagramei momentului de torsiune transmis de arbore (VI).

**Planul vertical** – Calculul reacțiunilor în punctele de reazem

$$\left(\sum M_i\right)_B = 0 \rightarrow V_A(a+b+c) - F_{r_1}(b+c) - F_{a_1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r_2} \cdot c - F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0 \rightarrow V_A$$

$$\left(\sum M_i\right)_A = 0 \rightarrow V_B(a+b+c) - F_{r_2}(a+b) - F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r_1} \cdot a - F_{a_1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0 \rightarrow V_B$$

Verificare: 
$$\bar{V}_A + \bar{V}_B + \bar{F}_{r_1} + \bar{F}_{r_2} = \bar{0}$$



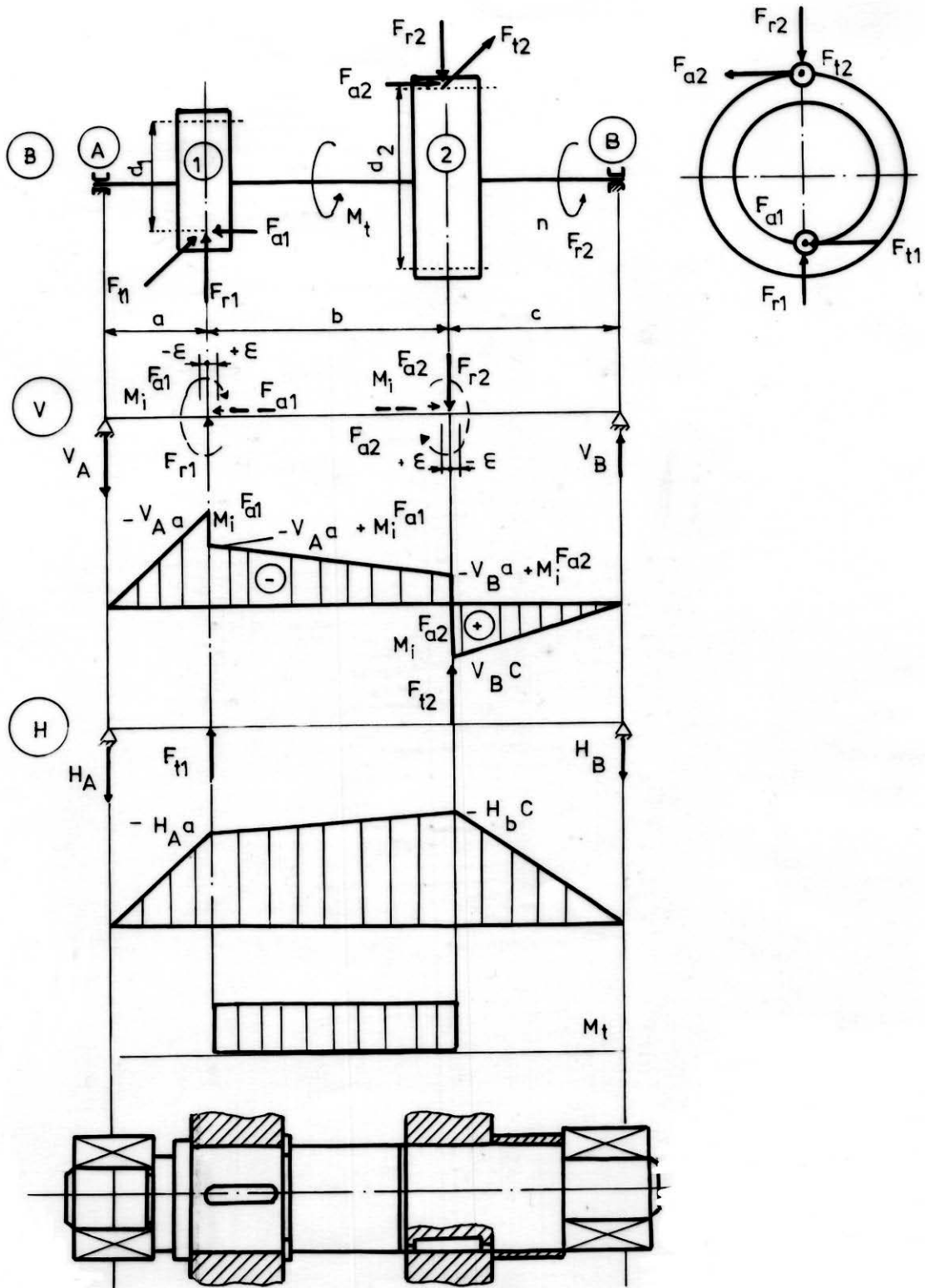


Fig. 7.5

**Planul orizontal**

$$\left(\sum M_i\right)_B = 0 \rightarrow H_A(a+b+c) - F_{t_1}(b+c) + F_{t_2} \cdot c = 0 \rightarrow H_A$$

$$\left(\sum M_i\right)_A = 0 \rightarrow H_B(a+b+c) - F_{t_2}(a+b) + F_{t_1} \cdot a = 0 \rightarrow H_B$$

Verificare: 
$$\bar{H}_A + \bar{H}_B + \bar{F}_{t_1} + \bar{F}_{t_2} = \bar{0}$$

Calculul momentelor încovoiitoare și trasarea diagramelor de variație a acestora pe lungimea arborelui, corespunzătoare încărcării în cele două plane (III și V):

**Planul vertical**

$$(M_i)_{1-\varepsilon} = -V_A \cdot a$$

$$(M_i)_{1+\varepsilon} = -V_A \cdot a + F_{a_1} \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$(M_i)_{2-\varepsilon} = V_B \cdot c$$

$$(M_i)_{2+\varepsilon} = V_B \cdot c - F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2}$$

**Planul orizontal**

$$M_{i_1} = -H_A \cdot a$$

$$M_{i_2} = -H_A(a+b) + F_{t_1} \cdot b = H_B \cdot b$$

- Stabilirea secțiunilor cele mai solicitate (în exemplul considerat 1 și 2) și calculul momentelor încovoiitoare totale în aceste secțiuni:

$$M_{i_1} = \sqrt{(M_{i_1})_V^2 + (M_{i_1})_H^2}$$

$$M_{i_2} = \sqrt{(M_{i_2})_V^2 + (M_{i_2})_H^2}$$

- Calculul momentului echivalent cu acțiunea simultană a momentului încovoiitor și a momentului de torsiune, corespunzător secțiunilor periculoase:

$$M_{ech.1} = \sqrt{M_{i_1}^2 + (\alpha M_t)^2}$$

$$M_{ech.2} = \sqrt{M_{i_2}^2 + (\alpha M_t)^2}$$

în care coeficientul  $\alpha$  ține seama că cele două momente solicită arborele, în timp, după cicluri diferite:

$\alpha = \sigma_{ai III} / \sigma_{ai I} \approx 0,3$  - dacă  $M_t$  este constant în timp;

$\alpha = \sigma_{ai III} / \sigma_{ai II} \approx 0,6$  - dacă  $M_t$  este pulsator (cazul cel mai frecvent);

$\alpha = \sigma_{ai III} / \sigma_{ai III} = 1$  - dacă  $M_t$  este alternant simetric;

în care:  $\sigma_{ai I}$ ,  $\sigma_{ai II}$ ,  $\sigma_{ai III}$  sunt rezistențele admisibile la încovoiere ale materialului din care este confecționat arborele, corespunzătoare ciclurilor de solicitare static, pulsator și, respectiv, alternant simetric.

- Calculul diametrelor arborelui în secțiunile cele mai solicitate:

$$d_{a1} = \sqrt[3]{\frac{32M_{ech.1}}{\pi \sigma_{ai III}}}; \quad d_{a2} = \sqrt[3]{\frac{32M_{ech.2}}{\pi \sigma_{ai III}}};$$

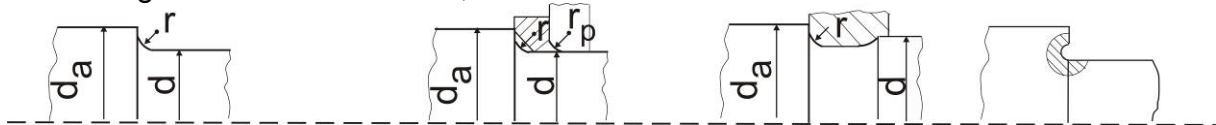
unde  $\sigma_{ai III} = \frac{\sigma_{-1}}{C_r}$ .



### b) Proiectarea formei arborelui predimensionat

Forma arborelui se va stabili pe baza diametrelor obținute la etapa de predimensionare, cu considerarea condițiilor impuse de rolul funcțional, tehnologia de execuție și de montaj, de modul de rezemare (tipul lagărelor – cu alunecare sau cu rostogolire), de piesele susținute prin intermediul cărora transmite momentul de torziune și modul în care acestea se assemblează și se montează pe arbore. În acest sens se pot face următoarele precizări (fig. 7.6):

- diametrele tronsoanelor, pe care se montează piesele susținute, se vor alege din șirul de numere normale standardizate.
- dacă rezemarea se realizează pe lagăre cu rostogolire, diametrele fusurilor se vor alege din seria de dimensiuni a diametrelor interioare a rulmenților.
- salturile de diametre se vor executa cu raze de racordare, a căror mărime se va alege conform STAS-ului;



Raza de racordare  $r$  trebuie să fie mai mică decât raza de racordare sau teșitura piesei montate pe arbore; în caz contrar, nu se va realiza fixarea axială a piesei pe umărul arborelui creat din saltul de diametru.

Dacă solicitarea variabilă impune raza de racordare mare ( $0,1 d$ ), pentru fixarea axială a pieselor pe umărul creat prin saltul de diametru se vor utiliza inele intermediare.

Pentru a se putea realiza rectificarea tronsonului cu diametrul  $d$ , cât și suprafața frontală a umărului, se vor realiza degajări speciale conform STAS.

Racordare interioară.

Fig. 7.6

- pentru rezemarea axială a inelelor interioare a rulmenților se prevăd umeri de sprijin și raze de racordare ale căror valori sunt standardizate;

- dacă piesele susținute se montează pe arbore prin pene, se va compensa slăbirea rezistenței prin majorarea diametrului: cu 4% când se utilizează o singură pană, cu 7% când se folosesc două pene montate la  $120^\circ$  și cu 10% când se folosesc două pene montate diametral opus.

- forma și dimensiunile capetelor de arbore se vor alege conform standardelor ( pentru capete de arbore cilindrice și capete de arbore conice).

- dacă pe un tronson al arborelui se vor monta mai multe piese care formează cu acestea ajustaje diferite, se va ușura montajul prin stabilirea unor toleranțe corespunzătoare.

- canalele de pană se rotunjesc pentru diminuarea efectului de concentrare a tensiunilor (fig. 7.7);

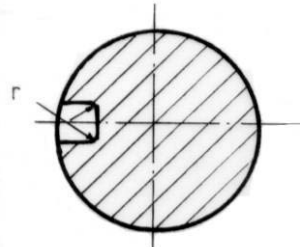


Fig. 7.7

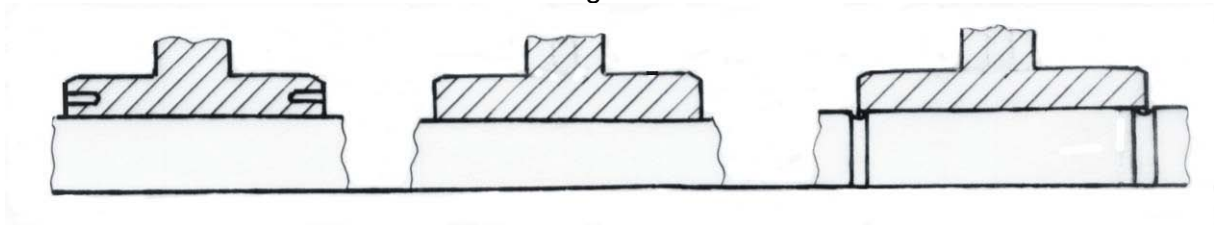


Fig. 7.8

- Încărcările puternice de la marginile butucului presat pe arbore se pot diminua printr-o formă elastică a butucului (fig. 7.8, a), prin rotunjirea marginilor alezajului (fig. 7.8, b) sau prin canale (fig. 7.8, c) de descărcare executate pe arbore.

### c) Verificarea arborelui predimensionat

#### c.1. Verificarea la deformații

Sub acțiunea sarcinilor exterioare, arborii pot prezenta deformații de încovoiere (flexionale) – unghiuri ( $\alpha$ ) și săgeți ( $f$ ) – și de răsucire (torsionale) – unghiuri de răsucire ( $\theta$ ); sunt mai puțin importante deformațiile axiale pentru arborii de uz general, acestea prezentând interes numai în cazul arborilor verticali (de exemplu: la turbine).

Metoda de calcul a acestor deformații a fost prezentată în cadrul cursului de Rezistența materialelor:

$$\alpha = \int -\frac{M_{ix}}{EI} dx \leq \alpha_a \qquad f = \int \alpha_x dx \leq f_a \qquad \theta = \frac{M_t \cdot \ell}{GI_p} \leq \theta_a$$

**Observație:** Dacă relațiile de verificare la deformații nu vor fi satisfăcute, se vor lua măsuri pentru diminuarea acestora prin mărirea rigidității arborelui: forma constructivă, mărirea diametrului, micșorarea lungimii dintre punctele de reazem sau a consolei.

Valorile efective ale deformațiilor se vor compara cu cele admisibile, a căror mărime este dependentă de ansamblul din care face parte arborele. Ca orientare generală se precizează următoarele limite:

$$f_{\max} \leq 3 \cdot 10^{-4} \ell; \quad \alpha_{\max} \leq 10^{-3} \text{ rad}; \quad \theta_{\max} \leq (5' \dots 13^\circ) / m$$

#### c.2. Verificarea la oboseală

Verificarea se va face în secțiunile în care arborele prezintă concentratori de tensiuni (salturi de diametru, canale de pană, găuri pentru știfturi, canale pentru inele elastice, tronsoane filetate etc.). Calculul constă în determinarea coeficientului total de siguranță la solicitare variabilă:

- Coeficientul de siguranță pentru solicitarea de încovoiere:

\* metoda Soderberg: 
$$c_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\gamma} \cdot \sigma_V}$$

$$\sigma_V = \frac{M_i}{W_{inet}}$$

- Coeficientul de siguranță pentru solicitarea de torsiune:

$M_t = \text{constant} \quad c_{\tau} = \frac{\tau_c}{\tau_t} \quad \tau_t = \frac{M_t}{W_{pnet}}$

$M_t = \text{pulsator}$

* Soderberg:	$c_{\tau} = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_{\tau}\gamma} \cdot \frac{\tau_V}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}}, \tau_m = \tau_V = \frac{1}{2}\tau_t = \frac{M_t}{W_{pnet}}$
* Serensen:	$c_{\tau} = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_{\tau}\gamma} \cdot \frac{\tau_V}{\tau_{-1}} + \psi_{\tau} \frac{\tau_m}{\tau_{-1}}}, \psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$

$M_t = \text{alternant simetric:} \quad c_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_{\tau}\gamma} \cdot \tau_V} \quad \tau_V = \tau_t = \frac{M_t}{W_{pnet}}$

- Coeficientul de siguranță total

$$c_{tot} = \frac{c_{\sigma} \cdot c_{\tau}}{\sqrt{c_{\sigma}^2 + c_{\tau}^2}} \geq c_a = 1,5$$

*Observații*

1) Dacă relația de verificare nu va fi satisfăcută, se vor lua măsuri (vezi la osii) pentru majorarea coeficientului de siguranță.

2) Dacă concentratorul de tensiune diminuează rezistența secțiunii arborelui, aceasta se va considera în relațiile de calcul a modului de rezistență (canale de pană, orificii pentru știfturi).

**c.3. Verificarea arborilor drepți la vibrații**

În funcție de sarcina perturbatoare, arborii drepți pot prezenta: **vibrații flexionale** (de încovoiere) – sarcina perturbatoare acționează perpendicular pe axa arborelui -, **vibrații torsionale** (de răsucire) – sarcina perturbatoare este un moment de răsucire – și **vibrații longitudinale** – sarcina perturbatoare este o forță care acționează în lungul axei arborelui.

Verificarea la vibrații are drept scop evitarea fenomenului de rezonanță mecanică, respectiv a suprapunerii frecvenței proprii a ansamblului arbore – piese susținute – lagăre, peste frecvența de regim. Funcționarea arborelui cu o frecvență apropiată de cea proprie este caracterizată de deformări mari care au un efect negativ asupra ansamblului din care face parte, ducând la creșterea importantă a sarcinilor dinamice, a zgomotului și la micșorarea considerabilă a preciziei funcționale.

### c.3.1. Verificarea la vibrații flexionale

• Modul exact de tratare a problemei turațiilor critice este destul de complicat și laborios, motiv pentru care se va prezenta o tratare simplificată, pentru un caz simplu: arbore vertical cu un disc de masă  $m$  montat în secțiunea mediană dintre reazeme (fig. 7.9).

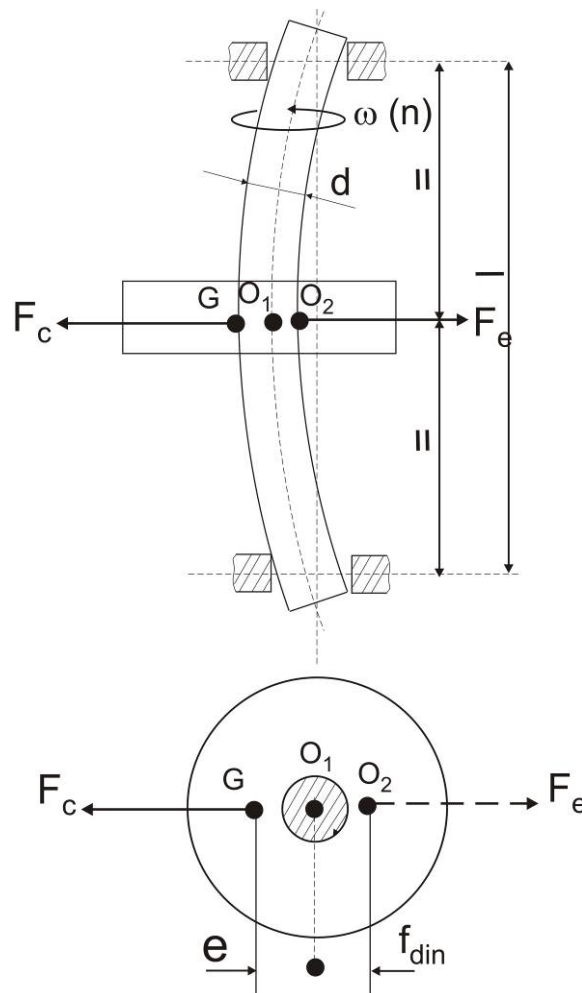


Fig. 7.9

Datorită unor imperfecțiuni și erori inerente (neomogenitatea materialului discului și arborelui, imprecizii de execuție și montaj etc.), centrul de greutate  $G$  nu este situat pe fibra (axa) medie a arborelui nedeformat (axa lagărelor), respectiv  $G \neq O_1$ . În consecință, în timpul funcționării va apărea o forță centrifugă  $F_c$  care va determina deformarea  $f_d$  pentru arbore. Acestei forțe active i se vor opune forța reactivă determinată de rigiditatea arborelui – forța elastică  $F_e$ .

Se vor admite următoarele ipoteze:

- masa arborelui neglijabilă în raport cu cea a discului (masă concentrată);
- centrul arborelui nedeformat  $O_1$ , centrul arborelui deformat  $O_2$  și centrul de greutate  $G$  sunt coliniare în timpul funcționării (nu apare efectul grosopic);
- în timpul funcționării, arborele se va roti în jurul propriei axe deformate și va executa o mișcare de precesie în jurul axei lagărelor (respectiv a axei nedeformate).

Cu notațiile din fig. 7.9, la atingerea regimului stabil de funcționare, se poate scrie relația:

$$F_c = F_e \quad \text{sau} \quad m(f_d + e)\omega^2 = kf_d,$$

în care  $k$  este rigiditatea la încovoierea arborelui care, în cazul considerat, are expresia:

$$k = \frac{48EI}{l^3} = \frac{48\pi}{64} E \frac{d^4}{l^3} = c \frac{d^4}{l^3}$$

Din ultima egalitate rezultă relația de calcul a săgeții dinamice:

$$f_d = \frac{me\omega^2}{k - m\omega^2}$$

Valoarea frecvenței proprii a ansamblului arbore-disc, respectiv a vitezei unghiulare critice,  $\omega_{cr}$ , va fi aceea pentru care săgeata dinamică (amplitudinea vibrațiilor) tinde către infinit:

$$k - m\omega^2 \Rightarrow \infty \quad \Rightarrow \quad \omega_{cr} = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{și} \quad n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}.$$

Dacă arborele are o poziție orizontală (fig. 7.10), greutatea  $G$  a discului determină o săgeată statică  $f_s$ , care poate fi scrisă sub forma:

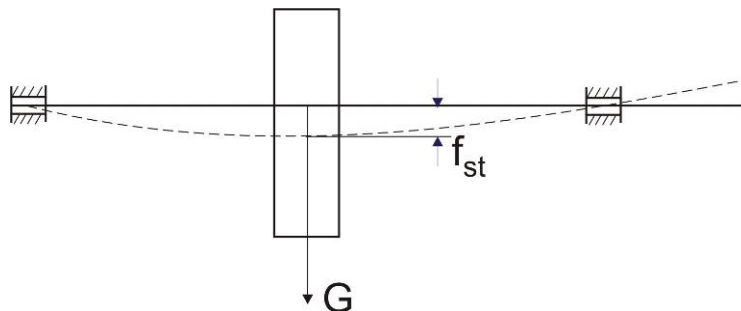


Fig. 7.10

$$f_s = \frac{G}{k} = \frac{mg}{k}, \quad \text{din care} \quad \frac{k}{m} = \frac{g}{f_s}$$

În aceste condiții, pentru arborele orizontal vom avea:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{g}{f_s}} \quad \text{și} \quad n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_s}}$$

Fig. 7.11 evidențiază câteva aspecte privind comportarea la vibrații a arborelui într-o gamă largă de turații, în cazul în care se neglijează amortizarea:



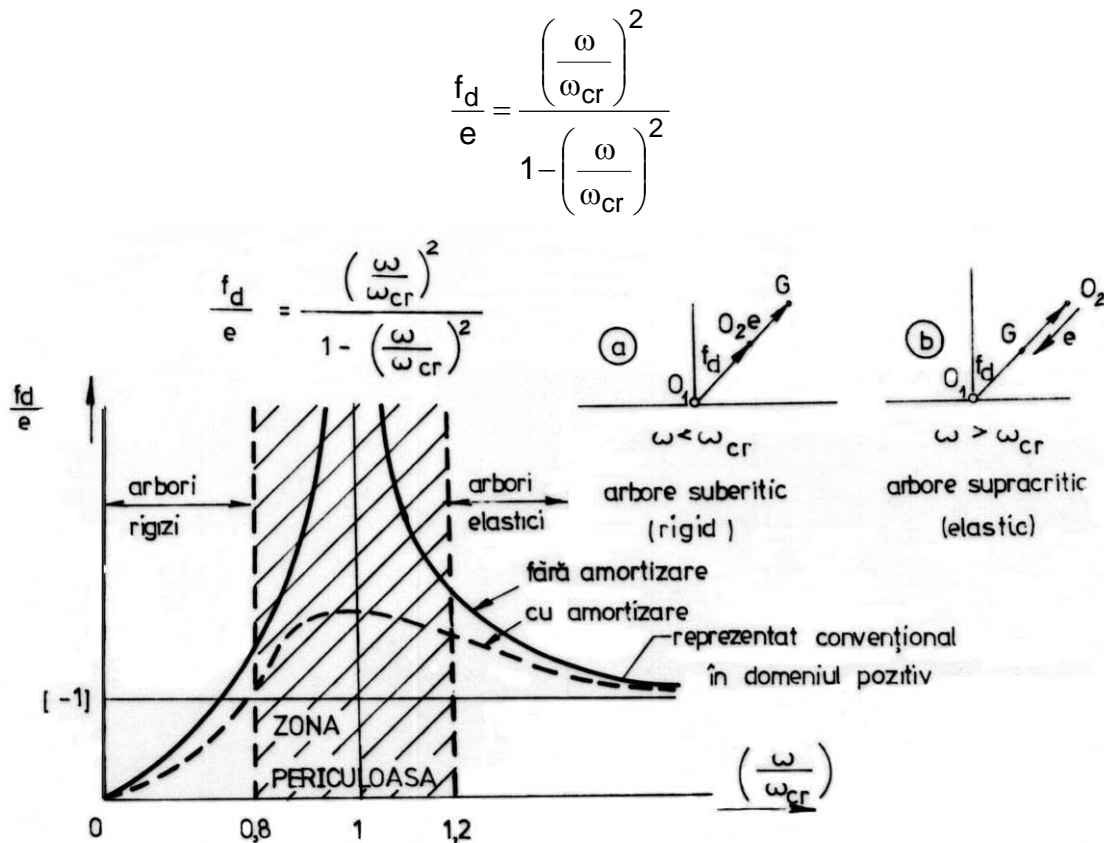


Fig. 7.11

Concluziile principale care se desprind din ultima relație sunt următoarele:

- când arborele este în repaus,  $\omega = 0$ ,  $\frac{\omega}{\omega_{cr}} = 0$  și  $f_d = 0$ ;
- pentru  $\omega/\omega_{cr} < 1$ ,  $\omega < \omega_{cr}$ ;  $f_d/e > 0$ , deci  $f_d$  și  $e$  au același sens; arbori subcritici (rigizi);
- dacă  $\omega/\omega_{cr} = 1$ ,  $\omega = \omega_{cr}$  și  $f_d \rightarrow \infty$ ; este cazul regimului critic (al turației critice);
- când  $\omega/\omega_{cr} > 1$ ,  $\omega > \omega_{cr}$  și  $f_d/e < 0$ ; deci  $f_d$  și  $e$  au semne contrarii; arbore supracritic (elastic);
- dacă  $\omega \rightarrow \infty$ , rezultă  $f_d/e \rightarrow |-1|$ , respectiv  $f_d \rightarrow e$  - fenomenul de autocentrare.

Funcționarea sigură a arborelui va avea loc dacă:

$$1,2 \leq \frac{\omega}{\omega_{cr}} \leq 0,8$$

Utilizarea arborilor elastici și deci a efectului de autocentrare constituie deseori soluția optimă, îndeosebi pentru arborii care trebuie să lucreze la turații mari sau la arborii agregatelor de mari dimensiuni (exemplu: arborii turbinelor). În aceste cazuri, trecerea prin zona de rezonanță (zona periculoasă) – la pornire și la oprire – trebuie

să se facă cu o accelerație unghiulară cât mai ridicată, cu sau fără utilizarea simultană a unor tampoane elastice limitatoare a deformațiilor.

Amortizarea naturală a vibrațiilor flexionale este asigurată în special de pelicula de lubrifianț a lagărelor cu alunecare cu ungere hidrodinamică sau hidrostatică și mult mai puțin de arbore sau de structura de rezemare (carcasă etc.)

În cazul utilizării lagărelor cu rostogolire, pelicula de lubrifianț nu există sau este mult prea subțire, motiv pentru care se poate adopta soluția rezemării rulmentului pe un element amortizor (fig. 7.12):

- a. film de lubrifianț sub presiune;
- b. straturi amortizoare cu frecare uscată sau frecare internă (din cauciuc).

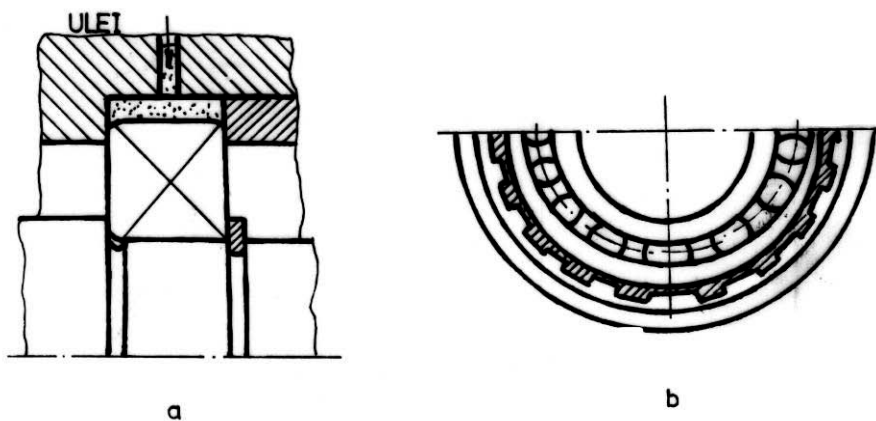


Fig. 7.12

### c.3.2. Verificarea la vibrații torsionale

Pentru exemplificare, se consideră un arbore drept cu secțiune constantă (fig. 7.13), care este la un capăt încastrat, iar la celălalt are montat un disc de masă  $m$  și moment de inerție masic  $J$ . Dacă se aplică un moment de torsiune  $M_t$  asupra discului, arborele se va deforma (răsuci) cu un unghi  $\theta$ . Variația momentului motor va determina variația cuplului de sens contrar dat de forțele elastice interioare ale arborelui și de forțele de amortizare (frecare).

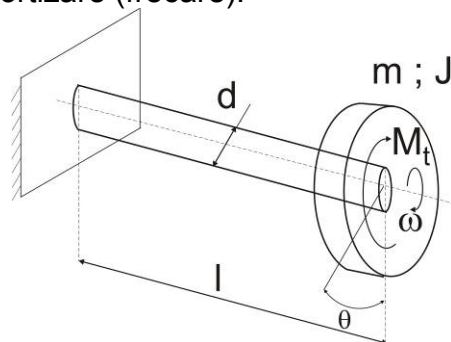


Fig. 7.13

Ecuția diferențială a mișcării oscilante libere amortizate care se produce are forma:

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} + k' \frac{d\theta}{dt} + k\theta = 0; \quad k' - \text{rigiditatea torsională a arborelui}$$

Soluția acestei ecuații, dacă se neglijează amortizarea  $\left(k' \frac{d\theta}{dt} = 0\right)$ , este de forma:

$$\theta = A \cos \omega t + B \sin \omega t$$

Dubla derivare a acestei soluții, introdusă în ecuația diferențială a mișcării oscilante, duce la soluția:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{k'}{J}} \quad \text{și} \quad n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k'}{J}}$$

în care:

$$k' = \frac{GI_p}{l} = \frac{\pi}{32} G \frac{d^4}{l}$$

Frecvent, arborele real este de secțiune variabilă. Ca urmare, se va lucra cu un arbore echivalent de secțiune constantă având aceeași rigiditate torsională cu arborele real. În principiu, se poate alege ca valoare  $d_o$  a arborelui echivalent orice mărime, dar uzual se va alege unul din diametrele arborelui real, și anume cel care intervine mai des pe lungimea lui (fig. 7.14).

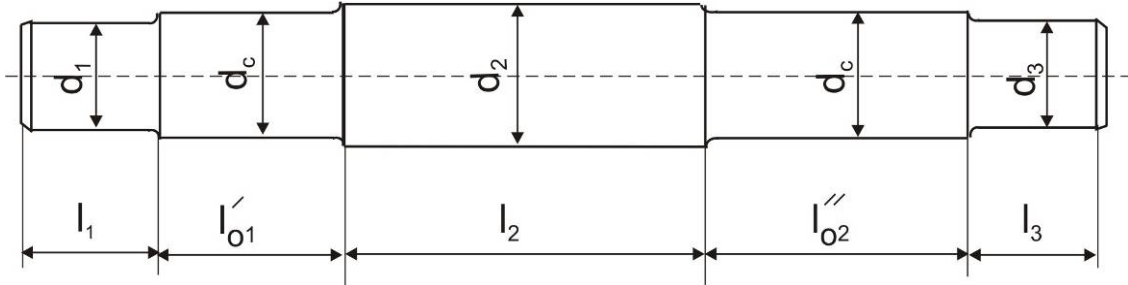


Fig. 7.14

Înlocuirea se face pentru fiecare tronșon în parte:

$$k' = \frac{GI_p}{l_i} = \frac{GI_{p_o}}{l_o} \Rightarrow l_{oi} = l_i \left( \frac{d_o}{d_i} \right)^4 \quad l_{o2} = l_2 \left( \frac{d_o}{d_2} \right)^4$$

$$l_{o1} = l_1 \left( \frac{d_o}{d_1} \right)^4 \quad l_{o3} = l_3 \left( \frac{d_o}{d_3} \right)^4$$

Lungimea totală a arborelui echivalent, cu diametrul  $d_o$ , va fi în cazul de față:

$$L_o = l_1 \left( \frac{d_o}{d_1} \right)^4 + l'_{o1} + l_2 \left( \frac{d_o}{d_2} \right)^4 + l''_{o1} + l_3 \left( \frac{d_o}{d_3} \right)^4$$

Momentul de inerție al masei oscilante se determină folosind relația de principiu:

$$J = \int_m \rho^2 dm = m \rho_i^2$$

Pentru un volant cu diametrul de inerție  $D_i$ , expresia momentului de inerție este

$$J = \frac{G_V D_i^2}{4g}$$

în care:  $G_V$  - greutatea volantului și  $g$  - accelerația terestră.

Un subansamblu frecvent întâlnit este arborele drept pe care sunt montate două discuri (fig. 7.15). Cele două discuri nu pot oscila decât unul contra celuilalt și, ca o consecință, arborele va avea o secțiune neutră, notată cu  $n - n$ .

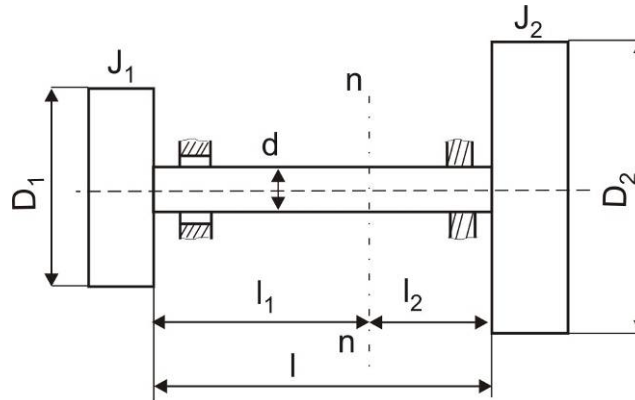


Fig. 7.15

Poziția relativă a lagărelor față de discuri nu influențează valoarea turației critice. Ca urmare, pentru fiecare parte de arbore cu rigiditatea  $k'_1$  și  $k'_2$  se poate scrie:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{k'_1}{J_1}} = \sqrt{\frac{k'_2}{J_2}}$$

și (similar cu o ecuație de echilibru a momentului forțelor):

$$J_1 l_1 = J_2 l_2 = J_2 (l - l_1) \quad \text{sau} \quad l_1 = l \frac{J_2}{J_1 + J_2}$$

Rigiditățile  $k'_1$  și  $k'_2$  se pot calcula cu relațiile:

$$k'_1 = \frac{I_p G}{l_1} \quad \text{și} \quad k'_2 = \frac{I_p G}{l_2}$$

în care:

- $I_p = \frac{\pi}{32} d^4$  - momentul de inerție polar;
- $G$  - modulul de elasticitate transversal.

Pulsația critică se va calcula cu relația:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{I_p G}{l_1 J_1}} = \sqrt{\frac{I_p G}{l} \cdot \frac{J_1 + J_2}{J_2 J_1}}$$

Pentru atenuarea vibrațiilor torsionale se pot utiliza amortizoare de vibrații cu frecare uscată sau vâscoasă (fig. 7.16).

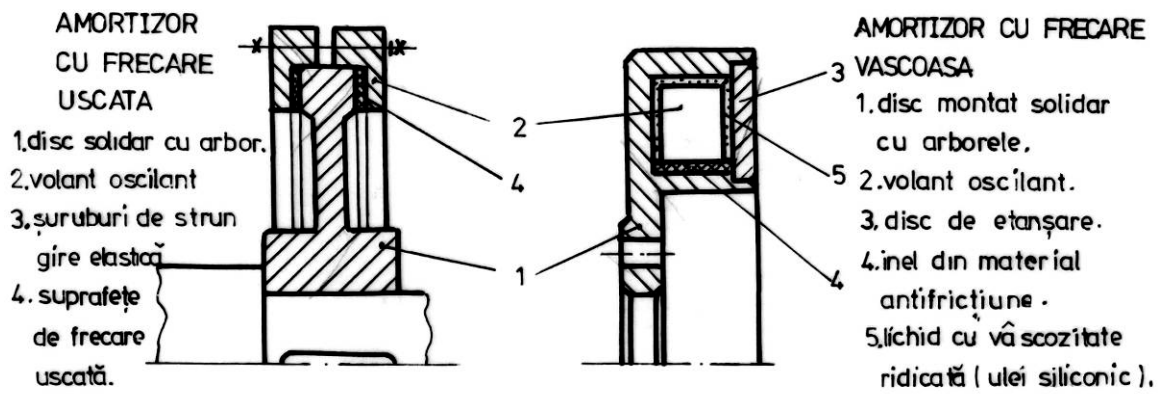


Fig. 7.16



# ORGANELE DE ASAMBLARE ELASTICĂ (ARCURILE)

## 8.1. CARACTERIZARE

### 8.1.1. Domenii de utilizare

Arcurile sunt organe de mașini care, datorită formei constructive și calității de elasticitate ridicată a materialelor din care sunt confecționate, au proprietatea de a se deforma elastic, relativ mult, sub acțiunea sarcinilor exterioare și de a reveni la forma inițială după îndepărtarea acestora. Simultan cu deformarea elastică, arcul înmagazinează lucrul mecanic efectuat de sarcina exterioară, pe care îl poate reda integral sau parțial în perioada de revenire, în funcție de existența forțelor de frecare între elementele componente ale arcului sau în materialul din care acesta este realizat.

Arcul realizează o legătură elastică între două piese sau subansamble, simultan putând îndeplini unul din următoarele roluri funcționale:

- amortizează energia de șoc și vibrațiile (suspensiile de la autovehicule, fundații);
- acumularea energiei și redarea acesteia treptat sau într-un timp foarte scurt (mecanismele aparatelor de măsură, arcurile de la supape);
- exercitarea unor forțe elastice permanente (arcurile de la ambreiaje, supape de siguranță);
- măsurarea sarcinilor prin utilizarea dependenței dintre mărimea acestora și mărimea deformațiilor suferite de arc (dinamometre, chei dinamometrice);
- modificarea frecvenței proprii a ansamblului sau subansamblului în care sunt montate.

### 8.1.2. Clasificarea arcurilor

Criteriul de bază după care se pot clasifica arcurile este solicitarea principală a materialului (a secțiunii de rezistență) a arcului.

a) *arcuri solicitate la încovoiere*

a.1. **arc lamelar simplu** (fig. 8.1)

- încastrat
- simplu rezemat

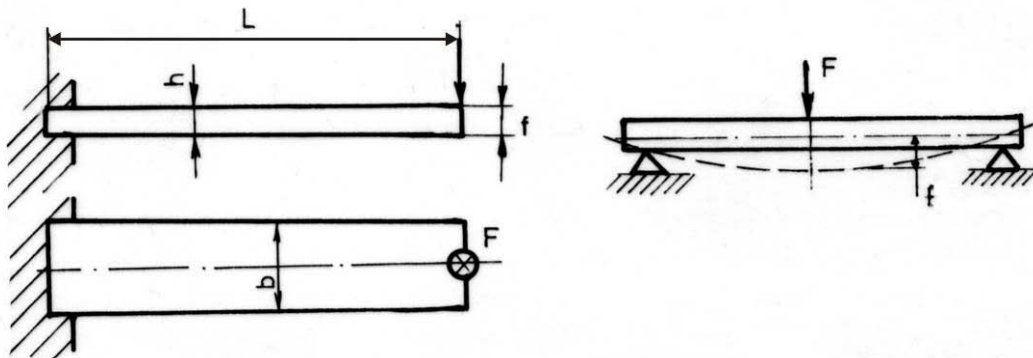


Fig. 8.1

După modul de variație a lățimii  $b$  sau a grosimilor  $h$  a lamelei, arcurile lamelare pot fi: dreptunghiulare, trapezoidale și și elipsoidale. Se folosesc ca arcuri de apăsare elastică continuă, cu forțe relativ mici, la mecanismele cu clichet, la mecanismele de blocare (zăvoare), la diferite aparate electrice (relee, comutatoare), la site vibratoare, la transportoare vibrante etc.

a.2. **arc multilamelar** (fig. 8.2) [ simplu  
dublu

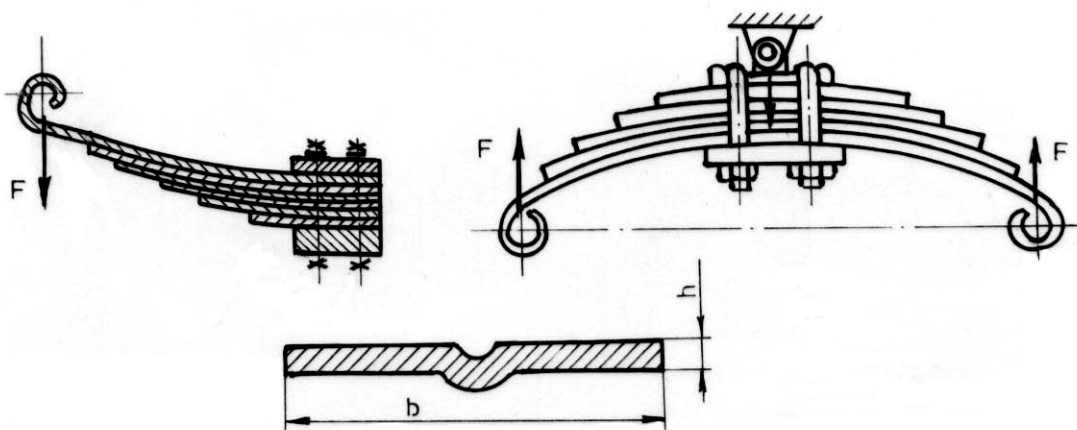


Fig. 8.2

Se realizează prin suprapunerea mai multor lamele de lungimi diferite prinse prin intermediul unei *bride* (legătură de arc), obținându-se astfel participarea simultană a fiecărei lamele componente la preluarea sarcinii exterioare. Capetele lamelei cu lungimea maximă, foaia principală, formează ochiurile de fixare a arcului.

Sunt utilizate, în principal, ca arcuri de suspensie la autovehicule și material rulant, amortizarea șocului obținându-se datorită frecării dintre lamele.

a.3. **arcul elicoidal flexional** (de încovoiere) – fig. 8.3.

Se obține prin înfășurarea unei sârme cu secțiune circulară sau dreptunghiulară pe un cilindru; arcul obținut are capetele astfel fixate încât să poată primi un moment de răsucire în jurul axei de simetrie longitudinală. În acest mod spirele au tendința de a-și micșora diametrul de înfășurare  $D$ , rezultând solicitarea de încovoiere a acestora.

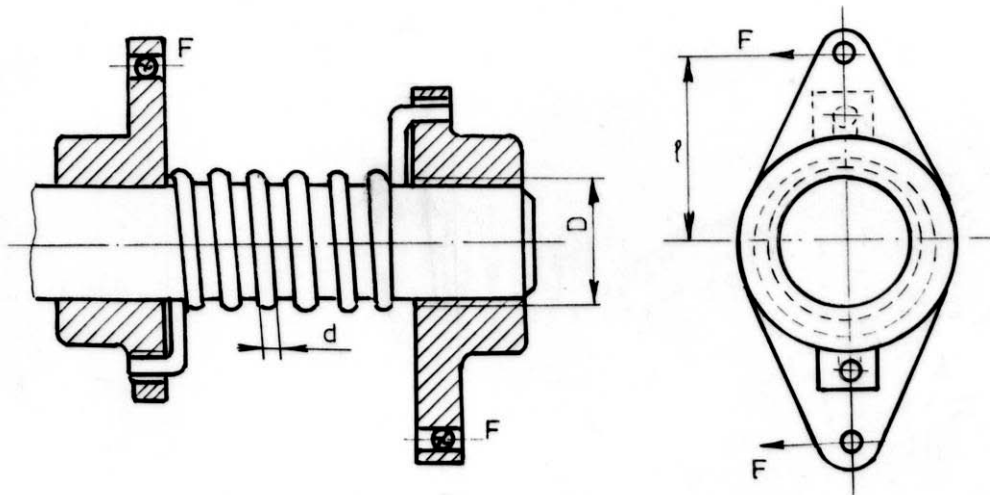


Fig. 8.3

Sunt folosite în scopul înmagazinării și înapoierii lucrului mecanic acumulat sub acțiunea cuplului de răsucire (mecanisme de zăvorâre, cuplaje speciale etc.).

a.4. **arcul disc** (fig. 8.4).

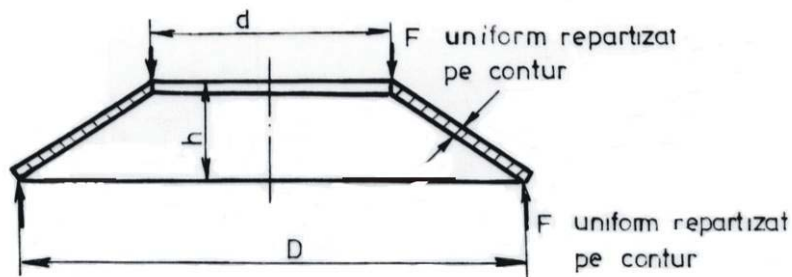


Fig. 8.4

Arcul disc este realizat din unul sau mai multe discuri elastice tronconice. Dimensiunile discurilor sunt standardizate, fiind prevăzute în funcție de rigiditate, două tipuri:

- tipul A – discuri rigide
- tipul B – discuri moi.

Pentru formarea arcului, discurile se pot monta:

- în pachete de discuri suprapuse în același sens (fig. 8.5);

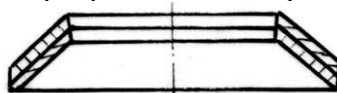


Fig. 8.5

- în coloană prin așezarea alternantă a discurilor (fig. 8.6);



Fig. 8.6



- în coloană de pachete.

Arcurile disc prezintă următoarele avantaje: ocupă spațiu redus, pot prelua sarcini mari la săgeți relativ mici, prezintă siguranță în exploatare, deteriorarea unui disc nu determină scoaterea din uz a arcului.

Se folosesc pentru preluarea șocurilor rare (stanțe, matrite, dispozitive de reglare a preselor hidraulice), la susținerea și ancorarea elastică a unor construcții speciale (furnale, cuptoare), unde arcurile preiau deformațiile termice pentru realizarea unor forțe de apăsare mari.

Calculul arcurilor disc este standardizat.

a.5. **arcu spiral plan** (fig. 8.7).

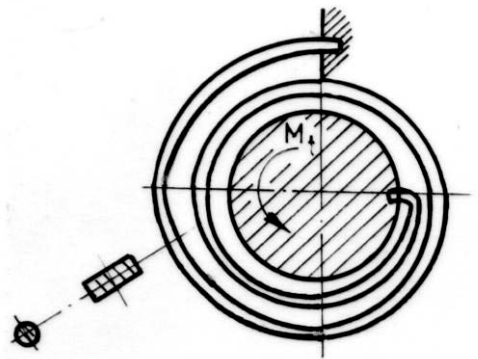


Fig. 8.7

Se realizează din bandă cu secțiune dreptunghiulară, uneori din sârmă, înfășurată după o spirală Archimede.

Prin aplicarea cuplului de răsucire  $M_t$  se micșorează raza de înfășurare, rezultând astfel o solicitare de încovoiere.

Se folosesc ca elemente motoare sau de comandă la aparate de măsură deoarece pot acumula energie relativ mare, la un gabarit redus, cu posibilitatea de redare treptată.

b) *arcuri solicitate la răsucire*

b.1. **arcu bară de torsiune** (fig. 8.8).

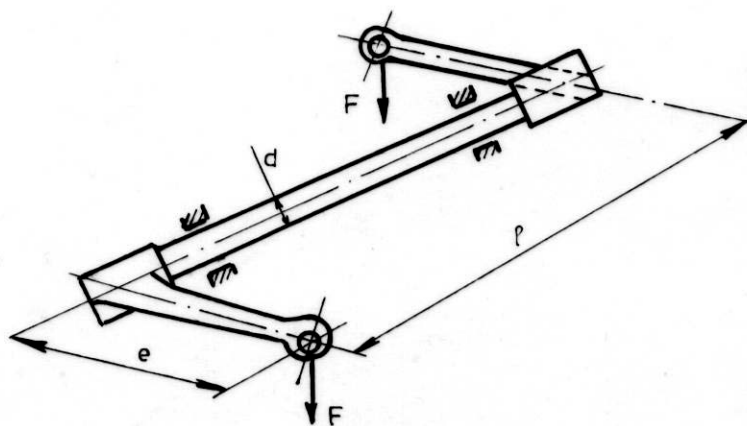


Fig. 8.8

Asemenea arcuri sunt realizate din bare drepte având, cel mai frecvent, secțiunea circulară plină deoarece posedă capacitatea cea mai mare de acumulare a energiei. Se pot utiliza cu un capăt încastrat și cu celălalt liber, la care se montează o manivelă prin care se aplică excentric sarcina de lucru  $F$ , sau cu ambele capete libere la care sunt prevăzute manivelele. În ultimul caz bara se va rezema pe două lagăre.

Se utilizează la suspensia autovehiculelor, la aparate de măsură, la construcția cuplajelor etc.

b.2. arcul elicoidal	cilindric	de tracțiune de compresiune
	conic	
	paraboloidal	

Se formează prin înfășurarea unei sârme sau bare, având secțiunea circulară sau dreptunghiulară, pe o suprafață directoare care poate fi *cilindrică*, *conică*, *paraboloidală* etc.

În construcția de mașini și utilaje se întâlnesc cel mai frecvent cele cilindrice (fig. 8.9) și conice și sunt utilizate în toate scopurile precizate anterior.

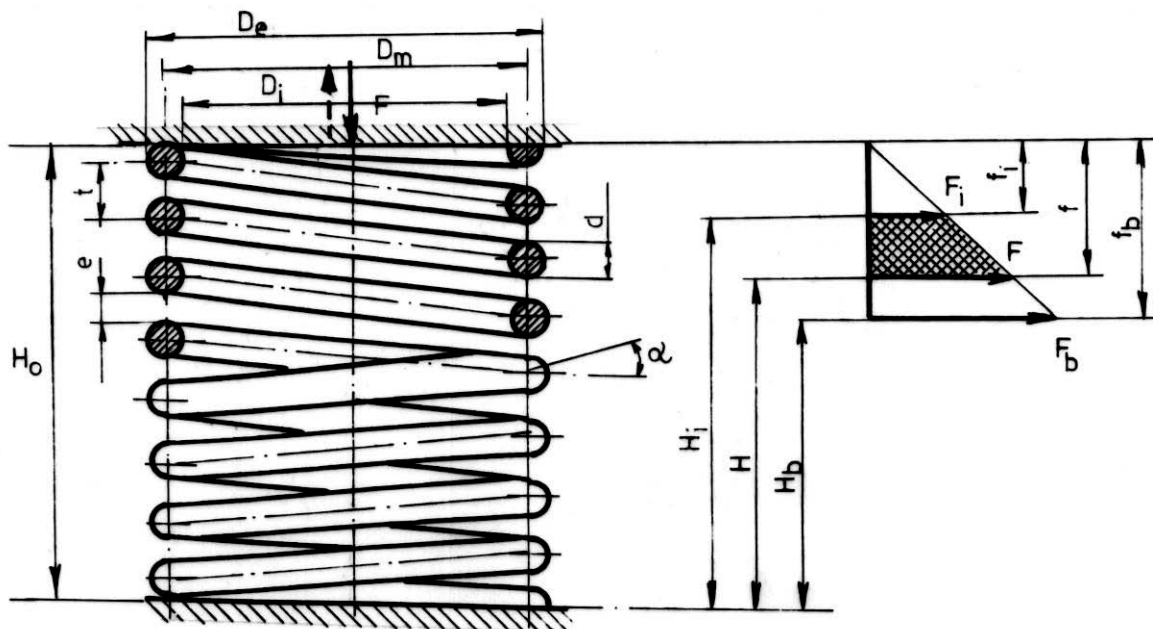


Fig. 8.9

La arcul elicoidal de întindere, în stare liberă, spirele sunt în contact, respectiv pasul de înfășurare este aproximativ egal cu  $d$ , spre deosebire de cel de comprimare la care  $t = d + e$ .

Pentru arcul elicoidal de întindere, capetele sârmei sau barei trebuie astfel realizate încât să poată fi efectuată prinderea arcului.

La arcul elicoidal de compresiune (fig. 8.10), primele spire de la ambele capete sunt în contact, iar ultima spiră este incompletă pentru a se realiza suprafața plană de așezare a arcului, care asigură încărcarea centrică a acestuia. Aceste spire se numesc spire de reazem.

c) arcuri solificate la întindere – comprimare

c.1. arcuri inelare

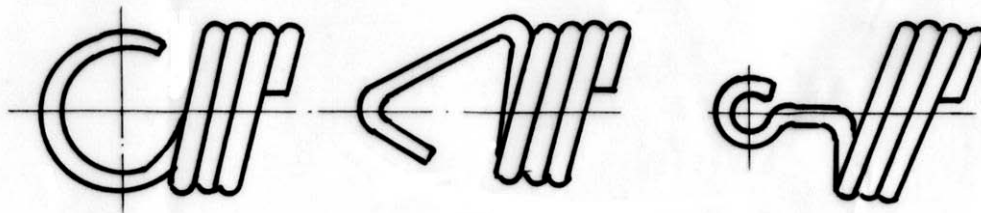


Fig. 8.10

Se compun dintr-o serie de inele exterioare și interioare, suprapuse axial alternant prin suprafețe de contact dublu tronconice, astfel încât forța axială exterioară  $F$  dă naștere la componente radiale care soliciță inelele exterioare la întindere, iar inelele interioare la comprimare (fig.8.11).

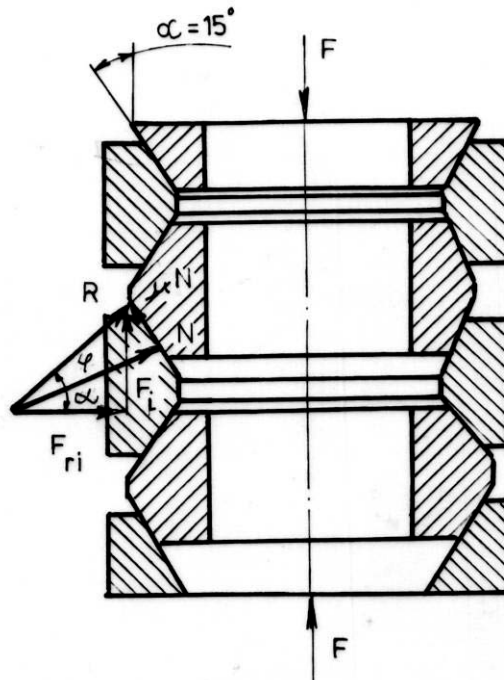


Fig. 8.11

Energia de șoc primită din exterior este transformată pe două căi: prin deformarea elastică a inelelor și prin frecarea dintre ele.

Sunt utilizate atunci când se cere preluată o cantitate mare de energie la un gabarit redus: tamponanele vehiculelor de cale ferată, amortizoare tampon la macarale, amortizoarele de vibrații la ciocanele puenmatice etc.

**d) arcurile din cauciuc**

Arcurile din cauciuc au o capacitate foarte mare de deformare elastică, motiv pentru care ele lucrează la deformații la care legile liniare folosite pentru dimensionarea pieselor din metal își pierd valabilitatea.

Au o foarte bună capacitate de amortizare a șocurilor și vibrațiilor datorată frecărilor interne din material. Urmarea acestor frecări interne este încălzirea arcului, cu

atât mai intensă cu cât conductibilitatea termică a cauciucului este mai scăzută. Efectul încălzirii îl constituie îmbătrânirea materialului care implică scoaterea din funcționare a arcului.

Arcurile din cauciuc își găsesc utilizarea la amortizarea șocurilor și vibrațiilor, la schimbarea pulsației proprii a ansamblului în care sunt incluse, la compensarea erorilor unor lanțuri de dimensiuni etc (fig. 8.12).

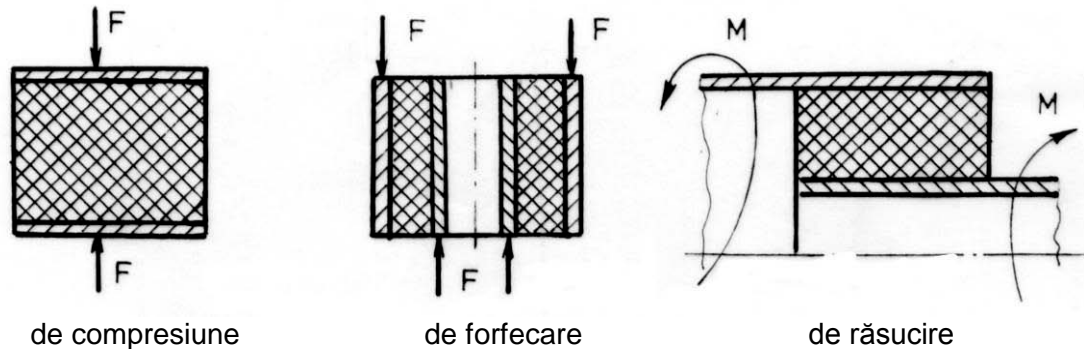


Fig. 8.12

### 8.1.3. Materiale și tehnologie

Condițiile generale cerute arcurilor, respectiv materialului pentru arcuri, sunt: rezistență de rupere ridicată, limită de elasticitate ridicată ( $\sigma_c / \sigma_r$  cât mai apropiat de 1); rezistență mare la oboseală; rezistență termică; rezistență chimică; amagnetism; izolator sau bun conducător de curent electric; dilatare termică redusă; independența comportării elastice de temperatură etc.

Utilizarea materialelor cu rezistență mecanică cât mai mare este legată nu numai de mărimea sarcinilor preluate, ci și de economie de material simultan cu un gabarit cât mai redus (lucrul mecanic înmagazinat sub formă de energie potențială  $\frac{\sigma^2}{E} \cdot V$  sau  $\frac{\tau^2}{G} \cdot V$  să fie cât mai mare la un volum de material cât mai mic).

În funcție de rolul funcțional, de tipul arcului și de dimensiuni, pentru realizarea arcurilor se folosesc semifabricate laminate sau forjate în formă de bare, table, bandă sau sârmă.

Materialele utilizate pentru construcția arcurilor sunt:

- oțeluri carbon de calitate speciale pentru construcția arcurilor: OLC 55A; OLC 65A; OLC 75A; OLC 85A – STAS 795-80;
- oțeluri aliate speciale pentru construcția arcurilor: 56 Si 17A; 60 și 15A; 51 VCr 11A – STAS 795-80;
- oțeluri inoxidabile: 12 Ni Cr 180; 12 Cr 130 – STAS 11514-80;
- materiale metalice neferoase: bronz pentru arcuri (Cu-67; Zn-33), bronz de staniu (Cu-90; Sn-8), bronz de siliciu, bronz de beriliu, Monel K (66-Ni; 31-Cu; 3-Al), Inconel (76-Ni; Cu-16; Fe-8), Inconel X (70-Ni; 16-Cu; 8-Fe; 2,5-Ti),
- ultimele trei materiale sunt recomandate pentru condiții de temperatură ridicate, medii puternic corozive, condiții când se cer proprietăți de amagnetism;
- materiale nemetalice – cauciuc, plută, materiale plastice.

În funcție de forma constructivă și de dimensiuni, arcurile se obțin pornind de la semifabricatele amintite, care apoi se prelucrează prin așchiere mecanică. Calitatea arcului, îndeosebi a celui confecționat din oțel, este dependentă de tratamentul termic adecvat, efectuat anterior construcției arcului (la cele de dimensiuni mici) sau după realizare (la cele de dimensiuni mari).

Rezistența la oboseală a arcului este mult îmbunătățită de rectificarea finală înainte de călire și de protecția împotriva coroziunii.

## 8.2. CARACTERISTICILE ARCURILOR

### 8.2.1. Dependența sarcini - deformații

Reprezentarea grafică a acestor dependențe –  $F = g(f)$  sau  $M_t = h(\theta)$  – poate fi: liniară cu sau fără sarcină inițială, sau neliniară (progresivă sau regresivă) cu sau fără sarcină inițială (fig. 8.13).

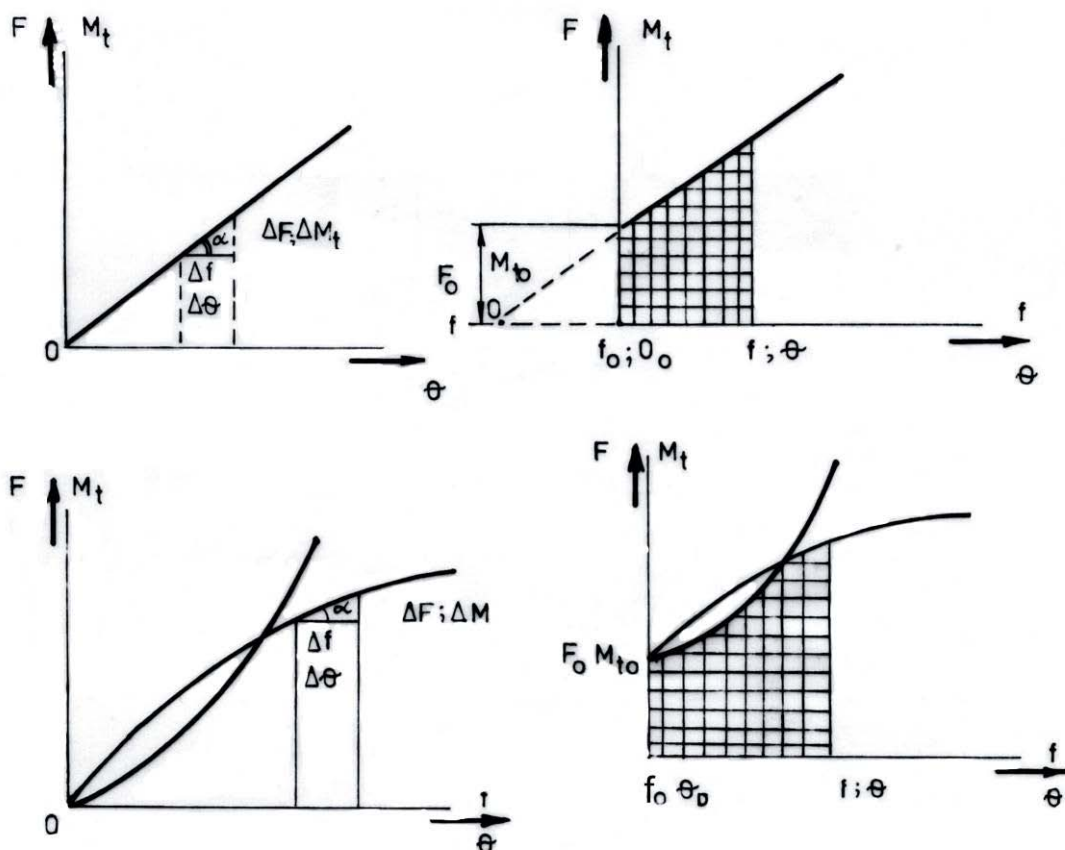


Fig.8.13

Dacă nu există frecări între elementele arcului sau frecări interioare în materialul arcului (arcul lamelar simplu, arcul bară de torsiune, arcul elicoidal flexional, arcul elicoidal de tracțiune sau comprimare, arcul spiral plan etc.), caracteristicile arcului la încărcare și descărcare coincid.

Panta dependenței sarcină-deformație definește rigiditatea arcului:

$$c = \frac{dF}{df} \quad \text{sau} \quad c' = \frac{dM_t}{d\theta}$$

În cazul arcurilor cu dependență sarcină-deformație liniară (cele fără frecări, executate din materiale care se supun legii lui Hooke), rigiditatea este constantă:

$$c = \operatorname{tg} \alpha = \frac{F}{f} \quad \text{sau} \quad c' = \operatorname{tg} \alpha = \frac{M_t}{\theta}$$

La arcurile compuse din elemente suprapuse (arcurile cu foi multiple, arcurile inelare, arcurile disc așezate în pachete sau coloană de pachete) și la arcurile confecționate din materiale la care apar frecări interioare, curba de încărcare nu coincide cu cea de descărcare (caracteristică cu histerezis) – fig. 8.14.

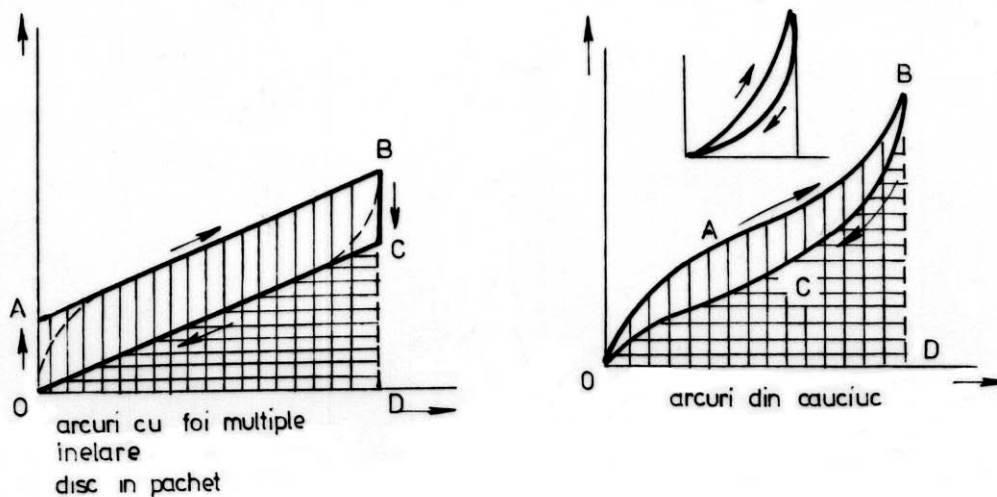


Fig. 8.14

### 8.2.2. Lucrul mecanic (energia) acumulat de arc

Lucrul mecanic (energia) acumulat de arc în procesul de deformare elastică este dat de relațiile:

$$L = W = \int_{f_0}^f F \cdot df \quad \text{sau} \quad L = W = \int_{\theta_0}^{\theta} M_t \cdot d\theta$$

Pentru arcurile cu dependență sarcină-deformație liniară (fig. 8.15):

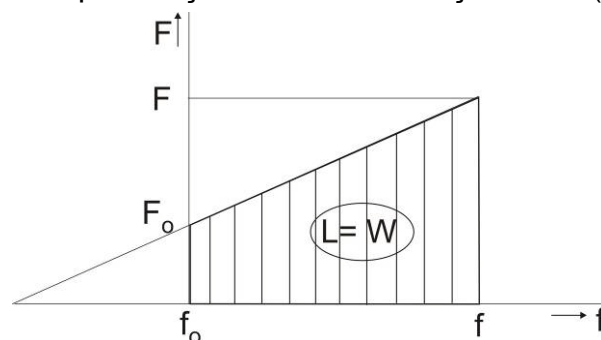


Fig. 8.15

$$L = W = \frac{1}{2}(F + F_0)(f - f_0) \quad \text{sau} \quad L = W = \frac{1}{2}(M_t + M_{t_0})(\theta - \theta_0)$$

$$L = W = \frac{1}{2}F \cdot f \quad \text{sau} \quad L = W = \frac{1}{2}M_t \cdot \theta \quad (F_0 \text{ și } M_{t_0} = 0)$$

În cazul arcurilor la care curba de descărcare nu coincide cu cea de încărcare se poate vorbi de un randament al arcului:

$$\eta_a = \frac{\text{Lucrul mecanic cedat de arc în procesul de revenire}}{\text{Lucrul mecanic înmagazinat de arc la încărcare}}$$

$$\eta_a = \frac{S_{0CD}}{S_{0ABD}}, \text{ respectiv } \eta_a = \frac{S_{0CBD}}{S_{0ABD}}.$$

La procesele vibratorii și de amortizare se consideră coeficientul de amortizare:

$$\delta = \frac{\text{Lucrul mecanic consumat pentru învingerea frecărilor}}{\text{Lucrul mecanic înmagazinat de arc la încărcare}}$$

$$\delta = \frac{S_{0ABCO}}{S_{0ABD}}, \text{ respectiv } \delta = \frac{S_{0ABC0}}{S_{0ABD}}.$$

Pentru toate arcurile prezintă importanță deosebită *gradul de utilizare a materialului*:

$$k_v = \frac{\text{Lucrul mecanic efectiv acumulat de arc}}{\text{Lucrul mecanic maxim (teoretic) pe care l-ar putea acumula volumul de material al arcului}}$$

$$k_v = \frac{L}{2 \frac{\sigma^2}{E} \cdot V} \quad \text{sau} \quad k_v = \frac{L}{2 \frac{\tau^2}{G} \cdot V}.$$

Valoarea coeficientului  $k_v$  (subunitară) reprezintă indicele de apreciere a eficienței utilizării materialului.

### 8.3. ELEMENTE DE CALCUL

Calculul arcurilor urmărește stabilirea următoarelor dependențe :

- a) solicitarea arcului funcție de încărcare sau deformație, pe baza căreia se efectuează verificarea sau dimensionarea arcului;
- b) deformația arcului funcție de încărcare, necesară pentru stabilirea gabariturii locașului în care va funcționa arc;
- c) lucrul mecanic înmagazinat de arc în funcție de încărcare și de deformație sau de solicitare și deformație, pe baza căreia se pot trage concluzii cu privire la eficiența utilizării materialului sau cu privire la eficiența sub aspectul amortizării realizată de arc.

**1. Arcul lamelar, simplu, încastrat** (fig. 8.16):

a) Tensiunea la încovoiere :

$$\sigma_{i_x} = \frac{M_{i_x}}{W_x} = \frac{F(\ell - x)}{\frac{bh^2}{6}} \quad \text{pentru } x = 0 \quad \sigma_{i_{\max}} = \frac{6F\ell}{bh^2} \leq \sigma_{a_i}$$

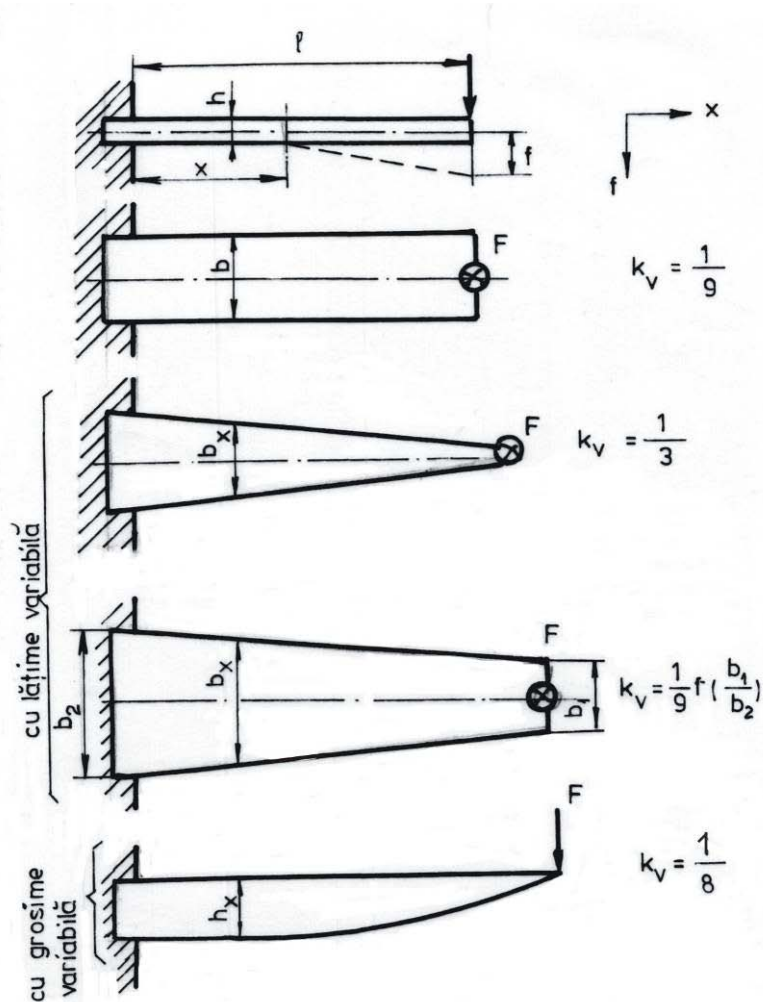


Fig. 8.16

În cazul lamelei cu secțiune constantă apare evidentă utilizarea nerațională a materialului deoarece efortul unitar variind de la valoarea zero (pentru  $x = \ell$ ) la una maximă (pentru  $x = 0$ ).

Pentru dimensionare, se aleg sau sunt impuse :

$$k = \frac{h}{b} = \frac{1}{10} \dots \frac{1}{20} \quad \text{- valori frecvent utilizate}$$

$\ell$  - se adoptă având în vedere rolul funcțional a arcului și domeniul de utilizare, după care se determină cele două dimensiuni ale secțiunii lamelei :

$$b = \sqrt[3]{\frac{6F\ell}{k^2 \cdot \sigma_{a_i}}}, \quad \text{respectiv } h = k b.$$



Forța maximă ce poate fi suportată de arcul cu o secțiune dată și pentru o limită de rezistență stabilită va fi:

$$F = F_{\max} = \frac{bh^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{i_{\max}}}{\ell}$$

b) Deformația arcului se va determina prin dubla integrare a ecuației:

$$\frac{d^2 f_x}{dx^2} = -\frac{M_{i_x}}{EI_z} = +\frac{F(\ell - x)}{EI_z}$$

$$f_x = +\frac{F}{EI_z} \left( \frac{\ell x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + C_1 x + C_2$$

Condițiile la limită impun:  $x = 0; \frac{df_x}{dx} = 0 \Rightarrow C_1 = 0$   
 $x = \ell; f_x = 0 \Rightarrow C_2 = 0$

Săgeata maximă a arcului va avea loc pentru  $x = \ell$ :  $f = \frac{F\ell^3}{3EI_z}$

$$f = \frac{F}{E \cdot \frac{bh^3}{12}} \left( \frac{\ell^3}{2} - \frac{\ell^3}{6} \right) = \frac{12F}{Ebh^3} \cdot \frac{2\ell^3}{6} = 4 \frac{F}{E} \frac{\ell^3}{bh^3}$$

sau :

$$f = 4 \frac{bh^2 \sigma_{i_{\max}}}{6E \ell} \cdot \frac{\ell^3}{bh^3} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_{i_{\max}}}{E} \cdot \frac{\ell^2}{h}$$

c) Lucrul mecanic înmagazinat de arc în perioada de încărcare cu sarcina F :

$$L = \frac{1}{2} F \cdot f = \frac{1}{2} \cdot \frac{bh^2}{6} \frac{\sigma_{i_{\max}}}{E} \cdot \frac{2}{3} \frac{\sigma_{i_{\max}}}{E} \cdot \frac{\ell^2}{h} = \frac{1}{9} \cdot \frac{\sigma_{i_{\max}}^2}{2E} \cdot V$$

Pentru arcul lamelar cu secțiunea constantă (lamelă dreptunghiulară) rezultă :

$$K_V = 1/9.$$

### Concluzii

- arcul lamelar dreptunghiular cu secțiune constantă are cel mai slab coeficient de utilizare volumetrică, dar se execută ușor, motiv pentru care se utilizează frecvent ;

- arcul lamelar dreptunghiular cu grosime  $h_x$  variabilă (parabolică) are un coeficient de utilizare volumetrică foarte bun, dar se execută mult mai greu, motiv pentru care se folosește mai rar;

- arcul lamelar triunghiular are un coeficient de utilizare volumetrică foarte bun, dar nu se poate utiliza cu vârful ascuțit deoarece nu se poate aplica sarcina exterioară pe vârful ascuțit al lamelei, motiv pentru care se folosește frecvent forma tra-

pezoidală pentru  $k_V \approx \frac{1}{9}$ , în funcție de raportul  $b_1/b_2$ .

**2. Arcul elicoidal cilindric, cu secțiunea sârmei (barei) circulară plină** (fig. 8.17). Arcul elicoidal cilindric, cu secțiunea sârmei (barei) circulară plină este standardizat.

a) Solicitățile sârmei (barei) arcului sub acțiunea sarcinii exterioare

Deoarece unghiul de înclinare a spirei este relativ mic ( $6^\circ \dots 9^\circ$ ), solicitările de încovoiere și tracțiune sunt mici și se pot neglija ( $\sin \alpha \approx 0$  și  $\cos \alpha \approx 1$ ).

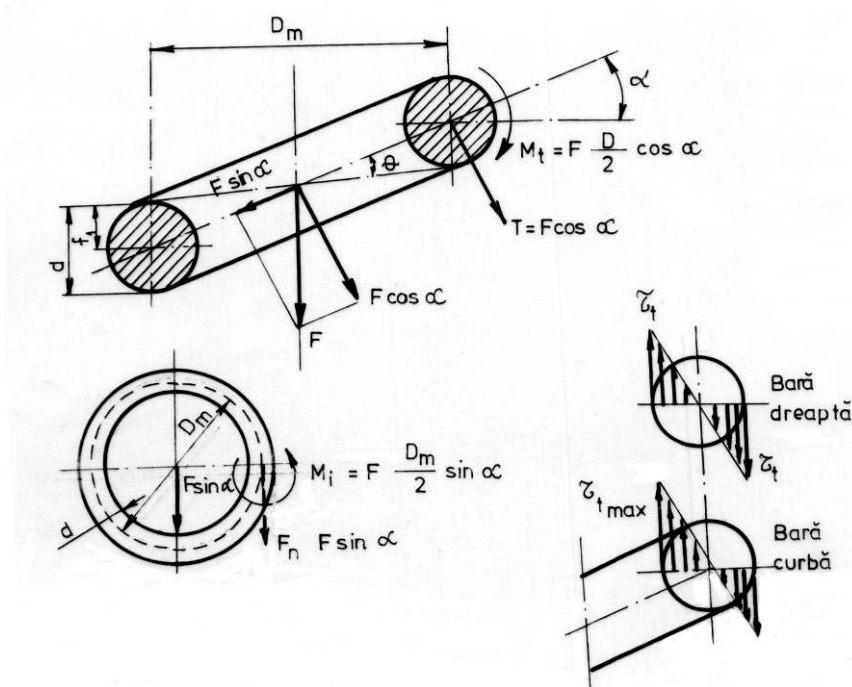


Fig. 8.17

Tensiunea de forfecare este mult mai mică în comparație cu cea de torsiune, motiv pentru care și acesta se poate neglija, rezultând astfel că solicitarea principală a sârmei (barei) este cea de torsiune:

$$\tau_{t_{\max}} = k \tau_t = k \frac{F \cdot \frac{D_m}{2}}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{8F \cdot k D_m}{\pi d^3} \leq \tau_{at}$$

în care  $k = 1 + \frac{1,6}{i}$  coeficient prin care se ține seama că tensiunea de torsiune are o distribuție neuniformă pe periferie datorită curburii spirei; ea este dependentă de indicele arcului  $i = \frac{D_m}{d}$  - pentru care stas-ul indică valorile:  $i = 4 \dots 16$  pentru arcurile realizate la rece și  $i = 4 \dots 10$  pentru arcurile realizate la cald.

Relația de dimensionare a sârmei (barei) din care se va realiza arcul va fi:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8Fki}{\pi \tau_{at}}}, \text{ respectiv } D_m = id.$$

Forța maximă de care este capabil arcul având diametrul sârmei (barei) și diametrul de înfășurare date și pentru o valoare maximă a tensiunii de torsiune stabilită, va fi:

$$F_{\max} = F = \frac{\pi}{8k} \cdot \frac{d^3}{D_m} \tau_{t_{\max}}$$

b) Deformația arcului rezultă ca urmare a comprimării acestuia sub acțiunea sarcinii exterioare. Săgeata totală va fi:

$$f = nf_1 = n \frac{1}{2} D_m \theta = \frac{1}{2} D_m \frac{M_t \ell_1}{G I_p} n = \frac{1}{2} D_m \frac{F \frac{D_m}{2} \cdot \pi D_m}{G \cdot \frac{\pi d^4}{32}} \cdot n_a = \frac{8 F D_m^3 n_a}{G d^4}$$

în care  $n_a$  reprezintă numărul de spire active ale arcului.

Relația săgeții arcului în funcție de solicitare va fi:

$$f = 8 \frac{\pi d^3}{8k D_m} \tau_{t_{\max}} \frac{D_m^3 n_a}{G d^4} = \frac{\pi \tau_{t_{\max}} D_m^2}{k G d} n_a$$

c) Lucrul mecanic acumulat de arc sub acțiunea sarcinii exterioare:

$$L = \frac{1}{2} F \cdot f = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{8k} \frac{d^3}{D_m} \tau_{t_{\max}} \cdot \frac{\pi \tau_{t_{\max}} D_m^2 \cdot n_a}{k G d} = \frac{1}{2k^2} \cdot \frac{\tau_{t_{\max}}^2}{2G} V ; k_V = \frac{1}{2k^2}$$

## 8.4. ELEMENTE CONSTRUCTIVE

### 8.4.1. Elemente constructive pentru arcurile elicoidale de compresiune

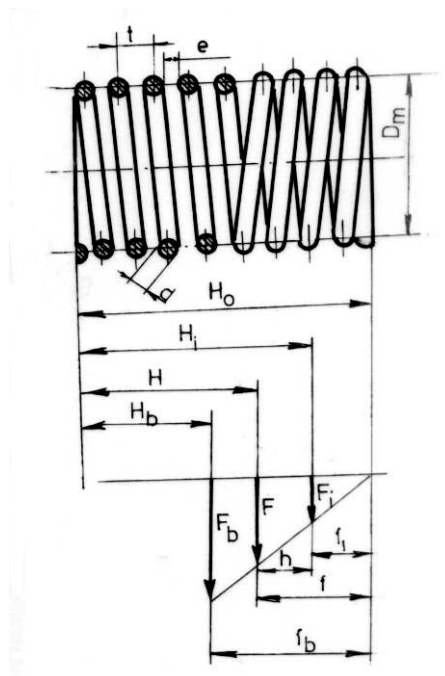


Fig. 8.18

Numărul total al spirelor arcului :  $n_t = n_a + n_r$

unde:  $n_a$  – numărul de spire active și  $n_r$  – numărul de spire de reazem.

$$n_a \leq 7 \Rightarrow n_r = 1,5$$

$$n_a > 7 \Rightarrow n_r = 1,5 \dots 3,5$$

Conform schemei din fig. 8.18 :

$$t \geq 1,5d$$

$$\frac{D_m}{4} + 0,2 \leq t \leq \frac{2}{3}D_m$$

$$H_0 = n \cdot t + (n_r - 0,5)d$$

$$H = H_0 - f = (n - 1)e_{\min} + (n_r - 0,5)d + nd$$

$$H_b = n_t d$$

$$h = f - f_i = \frac{8D_m^3 n}{Gd^4} (F - F_i) \text{ - cursa arcului}$$

$$L = \frac{1}{2}(F_i + F)h$$

$l \approx \pi D_m n_t / \cos \alpha$  - lungimea sârmei (barei) din care se confecționează arcul.

#### 8.4.2. Elemente constructive pentru arcurile elicoidale cilindrice de tracțiune

Folosind schema din fig. 8.19:

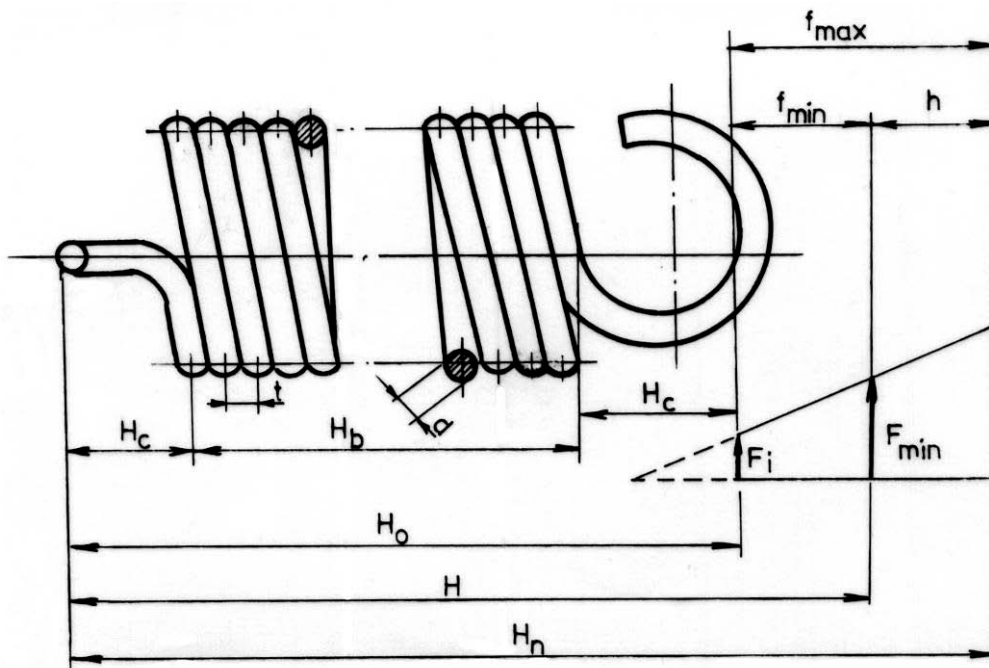


Fig. 8.19

$t = 1,25d$  - pentru arcuri montate fără pretensionare

$t = d$  – pentru arcuri montate tensionat

$F_i$  – forța inițială de pretensionare

$$H_0 = 2H_c + (n + 1)d$$

$$H = H_0 + f_{\min}$$

$$H_n = H_0 + f_{\max}$$

$$h = f_{\max} - f_{\min} = 8 \frac{D_m^3 n}{Gd^4} (F_{\max} - F_{\min})$$