

VIORICA CONSTANTIN

VASILE PALADE

**ORGANE DE MAȘINI
ȘI MECANISME
VOLUMUL I**



**EDITURA FUNDAȚIEI UNIVERSITARE
“Dunărea de Jos” Galați**

Viorica CONSTANTIN

Vasile PALADE

ORGANE DE MAȘINI ȘI MECANISME

Colecția Științe inginerești

Prezenta lucrare face o simbioză între mecanisme și părțile componente ale acestora – organele de mașini, reținând din partea de mecanisme numai elementele necesare înțelegerii funcționării și proiectării mașinilor.

Organe de mașini și mecanisme este o disciplină de cultură tehnică generală cu caracter tehnic și aplicativ care are ca scop studierea elementelor componente ale mașinilor și mecanismelor, cu luarea în considerație a legăturilor și interdependenței dintre ele, a satisfacerii rolului funcțional, al siguranței în exploatare și al cerințelor de execuție și montaj, în vederea stabilirii factorilor caracteristici ai fiecărui organ de mașină. Această disciplină contribuie la formarea orizontului tehnic și interdisciplinar al viitorului specialist, la deprinderea lui cu metodele inginerești științifice de abordare și soluționare a problemelor din construcția de mașini.

Lucrarea se adresează tuturor studenților secțiilor cu profil tehnic, proiectanților și inginerilor din exploatare. Materialul este concis, explicit și prezintă toate elementele necesare înțelegerii unei proiectări corecte.

ISBN 973-627-164-1

VIORICA CONSTANTIN

VASILE PALADE

**ORGANE DE MAȘINI
ȘI MECANISME
VOLUMUL I**

**Editura Fundației Universitare
„Dunărea de Jos”- Galați, 2004**

UNIVERSITATEA „DUNĂREA DE JOS” DIN GALAȚI
FACULTATEA DE MECANICĂ

Editura Fundației Universitare „Dunărea de Jos” Galați
Este acreditată de CNCSIS

Control științific:
Prof.univ.dr.ing. Constantin Fălticeanu

Tehnoredactare computerizată ing. Vasile PALADE
Grafica: Elena ZOTA

Editura Fundației Universitare
“Dunărea de Jos”, Galați, 2004

www.editura.ugal.ro
[editura @ugal.ro](mailto:editura@ugal.ro)

ISBN 973-627-164-1

INTRODUCERE

Mașina este creația tehnică a omului, alcătuită dintr-un complex de corpuri materiale cu mișcări relative determinate, servind la transformarea unei forme de energie în lucru mecanic (*mașina de lucru*) sau la transformarea unei forme de energie în altă formă de energie (*mașina energetică*).

Mașina de lucru transformă energia mecanică în lucru util, prin aceasta realizându-se:

- schimbarea formei și dimensiunilor obiectului – mașinile tehnologice (mașini unelte, mașini textile, agricole, de construcție);
- schimbarea poziției obiectului – mașinile de ridicat și transportat;
- înlocuirea activității intelectuale a omului – mașinile cibernetice;
- controlarea activităților altor mașini – mașinile de conducere și control.

Mașina energetică transformă o formă de energie disponibilă în energia mecanică necesară acționării mașinii de lucru, în cazul motoarelor (motoare termice, hidraulice, electrice, pneumatice etc.) sau transformă energia mecanică în alt tip de energie, în cazul generatoarelor (generatoare electrice, hidraulice, pneumatice).

Mecanismele sunt părți componente ale mașinilor servind la transmiterea mișcării sau la transformarea ei în altă mișcare necesară.

Legătura între mașina energetică și mașina de lucru se poate face direct sau prin mecanisme denumite *transmisii* (mecanice, hidraulice, pneumatice, electrice etc.).

Atât mașinile cât și mecanismele sunt constituite din părți elementare cu funcții distincte denumite *organe de mașini* (șuruburi, roți, arbori etc.), ce pot fi studiate, proiectate și executate independent. Organele de mașini se împart în:

- organe de mașină de uz general (șuruburi, arbori etc.);
- organe de mașină speciale (valțuri de laminoare, cuțite de foarfeci, rotoare de turbine etc.).

CUPRINS

INTRODUCERE	7
1. STRUCTURA MECANISMELOR	9
1.1 Element cinematic	9
1.2 Cuplă cinematică	10
1.3 Lanț cinematic	13
1.4 Mecanism	15
1.5 Analiza structurală a mecanismelor plane	20
1.5.1 Transformarea mecanismelor	20
1.5.2 Principiul formării mecanismelor plane	21
2. ELEMENTE GENERALE CE STAU LA BAZA PROIECTĂRII ORGANELOR DE MAȘINI	25
2.1 Materiale utilizate în construcția de mașini	25
2.1.1 Clasificarea materialelor și domenii de utilizare	25
2.1.2 Criterii de alegere a materialelor	31
2.1.3 Comportarea materialelor la solicitări statice	32
2.1.4 Comportarea materialelor la solicitări variabile	35
2.2 Calculul de rezistență al organelor de mașini	42
2.2.1 Siguranța la tensiuni limită	42
2.2.2 Calculul de rezistență la solicitări statice	43
2.2.3 Calculul de rezistență la solicitări variabile	43
2.3 Noțiuni de tribologie	46
2.3.1 Frecare, ungere, uzură	46
2.3.2 Clasificarea contactelor	51
2.3.3 Calculul presiunii de contact în cazul contactelor concentrate	51
2.3.4 Calculul presiunii de contact și a pierderilor de energie în cazul contactelor de suprafață	55
2.3.5 Frecarea în cuplele cinematice	55
3. ASAMBLĂRI	60
3.1 Generalități	60
3.2 Asamblări demontabile	63
3.2.1 Asamblări filetate	63
3.2.2 Asamblări cu pene	88
3.2.2.1 Clasificare	88

3.2.2.2	Pene longitudinale înclinate	89
3.2.2.3	Pene longitudinale paralele	91
3.2.3	Asamblări cu caneluri	92
3.2.4	Asamblări cu știfturi	94
3.2.5	Asamblări prin strângere directă	97
3.2.6	Asamblări cu clemă	102
3.2.7	Asamblări cu strângere pe con cu șurub	104
3.2.8	Asamblări elastice	105
3.2.8.1	Rol, clasificare, caracteristici	105
3.2.8.2	Arcul elicoidal	113
3.2.8.3	Arcul cu foi	116
3.2.8.4	Arcul spirală plană	122
3.2.8.5	Arcul bară de torsiune	124
3.3	Asamblări nedemontabile prin sudare	125
3.3.1	Generalități, clasificare	125
3.3.2	Principii de calcul	128
3.3.3	Exemple de calcul a sudurilor	130
4.	TRANSMISII PRIN CURELE ȘI LANȚURI	136
4.1	Transmisii prin curele	136
4.1.1	Noțiuni generale	136
4.1.2	Elemente geometrice și cinematice	138
4.1.3	Forțe și tensiuni în ramurile curelei	139
4.1.4	Calculul curelelor late	144
4.1.5	Transmisii prin curele trapezoidale	145
4.1.6	Transmisii prin curele dințate	150
4.2	Transmisii prin lanțuri	154
4.2.1	Noțiuni generale	154
4.2.2	Elemente geometrice și cinematice	156
4.2.3	Elemente de calcul	158
5.	TRANSMISII PRIN ROȚI DE FRICTIUNE. VARIATOARE DE TURAȚIE	161
5.1	Transmisii prin roți de fricțiune	161
5.1.1	Noțiuni generale	161
5.1.2	Elemente de calcul	164
5.2	Variatoare de turație	165
5.2.1	Noțiuni generale	165
5.2.2	Tipuri de variatoare de turație	166
BIBLIOGRAFIE		170

Capitolul 1

STRUCTURA MECANISMELOR

1.1 Element cinematic

Elementul cinematic este un corp material component al mecanismului care atunci când este mobil, are rolul de a permite transmiterea mișcării și a forței. În teoria mecanismelor noțiunile de element cinematic și organ de mașină (ex. : pistonul, biela, manivela, cama, roata dințată, cureaua etc.) sunt sinonime.

Elementele cinematice se clasifică după următoarele criterii:

a) După natura fizică:

- elemente rigide (fig.1.1a) – considerate nedeformabile, formate dintr-o singură piesă (organ de mașină) sau mai multe organe de mașină

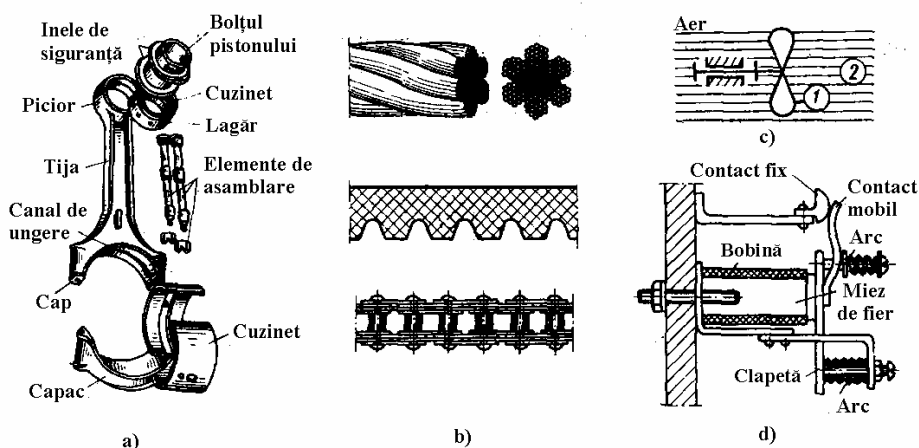


Fig. 1.1

asamblate între ele astfel ca ansamblul obținut să constituie un rigid (ex. biela unui motor reprezintă un singur element cinematic deși este formată din mai multe piese componente);

- elemente flexibile (cabluri, curele, lanțuri), folosite pentru

transmiterea la distanță a mișcării și implicit a puterii mecanice (fig.1.1b);

- elemente lichide (apa la pompe și prese hidraulice, uleiul la prese de puteri mari) ;

- elemente gazoase (aerul comprimat utilizat la uneltele pneumatice) – fig.1.1c;

- elemente electrice (câmpul electromagnetic) – fig.1.1d.

b) *După rangul lor:*

Prin rang (notat cu j) se înțelege numărul legăturilor pe care un element cinematic le are cu elementele vecine.

- elemente simple ($j \leq 2$) din categoria cărora fac parte elementele monare ($j=1$) și cele binare ($j=2$);

- elemente complexe ($j > 2$) din categoria cărora fac parte elementele ternare ($j=3$) și polinare ($j > 3$).

c) *După legea de mișcare:*

- elemente conducătoare – elemente mobile cu legi de mișcare cunoscute;

- elemente conduse – elemente mobile a căror legi de mișcare depind de legea de mișcare a elementului conducător.

1.2 Cuplă cinematică

Cupla cinematică reprezintă legătura mobilă, directă dintre două elemente cinematice, realizată în scopul limitării libertăților de mișcare relative dintre acestea și transmiterii mișcării de la un element la altul.

Legătura se poate realiza continuu sau periodic și are loc pe o suprafață, linie sau punct.

1.2.1 Clasificarea cuplelor cinematice

a) *Din punct de vedere structural* cuplele cinematice se împart în cinci clase după numărul *gradelor de libertate* interzise de cuplă.

Gradul de libertate reprezintă numărul parametrilor scalari independenți necesari pentru a determina, la un moment dat, poziția unui corp în raport cu un sistem de referință.

Un corp liber în spațiu are 6 grade de libertate ce corespund

componentelor pe cele trei axe Ox , Oy , Oz ale vectorului translație \vec{v} și a vectorului de rotație instantanee $\vec{\omega}$ ale mișcării sale. (fig.1.2)

Cele 6 libertăți de mișcare pot fi limitate introducând anumite condiții de legătură care pot suprima mișcarea într-o direcție sau pot impune o relație între mărimile unor componente ale translației și rotației instantanee.

Dacă se notează cu L numărul gradelor de libertate pe care cupla cinematică le permite elementelor ei ($0 \leq L \leq 6$) și cu m numărul mișcărilor anulate de cuplă ($1 \leq m \leq 5$), rezultă relația:

$$L = 6 - m \quad (1.1)$$

Clasa cuplei cinematice este dată de numărul mișcărilor anulate m . Ținând cont de aceste considerente se disting următoarele tipuri de cuple cinematice:

- cuple cinematice de clasa I (fig.1.3a) notate cu C_1 și care suprimă elementelor un grad de libertate ($m=1$);
- cuple cinematice de clasa II-a (fig.1.3b, c) notate cu C_2 și la care $m=2$;
- cuple cinematice de clasa III-a (fig.1.3d, e, f) notate cu C_3 și la care $m=3$;
- cuple cinematice de clasa IV-a (fig.1.3g, h) notate cu C_4 și la care $m=4$;
- cuple cinematice de clasa V-a (de rotație fig.1.3i, de translație fig.1.3j și cupla șurub-piuliță fig.1.3k) notate cu C_5 și la care $m=5$.

b) *Din punct de vedere geometric* (după natura contactului dintre elemente) se disting:

- cuple cinematice inferioare, la care contactul se realizează pe o suprafață (fig.1.3d, e, f, g, h, i, j, k);

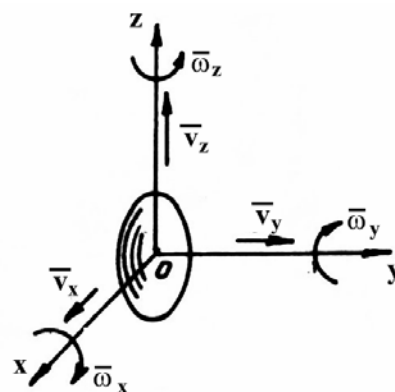


Fig. 1.2

- cuple cinematice superioare, la care contactul se face pe o linie (fig.1.3b, c) sau într-un punct (fig.1.3a).

Clasa cuplei	m	L	Tipul cuplei cinematice		
I	1	5			
II	2	4			
IV	4	2			
V	5	1			

Fig. 1.3

c) Din punct de vedere cinematic cuplele cinematice se împart în:
 - cuple cinematice plane care permit elementelor mișcări într-un singur plan sau în plane paralele (fig.1.3f, g, h, i, j);

- cuple cinematice spațiale, care permit mișcarea în spațiu a elementelor (fig.1.3a, b, c, d, e).

d) *Din punct de vedere constructiv* se disting:

- cuple cinematice închise, la care contactul dintre elemente se asigură printr-o ghidare permanentă (fig.1.3b, d, e, g, h, i, j, k).

- cuple cinematice deschise, la care contactul dintre elemente se asigură prin forță (fig.1.3a, c, f).

Pentru **stabilirea clasei unei cuple cinematice** se procedează în felul următor:

- se fixează unul din elementele cuplei;

- se atașează celuiilalt element un sistem triortogonal de axe $Oxyz$ și i se studiază posibilitățile de mișcare.

Clasa cuplei cinematice va fi dată de numărul mișcărilor anulate, m (ex. în fig.1.3a este reprezentată o sferă pe un plan. Aceasta este o cuplă cinematică spațială, deschisă, superioară, de clasa I, deoarece $m = 1$).

Cuplele cinematice se reprezintă grafic prin semne convenționale (fig.1.3)

1.3 Lanț cinematic

Lanțul cinematic reprezintă un ansamblu de elemente mobile legate între ele prin cuple cinematice de diferite clase. Toate elementele lanțului fiind mobile, folosirea lui în tehnică este posibilă numai după ce i s-a fixat unul din elemente.

1.3.1 Clasificarea lanțurilor cinematice

a) După rangul elementelor componente:

- lanțuri simple, constituite din elemente de rang $j \leq 2$ (fig.1.4a, b, d, e, f);

- lanțuri cinematice complexe, care au în componența lor cel puțin un element de rang $j \geq 3$ (fig.1.4c).

b) După formă:

- lanțuri cinematice deschise (fig.1.4a, b, c, e);

- lanțuri cinematice închise (fig.1.4d, f);

c) După felul mișcării elementelor:

- lanțuri cinematice plane, ale căror elemente au mișcări într-un singur plan sau în plane paralele (fig.1.4a, b, c, d).

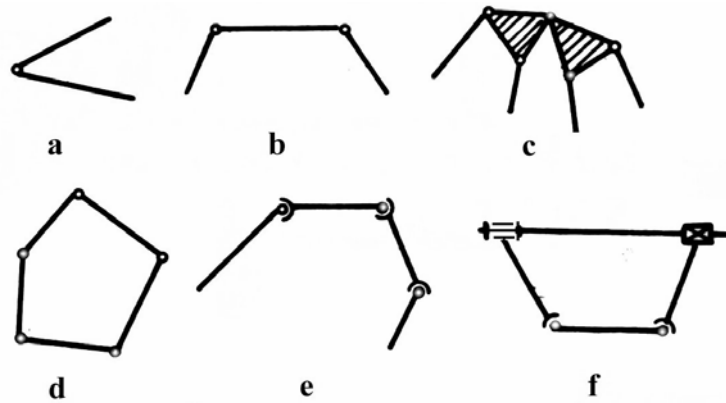


Fig. 1.4

- lanțuri cinematice spațiale, la care cel puțin un singur element are o mișcare într-un plan diferit de al celorlalte elemente (fig.1.4e, f).

1.3.2 Formula structurală a lanțurilor cinematice

Gradul de libertate al unui lanț cinematic este dat de numărul gradelor de libertate ale elementelor componente.

Se consideră că în structura unui lanț cinematic intră e elemente cinematice și C_m cuple cinematice de clasa m ($m=1, 2, \dots, 5$). Gradul de libertate al unui astfel de lanț cinematic se obține scăzând din numărul total al mișcărilor celor e elemente considerate libere în spațiu, numărul total de restricții de mișcare introdu-se de C_m cuple cinematice, adică:

$$L = 6e - \sum_{m=1}^5 m \cdot C_m \quad (1.2)$$

Pentru un lanț cinematic cu mișcare plană rezultă:

$$L = 3e - \sum_{m=4}^5 (m-3) \cdot C_m \quad (1.3)$$

sau

$$L = 3e - 2C_5 - C_4$$

1.4 Mecanism

Mecanismul este un lanț cinematic închis, cu un element fix (sau presupus fix), care are proprietatea că pentru o mișcare dată unuia sau mai multor elemente în raport cu elementul fix, toate celelalte elemente au mișcări univoc determinate. Se spune astfel că mecanismul este desmodrom.

1.4.1 Clasificarea mecanismelor

a) După posibilitățile de mișcare ale elementelor:

- mecanisme plane (fig.1.5);
- mecanisme spațiale.

b) După varianta constructivă:

- mecanisme mecanice
 - cu pârghii (fig.1.5a, b, c);
 - cu came (fig.1.5d, e);
 - cu roți (fig.1.5f, g);
 - cu elemente flexibile.

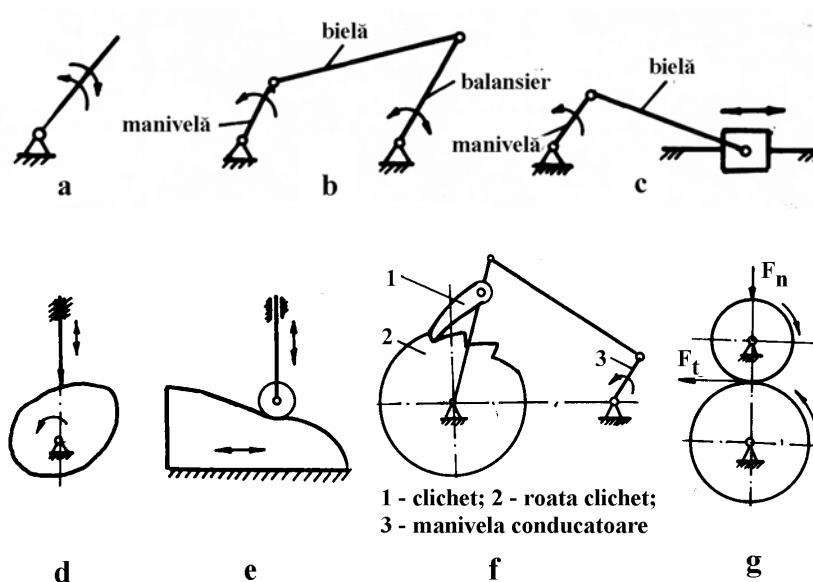


Fig. 1.5

- mecanisme hidraulice;
- mecanisme pneumatice;
- mecanisme electrice;

- mecanisme electronice.

c) După destinație:

- mecanisme de strângere;
- mecanisme de blocare;
- mecanisme de cuplare;
- mecanisme de reglare;
- mecanisme de frânare;
- mecanisme de prindere;
- mecanisme de inversare;
- mecanisme de acționare;
- mecanisme de oprire-pornire etc.

1.4.2 Grad de mobilitate

Deoarece mecanismul este un caz particular al lanțului cinematic, când un element al acestuia este fix, se va introduce noțiunea de grad de mobilitate în loc de grad de libertate.

Prin *grad de mobilitate* al unui mecanism se înțelege numărul posibilităților sale de mișcare sau al gradelor de libertate ale elementelor mobile în raport cu elementul fix.

Unul din elementele lanțului cinematic al mecanismului fiind fix, rezultă că din numărul total de elemente e se scade unul.

Relația (1.2) devine:

$$M = 6(e - 1) - \sum_{m=1}^5 m \cdot C_m \quad (1.4)$$

Dacă se notează $e - 1 = n$ (n - numărul de elemente mobile), rezultă:

$$M = 6n - \sum_{m=1}^5 m \cdot C_m \quad (1.5)$$

Pentru mecanismele plane relația (1.5) devine:

$$M = 3n - \sum_{m=1}^3 (m - 3) \cdot C_m = 3n - 2C_5 - C_4 \quad (1.6)$$

Determinarea gradului de mobilitate al unui mecanism este o operație obligatorie deoarece valoarea sa arată dacă mecanismul

funcționează ($M > 0$) sau nu ($M \leq 0$) și indică numărul elementelor conducătoare necesare îndeplinirii condiției de desmodromie.

1.4.3 Excepții în determinarea gradului de mobilitate

În structura mecanismelor, pe lângă elementele și cuplele cinematice care stabilesc caracterul mișcării, pot interveni uneori elemente și cuple care nu au influență asupra mișcării celorlalte elemente.

a) *Elementele cinematice pasive* îndeplinesc un triplu rol și anume: consolidează mecanismul, ușurează trecerea prin pozițiile extreme și evită rigidizarea sa temporară sau inversarea mișcării.

La stabilirea gradului de mobilitate al unui mecanism, elementele cinematice pasive împreună cu cuplele aferente se exclud din calcul.

Exemplu: Mecanismul patrulater consolidat (fig.1.6).

$$M = 3n - 2C_5 - C_4$$

Greșit:

$$n = 4; C_5 = 6 (A_0; A; B; B_0; C; D);$$

$$C_4 = 0$$

$$M = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0$$

Corect:

$$n = 3; C_5 = 4 (A_0; A; B; B_0); C_4 = 0$$

$$M = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$$

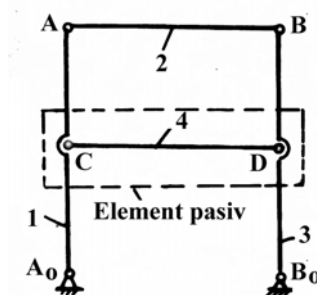


Fig. 1.6

b) *Elemente cu mișcare de prisos*

În general acest rol este îndeplinit de role, care sunt introduse în construcția mecanismelor cu scopul de a micșora frecarea, prin înlocuirea frecării de alunecare cu frecarea de rostogolire. La stabilirea gradului de mobilitate al unui astfel de mecanism elementele cinematice cu mișcare de prisos, împreună cu cupla de rotație proprie, se exclud din calcul.

Astfel, la mecanismul cu camă și tachet cu rolă (fig.1.7), rola 2 se poate roti în jurul axei sale fără a influența caracterul mișcării mecanismului.

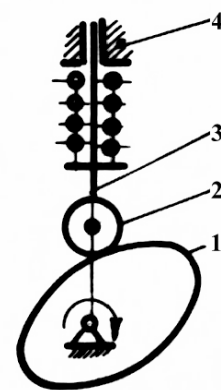


Fig. 1.7

Din punct de vedere cinematic rola poate fi îndepărtată sau rigidizată, fără a se perturba caracterul mișcării.

$$M = 3n - 2C_5 - C_4$$

Greșit: $n = 3$; $C_5 = 3$ (0-1; 2-3; 3-4); $C_4 = 1$ (1-2)

$$M = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2$$

Corect: $n = 2$ (se elimină rola 2); $C_5 = 2$ (0-1; 3-4); $C_4 = 1$ (1-3)

$$M = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$$

c) *Cuple cinematice pasive* au rol de a consolida construcția mecanismelor și nu introduc condiții suplimentare de legătură față de cuplele existente. Prezența lor este impusă de necesitatea consolidării construcției. La stabilirea gradului de mobilitate acestea se exclud din calcul.

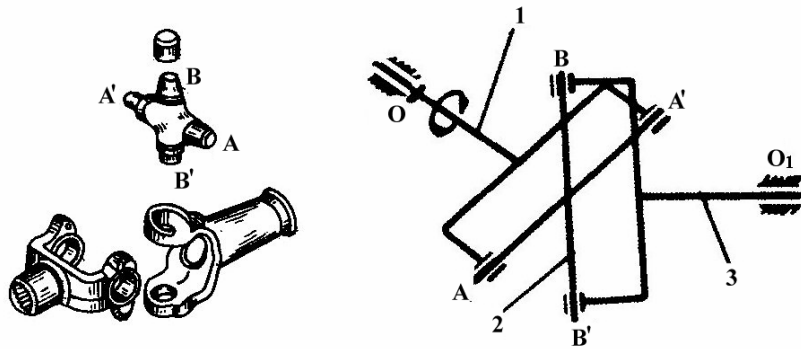


Fig. 1.8

Exemplu:

Mecanismul cardanic (fig.1.8)

$$M = 3n - 2C_5 - C_4$$

Greșit: $n = 3$; $C_5 = 6$ (O; O₁; A; A'; B; B'); $C_4 = 0$

$$M = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 6 = -3$$

Corect: $n = 3$; $C_5 = 4$ (O; O₁; A; B); $C_4 = 0$;

$$M = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$

d) *Articulații multiple*

Cupla de rotație ce leagă mai mult de două elemente cinematice se numește cuplă de rotație multiplă. O cuplă multiplă este echivalentă cu „ p ” cuple simple.

$$p = i - 1 \quad (1.7)$$

unde i reprezintă numărul elementelor cinematice incidente în cuplă. La stabilirea gradului de mobilitate al unui mecanism cuplele multiple vor fi transformate mai întâi în cuple simple și apoi considerate în calculul mobilității mecanismului.

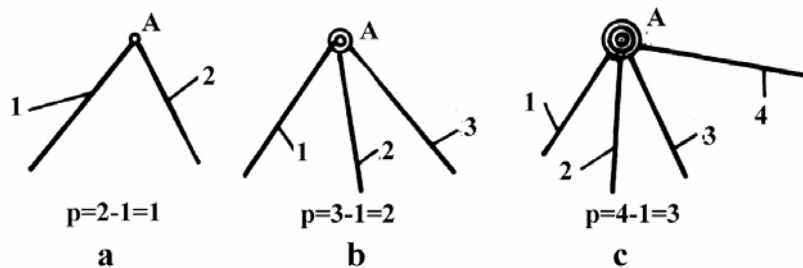


Fig. 1.9

În fig.1.9 se arată reprezentarea articulațiilor simple (a), duble (b) și triple (c).

Exemplu: Mecanismul concasorului cu fălci (fig.1.10).

$$M = 3n - 2C_5 - C_4$$

Greșit: $n = 5$; $C_5 = 6$; $C_4 = 0$;

$$M = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 6 = 3$$

Corect: $n = 5$; $C_5 = 7$ (în B sunt 2 cuple C_5); $C_4 = 0$

$$M = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

e) Sunt situații în care numărul cuplelor nu este evident (fig.1.11a). În aceste cazuri se pot face transformări structurale care nu influențează

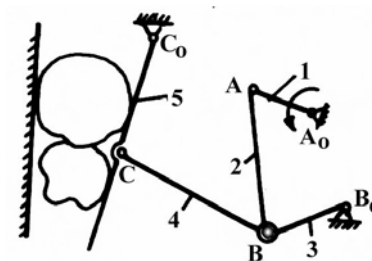


Fig. 1.10

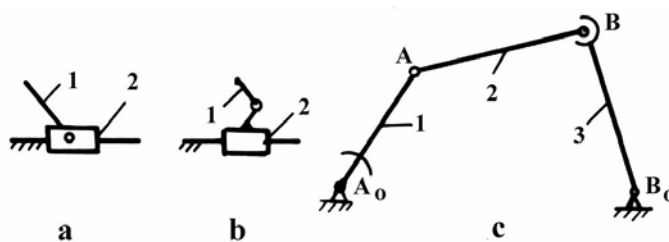


Fig.1.11

mobilitatea mecanismului (fig.1.11b). În fig.1.11c cupla cinematică din B

deși este de clasa a treia (articulație sferică) se va lua în calculul gradului de mobilitate ca o cuplă de clasa cinci. Aceasta deoarece cupla B are restricții comune de mișcare cu celelalte cuple.

1.5 Analiza structurală a mecanismelor plane

1.5.1 Transformarea mecanismelor

În structura mecanismelor plane, intră elemente și cuple cinematice de clasa cinci, de rotație și de translație (cuple inferioare), precum și cuple superioare de clasa a patra la care contactul este punctiform în plan. Pentru facilitarea analizei cinematice și dinamice cuplele superioare C_4 se pot transforma în cuple inferioare C_5 . Pentru realizarea acestui lucru, gradul de mobilitate al mecanismului trebuie să rămână neschimbat, iar legea de mișcare a elementului conducător să nu se modifice. Dacă se notează cu n' și C_5' numărul elementelor și respectiv cuplele cinematice nou apărute după înlocuirea celor de clasa a patra, rezultă:

$$M = 3n - 2C_5 - C_4 = 3(n + n') - 2(C_5 + C_5')$$

$$3n' - 2C_5' + C_4 = 0,$$

adică:

$$C_5' = \frac{3n' + C_4}{2}, \quad (1.8)$$

Soluția cea mai simplă pentru această ecuație este:

$$n' = 1 \text{ și } C_5' = 2 \text{ (pentru } C_4 = 1).$$

Rezultă că o cuplă superioară C_4 se poate înlocui cel mai simplu cu un element cinematic și două cuple C_5 .

Se consideră un mecanism (fig.1.12) format din cama 1 și profilul 2 aflate în contact în punctul A printr-o cuplă superioară C_4 . Pentru aflarea mecanismului înlocuitor se procedează astfel: în punctul de contact A se duce normala comună $n-n$ pe care se determină cele două centre de curbura O_1 și O_2 în care se plasează cele două cuple de rotație.

Se unesc cele două cuple C_5 printr-un element cinematic 3' apoi

acest element se unește cu restul mecanismului (1' și 2') obținându-se mecanismul înlocuitor.

Deoarece razele de curbură ale celor două elemente se modifică de la o poziție la alta, mecanismul echivalent este valabil numai pentru o poziție dată a elementului conducător.

Dacă unul din profiluri este o dreaptă (fig.1.13), se procedează

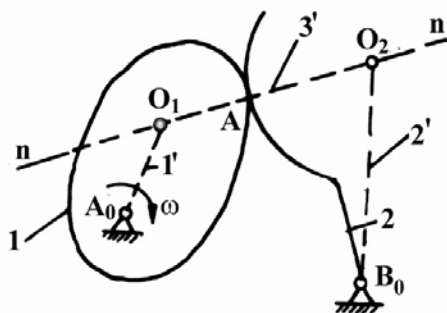


Fig. 1.12

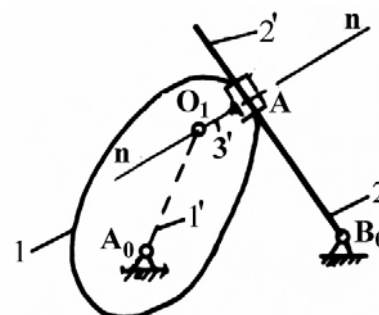


Fig. 1.13

analog, numai că în locul cuplei de rotație, care ar trebui plasată la infinit pe direcția normalei comune $n-n$, se va folosi o cuplă de translație cu direcția de mișcare perpendiculară pe normala $n-n$.

1.5.2 Principiul formării mecanismelor plane

Studiul cinematic al mecanismelor impune adoptarea unui criteriu unitar de clasificare structurală având la bază noțiunea de grupă structurală sau cinematică.

Prin grupă structurală se înțelege un lanț cinematic cu grad de libertate zero.

Pe aceasta bază s-a format principiul lui Assur care fundamentează clasificarea structurală a mecanismelor: orice mecanism poate fi format prin legarea succesivă la elementul conducător (sau elementele conducătoare) și la elementul fix a grupelor structurale.

În cazul mecanismelor plane, gradul de mobilitate, după echivalarea cuplelor cinematice superioare, se calculează cu relația:

$$M = 3n - 2C_5, \quad (1.9)$$

Deoarece mobilitatea grupei structurale este nulă, iar grupa este

constituită din n_s elemente cu C_{5s} cuple cinematice, gradul de mobilitate al mecanismului se poate scrie sub forma:

$$M = 3(n + n_s) - 2(C_5 + C_{5s}), \quad (1.10)$$

Egalând relațiile (1.9) și (1.10) se obține formula structurală a grupei:

$$3n_s - 2C_{5s} = 0, \quad (1.11)$$

sau

$$C_{5s} = \frac{3}{2} \cdot n_s \quad (1.12)$$

Analizând relația (1.12) se observă că pentru a se obține valori întregi pentru C_{5s} este necesar ca n_s să ia valori pare. Dând diverse valori pentru n_s se obțin diferite grupe structurale.

Astfel pentru:

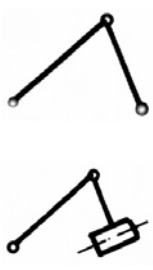

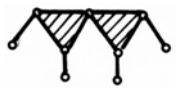

$n_s = 2$; $C_{5s} = 3$ rezultă diada;

$n_s = 4$; $C_{5s} = 6$ rezultă triada;

$n_s = 6$; $C_{5s} = 9$ rezultă triada dublă, tetrada complexă.

Reprezentarea convențională a acestor grupe este redată în tabelul 1.1.

Tabelul 1.1

$n_s = 2$ Diada	$n_s = 4$ Triada	$n_s = 6$	
		Triada dublă	Tetrada complexă
			
clasa II, ordin 2	clasa III, ordin 3	clasa III, ordin 4	clasa IV, ordin 3

Dintre aceste grupe structurale cea mai răspândită este diada.

Grupele structurale sunt caracterizate prin: clasă, ordin și aspect.

Clasa este dată de rangul maxim al elementelor cinematice componente; *ordinul* este dat de numărul cuplelor exterioare libere iar *aspectul* reprezintă variantele sub care grupele se pot prezenta constructiv, ținând seama de numărul și poziția cuplelor de translație aflate în structura lor.

Convențional se admite că elementul fix și elementul conducător formează un mecanism motor de clasă I numit și mecanism fundamental (fig.1.14 a și b).

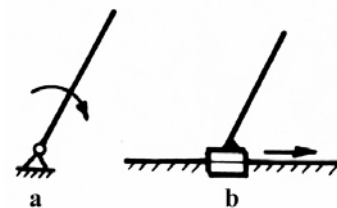


Fig. 1.14

Mecanismele se formează adăugând la mecanismul fundamental (M.F) una sau mai multe grupe structurale (fig.1.15).

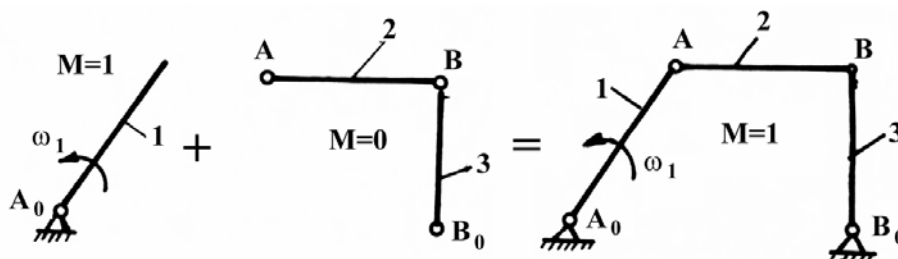


Fig. 1.15

Operația inversă formării mecanismelor este descompunerea acestora. Orice mecanism poate fi descompus în grupe structurale și elemente motoare legate de batui.

Clasa și ordinul unui mecanism sunt determinate de clasa și ordinul celei mai complexe grupe structurale care intră în componența mecanismului.

În scopul precizării clasei și ordinului unui mecanism se procedează astfel:

- se precizează elementul conducător (M.F);
- se pornește de la cel mai îndepărtat element față de elementul conducător și se extrag succesiv grupele structurale până se ajunge la

elementul conducător.

Operația de extragere a grupelor structurale se execută identificând existența lor în succesiunea de la grupa cea mai simplă – diada – către grupele complexe, cu condiția ca, după extragerea unei grupe, ceea ce rămâne să fie tot mecanism.

Exemplu: Mecanismul mesei basculante a laminorului de tablă (fig.1.16).

Mecanismul are în componență mecanismul fundamental MF (0,1) și două diade (4,5) și (2,3).

Rezultă că acest mecanism este de clasa a II-a, ordinul 2.

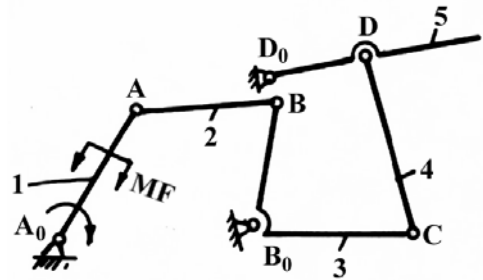


Fig. 1.16

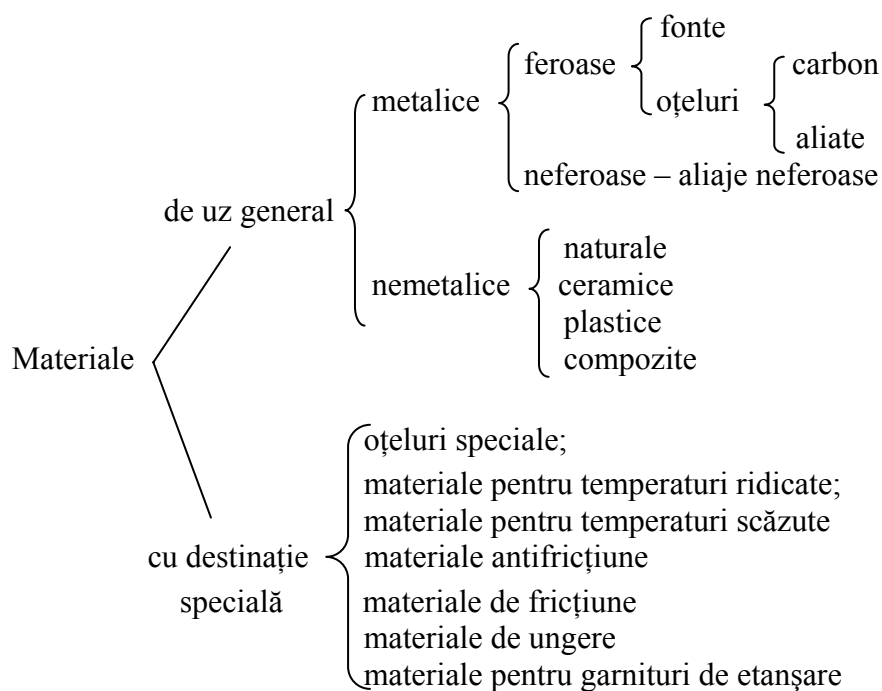
ELEMENTE GENERALE CE STAU LA BAZA PROIECTĂRII ORGANELOR DE MAȘINI

2.1 Materiale utilizate în construcția de mașini

Gama materialelor folosite în industria constructoare de mașini este foarte bogată și variată. Întrucât de alegerea materialului depinde tehnologia de execuție și îndeplinirea condițiilor cerute organelor de mașini, se impune ca această alegere să se facă după o analiză atentă, sub toate aspectele, a avantajelor și dezavantajelor fiecărei soluții posibile.

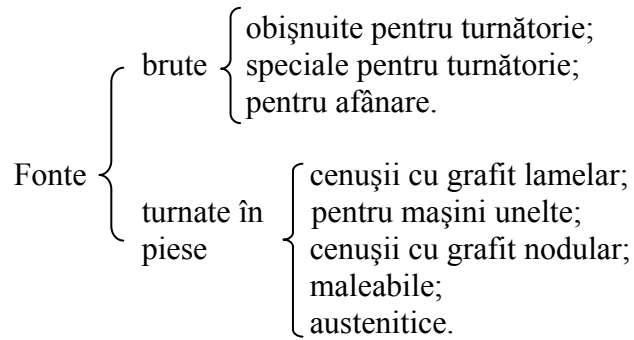
2.1.1 Clasificarea materialelor și domeniul de utilizare

O clasificare generală a materialelor utilizate în construcția de mașini se prezintă astfel:



Fonte

Sunt aliaje Fe-C cu (2,11...4)% C și se clasifică astfel:



Fontele brute nu se utilizează în construcția de mașini în starea obținută, ele se folosesc doar pentru elaborarea altor materiale.

Fontele cenușii cu grafit lamelar (obișnuite sau modificate) turnate în piese sunt prevăzute în standardul SR EN1561:1999. Aceste fonte sunt caracterizate fie prin rezistența la tracțiune, fie prin duritatea Brinell pe suprafața piesei turnate.

Proprietățile fontelor se corelează cu masa metalică, dimensiunile și forma grafitului. Fonta de rezistență minimă 100 N/mm^2 are masa metalică feritică și separări grosiere de grafit. Creșterea rezistenței minime peste 200 N/mm^2 este asigurată de masa perlitică și separări fine de grafit. Rezistențe peste 300 N/mm^2 se obțin prin modificare. Rezistența la tracțiune și duritatea Brinell scad cu creșterea grosimii de perete a piesei care se toarnă.

Utilizările *fontelor cenușii* sunt determinate de proprietățile acestora:

- rezistență la uzură (batiurile mașinilor unelte, axe, roți dințate, cilindri de la motoare Diesel);
- rezistență la coroziune și refractaritate (creuzete de topire a metalelor, țevi de eșapament la camioane);
- capacitate de amortizare a vibrațiilor (plăci de sprijin a fundațiilor, batiuri);
- rezistență la șoc termic (lingotiere);
- tenacitate (volanți, batiurile motoarelor Diesel);
- compactitate și rezistență la coroziune (cilindri la compresoare, pompe, organe de mașini ce lucrează la presiuni mari, discuri de ambreiaj);
- preț de cost redus.

Fontele cu grafit nodular turnate în forme din amestec clasic sunt clasificate în SR EN 1563:1999 în funcție de caracteristicile mecanice ale materialului, rezultate din încercarea de tracțiune și încovoiere prin șoc mecanic sau prin încercarea de duritate Brinell.

Utilizarea *fontelor cu grafit nodular* este în corelație cu proprietățile:

- rezistență la uzură (arbori cotiți pentru motoare de automobile și motoare Diesel, segmenti de piston, piese pentru turbine, roți dințate, saboți de frână, cilindri de laminor semiduri);

- refractaritate (lingotiere);

- rezistență la coroziune (armături, conducte de apă subterană, tubulatură pentru canalizări);

- rezistență mecanică (utilaje miniere, corpuri la compresoare)

Fontele maleabile sunt clasificate în standardul SR EN 1562:1999, în funcție de caracteristicile mecanice rezultate din încercarea de tracțiune

Aplicațiile *fontei maleabile* cu inimă albă sunt limitate, deoarece se obține printr-un procedeu mai complicat, se pretează mai puțin la producția de serie, grosimea pereților pieselor este limitată, iar durata tratamentului de decarburare crește cu grosimea pereților. Costul este ridicat. Se pretează la piese mici și subțiri, dar tendința este de a fi înlocuită cu fonta maleabilă cu inimă neagră sau aliaje sinterizate. Principalul avantaj al acestei fonte este sudabilitatea, datorată absenței grafitului în straturile superficiale. Se folosește pentru piese mici de racord la montarea cadrelor de bicicletă, radiatoare pentru încălzire centrală etc.

Fonta maleabilă cu inimă neagră feritică are o largă aplicație în industria automobilului (cutia diferențialului, suportul fuzetelor, cutia de direcție, pedala de frână, pedala de ambreiaj etc.) și al mașinilor agricole. Sunt piese cu forme complexe, rezistență ridicată, cu suficientă tenacitate și ductilitate.

Fonta maleabilă cu inimă neagră perlitică. are rezistența la rupere peste 450N/mm^2 . Se folosește pentru piese mai compacte, supuse la uzură abrazivă, cum sunt roțile și coroanele dințate, pinioanele. Mărcile cu rezistența la rupere $700\text{-}800\text{N/mm}^2$ sunt tratate termic prin călire în ulei și revenire.

Oțeluri

Sunt aliaje Fe-C cu un conținut în carbon până la 2,06% .Oțelurile cu conținut până la 0,8% C se numesc hipoeutectoide, cele cu 0,8% C eutectoide, iar cele cu peste 0,8% C hipereutectoide.

Oțelurile carbon sunt acele oțeluri care nu conțin în mod voit alte elemente în afară de Fe, C și cele impuse în procesul de elaborare Mn, Si, Al. Oțelurile carbon constituie în mod neîndoielnic cea mai importantă grupă de materiale folosită în construcția de mașini datorită proprietăților sale:

- proprietăți mecanice și de rezistență superioare;
- prelucrabilitate tehnologică variată: sudabilitate, prelucrare prin deformare plastică la cald (laminare, forjare, presare, matrițare), deformare la rece (laminare, ambutisare, extrudare), așchiere;

După destinație, *oțelurile carbon* se clasifică în oțeluri de construcție, pentru scule și cu destinație specială. Pot fi livrate în stare turnată sau laminată, cu sau fără tratament termic final. Simbolizarea lor exprimă destinația, tehnologia de prelucrare, caracteristicile mecanice sau conținutul în carbon.

Oțelurile nealiat turnate pentru construcții mecanice de uz general, sunt prevăzute în SR ISO 3755:1995, în corespondență cu mărcile din STAS 600-82. Sunt oțeluri hipoeutectoide. care se livrează în stare recoaptă, după normalizare și detensionare sau după normalizare, călire și revenire.

Oțelurile de uz general și calitate pentru construcție, conform SR EN 10025+A1:1994, cuprind mărcile de oțeluri destinate fabricării produselor laminate la cald, sub formă de laminate plate și bare forjate, pentru construcții mecanice și metalice. Sunt oțeluri hipoeutectoide, care se livrează cu diferite clase de calitate și grade de dezoxidare. Sunt cele mai ieftine oțeluri, cu o largă utilizare, fără alte deformări plastice la cald sau tratamente termice. Sunt ușor prelucrabile prin așchiere, sudabile, cu capacitate de deformare plastică la rece.

Oțelurile de calitate nealiat de cementare, sunt prevăzute în SR EN 10084:2000, în corespondență cu mărcile din STAS 880-88. Sunt oțeluri de calitate superioare, care conțin sub 0,18%C, max. 0,045% P,

(0,020...0,045)% S. Se supun îmbogățirii superficiale în carbon, urmată de călire și revenire joasă, pentru obținerea unui strat superficial dur și rezistent la uzură, asociat unui miez tenace.

Oțelurile de calitate nealiat pentru călire și revenire, sunt prevăzute în SR EN 10083-2:1995, în corespondență cu STAS 880-88.

Sunt oțeluri de calitate superioare, care conțin 0,17-0,65%C, max, 0,045%P, 0,020-0,045%S. Se supun îmbunătățirii (călire și revenire înaltă), pentru obținerea unor piese cu rezistență mecanică și tenacitate ridicate.

Oțelurile aliate sunt oțeluri la care s-a adăugat în mod voit unul sau mai multe elemente de aliere pentru a le modifica proprietățile fizice și mecanice. Funcție de cantitatea elementelor de aliere oțelurile pot fi slab, mediu sau bogat aliate. Se consideră oțel slab aliat, acela la care participarea totală a elementelor de aliere nu depășește 5% și bogat aliat dacă suma elementelor depășește 10%. Elementele de aliere conferă oțelurilor caracteristici fizico-chimice și îndeosebi mecanice superioare celor ale oțelurilor carbon.

Materialele metalice neferoase, cum ar fi cuprul, zincul, staniul, aluminiul etc., se folosesc în mod curent sub formă de aliaje (bronz, alamă, duraluminiu etc.) Aceste materiale sunt mai scumpe decât cele feroase și se utilizează în scopul conferirii unor caracteristici deosebite pieselor, cum ar fi greutate scăzută, caracteristici de antifricțiune, proprietăți anticorozive, conductibilitate termică și electrică ridicată etc.

Aluminiul și aliajele lui prezintă densitate redusă (sunt ușoare), conductivitate termică și electrică mare. Se utilizează la confecționarea pieselor în mișcare accelerată (pistoane, plunjere etc), carcase pentru pompe, chiulase de motor, accesorii pentru instalații de irigații, roți pentru curele, tamburi de frână etc.

Staniul cu aliajele lui, precum și *cuprul* cu aliajele se comportă bine la antifricțiune. Se utilizează la confecționarea coroanelor roților melcate, a cuzineților, elicelor navale, piese pentru aparatura hidraulică, la aparatura medicală și telefonică etc.

Zincul și aliajele sale sunt rezistente la coroziune.

Carburile de wolfram, titan și cobalt sunt dure, de aceea se

utilizează pentru confecționarea sculelor așchietoare.

Materialele nemetalice au întrebuințări numeroase în construcția de mașini datorită proprietăților lor, cum ar fi: greutate specifică mică, rezistență ridicată la acțiunea mediilor agresive, proprietăți bune de fricțiune sau antifricțiune, proprietăți de izolatori termici și electrici etc. Ele se împart în:

a) *Naturale*: piele, in, cânepă, iută, plută, azbest. Aceste materiale au coeficient de frecare mare și conductivitate termică mică. Se utilizează pentru confecționarea garniturilor, curelelor, pentru căptușirea roților în cazul curelelor metalice (pluta) etc.

b) *Sintetice*:

- *Materialele plastice* prezintă rezistență mecanică redusă, sunt ușoare, rezistente la agenți chimici, bune izolatoare termice și electrice. Cele mai utilizate materiale plastice sunt: polietilena, policlorura de vinil, polistirenul, poliamidele, politetrafluoretilena (PTFE) cunoscută și sub denumirea de teflon, sticlele organice, cauciucul etc. Materialele plastice prezintă stabilitate termică limitată, în general până la 200⁰ C. Se utilizează la confecționarea garniturilor, a roților dințate supuse la solicitări mici (în industria alimentară, în mecanică fină). Se recomandă a nu fi utilizate în medii cu umiditate ridicată deoarece sunt higroscopice, ceea ce ar putea conduce la modificarea dimensiunilor inițiale.

- *Ceramicele* sunt materiale anorganice, care rezultă din reacția unor metale (Mg, Al, Fe etc) cu metaloizi (O, C, N etc) obținându-se alumina, silicea, carburi, nitruri, boruri, sticle minerale, diamant, grafit. Se disting prin refractaritate, care se manifestă prin rezistență mecanică și termică la temperaturi ridicate. Majoritatea sunt izolatori termici și electrici. Sunt foarte dure și fragile.

- *Materialele compozite* sunt formate din două sau mai multe materiale diferite, care își combină proprietățile specifice. Astfel, poliesterii consolidați cu fibre de sticlă formează un compozit ușor și rezistent mecanic, folosit la confecționarea recipientelor, bărcilor etc.

Prin presarea pulberilor metalice și încălzirea lor ulterioară se obțin **materialele sinterizate**. Organele de mașini realizate din materiale sinterizate nu mai necesită prelucrări ulterioare prin așchiere motiv pentru

care au un domeniu larg de aplicații. În funcție de compoziția pulberilor utilizate se obțin materiale cu proprietăți mecanice și fizice deosebite.

2.1.2 Criterii de alegere a materialelor

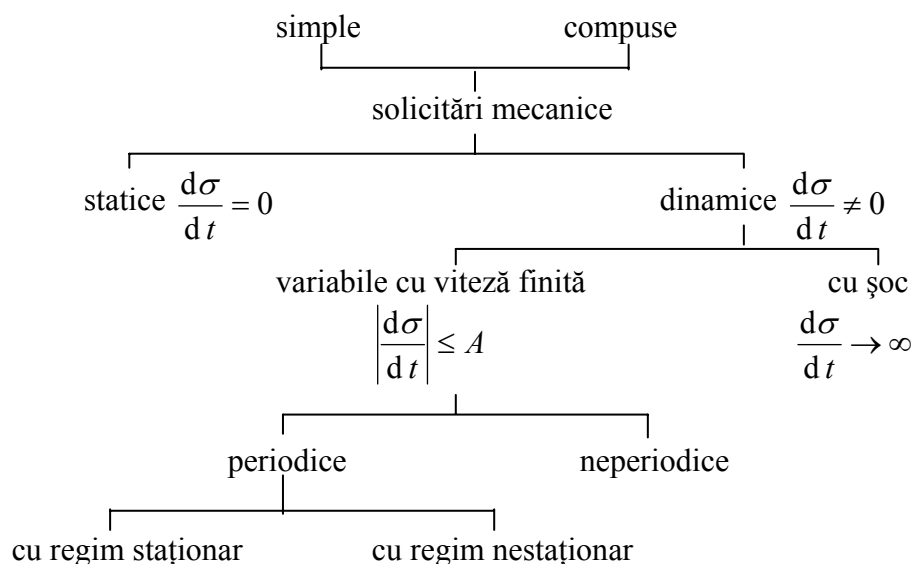
La alegerea materialelor se va ține seama de următoarele patru criterii:

1. *Criteriul mediului de lucru* caracterizat prin temperatură, umiditate, acțiune electrochimică, prezența particulelor nocive.

Funcționarea în medii corosive implică fie folosirea unor materiale rezistente la coroziune, fie materiale obișnuite care vor fi protejate prin lăcuire, nichelare, cromare, galvanizare.

La temperaturi înalte se vor folosi materiale rezistente la fluaj, materiale ceramice, azbest. La temperaturi joase se vor folosi materiale cu rețea cristalină cubică cu fețe centrate (Cu, Al, Pb, Fe γ , Ag).

2. *Criteriul de rezistență*, are în vedere caracteristica și natura solicitărilor ce iau naștere în timpul funcționării în piesa proiectată.



Alegerea materialelor se face în funcție de o serie de factori, cum ar fi: caracteristicile de rezistență statică, rezistența la oboseală, rezistența la rupere fragilă, concentratori de tensiune, condiții de tratament termic etc.

În majoritatea cazurilor cunoașterea caracteristicilor de rezistență statică nu este suficientă. Dacă organul de mașină proiectat este solicitat

variabil, rezistența la oboseală a materialului ales trebuie să fie cât mai ridicată. La oboseală, oțelurile aliate nu prezintă avantaje sensibile față de cele obișnuite, așa cum se întâmplă în cazul solicitărilor statice. La proiectare se va ține cont de faptul că rezistența la oboseală a pieselor se poate mări în straturile superficiale prin tratamente mecanice, tratamente termice, forme raționale și prelucrări corespunzătoare a suprafețelor. Pentru piesele solicitate la oboseală se recomandă oțeluri cu un conținut de carbon mai mic de 0,4 %.

Se impune adesea ca unele organe de mașină să aibă greutate redusă, mai ales la cele în mișcare, în scopul micșorării sarcinilor de inerție. Pentru acestea se vor alege oțeluri aliate care au rezistența la rupere și limita de curgere mare, aliaje de aluminiu, titan, magneziu sau materiale plastice.

3. *Criteriul tehnologic* are în vedere forma organului de mașină, numărul de bucăți, procedeul și procesul tehnologic aplicat.

4. *Criteriul economic* ține seama de costul materialelor, tehnologiei de fabricație și exploatării.

2.1.3 Comportarea materialelor la solicitări statice

a) La temperaturi normale

Curbele caracteristice la tracțiune pentru diverse materiale sunt arătate în fig. 2.1;

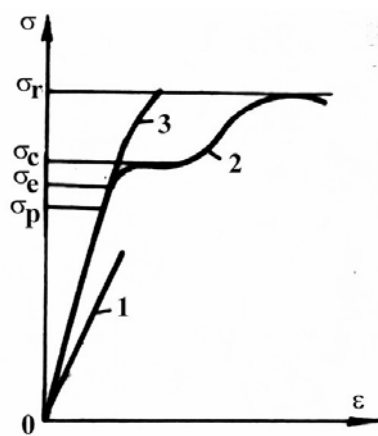


Fig. 2.1

1 – curba materialelor fragile (casante): fonta, materiale ceramice;

2 – curba materialelor elastice: oțeluri netratate;

3 – curba materialelor fără domeniu de curgere: oțeluri de înaltă rezistență;

σ_r – limita de rupere; σ_c – limita de curgere (deformații remanente 0,1 ÷ 0,2%);

σ_e – limita de elasticitate (deformații remanente < 0,01%);

σ_p – limita de proporționalitate: $\sigma = \varepsilon \cdot E$ (valabilă legea lui Hooke).

b) *La temperaturi ridicate*, apare fenomenul de fluaj. Fluajul este proprietatea materialelor de a se deforma lent și continuu în timp sub acțiunea unei sarcini constante, la tensiuni mai mici decât σ_e (fig.2.2). La majoritatea metalelor acest fenomen apare la peste 350°C. In figură: OA și BC – zone de fluaj nestabilizat; AB – zonă de fluaj stabilizat.

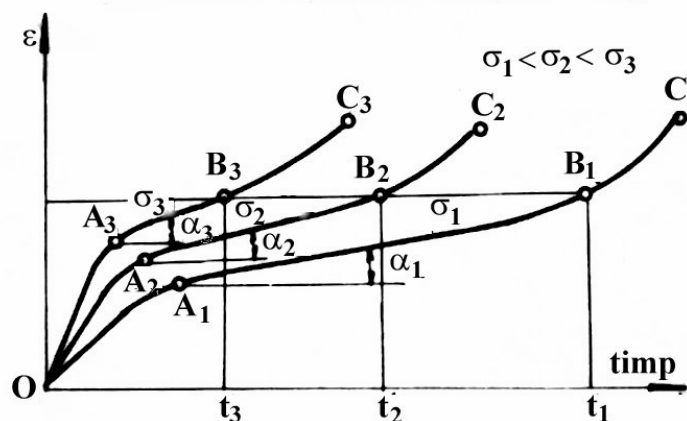


Fig. 2.2

Prezintă comportare bună la fluaj:

- oțelurile feritice ($C = 0,04 \div 0,27\%$) la care procentele de elemente aliate (Si, Mn, Ni, Cr, Mo, W, Ti) sunt sub 10%. Acestea se folosesc până la temperatura de 600°C. Cele aliate cu molibden au comportarea cea mai bună, ele folosindu-se la roți de turbină ș.a.;

- oțelurile austenitice, aliate cu crom și nichel, se folosesc până la temperatura de 600 ÷ 700°C;

- aliajele neferoase, care conțin fier mai puțin de 10%, pe bază de nichel și crom, sunt indicate pentru temperaturi peste 700°C.

Parametrii fluajului sunt:

- viteza de fluaj, reprezentată prin panta curbei AB:

$$v_f = \frac{\Delta \varepsilon}{\Delta t} = \tan \alpha$$

- limita tehnică de fluaj σ_f , care reprezintă tensiunea ce produce o alungire ε impusă, la o durată de încercare și temperatură date. Ea depinde de elementele de aliniere, granulație și tratament termic.

c) *La temperaturi joase* comportarea materialelor este dictată de structura lor cristalină:

- materialele cu rețea cristalină cubică cu fețe centrate (Cu, Al, Pb, Fe γ , Ag, Au) se modifică puțin cu scăderea temperaturii;

- materialele cu rețea hexagonală (Mg, Zn, Be) sunt foarte fragile și nu se folosesc la temperaturi joase;

- materialele cu volum centrat (Fe α , Cr, Mo, W) devin fragile cu scăderea temperaturii.

Se recomandă: oțeluri carbon obișnuit până la -50°C ; oțeluri carbon de calitate până la -100°C ; oțeluri aliate până la -150°C ; oțeluri înalt aliate până la -196°C ; aliaje pe bază de aluminiu, până la -270°C .

În fig.2.3 este indicată variația limitei de curgere cu temperatura. Pe diagramă se disting patru zone:

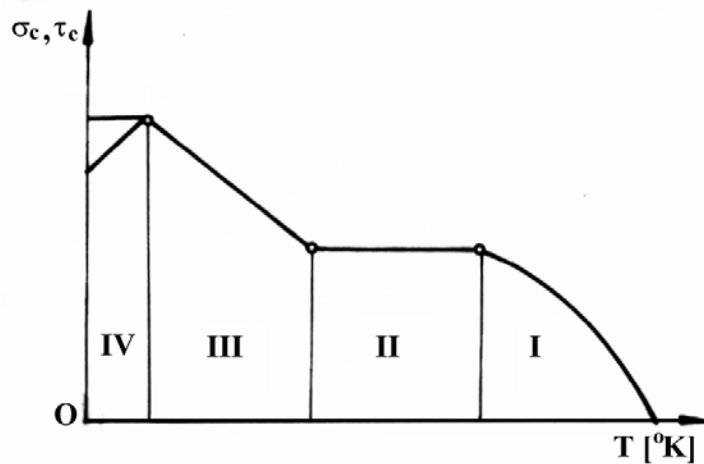


Fig. 2.3

I – Zona temperaturilor ridicate: limita de curgere scade cu creșterea temperaturii (pentru oțeluri între $200-400^{\circ}\text{C}$, peste 400°C apare fenomenul de fluaj).

II – Zona temperaturilor normale: limita de curgere nu depinde de temperatură.

III – Zona temperaturilor joase: limita de curgere crește cu scăderea temperaturii. Este denumit domeniul fragilității.

IV – Zona de frig adânc: limita de curgere poate evolua după diverse

curbe, funcție de material, din aceasta cauză este denumit domeniul anomaliilor.

2.1.4 Comportarea materialelor la solicitări variabile

În majoritatea pieselor de mașini, forțele aplicate variază în timp de un număr mare de ori. Acest mod de solicitare duce la o micșorare sensibilă a caracteristicilor de rezistență, față de cele statice. Fenomenului i s-a dat numele de oboseală, iar caracteristicilor mecanice respective – limite de oboseală sau rezistențe la oboseală.

Prin *solicitare variabilă* se înțelege acea solicitare provocată de sarcini care variază în timp fie ca valoare, fie ca valoare și direcție.

Dintre solicitările variabile, cele mai frecvente sunt solicitările periodice. La rândul lor, acestea pot fi grupate în:

- *solicitări staționare*, la care eforturile unitare variază, de un număr nelimitat de ori, între o limită superioară ρ_{\max} și una inferioară ρ_{\min} ;

- *solicitări nestaționare*, la care eforturile unitare variază ca amplitudine în decursul unei perioade'

2.1.4.1 Cicluri de solicitare variabilă

Variația periodică a tensiunii în funcție de timp formează un ciclu de solicitare. Elementele caracteristice ale unui ciclu de solicitare sunt (fig.2.4):

T – perioada

ρ_{\max} - tensiunea maximă;

ρ_{\min} - tensiunea minimă;

ρ_m - tensiunea medie;

$$\rho_m = \frac{\rho_{\max} + \rho_{\min}}{2}$$

ρ_v - amplitudinea ciclului;

$$\rho_v = \frac{\rho_{\max} - \rho_{\min}}{2}$$

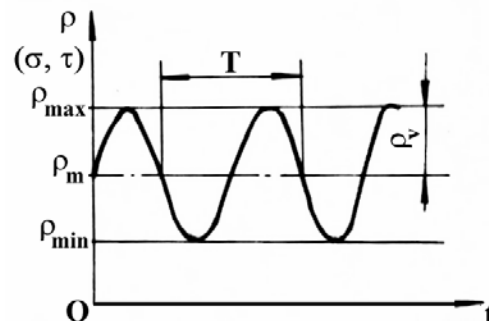


Fig. 2.4

R – coeficientul de asimetrie al ciclului: $R = \frac{\rho_{\min}}{\rho_{\max}}$;

$$\rho_{\max} = \rho_m + \rho_v; \quad \rho_{\min} = \rho_m - \rho_v$$

Principalele tipuri de cicluri staționare de sollicitări variabile și caracteristicile acestora sunt:

a) *static* (fig.2.5)

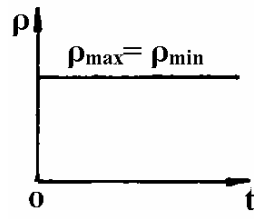


Fig. 2.5

$$\rho_{\max} > 0; \quad \rho_{\min} > 0;$$

$$\rho_m = \rho_{\max} = \rho_{\min};$$

$$\rho_v = 0;$$

$$R = +1.$$

b) *oscilant* (fig.2.6)

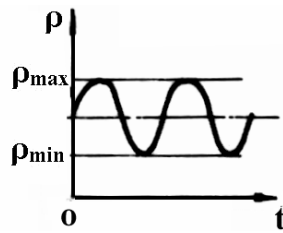


Fig. 2.6

$$\rho_{\max} > 0; \quad \rho_{\min} > 0; \quad \rho_{\max} \neq \rho_{\min};$$

$$\rho_m = \frac{\rho_{\max} + \rho_{\min}}{2}$$

$$\rho_v = \frac{\rho_{\max} - \rho_{\min}}{2}$$

$$0 < R < +1.$$

c) *pulsator* (fig.2.7)

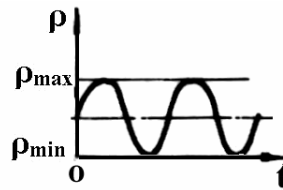


Fig. 2.7

$$\rho_{\max} > 0;$$

$$\rho_{\min} = 0;$$

$$\rho_m = \rho_v = \frac{\rho_{\max}}{2};$$

$$R = 0.$$

d) *alternant simetric* (fig.2.8)

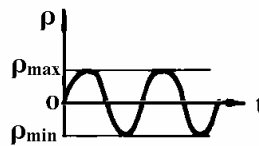


Fig. 2.8

$$\rho_{\max} > 0; \quad \rho_{\min} < 0; \quad |\rho_{\max}| = |\rho_{\min}|;$$

$$\rho_m = 0;$$

$$\rho_v = \rho_{\max};$$

$$R = -1.$$

2.1.4.2 Rezistența la oboseală. Curba lui Wöhler

S-a constatat că, materialele rezistă la solicitări variabile mai puțin decât la solicitări statice de aceeași valoare. Acest fenomen de micșorare a proprietăților de rezistență sub efectul solicitărilor variabile poartă numele de oboseala materialelor. Aspectul secțiunii unei piese rupte prin oboseală este diferit de cel al piesei rupte static. La ruperea prin oboseală apare o fisură inițială care se extinde din ce în ce mai mult în secțiune. În partea fisurată cele două părți ale piesei se ating mereu, ceea ce face ca materialul să ia un aspect lucios. Când secțiunea a slăbit destul de mult se produce ruperea bruscă. Ca urmare, secțiunea piesei rupte prin oboseală are două zone: una lucioasă și alta gărunțoasă.

Caracteristica mecanică a materialului, la solicitări variabile, este *rezistența la oboseală*. Ea se determină pe mașini de încercat la oboseală, cu ajutorul epruvetelor executate din materialul de încercat. Prima din seria de epruvete se încarcă în așa fel încât să se realizeze în ea un efort unitar alternant-simetric $\sigma_{\max} = \sigma_1 = 0,6\sigma_r$, pentru oțeluri sau $\sigma_{\max} = \sigma_1 = 0,4\sigma_r$, pentru aliaje neferoase ușoare. Se constată că această epruvetă se rupe după N_1 cicluri.

Într-un sistem de coordonate σ_{\max}, N (fig.2.9), se marchează punctul corespunzător ruperii primei epruvete $1(\sigma_1, N_1)$. A doua epruvetă se încarcă la un efort maxim σ_2 mai mic cu (10...20) MPa decât σ_1 și se constată că ea se rupe după N_2 cicluri, unde $N_2 > N_1$.

Se marchează punctul următor, $2(\sigma_2, N_2)$. Se continuă

acest procedeu. Se constată că la o anumită valoare a lui σ_{\max} , căreia i se dă numele de *rezistență la oboseală*, epruveta nu se mai rupe.

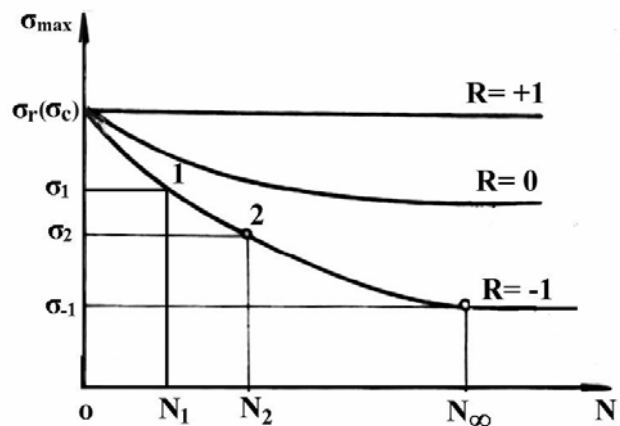


Fig. 2.9

Curba din fig.2.9 a cărei asimptotă dă mărimea rezistenței la oboseală, poartă denumirea de curba de durabilitate sau curba lui *Wöhler*.

Pentru $N < N_\infty$ curbele pot fi exprimate prin funcția exponențială:

$$\rho^m \cdot N = K \quad (2.1)$$

în care:

m – coeficient funcție de materialul piesei (6...12). Pentru oțel $m = 9$;

k – constantă;

$N_\infty = 10^7$ pentru metale feroase; $N_\infty = 5 \cdot 10^7 \dots 10^8$ pentru neferoase.

Pentru a stabili tensiunea critică a unui material supus la un număr de cicluri $N < N_\infty$, se va scrie relația (2.1) pentru două puncte ale curbei:

$$\rho^m(-1, N) \cdot N = \rho^m(-1, N_\infty) \cdot N_\infty \quad (2.2)$$

$$\rho(-1, N) = \rho(-1, N_\infty) \cdot \sqrt[m]{\frac{N_\infty}{N}} \quad (2.3)$$

Valoarea rezistenței la oboseală a unui material depinde de ciclul de solicitare.

2.1.4.3 Factori care influențează rezistența la oboseală

Rezistența la oboseală se consideră ca fiind tensiunea maximă ce apare într-o secțiune a unei epruvete solicitată variabil într-un ciclu cu coeficient de asimetrie R , în condiții ideale de încărcare, la care epruveta nu se mai rupe la oricâte cicluri ar fi solicitată.

Condițiile standard de încercare presupun: epruveta cu diametrul $d_0=10\text{mm}$, fără concentratori de tensiune, lustruită, încercată în aer uscat la 20°C .

Rezistența la oboseală a unui organ de mașină concret diferă de rezistența la oboseală a epruvetei chiar dacă materialul este același. Ea este influențată de următorii factori:

1. *Factori constructivi* :

a) Concentratori de tensiune

Aceștia pot fi: degajări, găuri transversale, filete, racordări, canale de pană etc. Concentratorii de tensiune micșorează rezistența la oboseală. Influența acestora se introduce în calculule prin coeficientul de concentrare a tensiunilor β_ρ (ρ fiind σ sau τ) definit ca raportul dintre rezistența la

oboseală a epruvetei fără concentrator (ρ_R) și respectiv cu concentrator de tensiune (ρ_{RK}):

$$\beta_\rho = \frac{\rho_R}{\rho_{RK}}; \quad \beta_\sigma = \frac{\sigma_R}{\sigma_{RK}}; \quad \beta_\tau = \frac{\tau_R}{\tau_{RK}} \quad (2.4)$$

β_ρ are valori supraunitare.

b) Factorul dimensional

Pentru piese similare din punct de vedere geometric, cu aceeași stare a suprafeței și executate din același material, rezistența la oboseală scade cu creșterea dimensiunii. Influența deosebirii dintre dimensiunile piesei reale și ale celei încercate este luată în considerare prin introducerea factorului dimensional ε_ρ definit ca raportul între rezistența la oboseală a unei epruvete având un diametru oarecare d și rezistența la oboseală a epruvetei cu diametrul $d_0 = 10$ mm.

$$\varepsilon_\rho = \frac{(\rho_R)_d}{(\rho_R)_{d_0}}; \quad \varepsilon_\sigma = \frac{(\sigma_R)_d}{(\sigma_R)_{d_0}}; \quad \varepsilon_\tau = \frac{(\tau_R)_d}{(\tau_R)_{d_0}} \quad (2.5)$$

ε_ρ are valori subunitare.

c) Forma secțiunii

Pentru alte secțiuni decât cea circulară, rezistența la oboseală scade.

2. *Factori tehnologici*

a) Calitatea suprafeței

Microgeometria suprafeței piesei este deosebit de importantă, deoarece urmele rămase din prelucrarea mecanică reprezintă concentratori de tensiune. Efectul stării suprafeței poate fi considerat în calculul de oboseală prin introducerea coeficientului de calitate a suprafeței γ , definit ca raport între rezistența la oboseală a unei piese cu suprafața având un grad de prelucrare oarecare $(\rho_R)_\gamma$ și cea a piesei lustruite (ρ_R):

$$\gamma = \frac{(\rho_R)_\gamma}{\rho_R} \quad (2.6)$$

γ are valori subunitare și nu este influențat de tipul solicitării.

b) Tratamentele termice superficiale și cele termochimice produc modificări structurale în stratul superficial, favorabile rezistenței la

oboseală. Influența lor se introduce prin coeficientul δ_t , care poate lua valorile: rulare cu role: $\delta_t = (1,2 \dots 1,4)$; ecrusare cu jet de alicie: $\delta_t = (1,1 \dots 1,3)$; cementare $\delta_t = (1,3 \dots 1,5)$; nitrurare $\delta_t = (1,4 \dots 1,8)$; cromare $\delta_t = (0,8 \dots 0,9)$; nichelare $\delta_t = 0,7$.

3. Factori de exploatare

a) Suprasarcinile au un efect mic în cazul în care durata de aplicare este mică.

b) Temperatura are efect negativ și depinde de material.

c) Coroziunea chimică micșorează considerabil rezistența la oboseală.

Ținând cont de toți acești factori de influență, rezistența la oboseală pentru o piesă de dimensiuni date cu calitatea suprafeței cunoscută, tratată termic, se calculează cu relația:

$$\rho_{Rp} = \rho_R \frac{\varepsilon_\rho \cdot \gamma}{\beta_\rho} \cdot \delta_t \quad \text{Ex.:} \quad \sigma_{-1p} = \sigma_{-1} \frac{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma}{\beta_\sigma} \cdot \delta_t \quad (2.7)$$

2.1.4.4 Diagramele rezistențelor la oboseală

Pentru un număr de cicluri $N \geq N_\infty$, tensiunea critică nu mai depinde de numărul de cicluri de solicitare (fig.2.9), de aceea pentru determinarea rezistenței la oboseală a unui material, se folosesc diagramele rezistențelor la oboseală, numite și diagramele ciclurilor limită. În funcție de sistemul de axe adoptat și de legea de variație a rezistenței la oboseală cu gradul de asimetrie R sau cu tensiunea medie ρ_m , se deosebesc mai multe tipuri de astfel de diagrame, dintre care cele mai multe uzuale sunt:

- diagrame de tip Haigh, care dau variația ρ_v funcție de ρ_m ;

- diagrame de tip Smith, care dau variația ρ_{\max}, ρ_{\min} în funcție de ρ_m ;

- diagrame de tip Goodman, care dau variația ρ_{\max} funcție de ρ_{\min} .

În diagrama Haigh (fig.2.10) ciclurile limită alternant – simetric, pulsator și static sunt reprezentate prin punctele B_K, C_K și respectiv A_K . Curba $B_K C_K A_K$ reprezintă curba ciclurilor limită.

Între B_K și C_K sunt cuprinse cicluri limită alternate, iar între C_K și A_K cicluri oscilante.

În cazul cel mai general, în această diagramă, orice punct al planului de coordonate reprezintă un ciclu de solicitare variabilă. Un ciclu oarecare reprezentat printr-un punct din interiorul curbei (ex. D) nu va cauza ruperea, pe când unul reprezentat printr-un punct exterior (ex. E) cauzează ruperea prin oboseală.

Rezistența la oboseală corespunzătoare unui ciclu oarecare reprezentat prin punctul M_K este:

$$\rho_R = \rho_{\max} = \rho_m + \rho_v = OM + MM_K$$

iar gradul de asimetrie:

$$R = \frac{\rho_{\min}}{\rho_{\max}} = \frac{\rho_m - \rho_v}{\rho_m + \rho_v} = \frac{OM - MM_K}{OM + MM_K}$$

Dacă se cunoaște gradul de asimetrie R , punctul M_K se determină intersectând curba $A_K B_K$ cu o dreaptă dusă din origine sub unghiul θ_K a cărui valoare este:

$$\tan \theta_K = \frac{\rho_v}{\rho_m} = \frac{\rho_{\max} - \rho_{\min}}{\rho_{\max} + \rho_{\min}}$$

Pentru scopuri practice, diagrama Haigh se schematizează prin linii drepte astfel:

- la materiale fără limită de curgere (ex. fonte) se folosește schematizarea Goodman (fig.2.11a);
- la materiale tenace (oțelurile), stării limita dată de rezistența la

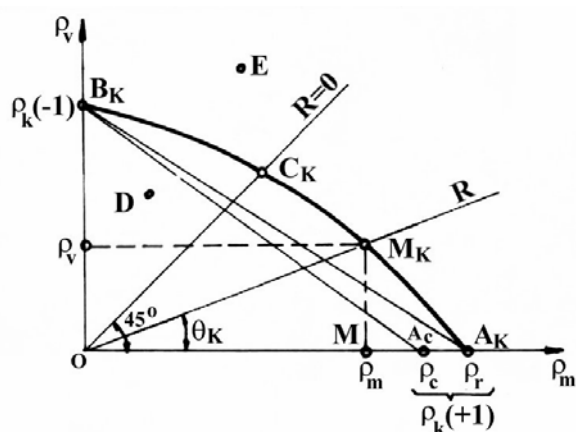


Fig. 2.10

oboseală σ_{-1} se adaugă și limita de curgere σ_c , nefiind admise deformări plastice (fig.2.11b);;

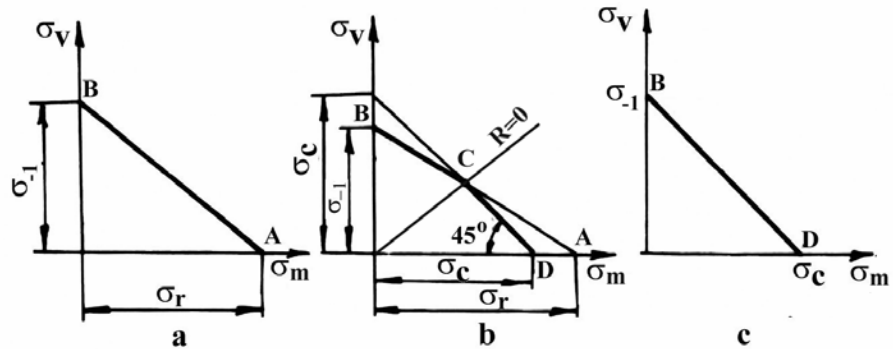


Fig. 2.11

- în cazul în care nu există date despre σ_0 se folosește diagrama schematizată Soderberg (fig.2.11c);, definită prin valorile σ_{-1} și σ_c .

2.2 Calculul de rezistență al organelor de mașini

2.2.1 Siguranța la tensiuni limită (critice)

Tensiunile reale care apar în piese în timpul funcționării poartă numele de tensiuni efective (ρ). Ele se calculează cu relații cunoscute din rezistența materialelor (tabelul 2.1).

Intr-un organ de mașină bine dimensionat trebuie ca tensiunile efective să fie mai mici decât tensiunile critice (ρ_K). Pentru aceasta s-a introdus coeficientul de siguranță efectiv exprimat prin raportul dintre tensiunea critică și tensiunea efectivă într-un anumit punct. Pentru a fi asigurată rezistența organului proiectat se pune condiția ca acest coeficient efectiv să fie mai mare decât un coeficient de siguranță admisibil:

$$c = \frac{\rho_K}{\rho} \geq c_a \quad (2.8)$$

- la solicitări statice: $c_{(+1)} = \frac{\rho_K(+1)}{\rho(+1)} \geq c_a(+1) = 1,1 \dots 3$

- la solicitări variabile:

$$c(R) = \frac{\rho_K(R)}{\rho(R)} \geq c_a(R) \text{ pentru ciclul } R;$$

$$c(-1) = \frac{\rho_K(-1)}{\rho(-1)} \geq c_a(-1) \text{ pentru ciclul alternant simetric.}$$

$$\text{Tensiunea admisibilă: } \rho_a = \frac{\rho_K}{c_a} \geq \rho$$

2.2.2 Calculul de rezistență la solicitări statice

Acest calcul poate fi de dimensionare sau de verificare, iar solicitările pot fi simple sau compuse.

La dimensionare se stabilește dimensiunea principală a organului de mașină ca rezultat al calculului de rezistență, după care ținând cont de tehnologia utilizată pentru realizarea lui și de poziția ocupată în ansamblu se schițează forma sa.

La verificare, dimensiunea sau chiar forma organului de mașină se aleg constructiv și apoi se fac verificări în secțiunile periculoase astfel ca tensiunea efectivă să fie mai mică decât tensiunea admisibilă.

În tabelul 2.1 se dau relațiile de calcul pentru solicitările statice simple și compuse.

2.2.3 Calculul de rezistență la solicitări variabile

Deoarece rezistența la oboseală depinde de o serie de factori care implică cunoașterea formei și a dimensiunilor piesei, calculul de rezistență la oboseală este un calcul de verificare.

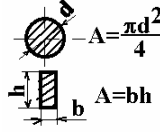
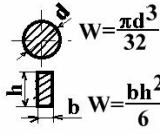

Pentru a calcula coeficientul de siguranță este necesar a se cunoaște rezistența la oboseală a piesei și valorile caracteristice ale ciclului real de solicitare. În plus este necesar să se aleagă un criteriu de calcul de trecere de la ciclul real din piesă la ciclul limită.

În cazul particular al solicitărilor prin cicluri alternant simetrice, când solicitarea variabilă este caracterizată de un singur parametru

$$\rho_v = \rho_{\max} = |\rho_{\min}| \text{ coeficientul de siguranță la oboseală este:}$$

$$c_\rho = \frac{\rho_{-1p}}{\rho_v}; c_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_v}; c_\tau = \frac{\tau_{-1p}}{\tau_v} \quad (2.9)$$

Tabelul 2.1

SOLICITĂRI STATICE SIMPLE		
Felul solicitării	Relații de dimensionare	Relații de verificare
Tracțiune	$A \geq \frac{F}{\sigma_{at}}$ 	$\sigma_t = \frac{F}{A} \leq \sigma_{at}$
Compresiune	$A \geq \frac{F}{\sigma_{ac}}$	$\sigma_c = \frac{F}{A} \leq \sigma_{ac}$
Încovoiere	$W = \frac{M_i}{\sigma_{ai}}$ 	$\varpi_i = \frac{M_i}{W} \leq \sigma_{ai}$
Forfecare	$A \geq \frac{F}{\tau_{af}}$	$\tau_f = \frac{F}{A} \leq \tau_{af}$
Răsucire	$W_p \geq \frac{M_t}{\tau_{at}}$ 	$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \leq \tau_{at}$
SOLICITĂRI STATICE COMPUSE		
Tensiuni de aceeași natură	Tracțiune (compresiune) și încovoiere	$\sigma_{tot} = \sigma_{t(c)} \pm \sigma_i \leq \sigma_a$
	Forfecare și răsucire	$\tau_{tot} = \tau_f \pm \tau_t \leq \tau_a$
Tensiuni de naturi diferite	Încovoiere (tracțiune) și răsucire (forfecare)	sau $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_a$ $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_a$

În cazul ciclurilor asimetrice (diagrama Haigh) problema stabilirii coeficientului de siguranță este mai complicată deoarece trebuie comparat un ciclu de solicitare cunoscut cu un punct necunoscut de pe curba ciclurilor limită $A_K C_K B_K$ (fig.2.10).

Alegerea modului de trecere de la ciclul real la cel limită este dificilă, existând diverse legi de trecere pe baza cărora se află ciclul limită. Printre cele mai răspândite legi sunt: $R = ct$; $\sigma_{\min} = ct$; $\sigma_m = ct$; $\sigma_v = ct$ (fig.2.12).

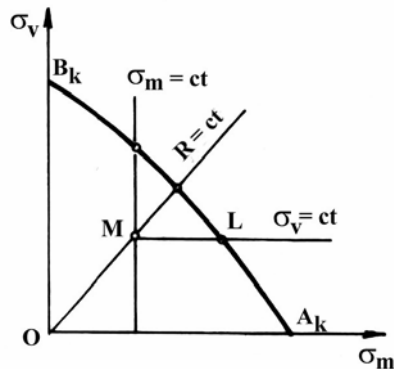


Fig. 2.12

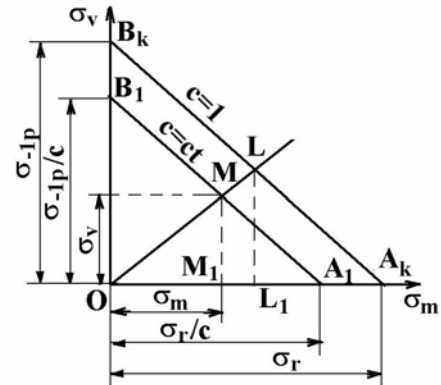


Fig. 2.13

Coeficientul de siguranță se definește ca raportul între tensiunea maximă limită L și tensiunea maximă reală din piesă M .

$$c = \frac{\sigma_{\max L}}{\sigma_{\max M}}$$

Calculul coeficientului de siguranță prin metoda Soderberg

Se consideră diagrama tensiunilor limită schematizată prin dreapta $A_k B_k$ și diagrama ciclurilor reale prin dreapta $A_1 B_1$, de coeficient de siguranță $c = ct$ (fig.2.13). Coeficientul de siguranță va fi:

$$c = \frac{\sigma_{\max L}}{\sigma_{\max M}} = \frac{\sigma_{mL} + \sigma_{vL}}{\sigma_{mM} + \sigma_{vL}} = \frac{OL_1 + L_1L}{OM_1 + M_1M}$$

Din asemănarea triunghiurilor $B_k O A_k$ și $MM_1 A$ se poate scrie:

$$\frac{MM_1}{M_1 A_1} = \frac{B_k O}{O A_k}$$

Făcând înlocuirile rezultă:

$$\frac{\sigma_v}{\frac{\sigma_r}{c} - \sigma_m} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_r}$$

Efectuând calculele, relația devine:

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\sigma_v}{\sigma_{-1p}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r}}; \quad c_\tau = \frac{1}{\frac{\tau_v}{\tau_{-1p}} + \frac{\tau_m}{\tau_r}} \quad (2.10)$$

Aceste relații se aplică materialelor fragile.

Pentru materiale tenace relația devine:

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\sigma_v}{\sigma_{-1p}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}}; \quad c_\tau = \frac{1}{\frac{\tau_v}{\tau_{-1p}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}} \quad (2.11)$$

Înlocuind σ_{-1p} cu expresia din relația (2.7) se obține:

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}}; \quad c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}} \quad (2.12)$$

În cazul solicitărilor compuse definite prin tensiunile σ și τ , pentru materiale tenace, coeficientul de siguranță global se calculează cu relația:

$$c = \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} \geq c_a \quad (2.13)$$

în care c_σ și c_τ sunt coeficienți de siguranță parțială.

2.3 Noțiuni de tribologie

2.3.1 Frecare, ungere, uzură

Știința care se ocupă cu studiul fenomenelor și proceselor de frecare, ungere și uzură ce au loc în straturile superficiale ale organelor de mașini în contact, cu mișcare relativă, poartă denumirea de **tribologie**.

S-a constatat că majoritatea organelor de mașini nu se distrug atât prin solicitări mecanice și termice, cât mai ales prin uzură, datorită unor surse de frecări necontrolate și a unei lubrificații necorespunzătoare. Pe plan

mondial deteriorarea anuală a mașinilor datorită uzurii este echivalentă cu distrugerea a aproximativ 20% din totalul lor.

Tribologia urmărește prelungirea duratei de funcționare a mașinilor și instalațiilor, prin combaterea sau eliminarea uzurii, atât prin cunoașterea cauzelor (fenomenul frecării), cât și prin prevenirea sau diminuarea uzurii prin folosirea unei lubrificații corespunzătoare.

Deși în unele cazuri, frecarea constituie un avantaj (frâne, ambreiaje, transmisii prin fricțiune, transmisii prin curele etc.), totuși în majoritatea cazurilor ea aduce prejudicii mari. Astfel, pe plan mondial, cca. 25% din energia produsă este pierdută prin frecare, atât în interiorul mașinilor, cât și la deplasarea mașinilor în mediul înconjurător.

Piese componente ale mașinilor nu acționează individual ci în ansamblu. Ele vin în contact unele cu altele formând cuple cinematice sau îmbinări fixe. Între elementele în contact se transmit importante forțe și momente, de cele mai multe ori în prezența unor mișcări relative. Acestea conduc la apariția unor forțe și momente de frecare între suprafețele în contact, orientate în sens opus tendinței de mișcare.

Principalii factori de care depinde **frecarea și efectele ei** sunt:

- felul mișcării relative: rostogolire (la lagărele cu rulmenți, roți pe șine), alunecare (la ghidaje, cupla cilindru-piston), mixtă (la roți dințate);
- natura și caracteristicile materialelor din cuplele cinematice;
- calitatea suprafețelor în contact: rugozitate, duritate, abateri de la forma geometrică;
- starea de ungere și calitățile lubrifiantului;
- condițiile de funcționare – încărcare: presiune, viteză medie, temperatură.

După starea de ungere a suprafețelor, frecarea poate fi:

a) *uscată* – în cazul contactului direct între cele două elemente ale cuplei, fără ungere (coeficientul de frecare $\mu > 0,3$);

b) *la limită* (onctuoasă) – în cazul interpunerii unor straturi moleculare de lubrifiant, filmul de ulei reduce dar nu elimină contactul dintre elementele cuplei, ungerea este la limită ($0,1 < \mu < 0,3$);

c) *mixtă* (semifluidă) – când filmul de lubrifiant are o grosime corespunzătoare scurgerii fluidelor, dar din cauza rugozității suprafețelor el

se rupe și se reface, o parte din sarcina normală este preluată de pelicula fluidă. În acest caz ungerea este parțială ($0,05 < \mu < 0,1$). Acest tip de frecare apare la pornirea și oprirea lagărelor de alunecare, la montajul hidrostatic al asamblărilor cu strângere etc.

d) *fluidă* – când se asigură separarea perfectă a suprafețelor cuplei printr-un film continuu de lubrifianț. Ungerea este fluidă ($0,01 < \mu < 0,05$).

Forțele și momentele transmise în prezența sau absența mișcării relative, cu sau fără lubrifianț, duc la deteriorarea elementelor componente ale contactului – **uzură** – și la **pierderea de energie** sub formă de căldură.

Uzura își găsește expresia în pierderea de material de pe suprafețele în contact ale corpurilor în mișcare relativă, având ca efect modificarea dimensiunilor, a formei geometrice și în anumite condiții de temperatură conducând chiar la modificări structurale în straturile superficiale.

La variația uzurii în timp (fig.2.14) se disting trei etape:

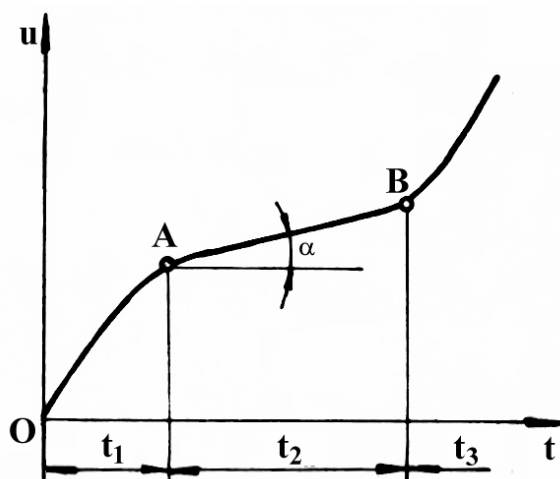


Fig. 2.14

t_1 - perioada de rodaj, timp în care se produce netezirea suprafețelor și uniformizarea jocurilor;
 t_2 - perioada funcționării normale;
 t_3 - perioada uzurii finale.

Viteza de uzare se determină cu relația:

$$v = \frac{du}{dt} = \tan \alpha .$$

Uzura se exprimă cantitativ în volum sau greutate, raportată la anumiți parametri geometrici sau funcționali (de exemplu: la cuplele de translație, în grame / cursă dublă).

Atât la frecarea uscată cât și în prezența lubrifianțului pot apare următoarele tipuri de uzuri:

a) **Uzura abrazivă** – este provocată de prezența particulelor dure dintre suprafețe, de asperitățile mai dure ale uneia dintre suprafețe sau de

izbirea suprafeței cu jet de particule dure. Este un tip de uzură des întâlnit și ușor de recunoscut prin urmele disperse și orientate de microașchiere. Ea depinde în mare măsură de duritatea suprafețelor în contact. Conținutul mare de carbon și elemente de aliere (Mn, Cr, Mo) din oțel, măresc rezistența la uzura abrazivă a acestuia.

b) Uzura de aderență (de contact) – este caracteristică contactelor cu mișcare relativă care funcționează cu încărcări specifice mari, temperatură ridicată și fără ungere. Intre asperitățile în contact iau naștere aderențe puternice ce se distrug, producând smulgeri ce imprimă în suprafața conjugată șanțuri dirijate pe direcția de alunecare. O consecință a acestei uzuri este **gripajul** care se manifestă sub formă de suduri și smulgeri cu rizuri adânci sau chiar blocaj parțial sau total. Materialele de același nume (oțel – oțel) au tendință de gripare mai accentuată față de cele cu compoziții chimice diferite (oțel – staniu). Acest tip de uzură se combate folosind uleiuri cu aditivi de extremă presiune.

c) Uzura de oboseală – se datorește solicitărilor ciclice din straturile de la suprafața de contact. Ea poate apărea sub următoarele forme:

- **pittingul** (uzura prin ciupituri), intervine în cazul contactelor de rostogolire sau rostogolire cu alunecare (roți dințate, rulmenți) când în punctele de contact apar tensiuni cu caracter pulsator sau chiar alternant-simetric ce depășesc limita de curgere a materialului, în condiții de ungere cu ulei. Distrugerea începe prin apariția unor fisuri în stratul superficial în care pătrunde uleiul care acționează ca o pană (ca urmare a presiunilor mari) și dislocă material din pereții fisurii formând ciupituri care prin cumulare iau aspectul unor cratere. Pittingul se întâlnește în cazul unor materiale cu durități HB mai mici de 3500 MPa;

- **cavitația**, se datorește acțiunii pulsatorii de natură hidrodinamică a unui fluid cu presiune variabilă. Cavitația se produce de regulă pe suprafețele palelor de elice, palelor de turbină, rotoarelor de pompă, în cilindri motoarelor Diesel;

- **exfolierea**, se datorește tensiunilor tangențiale variabile și care depășesc rezistența la forfecare din zonele cu frecări concentrate sau se datorește tensiunilor interne rămase în urma unor tratamente termice defectuoase. Ea se manifestă prin desprinderea sub forma de solzi din

straturile mai dure ale materialelor în contact. Apare cu precădere pe suprafața cilindrilor de laminor;

- **frettingul**, se datorează unui proces de microalunecări pe distanțe atomice în urma solicitărilor variabile din straturile superficiale ale pieselor asamblate prin strângere. Acest tip de uzură apare la capetele asamblărilor presate unde presiunea de contact are valori mari iar asamblarea este solicitată la încovoiere alternant-simetrică, precum și local pe suprafața de contact, acolo unde raportul dintre tensiunile tangențiale și cele radiale depășește coeficientul de frecare, în cazul solicitării pulsatorii la răsucire. Aceste variații locale sunt influențate de câmpul termic tranzitoriu, de forma geometrică exterioară a butucului și de încărcarea centrifugală diferită pe suprafața asamblării. De multe ori frettingul este însoțit de coroziune, de aceea se întâlnește noțiunea de coroziune de fretare. Pentru diminuarea acestui tip de uzură se recomandă diverse forme constructive ale extremităților asamblării care să realizeze descărcarea presiunii la capetele ei.

d) Uzura de coroziune poate fi de natură chimică sau electrochimică:

- **coroziunea chimică**, se datorește reacțiilor cu mediul (apa, oxigen sau substanțe agresive existente în lubrifianți) care conduc la formarea compușilor chimici. Pentru prevenirea coroziunii chimice se recomandă folosirea materialelor anticorosive, acoperirea suprafețelor prin nichelare, cromare, galvanizare, vopsire, lăcuire sau diminuarea activității corosive a mediului.

- **coroziunea electrochimică**, apare la metale diferite aflate într-un mediu purtător de ioni (bun electrolit), care favorizează transferul de material. Pentru prevenirea coroziunii electrochimice, pe nave se fixează plăcuțe de zinc astfel ca transferul de material să se facă de pe aceste plăcuțe și nu de pe elice.

Calculul la uzură este dificil de efectuat, datorită complexității fenomenelor și se bazează de cele mai multe ori pe studiul experimental în condiții concrete de funcționare. De multe ori însă, uzura este provocată de starea de tensiuni din zona de contact, de aceea calculul la uzură în cazul unor organe de uz general, cum ar fi roțile dințate, rulmenții, șuruburile cu

bile ș.a. se efectuează limitând tensiunea din zona de contact (σ_H), scrisă cu ajutorul relației lui Hertz.

2.3.2 Clasificarea contactelor

Contactele care apar în aplicațiile ingineresti au o mare diversitate de forme, dimensiuni, încărcări și regimuri de ungere. Există mai multe criterii de clasificare a lor, dar cel mai utilizat ține seama de configurația contactului. Din acest punct de vedere se deosebesc două mari categorii de contacte:

a) **Conforme** (de suprafață), care pot fi:

- plane – la ghidaje plane sau jgheab, fusuri axiale, ambreiaje plane etc;

- spațiale – la îmbinări presate, asamblări cu știfturi, cu pene, caneluri, cuple elicoidale, ambreiaje conice etc.

b) **Neconforme** (concentrate), care pot fi:

- *punctuale* – la rulmenți cu bile, șuruburi cu bile etc;

- *liniare* – la roți dințate, roți de fricțiune, role pe șină, cilindri de laminor etc.

În funcție de mișcarea relativă dintre suprafețe, cuplată cu variația sarcinii normale în timp, contactele pot fi:

- *statice*: când sarcina normală este constantă iar corpurile rămân fixe după încărcare;

- *pulsante*: când sarcina normală variază în timp, în cazul cel mai dezavantajos după un ciclu pulsant, iar între cele două corpuri nu există tendința de deplasare decât în lungul normalei comune;

- *cu rostogolire*: când cele două corpuri se rostogolesc unul față de celălalt sub sarcină constantă sau variabilă;

- *cu alunecare*: dacă cele două suprafețe alunecă una față de alta în lungul unei curbe;

- *cu spin*: dacă cele două corpuri au o mișcare de rotație în jurul normalei comune (exemplu: bila de rulment);

2.3.3 Calculul presiunii de contact în cazul contactelor concentrate (neconforme)

Contactele hertziene sunt contacte concentrate (neconforme) și pot fi:

- *punctiforme*, ca în cazul: sferă/sferă; sferă/plan; rolă butoi/rolă butoi; rolă butoi/plan; sferă/cilindru; sferă/tor (la rulmenți); sferă/elicoid (la șurubul cu bile); cilindru/cilindru având axele perpendiculare;

- *liniare*, ca în cazul cilindru/cilindru având axele paralele (la cilindri de laminor, lagăre de alunecare, roți de fricțiune, roți dințate etc.); con/con având axele concurente (la roți de fricțiune conice, roți dințate conice, rulmenți cu role conice etc.); cilindru (con)/plan (la variatoare de turație).

Relațiile lui Hertz pentru determinarea tensiunii în aceste contacte au fost stabilite în cazul când corpurile sunt fixe, omogene, izotrope, deformațiile sunt elastice, sarcina este constantă și normală pe suprafața de contact, contactul este direct între suprafețe, deformațiile sunt foarte mici. Relațiile se pot aplica însă cu o oarecare aproximație și în cazul când suprafețele sunt unse și există o mișcare relativă între ele.

a) În cazul **contactului punctiform**, se consideră două corpuri cu contact într-un punct (fig.2.15), încărcate cu o forță normală F .

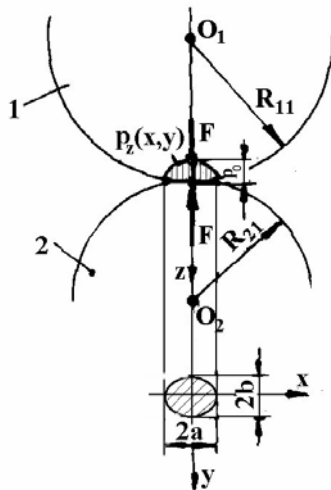


Fig. 2.15

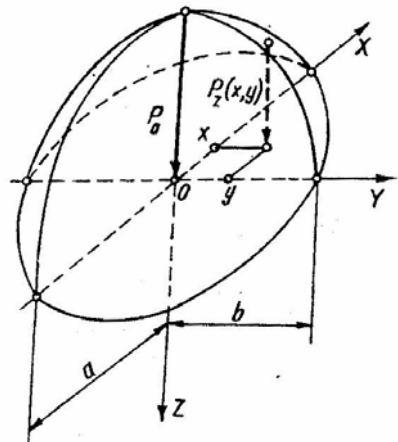


Fig. 2.16

Contactul inițial punctiform, se transformă într-o elipsă cu axele a și b , a cărei ecuație și arie sunt date de relațiile:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (2.14)$$

$$A = \pi ab \quad (2.15)$$

Pe suprafața de contact, presiunea de contact se distribuie după un elipsoid (fig.2.16). Presiunea maximă se atinge în dreptul punctului inițial de contact și are valoarea:

$$\sigma_{H \max} = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi ab} \leq \sigma_{aH} \quad (2.16)$$

Semiaxele elipsei sunt:

$$a = n_a \cdot \sqrt[3]{\frac{3F}{2} \cdot \frac{E_e}{\rho_e}}; \quad b = n_b \cdot \sqrt[3]{\frac{3F}{2} \cdot \frac{E_e}{\rho_e}} \quad (2.17)$$

unde: E_e – modulul de elasticitate echivalent al celor două materiale în contact (E_1 și E_2):

$$\frac{1}{E_e} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (2.18)$$

ν_1 și ν_2 – coeficienții Poisson ai materialelor în contact;

n_a și n_b – coeficienți ce depind de unghiul dintre planele principale de curbură;

ρ_e – raza de curbură echivalentă a corpurilor în contact (fig.2.17):

$$\frac{1}{\rho_e} = \left(\frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} \right) \pm \left(\frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}} \right) \quad (2.19)$$

(+) în cazul contactului exterior, iar (-) în cazul contactului interior;

R_{11} și R_{12} – razele de curbură ale corpului 1 în punctul de contact;

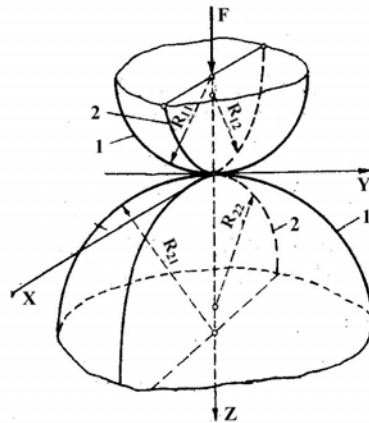


Fig. 2.17

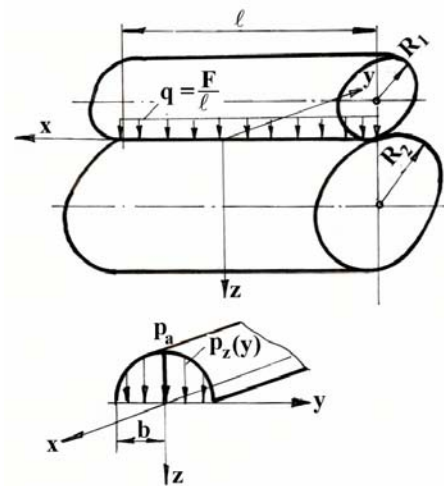


Fig. 2.18

R_{21} și R_{22} – razele de curbură ale corpului 2 în punctul de contact.

Înlocuind relațiile (2.18) și (2.19) în (2.17) și apoi în (2.16) rezultă:

$$\sigma_{H \max} = \frac{1}{\pi \cdot n} \sqrt[3]{\frac{3F}{2} \cdot \frac{E_e}{\rho_e}} \leq \sigma_{aH} \quad (2.20)$$

unde $n = n_a \cdot n_b$

b) În cazul **contactului liniar** (fig.2.18), întâlnit cel mai des (la roți de fricțiune, roți dințate, lagăre de alunecare etc), elipsoidul presiunilor din cazul contactului punctual degenerază într-un cilindru eliptic ($a = \infty$). La apariția încărcării F , generatoarea de contact se transformă într-o bandă de lățime b :

$$b = \sqrt{\frac{4q}{\pi} \cdot \frac{\rho_e}{E_e}} \quad (2.21)$$

Tensiunea maximă va fi:

$$\sigma_{H \max} = \frac{2q}{\pi \cdot b} \leq \sigma_{aH} \quad (2.22)$$

Înlocuind relația (2.21) în (2.22) se obține:

$$\sigma_{H \max} = \sqrt{\frac{q}{\pi} \cdot \frac{E_e}{\rho_e}} \quad (2.23)$$

unde:

$$\frac{1}{\rho_e} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} = \frac{R_2 \pm R_1}{R_1 \cdot R_2}$$

Pentru oțel/oțel: $E_1=E_2=E$; $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$

Rezultă $E_e=E/1,82$, și

$$\sigma_{H \max} = 0,418 \sqrt{\frac{F}{\lambda} \cdot E \cdot \frac{R_2 \pm R_1}{R_1 R_2}} \leq \sigma_{aH} \quad (2.24)$$

Verificarea la uzură în cazul contactului liniar se poate face cu relația (2.24), dacă materialele în contact sunt oțel/oțel.

2.3.4 Calculul presiunii de contact și a pierderilor de energie în cazul contactelor de suprafață

Pentru stabilirea **pierderilor de energie** prin frecare este necesar să se determine forța de frecare F_f în cuplele cinematice de translație și momentul de frecare M_f în cuplele cinematice de rotație, deoarece puterea pierdută prin frecare va fi:

În cupla de translație: $P_f = F_f \cdot v$, iar în cupla de rotație:
 $P_f = M_f \cdot \omega$.

2.3.5 Frecarea în cuple cinematice

a) Într-o **cuplă cinematică de translație** (fig.2.19) la contactul dintre elemente, apare o forță de frecare F_f ce se opune mișcării și care este

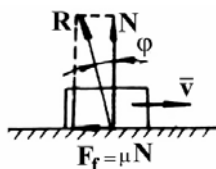


Fig. 2.19

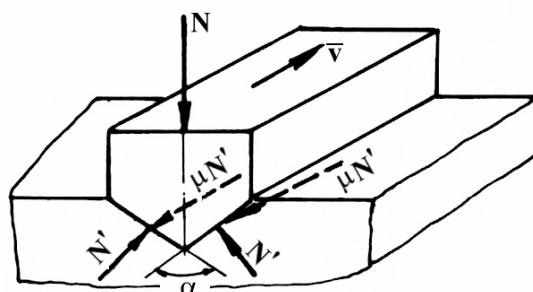


Fig. 2.20

totdeauna egală cu forța normală N înmulțită cu coeficientul de frecare μ . Forța rezultantă din cuplă R va fi înclinată față de direcția forței normale cu unghiul φ ($\tan \varphi = \mu$).

În repaus coeficientul de frecare $\mu_0 \geq \mu$ și se numește coeficient de aderență. La contactul elementelor în translație sub formă de jgheab, forța de frecare este mai mare ca în cazul suprafețelor plane (fig.2.20). La aceeași apăsare normală N , reacțiunea ghidajului se manifestă prin două rezultante:

$$N' = \frac{N}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}$$

Forța totală de frecare:

$$F_f = 2\mu N' = \frac{\mu N}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \mu' N$$

unde: $\mu' = \mu / \sin \frac{\alpha}{2}$. Rezultă că $\mu' > \mu$, adică forța de frecare la contactul elementelor în translație sub formă de jgheab este mai mare decât la frecarea în cuplele de translație plane.

Acest aspect are aplicații la curele trapezoidale, roți de fricțiune canelate, ambreiaje conice etc., unde se urmărește mărirea forței de frecare.

Puterea pierdută prin frecare este dată de relația :

$$P_f = v \cdot F_f$$

b) **Cupla cinematică de rotație cu joc** este caracteristică lagărelor de alunecare. În repaus, sarcina exterioară (N) este echilibrată de reacțiunea (R) a lagărului, ambele trecând prin centrul fusului (fig.2.21a).

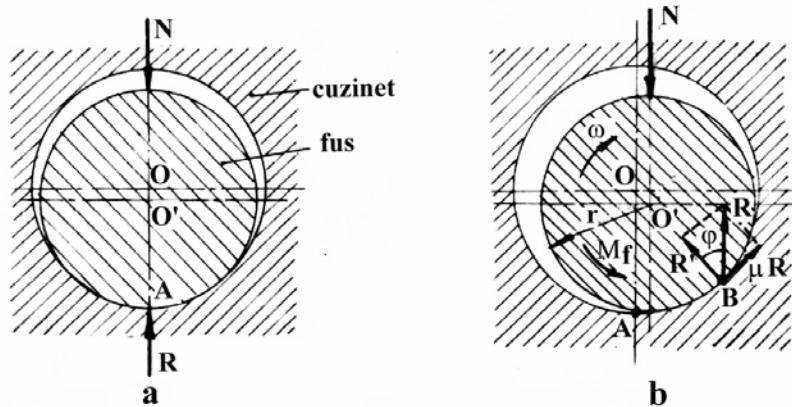


Fig. 2.21

Când fusul începe să se rotească, punctul de contact dintre fus și cuzinet, A , se deplasează datorită frecării în sens invers direcției de rotație (în B , fig.2.21b), rezultând momentul de frecare:

$$M_f = Rr \sin \varphi$$

Având în vedere că unghiurile de frecare sunt relativ mici, se poate aproxima $\sin \varphi \cong \tan \varphi$, deci:

$$M_f = \mu R r \quad (2.25)$$

Intr-o cuplă de rotație cu joc va acționa deci un moment de frecare ce se opune mișcării dat de relația (2.25) și o reacțiune normală centrică:

$$R' = R \cos \varphi$$

c) **Cupla cinematică de rotație fără joc**, se deosebește de cupla cu joc prin aceea că, reacțiunea nu se mai exercită după o linie ci după o suprafață semicilindrică.

Se disting două cazuri de repartiție a presiunii pe suprafața de contact:

- uniformă (fig.2.22a) – în cazul cuplelor noi;
- cosinusoidală (fig.2.22b) – în cazul cuplelor rodite.

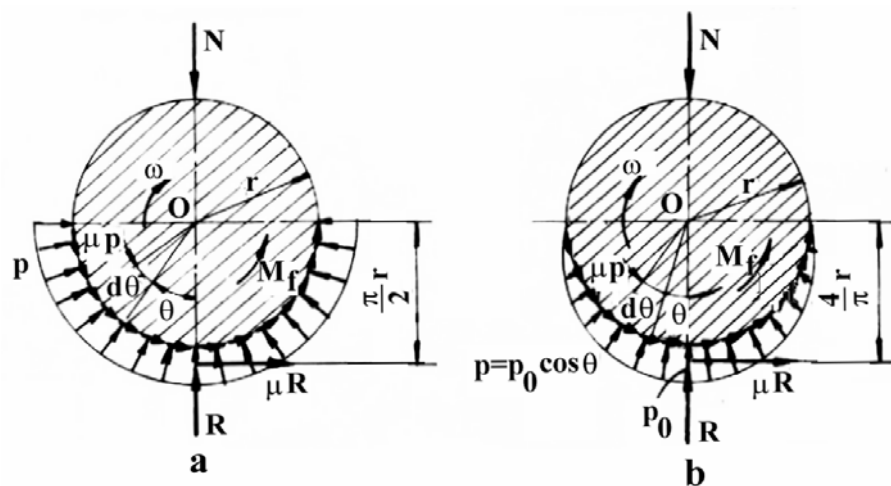


Fig. 2.22

Reacțiunea R se determină cu relația:

$$R = 2 \int_0^{\pi/2} p \cdot \cos \theta \cdot dA = 2 \int_0^{\pi/2} p \cdot r \cdot \lambda \cdot \cos \theta \cdot d\theta \quad (2.26)$$

unde λ reprezintă lungimea cuplei

- pentru $p = \text{constant}$, rezultă:

$$p = \frac{R}{2r \cdot \lambda} \quad (2.27)$$

- pentru $p = p_0 \cos \theta$, relația (2.26) devine:

$$R = 2 \int_0^{\pi/2} p_0 r \cdot \lambda \cdot \cos^2 \theta \cdot d\theta = 2 p_0 r \cdot \lambda \frac{\pi}{4}; \quad (2.28)$$

$$p_0 = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{R}{r \cdot \lambda}$$

Momentul de frecare rezultă:

$$M_f = 2 \int_0^{\pi/2} \mu \cdot p \cdot r \cdot dA = 2 \int_0^{\pi/2} \mu \cdot p \cdot r^2 \cdot \lambda \cdot d\theta \quad (2.29)$$

- pentru $p = \text{constantă}$:

$$M_f = \mu \cdot R \cdot \frac{\pi}{2} \cdot r = 1,57 \mu \cdot r \cdot R \quad (2.30)$$

- pentru $p = p_0 \cos \theta$, relația (2.29) devine:

$$M_f = \mu \cdot R \cdot \frac{\mu}{4} \cdot r = 1,27 \mu \cdot r \cdot R \quad (2.31)$$

Dacă se compară momentele de frecare în cuplele cinematice de rotație, în cele trei cazuri, relațiile 2.25, 2.30 și 2.31, se constată că la aceeași forță de frecare (μR), punctul de aplicație al acesteia variază de la r la $1,57 r$.

d) Frecarea pe suprafața frontală a cuplelor cinematice de rotație

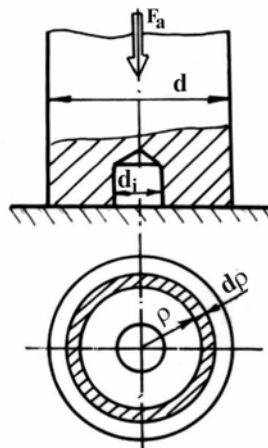


Fig. 2.23

Se consideră cupla cinematică din fig.2.23, solicitată de forța axială F_a . Se consideră că forța axială creează pe suprafața de sprijin presiunea constantă:

$$p = \frac{4F_a}{\pi \cdot (d^2 - d_i^2)} \quad (2.32)$$

Momentul de frecare elementar între pivot și suprafața de sprijin va fi:

$$dM_f = dF_f \cdot \rho = \mu dF \cdot \rho = \mu p dA \cdot \rho \quad (2.33)$$

dar:

$$dA = 2\pi\rho \cdot d\rho \quad (2.34)$$

Înlocuind relația (2.34) în relația (2.33), se obține:

$$dM_f = 2\pi\mu \cdot p \cdot \rho^2 \cdot d\rho;$$

În condițiile $p = \text{constant}$ rezultă:

$$M_f = 2\pi p \mu \int_{d_i/2}^{d/2} \rho^2 \cdot d\rho = 2\pi \cdot p \cdot \frac{1}{3} \frac{d^3 - d_i^3}{8} \cdot \mu$$

Înlocuind presiunea din relația 2.32 se obține:

$$M_f = 2\pi\mu \cdot \frac{4F_a}{\pi(d^2 - d_i^2)} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{d^3 - d_i^3}{8} = \frac{1}{3} \mu F_a \cdot \frac{d^3 - d_i^3}{d^2 - d_i^2} \quad (2.35)$$

sau:

$$M_f = \mu F_a \cdot R_m \quad (2.36)$$

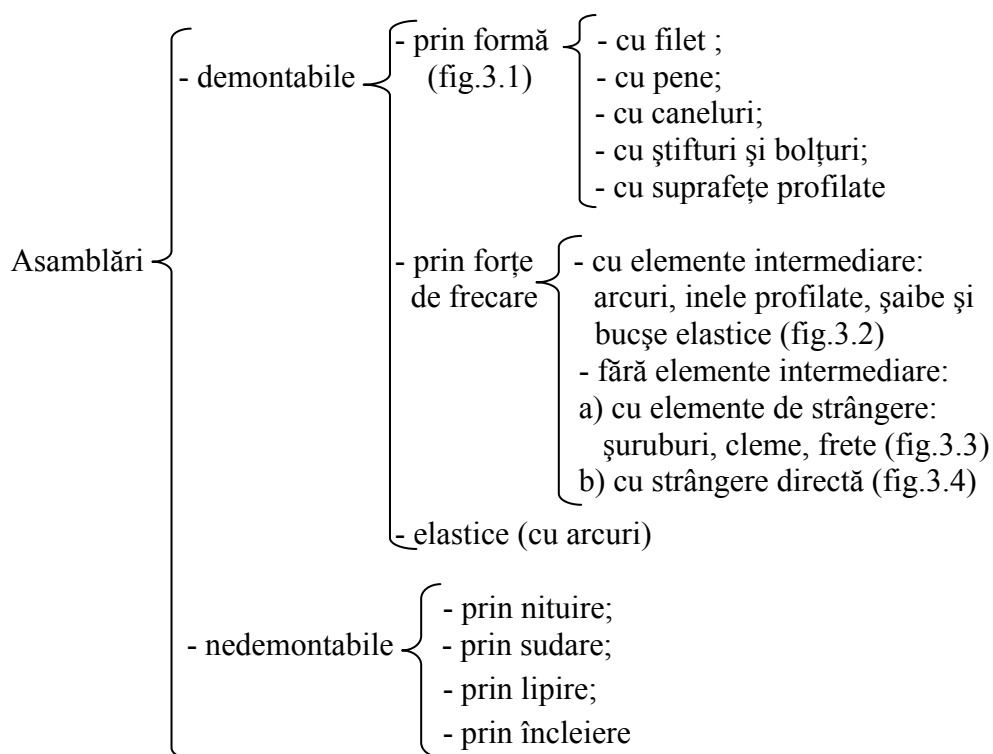
unde:

$$R_m = \frac{2}{3} \cdot \frac{d^3 - d_i^3}{d^2 - d_i^2}$$

Puterea pierdută prin frecare rezultă: $P_f = \omega \cdot M_f$

3.1 Generalități

Organele de asamblare servesc la îmbinarea elementelor care compun o mașină, un mecanism, dispozitiv sau alte construcții metalice. Organele de asamblare folosite în construcția de mașini pot fi grupate astfel:



Asamblările demontabile permit montarea și demontarea repetată a pieselor fără distrugerea elementelor de legătură, pe când cele nedemontabile necesită distrugerea parțială sau totală a lor.

La asamblările prin formă (fig.3.1) sunt necesare modificări ale

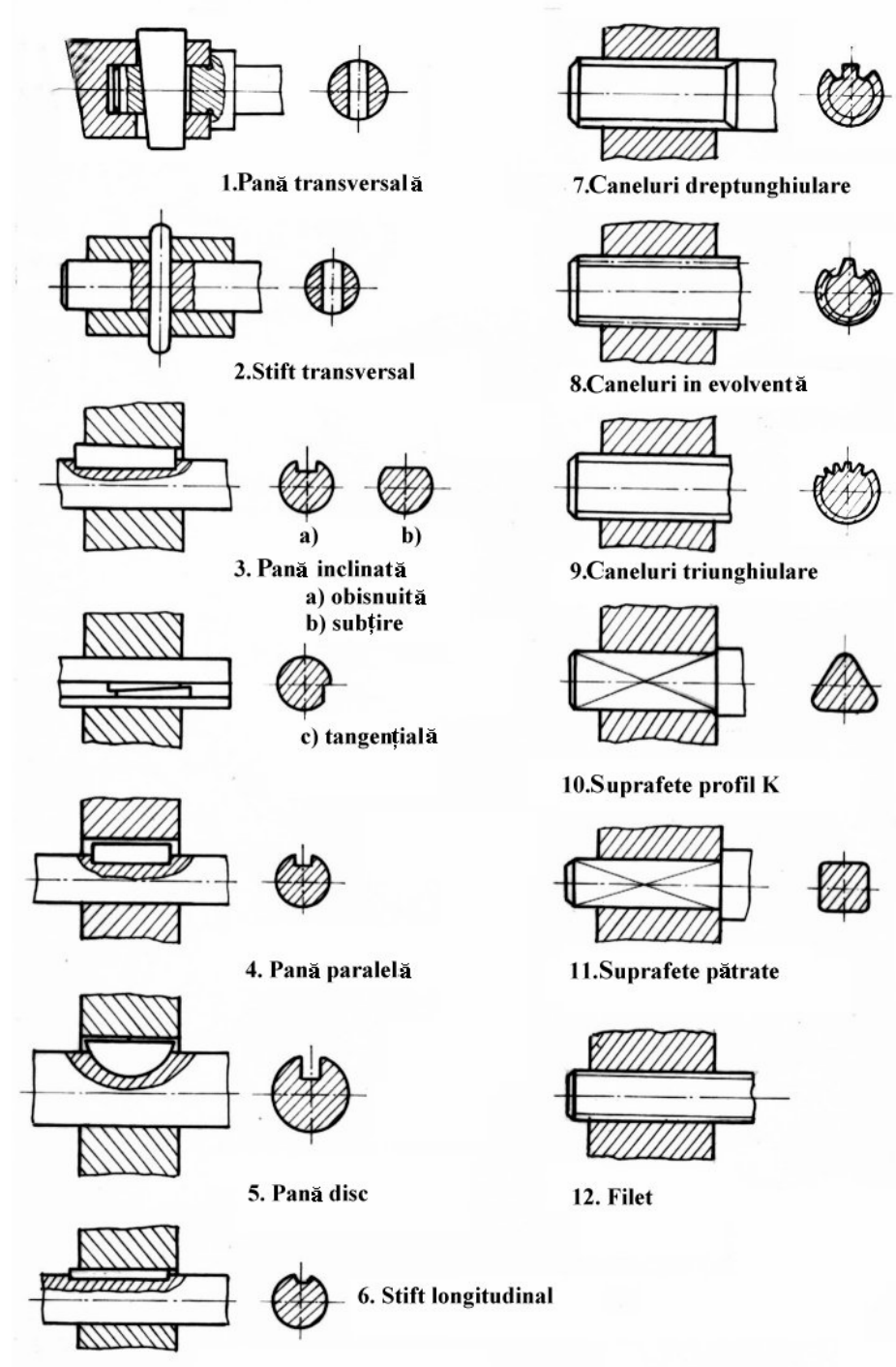


Fig. 3.1

secțiunii elementelor asamblate, modificări care produc schimbări în liniile de forță, duc la concentrări de tensiune și slăbesc rezistența asamblării, permit totuși un montaj simplu și în unele cazuri (pene paralele, caneluri, arbori profilați, filete) oferă posibilitatea deplasării relative a elementelor asamblate.

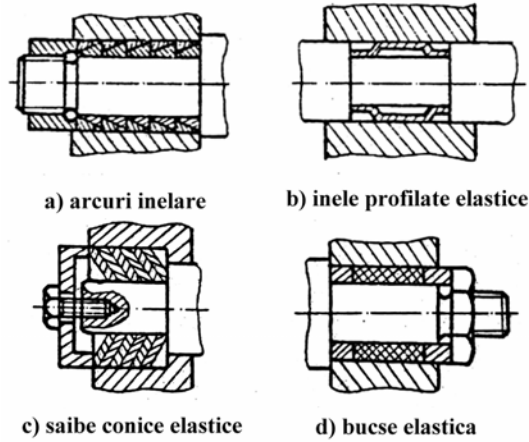


Fig. 3.2

Asamblarea prin forțe de frecare păstrează forma circulară a elementelor asamblate și transmite sarcinile prin frecarea dintre suprafețele în contact, fie că există sau nu elemente intermediare. Asamblările cu elemente intermediare (fig.3.2) au dezavantajul că piesele intermediare măresc prețul de cost și că trebuie ca pe suprafața de contact să nu

pătrundă lubrifianți, iar după un timp, elementele elastice se deformează

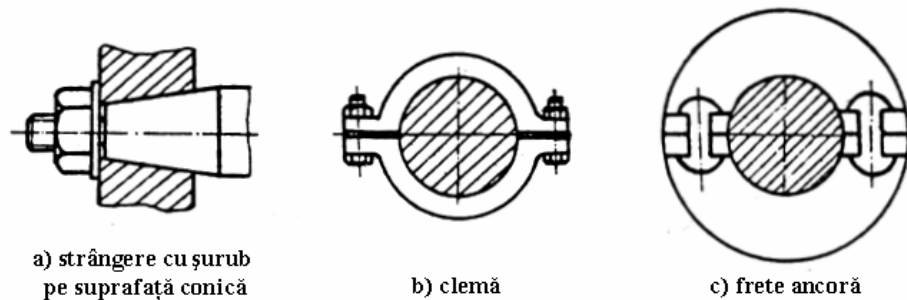


Fig. 3.3

plastic și se demontează greu. Asamblările fără elemente intermediare (fig.3.3), dar cu elemente de strângere, asigură transmiterea directă a încărcărilor, însă necesită elemente de strângere care în majoritatea cazurilor dezechilibrează asamblarea. Asamblările prin strângere directă (fig.3.4) se realizează prin prelucrarea precisă a elementelor asamblate astfel ca

diferența lor de dimensiuni să corespundă ajustajelor presate.

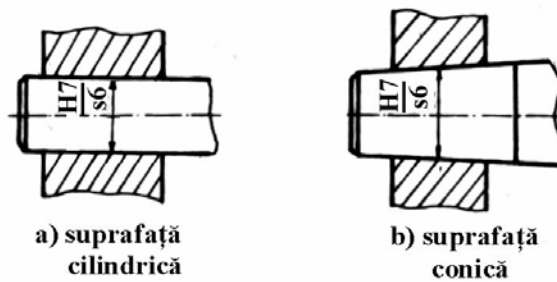


Fig. 3.4

3.2 Asamblări demontabile

3.2.1 Asamblări filetate

3.2.1.1 Generalități

Asamblările cu filet sunt realizate cu ajutorul unor piese filetate conjugate (fig. 3.5). Piesa 1 filetată la exterior se numește *șurub*, iar piesa 2,

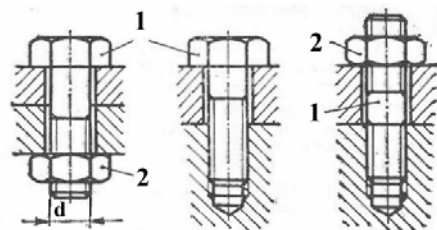


Fig. 3.5

filetată la interior se numește *piuliță*. Elementul principal al șurubului și piuliței este *filetul*.

Geometric, filetul este obținut prin deplasarea unei figuri geometrice generatoare de-a lungul unei elice directe pe o suprafață cilindrică sau conică. Desfășurata unei elice directe cilindrice fiind un plan înclinat (fig.3.6), se stabilește o analogie funcțională între planul înclinat și asamblările prin filet. Ca urmare a prezenței filetului, o mișcare

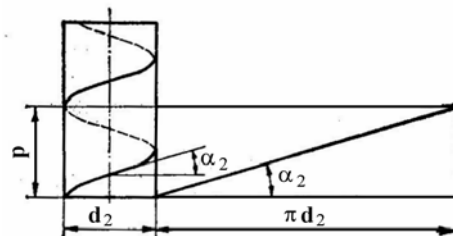


Fig. 3.6

de rotație imprimată uneia din piese este obligatoriu însoțită de o mișcare de translație pentru aceeași piesă sau pentru piesa conjugată.

După rolul funcțional asamblările filetate pot fi:

- *de fixare*, cu sau fără strângere inițială, formând grupa cea mai utilizată de asamblări filetate;
- *de reglare*, servind pentru fixarea poziției relative a două piese ;
- *de mișcare*, transformând mișcarea de rotație, imprimată obișnuit șurubului, în mișcare de translație pentru șurub sau piuliță ;
- *de măsurare*.

Asamblările prin filet au răspândire foarte largă în construcția de mașini; peste 60 % din piesele componente ale unei mașini au filet. Această utilizare largă este justificată de următoarele *avantaje*: permit montarea și demontarea ușoară a elementelor asamblate; realizează forțe axiale mari de strângere, folosind forțe tangențiale de acționare mici; au o tehnologie simplă de execuție, deoarece sunt elemente de rotație sau plane.

Dezavantajele acestor îmbinări sunt: filetul este un puternic concentrator de tensiune, mai puțin rezistent la solicitări variabile; asamblarea necesită elemente de împiedicare a autodesfacerii; randament scăzut; sunt mai scumpe ca asamblările nedemontabile.

3.2.1.2 Elemente geometrice ale asamblărilor filetate

Filetul. Este definit geometric prin: profil, pas, unghiul elicei și dimensiunile profilului generator. Principalele elemente geometrice ale

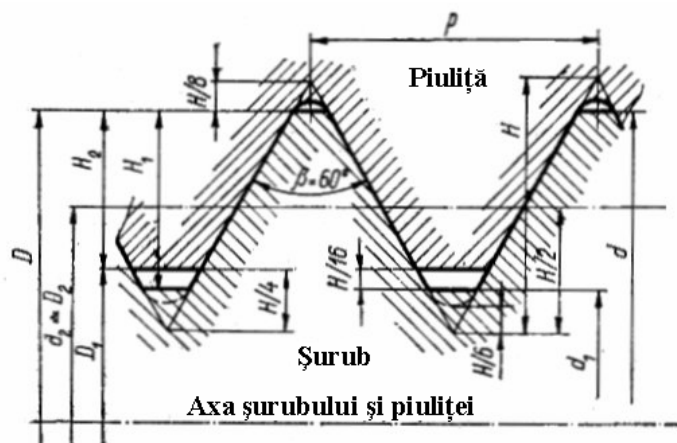


Fig. 3.7

filetului sunt (fig.3.7):

- β - unghiul profilului; p - pasul filetului, definit ca distanța măsurată în același plan median între două puncte omoloage situate pe flancuri paralele consecutive; $d_1(D_1)$ - diametrul interior al șurubului, respectiv piuliței; $d_2(D_2)$ - diametrul mediu al șurubului, respectiv piuliței; $d(D)$ - diametrul interior al șurubului, respectiv piuliței; α_2 - unghiul elicei generatoare; H - înălțimea profilului teoretic al filetului; H_1 - înălțimea totală; H_2 - înălțimea utilă a profilului, pe care are loc contactul spirelor șurubului și piuliței.

Clasificarea filetelor se face după:

a) *profil*:

- *profil triunghiular* (pentru șuruburi de fixare), din care fac parte:

- *filetul metric* (M) are profilul de forma unui triunghi echilateral (fig.3.7), cu unghiul la vârf de $\beta = 60^\circ$;

- *filetul în țoli* (Whitworth) (W) are profilul de forma unui triunghi echilateral (fig.3.7), cu unghiul la vârf de $\beta = 55^\circ$. Filetul pentru țevi este cu pas fin, folosit pentru scopuri de fixare-etanșare, având fundul și vârful rotunjit și fără joc la fund.;

- *filetul trapezoidal* (Tr) are profilul de forma unui trapez (fig.3.8),

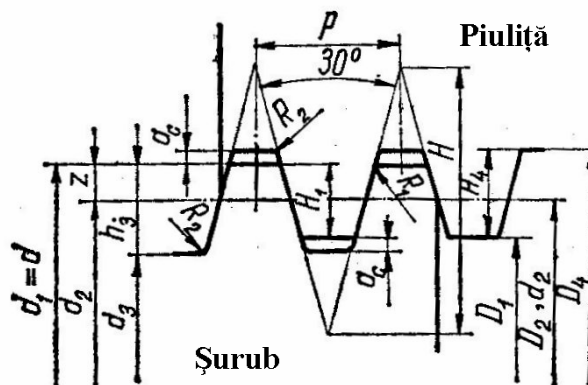


Fig. 3.8

cu unghiul la vârf de $\beta = 30^\circ$. Este utilizat pentru șuruburi de mișcare;

- *filetul fierăstrău* (S) are profilul asimetric, trapezoidal (fig.3.9),

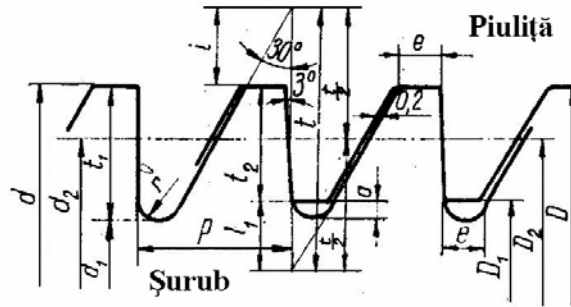


Fig. 3.9

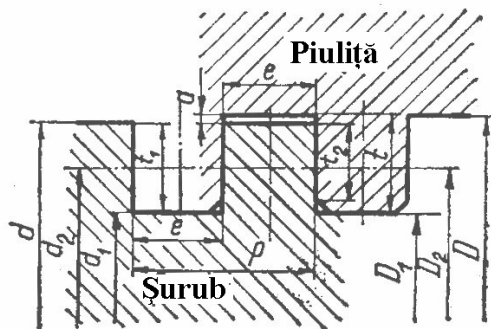


Fig.3.10

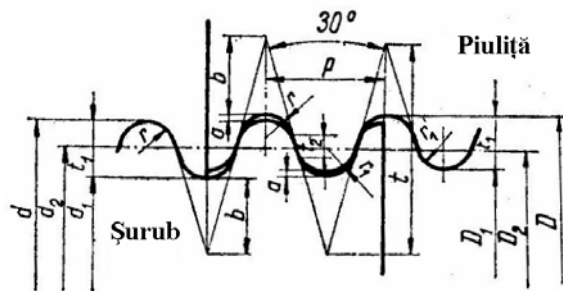


Fig. 3.11

Este utilizat la piese supuse la înșurubări și desfaceri repetate, în condiții de murdărie (șuruburi neprotejate ce lucrează la sarcini cu șoc – la cuple de vagoane);

- b) *direcția de înfășurare*: dreapta (normale); stânga.
- c) *numărul de începături*: cu unul; cu două sau mai multe.

putând prelua sarcini numai într-un singur sens. Pentru ușurința execuției flancul activ are o înclinare de 3^0 . Este folosit la șuruburi care preiau sarcini mari;

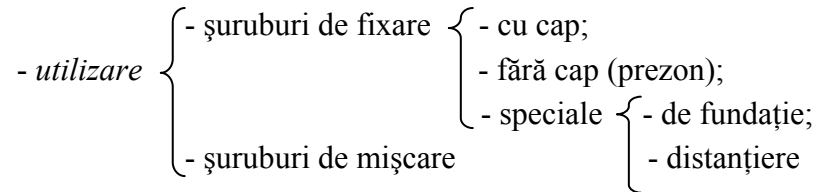
- *filetul pătrat* (Pt) are adâncimea și înălțimea filetului egale cu jumătate din pas (fig. 3.10). Cu toate că realizează randamente superioare altor tipuri de filete, are utilizarea limitată de apariția jocului axial datorită uzurii flancurilor. Se utilizează pentru șuruburi de forță, viteze mici;

- *filetul rotund* (Rd) are profilul realizat din arce de cerc racordate prin drepte înclinate, direcțiile flancurilor formând un unghi de 30^0 (fig.3.11).

d) *forma corpului de înfășurare*: cilindric; conic; plan.

f) *mărimea pasului*: pas mare; pas normal; pas fin.

Șurubul. Clasificarea șuruburilor se face ținând seama de:



- *forma capului*: hexagonal (fig.3.12a); pătrat (fig.3.12b); ciocan (fig.3.12c); striat (fig.3.12e); semirotond crestă (fig.3.12f); înecat crestă (fig.3.12g); fluture (fig.3.12j); inel (fig.3.12i); semirotond și nas (fig.3.12h); cilindric și hexagonal la interior (fig.3.12d); semirotond crestă în cruce etc.

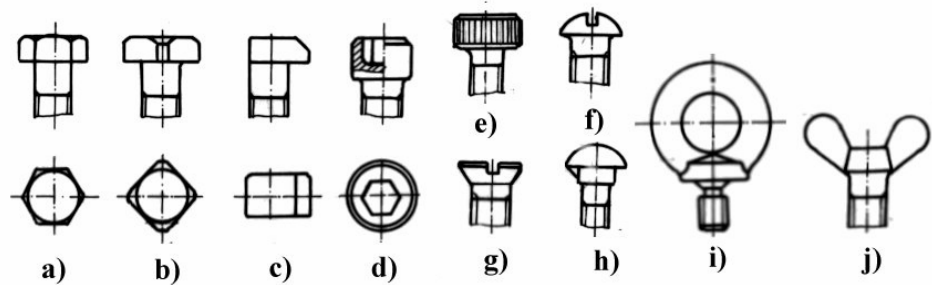


Fig. 3.12

- *tipul vârfului*: plan (fig.3.13a); tronconic (fig.3.13b); conic; bombat (fig.3.13c); cu cep plat (fig.3.13d); cu cep tronconic (fig.3.13e).

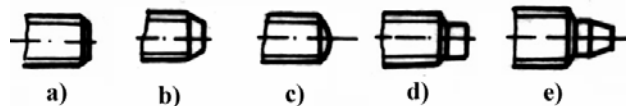


Fig. 3.13

- *forma tijei*: cilindrică sau conică;

- *forma filetelui*;

- *clasa de precizie*: precise (din oțeluri aliate); semiprecise (din OL50, OL60, OLC35); grosolane (OL37, OL42).

Piulița. Ca și capetele de șuruburi, piulițele pot avea forme constructive foarte variate, în funcție de rolul funcțional, spațiul disponibil,

sistemul de asigurare. Există de asemenea trei categorii de execuție: grosolană, semiprecisă și precisă. Cele mai frecvente forme de piulițe se prezintă în fig.3.14.

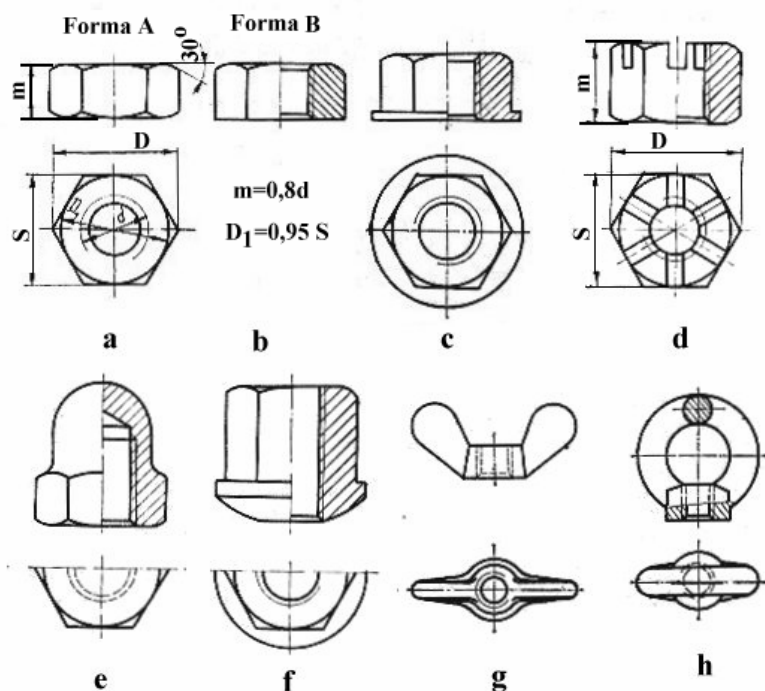


Fig. 3.14

Șaiba. Șaibele sunt discuri metalice, găurite, care se așează între piuliță și suprafața de reazem a piuliței, având rolul de a micșora și uniformiza presiunile de contact și de a asigura perpendicularitatea suprafeței de reazem a piuliței pe axa șurubului. Sunt standardizate, formele de bază fiind cele rotunde și pătrate.

3.2.1.3 Material și tehnologie

Alegerea materialului se face pe baza criteriilor care privesc îndeplinirea funcțiunii, tehnologia de fabricație și costul. În marea majoritate, șuruburile și piulițele se execută din oțel.

Șuruburile pentru utilizări uzuale se execută din OL37, OL42, cu capacitate bună de deformare plastică la rece. Piulițele obișnuite se execută din oțel fosforos pentru piulițe OLF.

Pentru solicitări medii se utilizează oțelurile OL50, OL60, OLC35 și OLC45. Șuruburile îmbinărilor supuse la condiții severe de solicitare se pot executa din oțeluri aliate tratate termic. Atunci când condițiile funcționale impun materiale cu rezistență mecanică ridicată, rezistență la coroziune și rezistență la temperatură, se utilizează oțeluri inoxidabile.

Pe lângă oțeluri se utilizează și aliaje neferoase. Astfel, pentru condiții care cer materiale cu o bună conductibilitate electrică și termică și rezistență la agenți corosivi se utilizează aluminiul și cuprul sau aliajele lor. Nichelul sau aliajele sale se utilizează pentru cerințe de rezistență la coroziune și la temperaturi înalte, iar titanul pentru fabricarea șuruburilor puternic solicitate în condiții de temperatură ridicată și mediu corosiv.

3.2.1.4 Considerații teoretice

Momentul de frecare dintre șurub și piuliță

Strângerea sau desfacerea piuliței unei asamblări filetate, aflate sub acțiunea unei forțe axiale F , poate fi echivalată cu ridicarea, respectiv coborârea, unui corp cu greutatea F pe un plan înclinat al cărui unghi de înclinare este egal cu unghiul de înclinare mediu α_2 a elicei filetului.

În fig.3.15 se prezintă, pentru filetul pătrat, forțele care intervin

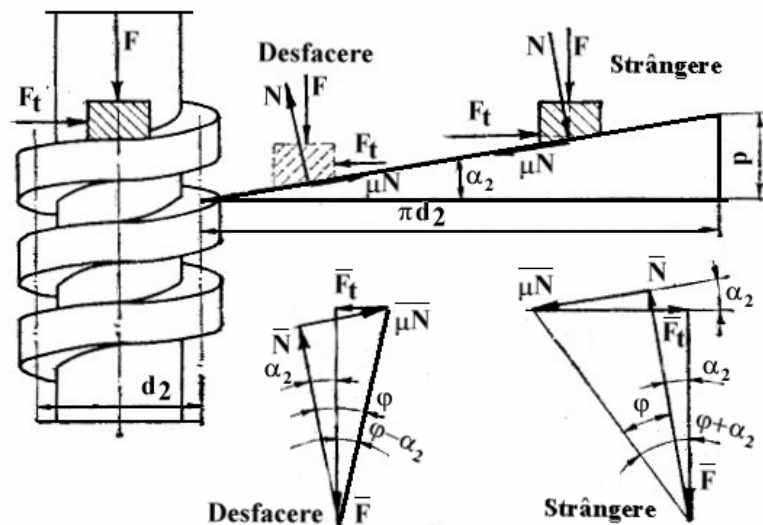


Fig. 3.15

asupra corpului aflat în mișcare uniformă pe planul înclinat. Condiția de

echilibrul a piuliței este:

$$\mu N + F + N + F_t = 0 \quad (3.1)$$

Pe baza acestei ecuații se construiesc poligoanele de forțe pentru strângere și desfacere (piulița urcă sau coboară pe planul înclinat), din care rezultă mărimea forței tangențiale F_t , aplicată pe cercul cu diametrul d_2 .

- la strângere

$$F_{t\max} = F \tan(\alpha_2 + \varphi) \quad (3.2)$$

- la desfacere

$$F_{t\min} = F \tan(\alpha_2 - \varphi) \quad (3.3)$$

În relațiile de mai sus φ poartă denumirea de *unghi de frecare* și este definit de relația: $\tan \varphi = \mu$.

Momentele de torsiune corespunzătoare învingerii frecării dintre spirele șurubului și piuliței la strângere, respectiv desfacere se determină cu relația:

$$M_{t1} = F_t \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \tan(\alpha_2 \pm \varphi) \quad (3.4)$$

în care semnul plus se ia pentru înșurubare și semnul minus pentru deșurubare.

La șuruburile cu filet ascuțit se poate presupune că forța axială F este echilibrată de două componente $F/2$ rezultate din descompunerea forței normale la spirală $F_N/2$ (fig.3.16). Forțele $F_R/2$ se echilibrează reciproc. Forța de frecare ce se opune deplasării piuliței este în acest caz:

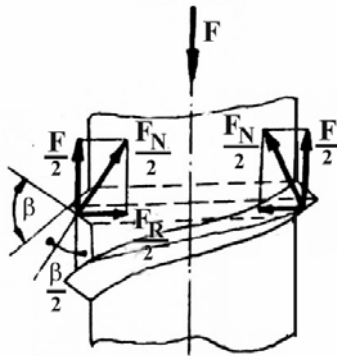


Fig. 3.16

$$F_f = \mu F_N = \frac{\mu F}{\cos \frac{\beta}{2}} = \mu' F$$

Coeficientul μ' poartă denumirea

de coeficient de frecare aparent și este dat de relația:

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \beta / 2} = \tan \varphi'$$

Deoarece $\mu' > \mu$ rezultă că filetul triunghiular este indicat pentru șuruburile de strângere iar filetele pătrat sau trapezoidal, pentru șuruburile de mișcare.

Relațiile obținute pentru filetul cu profil pătrat rămân valabile și la filetul triunghiular, cu condiția considerării unghiului de frecare aparent φ' .

$$F_t = F \tan(\alpha_2 \pm \varphi') \quad (3.5)$$

$$M_{t1} = F_t \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \tan(\alpha_2 \pm \varphi') \quad (3.6)$$

Condiția de autofrânare

Dacă unghiul de înclinare a elicei filetului este destul de mare, piulița se poate deșuruba sub sarcină. Condiția ca piulița să nu se autodeșurubeze (condiția de autofrânare) este:

$$F_{t\min} = F \tan(\alpha_2 - \varphi') \leq 0$$

de unde rezultă:

$$\alpha_2 \leq \varphi' \quad (3.7)$$

Unele dintre filete cu pas mărit și în special cele cu mai multe începuturi nu prezintă autofrânare (șuruburile de mișcare)

Randamentul cuplei șurub-piuliță

La o rotație completă a piuliței în jurul axei șurubului, ea se va deplasa axial cu lungimea unui pas. Randamentul se determină ca raport între lucrul mecanic util și cel consumat, fără a considera frecarea pe suprafața frontală a piuliței:

$$\eta = \frac{F \cdot p}{2\pi F_t \cdot \frac{d_2}{2}} = \frac{\tan \alpha_2}{\tan(\alpha_2 \pm \varphi')} \quad (3.8)$$

unde: $p = \pi d_2 \tan \alpha_2$

Dacă $\alpha_2 = \varphi'$ rezultă:

$$\eta = \frac{\tan \alpha_2}{\tan 2\alpha_2} = \frac{1 - \tan^2 \alpha_2}{2} \leq \frac{1}{2} \quad (3.9)$$

Șuruburile de fixare, care trebuie să îndeplinească condiția de autofrânare $\alpha_2 \leq \varphi'$, au un randament scăzut ($\eta < 0,5$). Șuruburile de mișcare, la care condiția de autofrânare nu este întotdeauna obligatorie, pot realiza creșterea randamentului prin creșterea unghiului α_2 , prin utilizarea unui filet cu pas mărit, sau cu mai multe încheputuri.

Momentul necesar strângerii piuliței

La strângerea unei piulițe pe lângă momentul M_{f1} datorat frecării dintre spirele șurubului și ale piuliței trebuie învins și momentul de frecare M_{f2} , dintre piuliță și suprafața de reazem a acesteia. Forța de strângere F produce pe suprafața inelară de contact (fig.3.17) o presiune uniform distribuită, p :

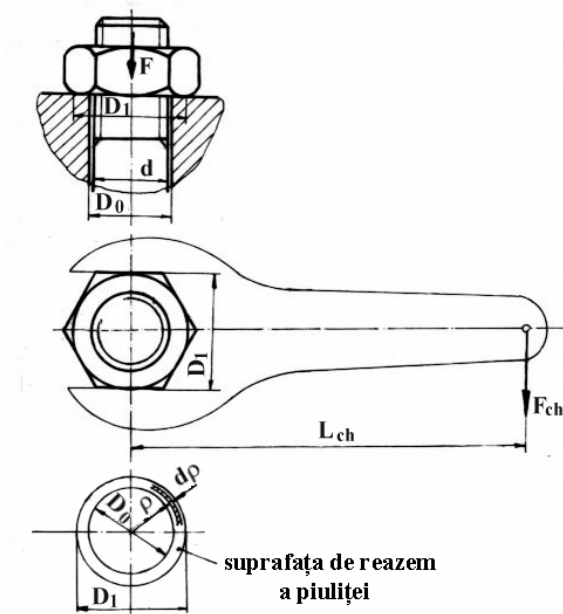


Fig.3.17

$$p = \frac{4F}{\pi(D_1^2 - D_0^2)} \quad (3.10)$$

Din fig.3.17 rezultă:

$$M_{t2} = \mu_2 \frac{F}{3} \cdot \frac{D_1^3 - D_0^3}{D_1^2 - D_0^2} \quad (3.11)$$

unde μ_2 reprezintă coeficientul de frecare dintre piuliță și suprafața de reazem.

Momentul total care trebuie aplicat la cheie pentru strângerea (desfacerea) piuliței este:

$$M_t = M_{t1} + M_{t2} = F_{ch} \cdot L_{ch} \quad (3.12)$$

unde:

$$M_{t1} = F \cdot \frac{d_2}{2} = F \tan(\alpha_2 + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2}; \quad M_{t2} = \mu_2 \cdot \frac{F}{3} \frac{D_1^3 - D_0^3}{D_1^2 - D_0^2}$$

Admițând pentru elementele filetate uzuale, valorile:

$D_1 \approx 2d$; $\mu_2 \approx 0,15$; $D_0 \approx d$; $d_2 \approx 0,88d$; $\alpha_2 = 2^{\circ}30'$; $\tan \varphi' \approx \mu_2$; $d_1 \approx 0,76d$,
rezultă:

$$M_t \approx 0,08F \cdot d + 0,12F \cdot d \approx 0,2F \cdot d$$

Dacă se cunoaște L_{ch} (lungimea cheii de strângere) și momentul total M_t , din relația (3.10) se poate determina forța cu care trebuie strânsă piulița, F_{ch} .

Predimensionarea șuruburilor

La șuruburile de fixare în timpul strângerii piuliței, în tija șurubului, apar tensiuni normale, create de forța axială F :

$$\sigma_t = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2}, \quad (3.13)$$

și tensiuni tangențiale, datorate momentului de torsiune M_{t1} , pentru învingerea forțelor de frecare dintre spirele în contact:

$$\tau_t = \frac{M_{t1}}{W_p} = \frac{F \cdot \frac{d_2}{2} \tan(\alpha_2 + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} \quad (3.14)$$

Tensiunea echivalentă din tija șurubului, după ipoteza a IV-a, va fi :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau^2} = \frac{4\beta F}{\pi \cdot d_1^2} \leq \sigma_{at} \quad (3.15)$$

unde:

$$\beta = \sqrt{1 + 3 \cdot \left[2 \tan(\alpha_2 + \varphi') \cdot \frac{d_2}{d_1} \right]^2}$$

Rezultă că forța axială F se amplifică cu un coeficient β care ține cont de solicitarea de torsiune a tije. Coeficientul β are următoarele valori: $\beta = 1,3$ la filete metrice, $\beta = 1,25$ la filete trapezoidale și $\beta = 1,2$ pentru filete pătrate. La proiectare, deoarece nu se cunoaște momentul de torsiune M_t , dimensionarea se poate face ținând seama doar de tracțiune, luând însă în considerare o forță majorată

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4\beta \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{at}}} \quad (3.16)$$

Solicitări suplimentare ce pot apare în șuruburile de fixare

În afară de tracțiune și forfecare în șurub mai pot apare solicitări suplimentare de încovoiere datorită :

a) forțelor transversale.

În cazul când șurubul fixează două table solicitate la forțe F perpendiculare pe axa asamblării (fig.3.18) pot apărea următoarele situații :

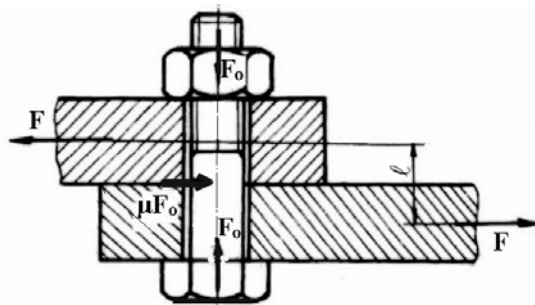


Fig. 3.18

apar forțe suplimentare ;

- dacă forța de strângere din șurub F_0 este suficient de mare, astfel încât forța de frecare pe suprafețele în contact μF_0 este mai mare decât forța F ($\mu F_0 > F$), tablele nu alunecă și în șurub nu

- dacă forța de frecare $\mu F_0 < F$ și șurubul este montat cu joc se produce alunecarea celor două piese, care venind în contact cu șurubul îl soliciță la încovoiere :

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{F \cdot \lambda \cdot 32}{\pi \cdot d_1^3} \quad (3.17)$$

Dacă $\lambda \approx d_1$:

$$\sigma_i \approx \frac{4 \cdot F \cdot 8}{\pi \cdot d_1^2} = 8\sigma_t$$

Deci :

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_i)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(9\sigma_t)^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_a \quad (3.18)$$

Solicitarea șurubului în acest caz crește foarte mult. Pentru a evita o astfel de solicitare se pot prevedea pe suprafața de contact praguri sau pene care să preia forța transversală.

În cazul folosirii șuruburilor păsuite apare solicitarea suplimentară la forfecare :

$$\tau_f \approx \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2}$$

deci :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3(\tau + \tau_f)^2} \leq \sigma_a \quad (3.19)$$

În acest caz rezultă o tensiune inferioară celei obținute la șuruburile cu joc.

b) forței axiale excentrice.

Această situație se întâlnește la folosirea șuruburilor cu cap ciocan (fig.3.19), la care pe lângă solicitarea de întindere și torsiune se mai adaugă solicitarea de încovoiere:

$$\sigma_i = \frac{F \cdot e \cdot 32}{\pi \cdot d_1^3} \quad (3.20)$$

$$\sigma_{tot} = \sigma_t + \sigma_i = \sigma_t \left(1 + \frac{8e}{d}\right)$$

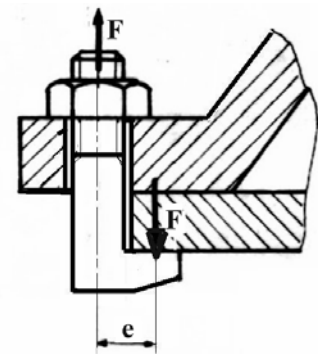


Fig. 3.19

pentru $e \approx d$, $\sigma_{tot} \approx 9\sigma_t$

$$\text{deci : } \sigma_e = \sqrt{(9\sigma_t)^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_a \quad (3.21)$$

c) înclinării suprafeței de așezare a piuliței (fig.3.20).

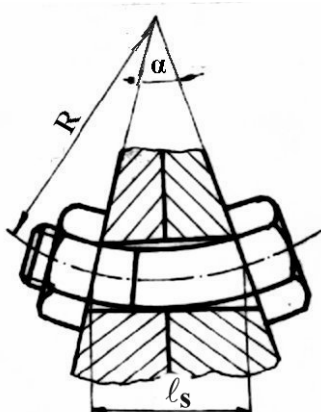


Fig. 3.20

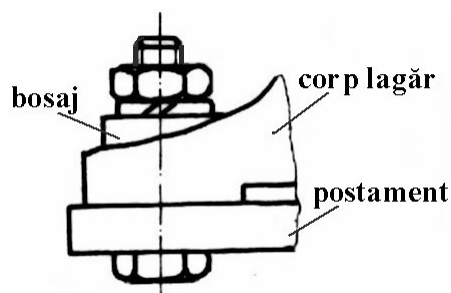


Fig. 3.21

Prin existența unei abateri de la paralelism a suprafețelor de strângere (capul șurubului și piuliță), în corpul șurubului iau naștere tensiuni suplimentare de încovoiere :

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{E \cdot I \cdot d_1}{R \cdot I \cdot 2} = \frac{E d_1}{2R} \quad (3.22)$$

unde : $M_i = \frac{E \cdot I}{R}$ (din ecuația fibrei medii deformate)

$$\text{Rezultă : } \sigma_e = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_i)^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_a \quad (3.23)$$

Pentru a se evita această solicitare suplimentară, se prevăd șaibe înclinate sau bosaje care să preia diferența de la neparalelismul fețelor de strângere (fig.3.21).

Calculul piulițelor nestandardizate

Când se folosesc piulițe nestandardizate sau din alt material decât șurubul, trebuie să se stabilească numărul de spire la piuliță (dimensionarea piuliței)

Se presupune că spirele piuliței se încarcă uniform și asupra unei spire acționează forța F/z (z numărul de spire). Spira astfel încărcată (fig.3.22) este solicitată la:

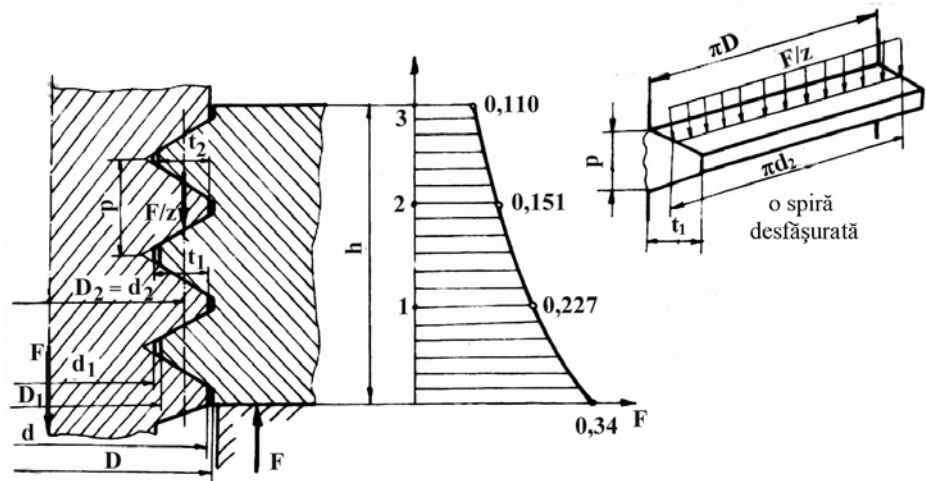


Fig. 3.22

a) presiunea de contact :

$$p = \frac{F_{\max}}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot t_2} \leq p_{as} \quad (3.24)$$

unde :

$$F_{\max} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \sigma_{at}$$

Din (3.24) rezultă :

$$z \geq \frac{\sigma_{at}}{p_{as}} \cdot \frac{d_1^2}{4 \cdot d_2 \cdot t_2} \quad (3.25)$$

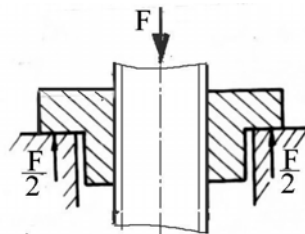


Fig. 3.23

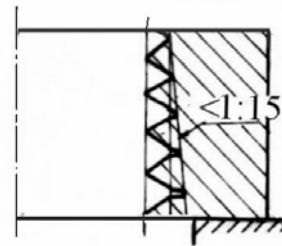


Fig. 3.24

De fapt, încărcarea spirei nu este uniformă din cauză că șurubul se alungește sub acțiunea forței F iar piulița se contractă, deci variază pasul. Primele spire în contact cu piesa se încarcă cel mai mult (fig.3.22), ajungând

ca peste 10 spire acestea să nu mai preia sarcini. Din acest motiv, piulițele vor avea maxim 10 spire. Pentru o distribuție mai uniformă a încărcării spirei se adoptă diverse soluții constructive, de exemplu : piulițe sprijinite pe guler (fig.3.23), piulițe crestate variabil la fundul spirei (fig. 3.24) ș.a.

b) încovoiere cu forfecare.

Considerând o spiră desfășurată pe lungimea unui pas (fig. 3.22), în secțiunea de încastrare a spirei apar tensiunile :

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{\frac{F \cdot t_1}{z} \cdot \frac{1}{2}}{\frac{\pi \cdot D \cdot p^2}{6}} = \frac{3 \cdot F \cdot t_1}{\pi \cdot D \cdot p^2 \cdot z}$$

$$\tau = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot D \cdot p}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_i^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{at} \quad (3.26)$$

Din relația (3.26) rezultă un număr de spire “z” necesar rezistenței filetului la solicitarea compusă. Din cele două valori rezultate pentru numărul de spire (rel.3.25 și 3.26), se alege valoarea maximă (care nu trebuie să depășească 10 spire) și se calculează înălțimea piuliței :

$$h = z \cdot p$$

Dacă rezultă mai mult de 10 spire, se vor schimba dimensiunile filetului sau diametrul șurubului.

3.2.1.5 Solicitățile șuruburilor cu prestrângere în timpul exploatarei

În timpul funcționării, în afara sarcinilor de la montaj șuruburile mai pot fi solicitate de forțe axiale care provin din modul de funcționare sau din dilatații termice împiedicate.

Se consideră cazul unui șurub ce strânge flanșa de capacul unui rezervor sau a unei conducte sub presiune, a cărui montaj și exploatare se face la aceeași temperatură (fig.3.25).

Înainte de montaj, piulița se strânge doar până la dispariția jocurilor din asamblare (fig.3.25.a). Punctul 1 este considerat pe șurub, iar 2 pe suprafața capacului (flanșei).

Strângând piulița în continuare cu cheia (fig.3.25.b), la montaj apare în șurub forța de prestrângere F_0 , care provoacă o alungire a șurubului cu ΔL_s^0 și o comprimare a flanșelor cu ΔL_f^0 , punctele 1 și 2 ajungând să se suprapună.

În cazul când intervine și forța de exploatare F , cauzată de presiunea din recipient, șurubul își mărește alungirea iar flanșele se decompimă, rămânând totuși comprimate ($\Delta L_f'$) de o forță F_0' (fig. 3.25.c) necesară asigurării etanșării. Șurubul va fi solicitat în acest caz de forța de exploatare F și de forța remanentă de la montaj F_0' , care vor produce o deformație ΔL_s .

Suma deformațiilor la montaj și exploatare rămâne însă aceeași :

$$\Delta L_s^0 + \Delta L_f^0 = \Delta L_s + \Delta L_f \quad (3.27)$$

În general, alungirea :

$$\Delta L = L \cdot \varepsilon = L \frac{\sigma}{E} = \frac{L \cdot F}{E \cdot A} = \frac{F}{c} \quad (3.28)$$

unde s-a notat cu $c = \frac{A \cdot E}{L}$ rigiditatea.

Cu notația adoptată, relația 3.27 devine :

$$F_0 \cdot \left(\frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_f} \right) = \frac{F + F_0'}{c_s} + \frac{F_0'}{c_f}$$

$$F_0 \cdot \left(\frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_f} \right) = F_0' \cdot \left(\frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_f} \right) + \frac{F}{c_s}$$

$$F_0 = F_0' + F \cdot \frac{c_f}{c_s + c_f} \quad (3.29)$$

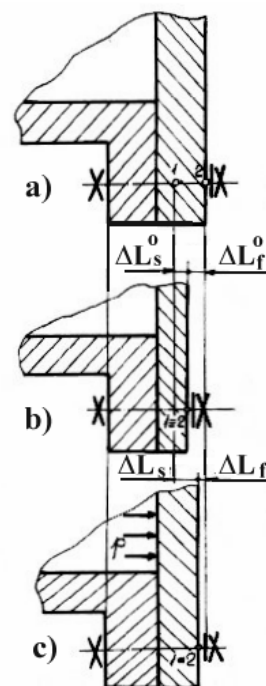


Fig. 3.25

Forța remanentă se poate scrie: $F'_0 = \xi F$

unde: $\xi = 0,25 \div 0,75$ în funcție de etanșare;

$$\zeta = \frac{c_f}{c_s + c_f}.$$

Forța de prestrângere necesară la montaj va fi:

$$F_0 = F(\xi + \zeta) \quad (3.30)$$

Dacă șurubul are secțiuni diferite :

$$\Delta L_s = \Delta L_{s1} + \Delta L_{s2} + \dots + \Delta L_{sn} = F_s \left(\frac{1}{c_{s1}} + \frac{1}{c_{s2}} + \dots + \frac{1}{c_{sn}} \right)$$

unde :

$$c_{s1} = \frac{E_s \cdot A_{s1}}{L_{s1}} ; c_{s2} = \frac{E_s \cdot A_{s2}}{L_{s2}} ; \dots$$

deci :

$$c_{si} = E_s \sum_{i=1}^n \frac{A_{si}}{L_{si}},$$

“n” fiind numărul de secțiuni diferite.

În cazul flanșelor de grosime diferită sau din materiale diferite, se poate scrie la fel :

$$\frac{1}{c_f} = \frac{1}{c_{f1}} + \frac{1}{c_{f2}} + \dots + \frac{1}{c_{fn}} = \sum_{i=1}^n \frac{A_{fi} \cdot E_{fi}}{L_{fi}}$$

Deci elasticitatea unui ansamblu de piese este egală cu suma elasticităților pieselor componente.

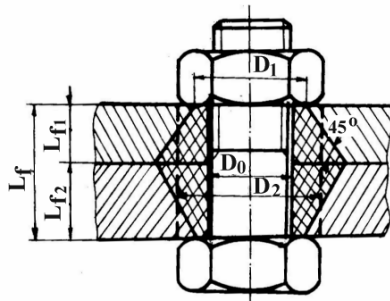


Fig. 3.26

Aprecierea secțiunii flanșelor A_f se face considerând că distribuția de tensiuni în flanșe se face sub un unghi de 45° (fig.3.26).

Aria astfel comprimată se echivalează cu secțiunea transversală a unui cilindru cu diametrul exterior :

$$D_2 = D_0 + \frac{L_{f1} + L_{f2}}{2}$$

Astfel aria flanșei va fi : $A_f = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_0^2)$

Se consideră că deformațiile în șurub și flanșe au loc în domeniul elastic, astfel că reprezentând grafic variația deformației în raport cu forța de acționare se obține diagrama din fig. 3.27.

Notând cu:

μ_F – scara forțelor;

μ_L – scara deformațiilor,

rezultă :

$$\operatorname{tg} \varphi_s = \frac{F_0 \cdot \mu_F}{L_s \cdot \mu_L} = c_s \frac{\mu_F}{\mu_L}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_f = c_f \frac{\mu_F}{\mu_L}$$

Dacă forța de exploatare acționează dinamic, atât șuruburile cât și flanșele vor fi solicitate variabil.

$$F_{s \max} = F + F_0' ; \quad \sigma_{\max, s} = \frac{F_{s \max}}{A_s} ; \quad F_{f \max} = F_0 \Rightarrow \sigma_{\max, f} ;$$

$$F_{s \min} = F ; \quad \sigma_{\min, s} = \frac{F_{s \min}}{A_s} ; \quad F_{f \min} = F_0 \Rightarrow \sigma_{\min, f} ;$$

Coeficientul de asimetrie al solicitării șurubului va fi:

$$R_s = \frac{\sigma_{\min s}}{\sigma_{\max s}} .$$

La solicitarea variabilă, pentru aceleași forțe F și F_0' cu cât panta φ_s este mai mică, deci rigiditatea c_s mai mică (elasticitate mai mare), coeficientul de asimetrie R_s este mai mare (mai aproape de unitate). Pentru ca c_s să fie mic, aria șurubului A_s trebuie să fie cât mai mică iar lungimea L_s cât mai mare. Deci, la solicitări variabile șuruburile zvelte rezistă mai bine.

3.2.1.7. Calculul asamblărilor cu șuruburi de fixare încărcate excentric

Dintre multiplele situații ce pot interveni, se va trata cazul frecvent

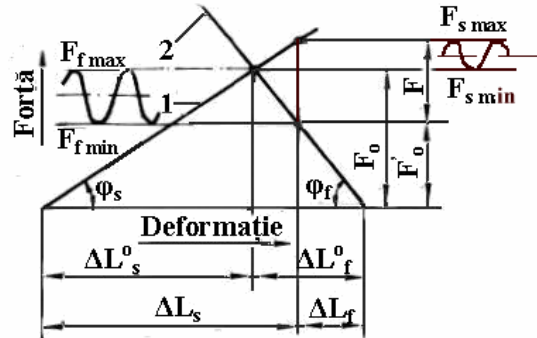


Fig. 3.27

întâlnit la fixarea consolelor sau la prinderea carcaselor pe fundații.

Se consideră un suport fixat de fundație printr-un grup de șuruburi (fig.3.28), asupra suportului acționând forța F , după o direcție oarecare. Cele două componente F_H și F_V ale forței F soliciță suplimentar îmbinarea cu un moment de încovoiere :

$$M_i = F_H \cdot z_0 - F_V \cdot y_0$$

Componenta F_V și momentul M_i soliciță la tracțiune șuruburile iar componenta F_H caută să producă o alunecare relativă între suport și fundație. Împiedicarea atât a desprinderii, cât și a alunecării suportului,

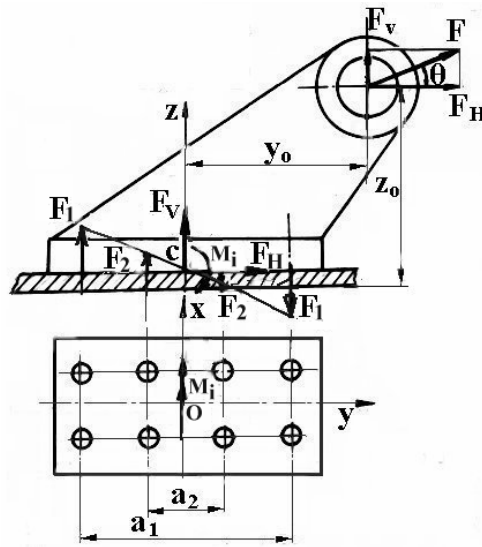


Fig. 3.28

se realizează prin montarea șuruburilor cu o strângere inițială F_0 ce conduce în șurub la o tensiune $\sigma_0 = \frac{F_0}{A_s}$.

Notând cu i numărul de șuruburi și considerând că forța F_V se repartizează uniform, fiecare șurub va fi încărcat suplimentar cu :

$$\sigma_V = \frac{F_V}{i \cdot A_s} .$$

Datorită momentului încovoiator, rândul cel mai

depărtat de șuruburi va fi încărcat cu o forță suplimentară F_1 , următorul cu o forță F_2 , astfel că :

$$F_1 \cdot a_1 + F_2 \cdot a_2 = M_i$$

dar

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{a_1}{a_2} \Rightarrow F_2 = F_1 \cdot \frac{a_2}{a_1} ,$$

care înlocuit în prima ecuație conduce la :

$$F_1 = M_i \cdot \frac{a_1}{a_1^2 + a_2^2} ,$$

În general se poate scrie :

$$F_1 = M_i \cdot \frac{a_1}{\sum_{y=1}^n a_y^2} \quad (3.31)$$

unde n reprezintă numărul de rânduri.

Această încărcare conduce la o tensiune suplimentară :

$$\sigma_{i \max} = \frac{F_1}{u \cdot A_s} \quad (3.32)$$

în care $u = \frac{i}{n}$ - nr. de șuruburi pe un rând.

Tensiunea de tracțiune maximă în șuruburi va fi :

$$\sigma_i = \sigma_0 + \sigma_v + \sigma_{i \max}$$

3.2.1.8 Șuruburi cu bile (STAS 12757-89)

La transmisiile cu șuruburi de mișcare la care se impune păstrarea preciziei cinematice în timp, randament ridicat, siguranță în funcționare, utilizarea șuruburilor clasice, cu mișcare de alunecare între spire, devine nesatisfăcătoare. Pentru obținerea mișcării de rostogolire, între elementele transmisiei se prevăd canale elicoidale, între care circulă bile (fig.3.29) care după ce ies din zona de lucru a piuliței, sunt reintroduse în circuit printr-un canal de recirculare.



Fig. 3.29

Utilizarea pe scară largă a șuruburilor cu bile este limitată de construcția mai complicată care determină un cost ridicat.

Astfel de șuruburi se întâlnesc în construcția roboților industriali, a liniilor automate, la mașini unelte, autovehicule ș.a.

La transmisiile de mare precizie se utilizează, pentru construcția elementelor componente, oțeluri aliate sau oțeluri de rulmenți. Pentru obținerea unei duriități a suprafețelor de minim 60 HRC oțelurile folosite se tratează termic sau termodinamic.

Tendința de utilizare pe scară largă a șuruburilor cu bile a determinat măsuri de tipizare a acestora (STAS 12757-89). Alegerea diametrului bilelor se face pe baza unui compromis între capacitatea portantă și precizia cinematică. Din aceste cauze diametrul bilelor se limitează în funcție de pasul filetului:

$$2r = (0,55...0,65) \cdot p \quad (3.33)$$

Căile de rulare se pot realiza cu profil curbiliniu (fig.3.30a, b și c) sau rectiliniu (fig.3.30d, e și f). *Profilurile curbilinii*, cu contact în două puncte (fig.3.30a) și cu contact în patru puncte (fig.3.30b și c), sunt cele mai des utilizate pentru obținerea unor capacități portante mari. Majoritatea firmelor constructoare realizează aceste profiluri cu $\theta = 45^\circ$, deoarece în

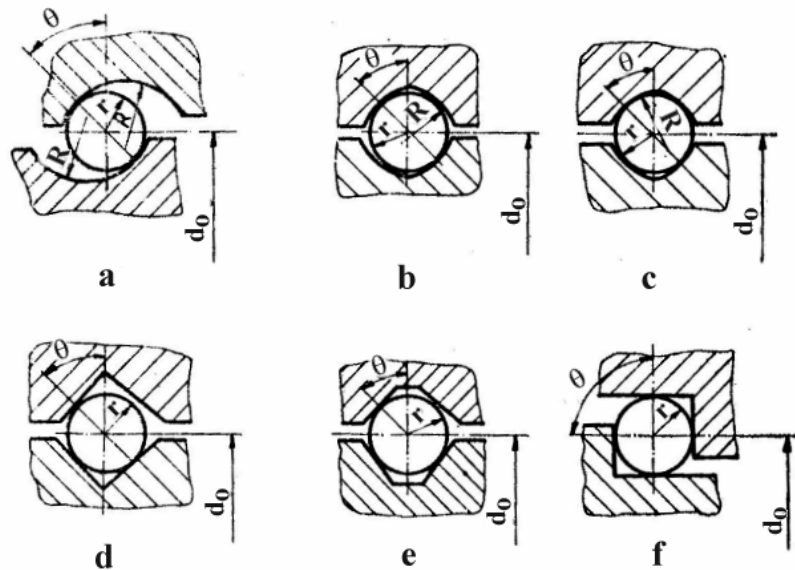


Fig. 3.30

cazul unor unghiuri de contact mari se impun măsuri speciale pentru reducerea jocurilor axiale. *Profilurile rectilinii* de formă triunghiulară, trapezoidală sau dreptunghiulară (fig.3.30d, e și f) sunt constructiv mai simple, dar au o capacitate portantă mult inferioară profilurilor curbilinii, de aceea se recomandă la transmisiile cu rol cinematic, unde nu există solicitări importante.

Pentru profilurile curbilinii se recomandă $r = (0,85...0,97)R$.

Criteriile care trebuie considerate la calculul șuruburilor cu bile sunt asemănătoare celor de la rulmenți și anume:

- rezistența la solicitarea de contact, în regim static (sub 10 rot/min) pentru evitarea deformațiilor plastice și în regim dinamic (peste 10 rot/min) pentru asigurarea durabilității impuse;
- randamentul mecanic.

Transmisia este solicitată, la o forță exterioară axială F , care se consideră repartizată uniform pe numărul z de bile din zona se lucru. Între șurub și piuliță forța se transmite, prin intermediul bilelor, sub forma unei forțe normale F_n orientată după direcția liniei de contact (fig.3.31). Folosind condițiile de echilibru static se determină componentele:

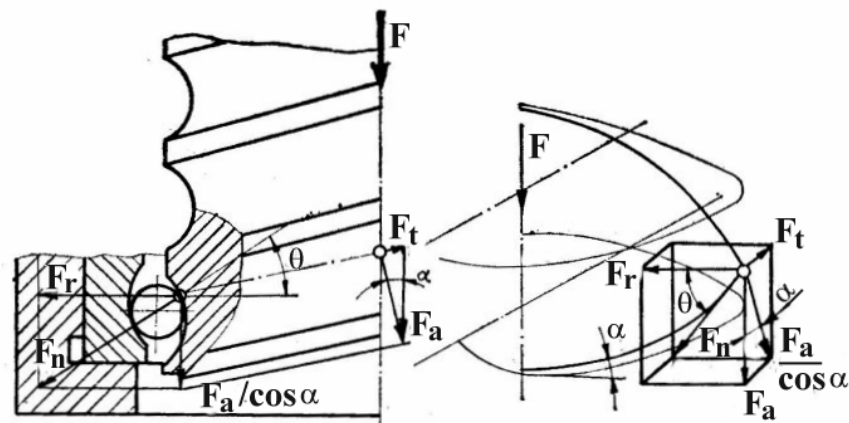


Fig. 3.31

- forța axială: $F_a = F / z_c$;

$$\text{- forța tangențială: } F_t = \frac{F \tan(\alpha + \varphi)}{z_c};$$

$$\text{- forța radială: } F_r = \frac{F}{z_c \cdot \tan \theta \cdot \cos(\alpha + \varphi)};$$

$$\text{- forța normală: } F_n = \frac{F}{z_c \cdot \sin \theta \cdot \cos(\alpha + \varphi)}$$

În relațiile de mai sus s-a ținut seama că datorită erorilor de profil ale bilelor și căilor de rulare, forța F este preluată de un număr de bile z_c , inferior numărului teoretic z .

$$z_c = (0,7 \dots 0,9) \cdot z$$

Unghiul de frecare de rostogolire (φ) se calculează în funcție de coeficientul f de frecare la mișcarea de rostogolire.

$$\tan \varphi = \frac{f}{r \sin \theta} \quad (3.34)$$

Pentru bile din oțel călit, care se rostogolesc pe suprafețe din oțel călit, $f = (8 \dots 10) \cdot 10^{-3}$ mm; dacă bilele se rostogolesc pe suprafețe din oțel necălit, $f = (50 \dots 80) \cdot 10^{-3}$ mm.

Condiția de autofrânare este $\varphi \geq \alpha$, unde α este unghiul de înclinare al elicei medii.

La transmisiile fără pretensionare, unghiul de frecare φ are valori foarte mici și condiția de autofrânare nu este îndeplinită.

În cazul în care șurubul este elementul motor, rezultând o mișcare de translație pentru piuliță, randamentul va fi dat de relația (3.35), iar în cazul când piulița este element motor, rezultând o mișcare de rotație pentru șurub, randamentul se calculează cu relația (3.36).

$$\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan(\alpha + \varphi)} \quad (3.35)$$

$$\eta = \frac{\tan(\varphi - \alpha)}{\tan \alpha} \quad (3.36)$$

Pentru $\alpha \geq 3^\circ$, randamentul se menține în limitele $\eta = 0,9 \dots 0,95$.

Capacitatea statică C_0 este o mărime foarte importantă pentru șuruburile cu bile care lucrează la turații joase și reprezintă sarcina axială maximă care poate fi suportată, fără a provoca deformații permanente de 0,0001 din diametrul corpului de rostogolire d .

$$C_0 = \frac{F}{f_H'} \leq C_{0STAS} \quad (3.37)$$

în care coeficientul f_H' ia în considerare influența durității suprafețelor în contact (fig.3.32).

Capacitatea dinamică C de încărcare este semnificativă pentru șuruburile cu bile care lucrează la turații peste 10 r0t/min și reprezintă forța axială care determină, după 10^6 rotații ale șurubului, scoaterea din uz a 10% din transmisii. Pe baza analogiei cu rulmenții radiali-axiali cu bile, între capacitatea dinamică, forța axială exterioară F și durabilitatea L există relația :

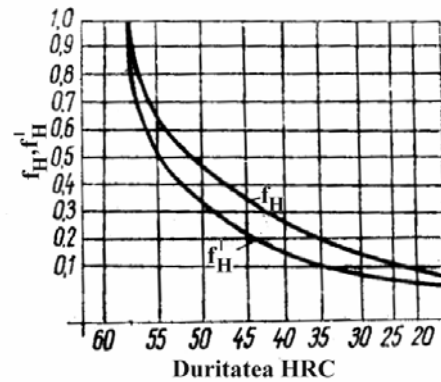


Fig. 3.32

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^3 \quad (3.38)$$

unde F_e reprezintă forța dinamică echivalentă și este dată de relația:

$$F_e = F \cdot \frac{f_d}{f_H} \quad (3.39)$$

în care: $f_d=1 \dots 1,2$ - pentru turație mică, forță fără șocuri;

$f_d=1,2 \dots 1,5$ - pentru condiții normale de funcționare;

$f_d=1,5 \dots 2,5$ - pentru turații obișnuite, forțe cu șocuri;

f_H - coeficient de duritate, care se alege din fig.3.32.

Cu relația (3.38) se calculează capacitatea dinamică:

$$C = F_e \sqrt[3]{L} \leq C_{STAS} \quad (3.40)$$

unde:

L – durabilitatea, calculată cu relația:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} \text{ [mil. rotații]} \quad (3.41)$$

în care:

n – turația [rot/min];

L_h - durata de funcționare [ore].

Dacă din calcule rezultă $C(C_0) > C_{STAS}$ se va mări diametrul d_0 al șurubului.

3.2.2 Asamblări cu pene

3.2.2.1 Clasificare

Penele sunt organe de mașină demontabile, de formă prismatică, care servesc la fixarea, ghidarea sau reglarea poziției relative a pieselor.

După poziția axei lor în raport cu axa longitudinală a pieselor asamblate, se deosebesc :

a) pene transversale, care se montează cu axa lor geometrică perpendiculară pe axa pieselor asamblate ;

b) pene longitudinale, care se montează cu axa lor geometrică paralelă cu axa pieselor asamblate (fig.3.35, fig.3.37).

Penele longitudinale pot fi la rândul lor :

- înclinate (cu strângere) $\left\{ \begin{array}{l} \text{- obișnuite (fig.3.33a);} \\ \text{- subțiri (fig.3.33b);} \\ \text{- concave (fig.3.33c);} \\ \text{- tangențiale (fig.3.33d).} \end{array} \right.$

- paralele (fig.3.37) $\left\{ \begin{array}{l} \text{- obișnuite;} \\ \text{- subțiri.} \end{array} \right.$

- disc (fig.3.34) : o pană fără strângere ce permite înclinarea axei butucului față de axa arborelui.

Penele se execută din : OL50, OL60, OL70 sau OLC45.

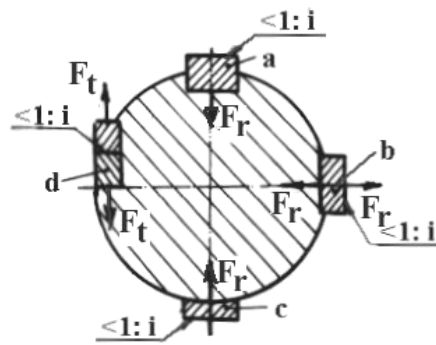


Fig. 3.33

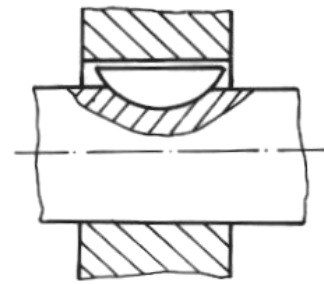


Fig. 3.34

3.2.2.2 Pene longitudinale înclinate

Pene longitudinale înclinate se montează paralel cu axa pieselor de îmbinat, realizând o îmbinare fixă între acestea, denumite de aceea și cu strângere (fig.3.35).

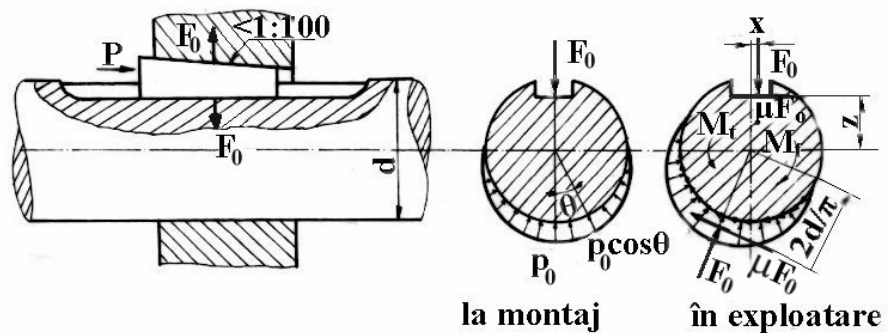


Fig. 3.35

Datorită înclinării penei, la baterea ei cu o forță P , ia naștere o forță radială F_0 care produce la montaj o reacțiune între butuc și arbore distribuită cosinusoidal. În timpul funcționării, când prin asamblare se transmite momentul M_t , există tendința de rotire relativă a butucului față de arbore, ceea ce conduce la o dezaxare a forței F_0 față de axa asamblării. Făcând

echilibrul forțelor ce acționează asupra penei (fig.3.36) rezultă :

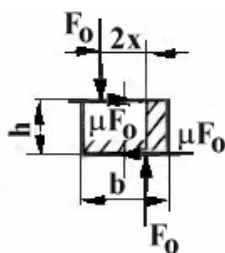


Fig. 3.36

$$F_0 \cdot 2x = \mu F_0 \cdot h, \text{ deci : } x = \mu \frac{h}{2}$$

Momentul ce poate fi transmis printr-o astfel de îmbinare este egal, la limită, cu momentul de frecare :

$$M_t = \mu F_0 \frac{2d}{\pi} + \mu F_0 \left(\frac{d}{2} - \frac{h}{2} \right) + F_0 \mu \frac{h}{2}$$

$$M_t = \mu F_0 \frac{d}{2} \cdot \left(1 + \frac{4}{\pi} \right) \quad (3.42)$$

Din relația (3.42) rezultă forța de strângere necesară pentru a transmite prin asamblare momentul M_t :

$$F_0 = \frac{2M_t}{\mu \cdot d \cdot \left(1 + \frac{\pi}{4} \right)} \quad (3.43)$$

Pentru dimensionarea acestor pene, se cunosc : M_t , diametrul arborelui d și materialele reperelor. În funcție de diametrul d se alege din STAS secțiunea transversală a penei ($b \times h$). Lungimea penei se calculează limitând tensiunea de strivire pe suprafața de contact (considerând presiunea distribuită triunghiular pe lățimea penei – cazul cel mai dezavantajos) :

$$p = \frac{2F_0}{b \cdot \lambda} \leq p_{as} \Rightarrow \lambda \geq \frac{2F_0}{b \cdot p_{as}} \quad (3.44)$$

Lungimea penei se adoptă la o valoare standardizată superioară celei calculate și corelată cu lățimea butucului. Dacă lungimea penei rezultă mai mare decât a butucului, se vor adopta 2 sau 3 pene de strângere, decalate cu 120° .

Această fixare, aduce cu sine și avantajul micșorării dezaxării butucului. Penele de strângere așezate la 180° transmit același moment ca o singură pană.

3.2.2.3. Pene longitudinale paralele

Datorită faptului că aceste pene se introduc în locașul lor cu joc între pană și fundul canalului din butuc (fig.3.37a), ele realizează asamblări fără

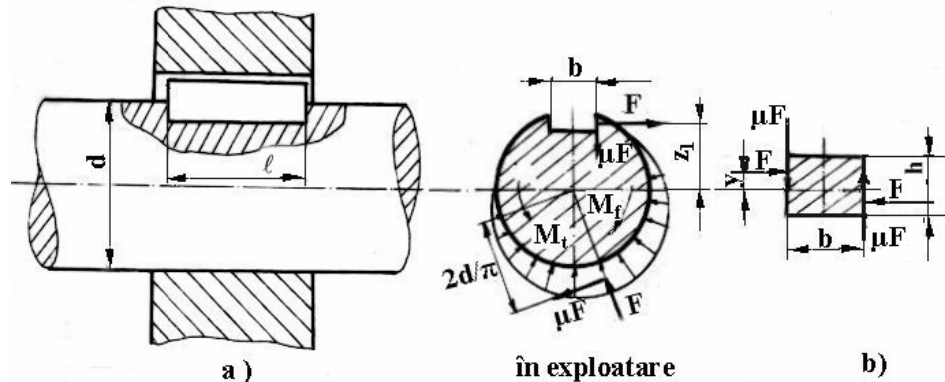


Fig. 3.37

strângere, momentul de răsucire M_t , transmițându-se numai prin fețele laterale ale penei. Au avantajul că nu produc dezaxări ale butucului față de axa arborelui și permit deplasarea butucului în lungul arborelui.

Din echilibrul penei (fig.3.37b) rezultă :

$$\mu F b = 2yF, \text{ deci : } y = \frac{\mu \cdot b}{2}$$

Făcând echilibrul între momentul ce se transmite M_t și momentul forțelor de frecare ce acționează asupra arborelui, rezultă :

$$M_t = \mu F \frac{2d}{\pi} + \mu F \frac{b}{2} + F \cdot z_1$$

unde::

$$z_1 = \frac{d}{2} - \frac{\mu b}{2}$$

$$M_t = F \frac{d}{2} \left(1 + \frac{4\mu}{\pi} \right) \quad (3.45)$$

Forța care acționează asupra pereților canalului de pană va fi :

$$F = \frac{2M_t}{d \cdot \left(1 + \frac{4\mu}{\pi} \right)} \quad (3.46)$$

Pentru dimensionarea acestor pene, cunoscând M_t și diametrul arborelui d , din STAS 1004 se stabilesc dimensiunile secțiunii transversale a penei ($b \times h$) iar cu relația 3.46 se calculează forța F . Lungimea penei se calculează din limitarea tensiunii de strivire pe suprafețele ei laterale și a forfecării :

$$p = \frac{F \cdot 2}{h \cdot \lambda} \leq p_{as} \Rightarrow \lambda \geq \frac{2F}{h \cdot p_{as}} \quad (3.47)$$

$$\tau_f = \frac{F}{b \cdot \lambda} \leq \tau_{af} \Rightarrow \lambda \geq \frac{F}{b \cdot \tau_{af}} \quad (3.48)$$

Lungimea penei se standardizează la o valoare superioară celei mai mari valori din cele două calculate (rel.3.47 și 3.48) și corelată cu lungimea butucului.

Dacă lungimea penei rezultă mai mare decât a butucului se vor adopta două sau mai multe pene paralele. Poziția lor reciprocă nu prezintă nici o importanță, deoarece ele lucrează pe fețele laterale, nu prin frecare.

3.2.3 Asamblări prin caneluri

Arborii canelați pot fi considerați ca arbori cu pene longitudinale multiple, făcând corp comun cu arborele. Se utilizează în special la montarea roților baladoare din cutiile de viteză ale mașinilor unelte și autovehiculelor, când este necesară deplasarea frecventă a roților în lungul arborelui.

Față de penele longitudinale, arborii canelați prezintă următoarele avantaje: centrare și ghidare bună a pieselor montate, capacitate de transmitere a momentelor de răsucire mai mari.

Clasificarea asamblărilor cu caneluri se face după:

- *Forma secțiunii canelurii:*

a) Caneluri dreptunghiulare (fig.3.38.a)

- seria ușoară (STAS 1768-86)

- seria mijlocie (STAS 1769-86)

- seria grea (STAS 1770-86)

b) Caneluri în evolventă (fig.3.38.b) (STAS 12154-88)

c) Caneluri triunghiulare (fig.3.38.c). Utilizate mai mult la asamblări

fixe.

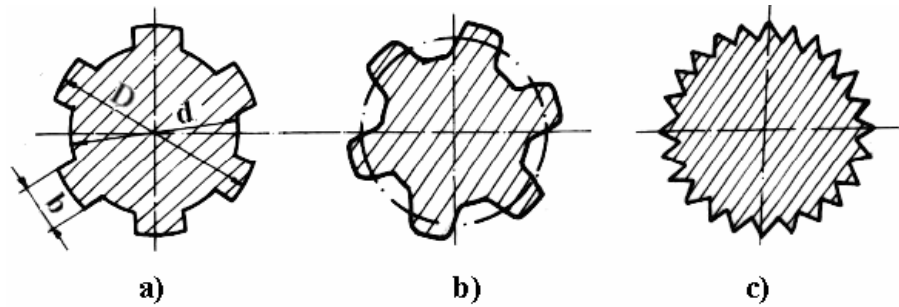


Fig. 3.38

d) Caneluri trapezoidale. Sunt utilizate rar.

e) Caneluri rotunde.

Canelurile din seria ușoară preiau parțial momentul M_t suportat de arbore. Canelurile din seria mijlocie și grea preiau integral momentul suportat de arbore, cele din seria grea putând fi în plus, cuplate și decuplate sub sarcină.

- Felul centrării :

- interioară (fig.3.39.a)

- exterioară (fig.3.39.b)

- laterală (fig.3.39.c)

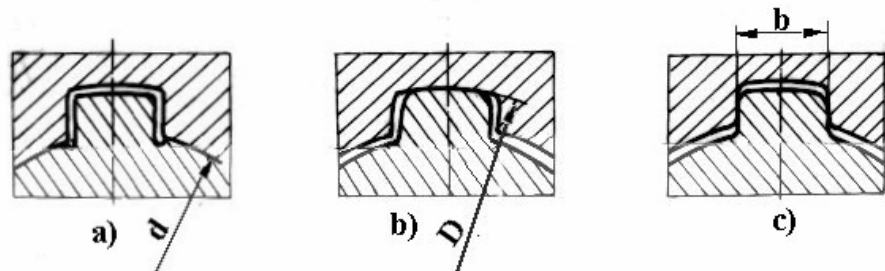


Fig. 3.39

Centrarea interioară este mai precisă iar centrarea exterioară este mai economică.

Elemente de calcul.

În asamblările cu caneluri (fig.3.40), momentul de răsucire este transmis prin contactul lateral al flancurilor, de unde rezultă că :

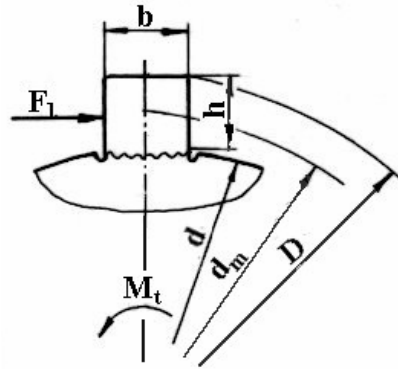


Fig. 3.40

$$M_t = F_1 \frac{d_m}{2} \cdot z \cdot \varphi \quad (3.49)$$

$$\text{unde : } d_m = \frac{d + D}{2};$$

z – număr de caneluri ;

$\varphi = 0,75$ coeficient de imprecizie a prelucrării.

Din relația (3.49) rezultă forța ce încarcă o canelură :

$$F_1 = \frac{2M_t}{d_m \cdot z \cdot \varphi} \quad (3.50)$$

Această forță soliciță canelurile la:

a) strivire a flancurilor :

$$p = \frac{F_1}{\lambda \cdot h} \leq p_{as} \Rightarrow \lambda \geq \frac{F_1}{h \cdot p_{as}} \quad (3.51)$$

unde λ reprezintă lungimea canelurii

b) forfecare cu încovoiere la baza canelurii :

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_z} = \frac{F_1 \cdot \frac{h}{2}}{\lambda \cdot b^2}; \quad \tau_f = \frac{F_1}{b \cdot \lambda}$$

Fiind o sollicitare compusă se determină tensiunea echivalentă cu relația:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_f^2} \leq \sigma_a \quad (3.52)$$

Se stabilește lungimea canelurii cu relația 3.51, aceasta se standardizează în corelație cu funcționarea asamblării și se verifică asamblarea cu relația 3.52.

3.2.4 Asamblări cu știfturi

Știfturile înlocuiesc de regulă penele transversale a căror axă geometrică este perpendiculară pe axa pieselor asamblate. Forma știfturilor este cilindrică sau conică, plină sau tubulară. Găurile date în piesele de îmbinat trebuie să corespundă riguros cu știftul, fiind necesară o alezare

precisă cu un alezor cilindric sau conic. Pentru evitarea acestui inconvenient se pot utiliza știfturi crestate. Acestea se introduc în locașuri cu forțe mai mari decât cele necesare pentru fixare, îmbinarea fiind asemănătoare celei prin strângere. Știfturile crestate sunt mai economice, având toleranțe mai mari. Asamblările cu știfturi conice prezintă avantajul asigurării unei precizii ridicate chiar la demontări repetate ale pieselor.

Știfturile, atât cele simple, cât și cele crestate sunt standardizate.

Știfturile au următoarele funcții:

- realizează o îmbinare în vederea transmiterii unei încărcări, având rol de pană – știfturile longitudinale și transversale;
- realizează o articulație, având rol de osie – bolțurile;
- asigură poziția relativă a două piese la montări repetate – știfturi de centrare;
- limitează o forță sau un moment de răsucire – știfturi de siguranță.

Materiale: OLC 50; OLC45.

Știfturile transversale (fig.3.41) sunt solicitate îndeosebi la forfecare (în secțiunea de separație a celor două elemente asamblate) și la tensiuni de contact.

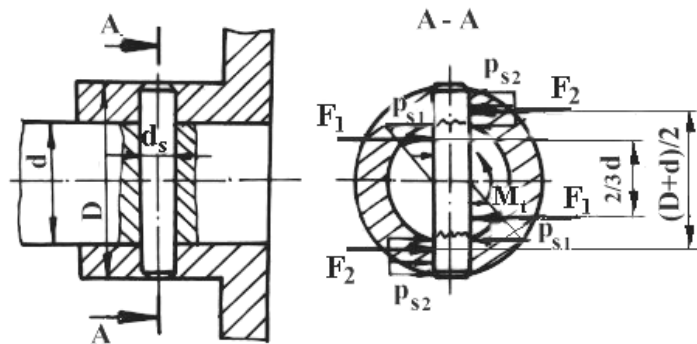


Fig. 3.41

a) *Calculul la forfecare* se face pe baza relației:

$$\tau_f = \frac{2M_t}{2 \cdot \frac{\pi d_s^2}{4}} = \frac{4M_t}{\pi d \cdot d_s^2} \leq \tau_{af} \quad (3.53)$$

b) *Calculul la presiunii de contact* admite o repartiție triunghiulară a forței între știft și arbore și o repartiție dreptunghiulară între știft și butuc.

Cu notațiile din fig.3.41, pentru *contactul dintre știft și arbore*, la transmiterea unui moment de torsiune M_t , se poate scrie:

$$M_t = F_1 \cdot \frac{2}{3}d \Rightarrow F_1 = \frac{3M_t}{2d}$$

Această forță va crea o tensiune de contact, p_{s1} , dată de relația:

$$p_{s1} = \frac{2F_1}{d_s \cdot \frac{d}{2}} = \frac{6M_t}{d^2 \cdot d_s} \leq p_{as} \quad (3.54)$$

Pentru *contactul dintre știft și butuc* se poate scrie:

$$M_t = F_2 \cdot \frac{D+d}{2} \Rightarrow F_2 = \frac{2M_t}{D+d}$$

$$p_{s2} = \frac{F_2}{d_s \cdot \frac{D-d}{2}} = \frac{4M_t}{(D^2 - d^2) \cdot d_s} \leq p_{as} \quad (3.55)$$

La aceste verificări se ia în considerație presiunea admisibilă pentru materialul mai puțin dur din sistemul piese – știft.

Știfturile cu rol de osie (fig.3.42) - bolțurile sunt solícitate la forfecare, încovoier și presiune de contact.

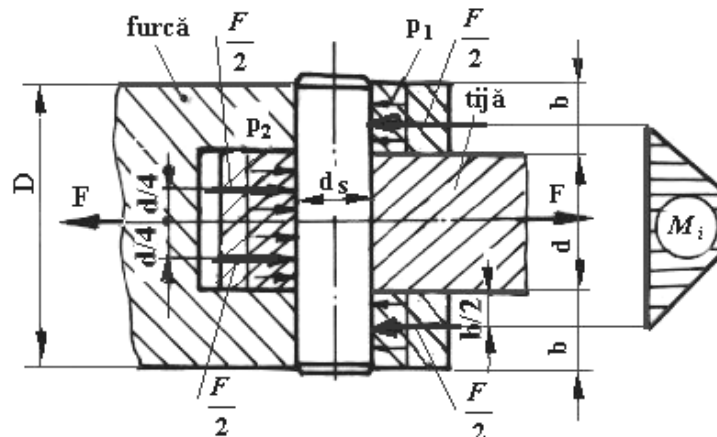


Fig. 3.42

Momentul încovoietor maxim se determină cu relația :

$$M_i = \frac{F}{2} \left(\frac{b}{2} + \frac{d}{4} \right)$$

a) tensiunea de încovoiere maximă:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{\frac{\pi \cdot d_s^3}{32}} = \frac{8 \cdot F \cdot (b + 0,5d)}{\pi \cdot d_s^3} \leq \sigma_{ai} \quad (3.56)$$

b) tensiunea de forfecare :

$$\tau_f = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi d_s^2}{4}} \leq \tau_{af} \quad (3.57)$$

c) presiunea de contact între furcă și bolț :

$$p_1 = \frac{F}{2 \cdot b \cdot d_s} \cdot \frac{4}{\pi} \leq p_{as} \quad (3.58)$$

d) presiunea de contact între tijă și bolț:

$$p_2 = \frac{F}{d \cdot d_s} \cdot \frac{4}{\pi} \leq p_{as} \quad (3.59)$$

3.2.5 Asamblări prin strângere directă

Din categoria asamblărilor ce transmit încărcarea prin forțe de frecare, asamblările cu strângere directă sunt cel mai des utilizate, deoarece prezintă următoarele avantaje :

- construcție simplă și gabarit redus (prin lipsa organelor auxiliare) ;
- centrare bună a pieselor la îmbinare ;
- capacitate portantă mare, permițând transmiterea unor momente mari și a forțelor dinamice cu direcții variabile ;
- preț de cost scăzut, prin lipsa pieselor și a prelucrărilor suplimentare.

Având în vedere avantajele enumerate, asemenea asamblări se utilizează la:

- fixarea coroanelor sau a bandajelor din material de calitate pe discurile roților executate din material inferior;

- montarea rulmenților, volanților, semicuplelor, roților și roților fixe pe arbori;
- executarea unor organe complexe din elemente separate (de ex. – arborii cotiți) etc.

După procedeul tehnologic de montaj folosit, asamblările prin strângere directă se pot clasifica în :

- asamblări presate, realizate prin introducerea forțată a piesei cuprinse în cea cuprinzătoare sau invers ;
- asamblări fretate, realizate prin deplasarea radială a suprafeței de contact, ca rezultat al contracției piesei cuprinzătoare sau al dilatației piesei cuprinse ;
- asamblări cu presare mixtă, la care presarea axială este aplicată în paralel cu cea radială.

Asamblările montate prin fretare sau cu presare mixtă sunt de preferat, deoarece au o capacitate portantă de 2 ÷ 3 ori mai mare ca a asamblărilor presate, aceasta datorită faptului că neregularitățile suprafețelor în contact nu se distrug în aceeași măsură, ceea ce conduce și la posibilitatea de montări și demontări repetate.

Asamblările fretate se pot realiza prin încălzirea piesei cuprinzătoare sau subrăcirea piesei cuprinse. Această metodă de montaj este însă costisitoare, mai ales în cazul pieselor foarte mari întâlnite în industria metalurgică, de aceea este de preferat asamblarea prin presare mixtă, care utilizează pentru dilatația butucului, ulei sub presiune înaltă (metodă propusă de firma SKF).

Uleiul introdus dilată butucul și creează un film de ulei între suprafețe, făcând astfel ca deplasarea axială reciprocă a pieselor să se facă

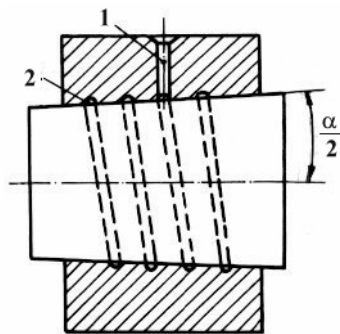


Fig. 3.43

mult mai ușor (coeficientul de frecare scade de aproximativ 10 ori). Repartizarea uleiului sub presiune pe suprafața de contact a asamblării se face prin unul sau mai multe canale de distribuție a uleiului (ce se termină înainte de capetele asamblării), executate în piesa cuprinsă sau cuprinzătoare (fig.3.43).

După montaj, alimentarea cu ulei sub presiune este întreruptă, astfel că uleiul din interstiții se scurge din cauza presiunii ce apare între suprafețele de contact, care tind să-și revină din deformația elastică suferită. Depresarea se poate face utilizând același procedeu.

Asamblările prin strângere directă pe suprafața conică au față de cele montate pe suprafață cilindrică, următoarele avantaje : posibilități de obținere de strângeri diferite la aceleași dimensiuni de execuție ; deplasarea axială dată uneia dintre elementele asamblării la montaj este mică ; montarea și demontarea îmbinării se face cu ușurință, prin procedeul arătat. Dezavantajul ar consta în necesitatea prelucrării corecte a conicității, ceea ce atrage mărirea prețului de cost al reperelor.

Asamblările conice cu strângere sunt cu autofrânare, adică : $\mu > \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$, (α - unghiul la vârf al conului) pentru a nu necesita elemente de asigurare împotriva deplasării axiale.

Asamblările cu strângere directă pe suprafața cilindrică sau conică, presupun o îmbinare tensionată în care diametrul arborelui d_A este mai mare decât diametrul alezajului d_B , astfel încât la calare manșonul se

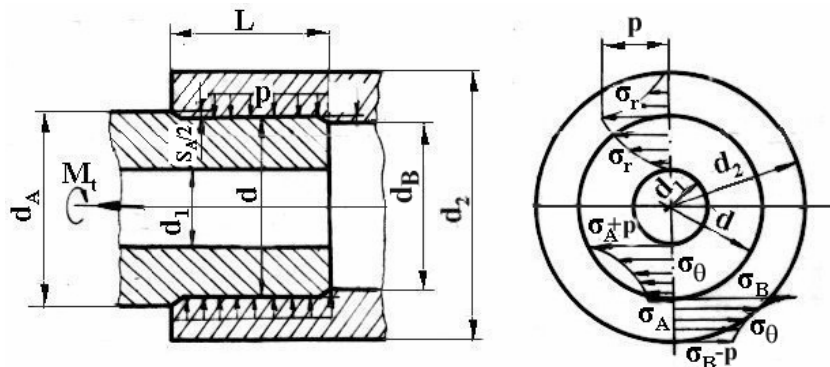


Fig. 3.44

întinde iar arborele se comprimă (fig.3.44). Ca rezultat, pe suprafața de îmbinare se obține o presiune normală care conduce la apariția forțelor de frecare ce se opun mișcării, atunci când între suprafețe există tendința de mișcare relativă.

Presiunea minimă necesară pe suprafața de contact p_{\min} la o

asemenea asamblare se determină din condiția ca forțele de frecare să fie mai mari sau egale cu forțele ce se transmit.

- dacă se transmite o forță axială F_a :

$$P_{\min F} = \frac{F_a}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot L} \quad (3.60)$$

unde μ reprezintă coeficientul de frecare.

- dacă se transmite un moment de torsiune M_t :

$$P_{\min M} = \frac{2M_t}{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot L} \quad (3.61)$$

- dacă se transmit simultan o forță axială F_a și un moment de torsiune M_t :

$$P_{\min} = \sqrt{\frac{F_a^2 + \frac{2M_t}{d}}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot L}} \quad (3.62)$$

Presiunea care se realizează pe suprafața de contact datorită strângerii p trebuie să fie superioară presiunii minime necesare p_{\min} , dar trebuie să depășească presiunea maximă admisibilă p_{\max} , de la care piesele în contact ar căpăta deformații permanente :

$$p_{\min} \leq p \leq p_{\max} \quad (3.63)$$

Deformațiile plastice apar în momentul în care în butuc :

$$p_{\max B} = \frac{\sigma_{cB}}{2c} (1 - \delta_B^2) \quad (3.64)$$

în arbore :

$$p_{\max A} = \frac{\sigma_{cA}}{2c} (1 - \delta_A^2) \quad (3.65)$$

unde: $\sigma_{cA(B)}$ - limita de curgere pentru materialul arborelui sau al butucului ;

c - coeficient de siguranță (pentru oțel $c = 1,1 \dots 1,3$);

$$\delta_B = \frac{d_1}{d}; \quad \delta_A = \frac{d}{d_2}.$$

În cazul fontei $\frac{\sigma_{cB}}{c}$ se înlocuiește cu $\frac{\sigma_r}{c'}$, prin σ_r înțelegându-se rezistența la rupere, iar $c' = 2 \dots 3$.

Presiunea maximă de contact nu trebuie să depășească cea mai mică valoare din cele două presiuni maxime (relațiile 3.64 și 3.65).

Din teoria tuburilor cu pereți groși se poate determina valoarea strângerii teoretice :

$$S_t = S_A + S_B = p \cdot d \cdot \left(\frac{C_A}{E_A} + \frac{C_B}{E_B} \right) \quad (3.66)$$

unde :

$$C_A = \frac{1 + \delta_A^2}{1 - \delta_A^2} - \nu_A \quad (3.67)$$

$$C_B = \frac{1 + \delta_B^2}{1 - \delta_B^2} - \nu_B \quad (3.68)$$

în care ν_A și ν_B reprezintă coeficienții Poisson pentru materialul arborelui, respectiv al butucului ;

E_A și E_B reprezintă modulele de elasticitate ale arborelui, respectiv butucului.

Introducând în relația (3.66) valoarea $p = p_{\min}$ se calculează strângerea teoretică minimă necesară $S_{t\min}$, iar pentru $p = p_{\max}$ se calculează strângerea teoretică maximă admisă $S_{t\max}$.

Strângerile teoretice calculate, se corectează ținând seama de :

- Rugozitatea pieselor în contact, care se distrug parțial la presare, cu valoarea :

$$\Delta S_r \cong 1,2(R_A + R_B) \quad (3.69)$$

în care $R_A + R_B$ reprezintă înălțimile maxime ale rugozităților suprafețelor în contact ale arborelui, respectiv a alezajului.

- Diferența de temperatură a pieselor în timpul funcționării :

$$\Delta S_t = d \cdot [\alpha_B \cdot (t_B - t_0) - \alpha_A \cdot (t_A - t_0)] \quad (3.70)$$

în care:

t_0 - temperatura mediului ambiant;

t_A, t_B - temperatura de regim a arborelui, respectiv butucului, în timpul funcționării.

- Sarcini ce ar deforma suplimentar piesele, cum ar fi : forțe centrifuge, momente încovoietoare și forțe tăietoare ce solicită asamblarea. Aceste sarcini vor schimba distribuția de presiuni în asamblare. Ținând seama de aceste sarcini, corecția adusă sarcinii va fi ΔS_d , calculată de la caz la caz.

Strângerea efectivă rezultă :

$$S = S_t + \Delta S_r + \Delta S_t + \Delta S_d \quad (3.71)$$

Considerând în relația (3.71) $S_{t_{\max}}$ și $S_{t_{\min}}$, din relația (3.66), se obține strângerea efectivă maximă și minimă, S_{\max} și S_{\min} .

Toleranța ajustajului T_S trebuie să îndeplinească condiția :

$$T_A + T_B \leq T_S \leq S_{\max} - S_{\min} \quad (3.72)$$

în care T_A și T_B reprezintă toleranța arborelui, respectiv a butucului.

Notând cu S_{\max}^* și S_{\min}^* strângerile reale, corespunzătoare strângerii alese din standard (fig.3.45):

$$S_{\min}^* \geq S_{\min}; S_{\max}^* \leq S_{\max}; \quad (3.73)$$

$$S_{\min}^* = d_{A_{\min}} - d_{B_{\max}}; S_{\max}^* = d_{A_{\max}} - d_{B_{\min}} \quad (3.74)$$

Asamblările cu strângere pe con se calculează la fel cu cele

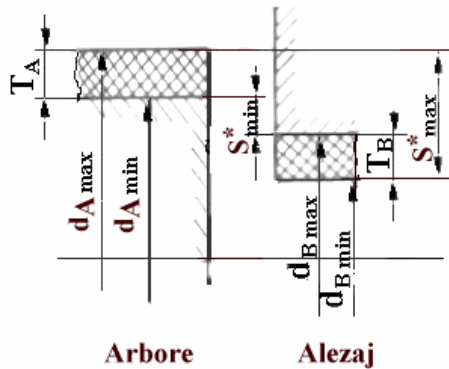


Fig. 3.45

cilindrice, calculele făcându-se pe un diametru mediu al zonei de contact conice (deoarece conicitatea este în general mică). În acest caz se calculează o deplasare axială:

$$a = K \cdot S$$

(K – conicitatea suprafețelor în contact).

În relația de mai sus se obține a_{\min} pentru S_{\min} și a_{\max}

pentru S_{\max} . În acest caz, avansul minim axial a_{\min} trebuie corectat cu un avans suplimentar a^* ce ține seama de abaterea unghiulară γ ce poate exista între suprafețele ce se assemblează:

$$a^* = L \frac{\tan \gamma}{\tan \frac{\alpha}{2}} = 2LK \cdot \tan \gamma .$$

3.2.6 Asamblări cu clemă (brățară elastică)

Asamblarea cu brățară elastică este formată dintr-un inel elastic secționat – clema cu o deschidere (fig.3.46a) – sau din două semiinele – clema cu două deschideri (fig.3.46b) – care se solidarizează pe un arbore prin strângere cu șuruburi.

Această asamblare oferă avantajul unei strângeri reglabile și al unei demontări ușoare, de aceea se utilizează în construcția de mașini unelte, la aparate de laborator, la aparate de măsurat ș.a.

Aceste asamblări pot transmite momente de răsucire sau forțe axiale, datorită forței de strângere realizată cu ajutorul șuruburilor. Prin strângerea șuruburilor cu forța F între inel și arbore apar presiuni de

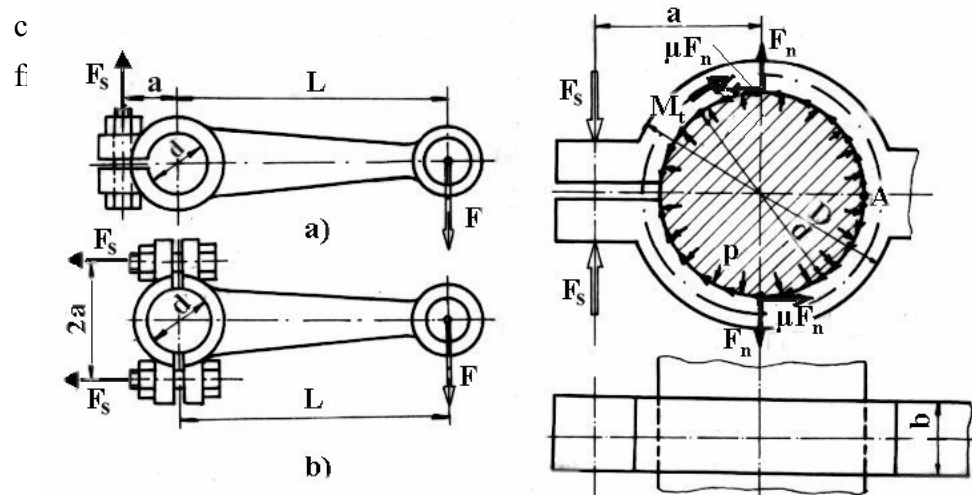


Fig. 3.46

Fig. 3.47

Pentru simplificare se consideră că la strângerea șuruburilor brățara va apăsa pe arbore cu o forță F_n concentrată la mijloc, pe direcție diametrală. Considerând punctul A ca punct convențional de articulație și neglijând forța elastică din brățară, se poate scrie ecuația de momente față de punctul A :

$$F_s \left(a + \frac{d}{2} \right) - F_n \cdot \frac{d}{2} = 0 \quad (3.75)$$

Condiția de funcționare este ca momentul de frecare dat de reacțiunea F_n , să fie mai mare sau, la limită, egal cu momentul de exploatare. Deci:

$$M_t = F \cdot L \leq \mu \cdot F_n \cdot d \Rightarrow F_n \geq \frac{F \cdot L}{\mu \cdot d} \quad (3.76)$$

Înlocuind F_n în relația de mai sus rezultă:

$$F_s \geq \frac{F \cdot L}{2 \cdot \mu \cdot (a + 0,5 \cdot d)} \quad (3.77)$$

În cazul brățării elastice cu două deschideri (fig.3.46b), forța de strângere dezvoltată de șuruburi dă naștere reacțiunii $F_n = 2F_s$. Momentul de frecare trebuie să învingă momentul activ M_t , deci:

$$M_t = F \cdot L \leq \mu \cdot F_n \cdot d \quad (3.78)$$

rezultând:

$$F_s \geq \frac{F \cdot L}{2\mu \cdot d} \quad (3.79)$$

Forța astfel calculată (rel.3.77 sau 3.79) permite dimensionarea șuruburilor de strângere.

3.2.7 Asamblări prin strângere pe con cu șurub

Aceste asamblări (fig.3.48) sunt folosite pentru fixarea pe arbori a unor roți, volanți, pârgii etc. Ele au avantajul că se pot monta și demonta ușor. Transmiterea mișcării se face prin forța de frecare dintre suprafețe, creată la strângerea piuliței.

Din echilibrul forțelor la montaj rezultă:

$$F_a = F_n \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right) \quad (3.80)$$

La apariția momentului de răsucire, care încarcă asamblarea, forțele de frecare își schimbă sensul, devenind tangente la cercul cu diametrul d_m și în sens invers momentului de transmis. Pentru ca piesele să nu alunece trebuie ca:

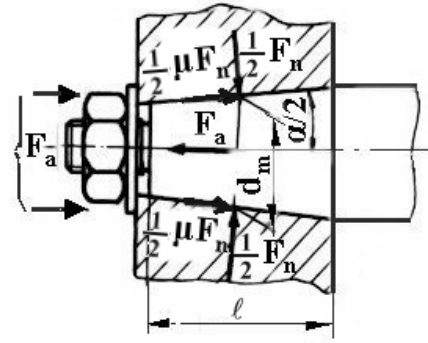


Fig. 3.48

$$M_f \geq M_t; \quad M_t \leq \mu \cdot F_n \cdot \frac{d_m}{2}; \quad \Rightarrow \quad F_n \geq \frac{2M_t}{\mu \cdot d_m}. \quad (3.81)$$

Din relațiile de mai sus rezultă mărimea forței axiale care trebuie dezvoltată de șurub pentru ca asamblarea să transmită momentul M_t :

$$F_a \geq \frac{2M_t}{d_m \cdot \mu'} \quad (3.82)$$

în care:

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (3.83)$$

Lungimea necesară de contact a conului, rezultă din condiția rezistenței la strivire:

$$\lambda \geq \frac{2M_t}{\pi \cdot \mu \cdot d_m^2 \cdot p_{as}} \quad (3.84)$$

3.2.8 Asamblări elastice (cu arcuri)

3.2.8.1 Rol, clasificare, caracteristici

Arcul este un organ de mașină care, datorită formei și a materialului elastic din care este confecționat, transformă prin deformare elastică, lucrul mecanic în energie potențială și este capabil să retransforme energia potențială acumulată în lucru mecanic. De aceea, arcurile se folosesc ca legătură elastică între piesele mecanismelor îndeplinind următoarele roluri funcționale:

- preluarea și amortizarea energiei vibrațiilor: la suspensii de mașini, tampoane etc;
- acumularea de energie în vederea redării treptate ulterioare, pentru acționarea unui mecanism: la ceasuri, rulouri etc;
- exercitarea de forțe elastice permanente: la came, supape, roți cu clichet, ambreiaje etc;
- măsurarea unei forțe sau a unui moment prin dependența dintre acestea și deformațiile produse: la dinamometre, aparate de măsură etc;
- reglarea și limitarea forțelor: prese etc;
- modificarea pulsațiilor proprii a unor subsansamble ale mașinilor sau mecanismelor înlăturând vibrațiile: la fundații, cuplaje elastice etc.

Clasificarea arcurilor se face după:

a) forma constructivă și tipul solicitării arcului:

- arcuri elicoidale:
 - de compresiune (fig.3.49a și b);
 - de tracțiune (fig.3.49c);
 - de torsiune (fig.3.49d);

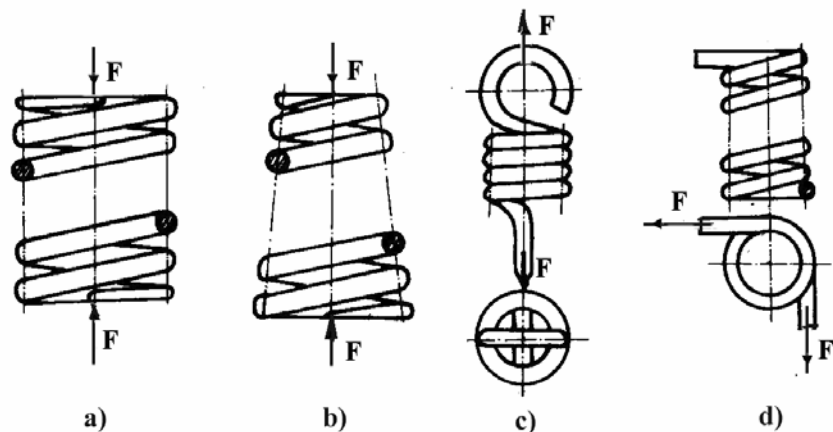


Fig. 3.49

- arcuri cu foi (de încovoiere):
 - lamelar (fig.3.50 a);
 - cu foi suprapuse (fig.3.50b);
- arcuri disc (de compresiune):
 - simplu (fig.3.51a);

- multiplu (fig.3.51b);
- arcuri inelare (fig.3.51c) - de compresiune;

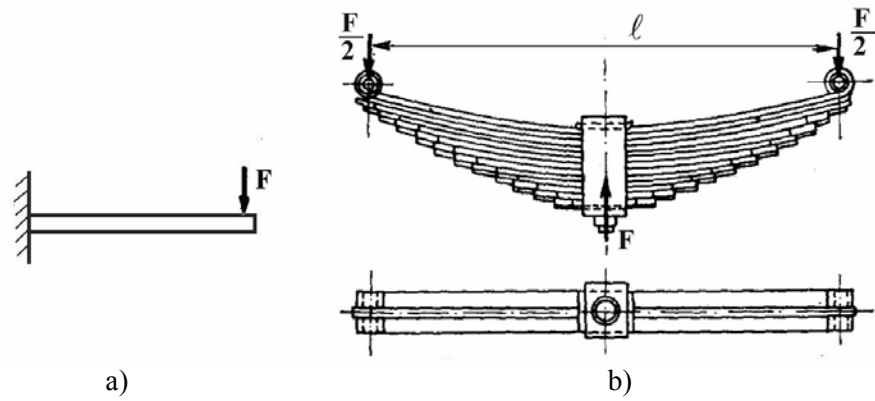


Fig. 3.50

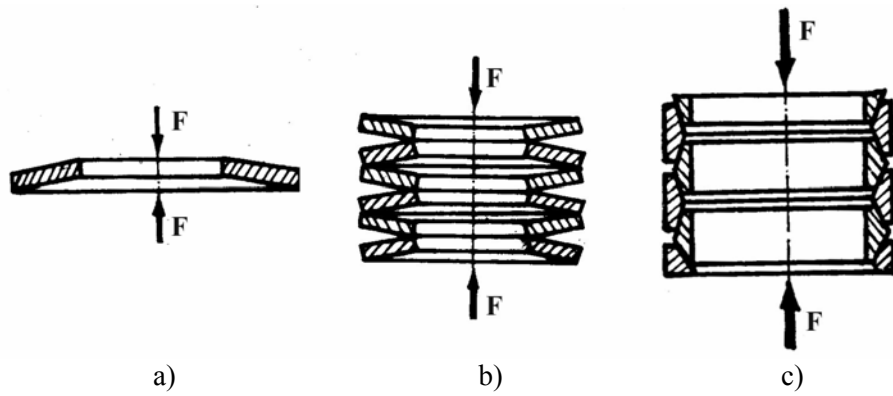


Fig. 3.51

- arcuri spirale plane (fig.3.52) - de torsiune;
- arcuri bară de torsiune (fig.3.53);



Fig. 3.52

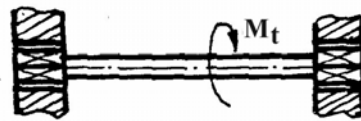


Fig. 3.53

- arcuri de cauciuc:

- de compresiune (fig.3.54 a);
- de forfecare (fig.3.54b);
- de torsiune (fig.3.54c).

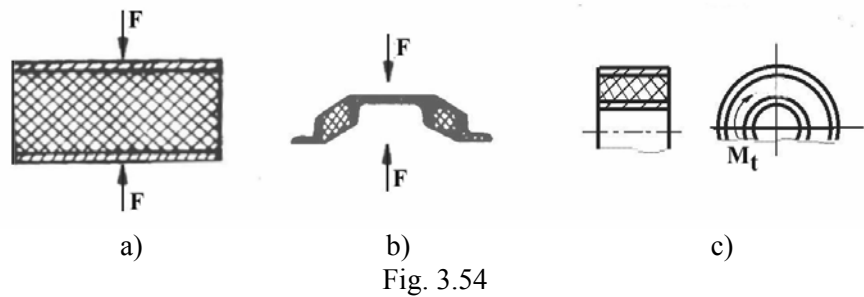


Fig. 3.54

- membrane:

- plane, a căror suprafață este dreaptă și care pot fi fără centru rigidizat (fig.3.55a) sau cu centru rigidizat (fig.3.55b);
- gofrate, a căror suprafață are un număr de gofrenuri concentrice;
- sferice, a căror suprafață este curbată în formă de calotă sferică.

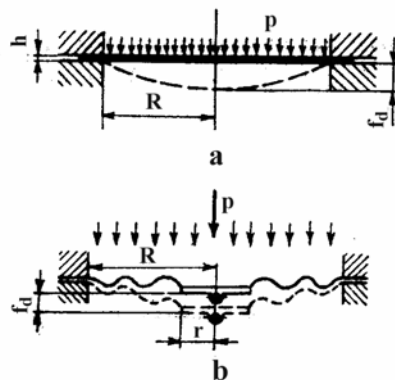


Fig. 3.55

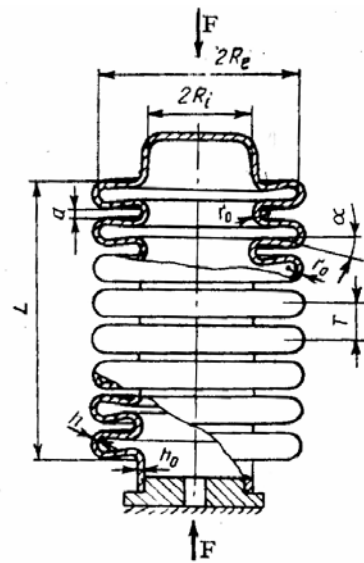


Fig. 3.56

- tuburi ondulate (silfoane) (fig.3.56},
utilizate frecvent datorită proprietății de a se
deforma mult sub acțiunea sarcinilor
exterioare.

- arcuri manometrice (fig.3.57) de
formă spirală

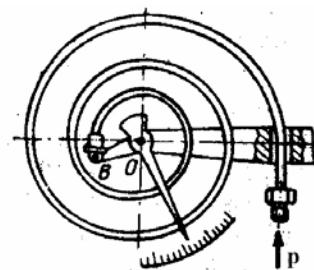


Fig. 3.57

b) secțiunea semifabricatului:

- arcuri cu secțiune circulară;
- arcuri cu secțiune dreptunghiulară;
- arcuri cu secțiune pătrată;
- arcuri cu secțiune profilată.

c) după tipul caracteristicii elastice:

- cu caracteristică constantă;
- cu caracteristică variabilă.

Materiale și tehnologie

Materialele din care se confecționează arcurile trebuie să îndeplinească următoarele condiții: limită ridicată de elasticitate, rezistență înaltă la rupere, rezistență la oboseală, dilatație termică redusă, rezistență la coroziune, amagnetism, să-și mențină proprietățile mecanice la temperaturi ridicate.

Cele mai răspândite materiale folosite la confecționarea arcurilor sunt oțelurile de arc OLC 65 A; OLC 55 A; OLC 75 A; 51Si 17 A; OLC 85 A; 51 V Cr 11 A; 56 Si 17 A; 60 Si 15 A, la care se adaugă materiale neferoase (alama, bronzul și monelul) și materiale nemetalice (cauciuc, plută, mase plastice, aer comprimat ș.a.).

Semifabricatele utilizate la executarea arcurilor au formă de bare, bandă, table sau sârmă.

În afară de material, calitatea arcurilor de oțel este condiționată de tehnologie și îndeosebi de tratamentul termic corect. Pentru arcurile din oțel limita de curgere se mărește prin călire urmată de o revenire joasă. Pentru mărirea rezistenței la oboseală a arcurilor din oțel se poate aplica ecruisarea cu alică și nitrurarea.

Caracteristicile funcționale ale arcurilor

1. Caracteristica sarcină – deformare.

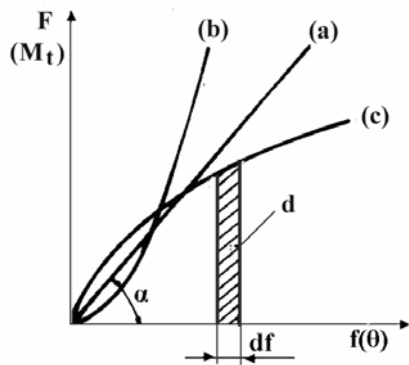


Fig. 3.58

Aceasta este cea mai importantă dintre caracteristicile arcului. Sarcina poate fi o forță F , sau un moment M , iar deplasarea este o deplasare liniară f , sau unghiulară θ . Reprezentarea caracteristicii poate fi liniară (fig.3.58a) sau neliniară (progresivă, fig.3.58b, sau regresivă, fig.3.58c). În cazul deplasării liniare caracteristica sarcină-deformație este definită de relațiile:

$$F = k \cdot f; \text{ sau } M_t = k' \cdot \theta,$$

în care k și k' reprezintă rigiditatea arcului.

2. Rigiditatea arcului

Se definește ca fiind forța (momentul) necesară producerii unei deformații liniare (unghiulare) unitare.

Ea reprezintă panta caracteristicii ($k = \tan \alpha$) și poate fi:

a) constantă: $k = F/f$ sau $k' = M_t/\theta$ (fig.3.58a);

b) variabilă: $k = dF/df$ sau $k' = dM_t/d\theta$ (fig.3.58b, c).

3. Lucrul mecanic de deformare ce poate fi înmagazinat în arc sub formă de energie potențială, prin deformarea lui elastică, este reprezentat prin aria cuprinsă între caracteristica arcului și axa deformațiilor și are expresia:

$$L = \int_0^f F df \text{ sau } L = \int_0^\theta M_t d\theta \quad (3.85)$$

La arcurile cu caracteristică dreaptă:

$$L = F \cdot \frac{f}{2} = \frac{k \cdot f^2}{2} \text{ sau } L = M_t \cdot \frac{\theta}{2} = \frac{k' \cdot \theta^2}{2} \quad (3.86)$$

4. Coeficientul de utilizare specific (de formă) k_f - reprezintă influența formei constructive și a felului solicitării arcului asupra capacității

sale de a înmagazina lucru mecanic de deformare. Cu cât k_f este mai mare, materialul este mai bine utilizat.

5. Coefficientul de utilizare volumetric k_v - reprezintă raportul dintre lucrul mecanic și volumul arcului.

$$k_v = \frac{L}{V} = k_f \frac{\sigma_a^2}{2E} = k_f \frac{\sigma_a^2}{2E} \quad (3.87)$$

6. Randamentul arcului η - reprezintă raportul între lucrul mecanic cedat la descărcare L_c și lucrul mecanic înmagazinat la încărcare:

$$\eta = \frac{L_c}{L} \quad (3.88)$$

La arcurile cu frecare, curba de încărcare nu se suprapune peste cea de descărcare (fig.3.59). Diferența dintre lucrul mecanic înmagazinat și cel cedat în exterior se consumă prin frecarea dintre componentele arcului.

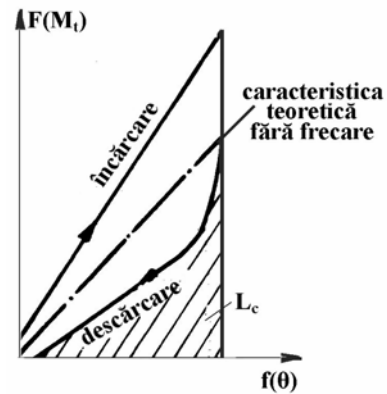


Fig. 3.59

7. Capacitatea de amortizare a arcului este exprimată prin raportul dintre lucrul mecanic necesar învingerii frecării și suma lucrurilor mecanice de încărcare și descărcare.

$$\delta = \frac{L - L_c}{L + L_c} = \frac{1 - \eta}{1 + \eta} \quad (3.89)$$

Gruparea arcurilor

Servește la obținerea unei caracteristici dorite sau la încadrarea într-un gabarit dat. Ea se efectuează:

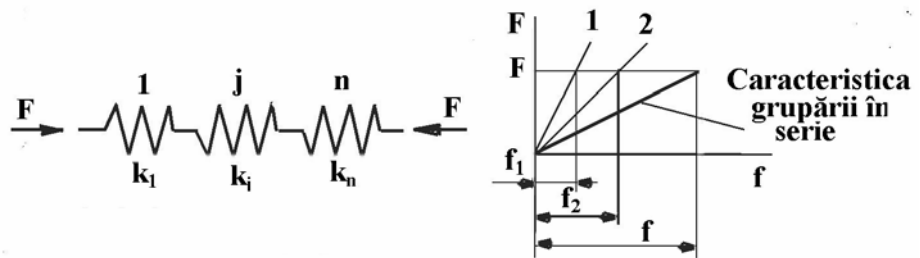


Fig. 3.60

- în serie (fig.3.60).

Fiecare arc este încărcat cu aceeași forță F

$$F = F_j = F_n .$$

Săgeata grupului de arcuri: $f = \sum_{j=1}^n f_j ;$

$$F = k_j \cdot f_j \Rightarrow \frac{f_j}{F} = \frac{1}{k_j} .$$

Rigiditatea grupării se reduce:

$$\frac{1}{k} = \frac{\sum_{j=1}^n f_j}{F} = \sum_{j=1}^n \frac{1}{k_j} \quad (3.90)$$

Această grupare se adoptă atunci când se doresc la o forță mică deformații mari.

- în paralel (fig.3.61).

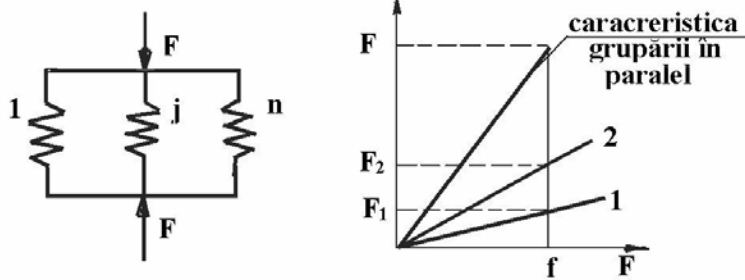


Fig. 3.61

Săgeata arcurilor este aceeași: $f = f_j = f_n$ iar forța ce le încarcă este egală cu suma forțelor preluate de fiecare arc: $F = \sum F_j .$

Rigiditatea grupării crește și este dată de relația:

$$F = kf = \sum k_j f_j; \quad k = \sum_{j=1}^n k_j \quad (3.91)$$

Această grupare se adoptă când se doresc deformații mici la o forță mare. Se întâlnește la cuplele de la vagoane, la suspensia autovehiculelor,

etc.

3.2.8.2 Arcul elicoidal

Arcurile elicoidale se obțin, prin înfășurarea unei sârme sau bare, după o elice trasată pe o suprafață directoare cilindrică, conică, elipsoidală sau parabolică.

Cel mai des utilizate sunt arcurile cilindrice elicoidale supuse la forțe exterioare de întindere sau compresiune.

Parametrii geometrici ai arcului elicoidal cilindric de compresiune (fig.3.62) sunt:

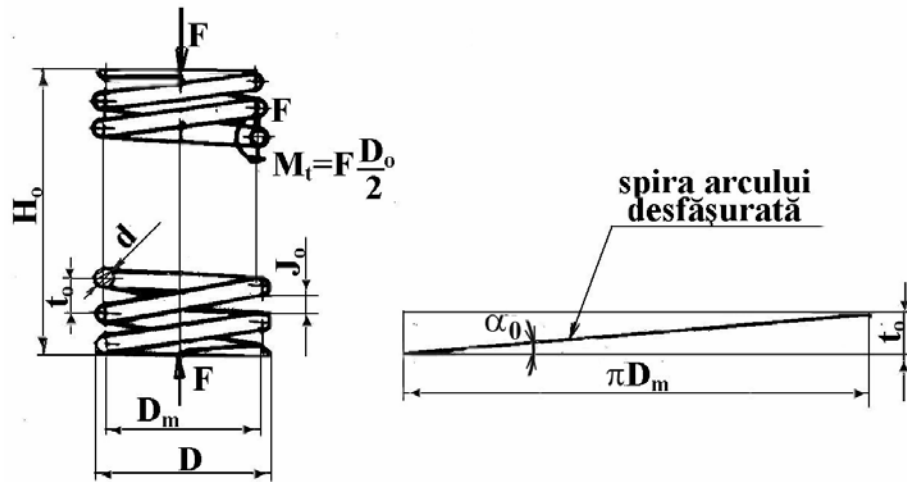


Fig. 3.62

H_0 - înălțimea în stare netensionată (liberă): $H_0 = t_0 \cdot n$;

unde:

n - numărul de spire active;

t_0 - pasul spirelor la înfășurare: $t_0 = \pi D_m \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$;

în care:

D_m - diametrul mediu de înfășurare;

α_0 - unghiul de înclinare a elicei la execuția arcului;

H - înălțimea în stare tensionată;

f - săgeata arcului: $f = H_0 - H$;

d - diametrul sârmei;

n_t - numărul total de spire $n_t = n + n_r$;

n_r - numărul de spire de rezemare: $n_r \cong 1,5$;

i - indicele arcului: $i = D_m/d$; ($4 \leq i \leq 16$ - pentru arcuri înfășurate la rece și $4 \leq i \leq 10$ - pentru arcuri înfășurate la cald);

λ - lungimea desfășurată a arcului: $\lambda \cong \pi \cdot D_m \cdot n$.

În urma solicitării, în secțiunea arcului apar tensiuni de torsiune, τ_1 și tensiuni de forfecare, τ_2 (fig.3.63).

$$\tau_1 = \frac{M_t}{W_p} = \frac{F \cdot D_m \cdot 16}{2 \cdot \pi \cdot d^3}; \quad \tau_2 = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} \quad (3.92)$$

La diametrul interior al arcului (D_1), tensiunile se însumează, rezultând:

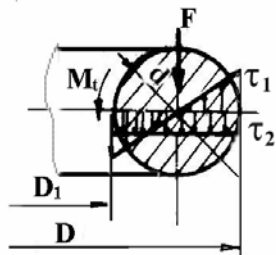


Fig. 3.63

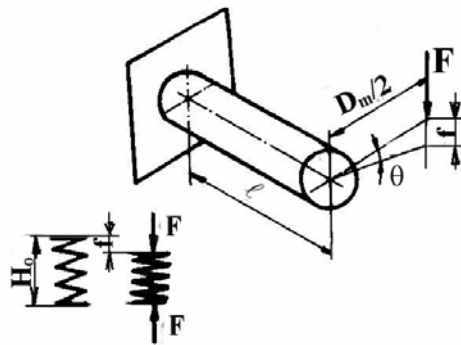


Fig. 3.64

$$\tau_{\max} = \tau_1 + \tau_2 = \frac{8FD_m}{\pi \cdot d^3} + \frac{4F}{\pi \cdot d^2} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} (1 + 2i) \leq \tau_a \quad (3.93)$$

Deformația este comprimarea arcului ca efect al acțiunii forței F . Reducând arc elicoidal la o simplă bară (fig.3.64) săgeata f coincide cu drumul parcurs de forța F care comprimă arc:

$$f = \theta \cdot \frac{D_m}{2} = \frac{M_t \cdot \lambda}{G \cdot I_p} \cdot \frac{D_m}{2} \quad (3.94)$$

unde: θ - unghiul de răsucire al sârmei datorită momentului de torsiune M_t .

G - modulul de elasticitate transversal;

I_p - momentul de inerție polar al secțiunii.

Dacă în relația (3.94) se înlocuiesc M_t, λ, I_p cu valorile lor, se obține:

$$f = \frac{F \cdot D_m^2 \cdot \pi \cdot D_m \cdot n}{4 \cdot G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} = \frac{8 \cdot n \cdot D_m^3}{G \cdot d^4} \cdot F \quad (3.95)$$

Lucrul mecanic de deformare înmagazinat de arc la săgeata f va fi:

$$L = \frac{1}{2} F \cdot f = \frac{4 \cdot n \cdot D_m^3}{G \cdot d^4} \cdot F^2 \quad (3.96)$$

Înlocuind pe F ($F = \frac{\pi d^3 \cdot \tau_{at}}{8D_m}$), dacă se neglijează efectul de

forfecare) și ținând seama că V este volumul arcului ($V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \pi \cdot D_m \cdot n$), se obține în final:

$$L = \frac{1}{2} \cdot \frac{\tau_{t\max}^2}{2G} \cdot V \quad (3.97)$$

Pentru arcurile cilindrice elicoidale, rezultă:

Coefficientul de utilizare specific: $k_f = 1/2$.

Coefficientul de utilizare volumetric:

$$k_v = \frac{L}{V} = k_f \cdot \frac{\tau_{t\max}^2}{2G} \quad (3.98)$$

Cunoscând sarcina de lucru F , săgeata f și felul solicitării, calculul arcurilor elicoidale de secțiune circulară comportă următoarele etape:

- alegerea materialului, a indicelui arcului i și a unghiului elicei α_0 ;
- stabilirea diametrului sârmei de arc d ;
- stabilirea diametrului mediu al arcului $D_m = i \cdot d$;
- stabilirea numărului de spire active n ;
- pasul arcului: $t_0 = \pi \cdot D_m \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$;
- înălțimea arcului în stare liberă: $H_0 = t_0 \cdot n + (n_r - 0,5) \cdot d$;
- înălțimea de blocare (spiră de spiră): $H_b = (n + n_r) \cdot d$;
- lungimea sârmei: $\lambda = \pi \cdot D_m (n + n_r)$.

În utilizările practice,, din motive de gabarit sau pentru a obține o

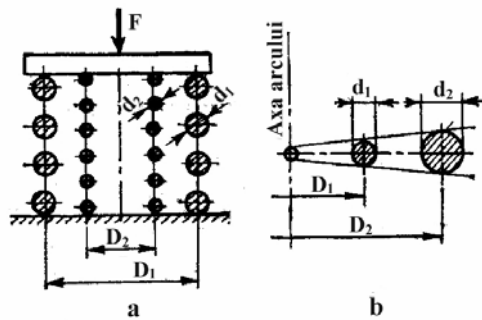


Fig. 3.65

anumită caracteristică sau încărcare, se folosesc sistemele la care arcurile sunt introduse unul în altul și intră în acțiune concomitent (fig.3.65a).

Pentru dimensionarea lor, se determină forța preluată de fiecare arc, considerând că la această montare în paralel, săgețile arcurilor sunt aceleași și

că ele sunt confecționate din același material.

Forța F preluată de sistem va fi:

$$F = \sum_{i=1}^n F_i = F_1 + F_2 + \dots$$

În stare complet comprimată, arcurile vor avea aceeași înălțime, blocarea lor (spiră pe spiră) fiind simultană:

$$n_1 d_1 = n_2 d_2 = \dots \quad (3.99)$$

Ținând seama că săgețile sunt aceleași ($f = f_1 = f_2 = \dots$),

$$\frac{F_1 \cdot D_1^2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot n_1 \cdot 32}{4G \cdot \pi \cdot d_1^4} = \frac{F_2 \cdot D_2^2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot n_2 \cdot 32}{4G \cdot \pi \cdot d_2^4} = \dots \quad (3.100)$$

și că tensiunea de forfecare maximă este aceeași

$$\tau_{\max 1} = \tau_{\max 2} = \dots,$$

$$\frac{8F_1 \cdot i_1}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{8F_2 \cdot i_2}{\pi \cdot d_2^2} = \dots, \quad (3.101)$$

prin înlocuirea relațiilor (3.99) și (3.101) în (3.100) rezultă că indicele de înfășurare i trebuie să fie același pentru toate arcurile (fig.3.65b):

$$i_1 = i_2 = \dots$$

3.2.8.3 Arcul cu foi

Arcurile cu foi pot fi constituite dintr-o singură foaie (arcuri lamelare) sau din mai multe foi suprapuse (arcuri cu foi multiple sau cu foi

suprapuse)

- *Arcurile lamelare simple* sunt formate în mod curent dintr-o lamelă de oțel încastrată la un capăt și liberă la celălalt, unde este solicitată de o sarcină exterioară F . Are secțiunea dreptunghiulară ($b \times h$) și forma dreptunghiulară (fig.3.66a), triunghiulară (fig.3.66b), trapezoidală (fig.3.66c) sau eliptică și sunt supuse solicitării de încovoiere. Lamela poate avea fibra medie dreaptă sau curbă.

Aceste arcuri sunt des utilizate ca arcuri de apăsare în construcția mecanismelor cu clichet, site vibratoare, ca lamele de contact la rele, comutatoare electrice etc.

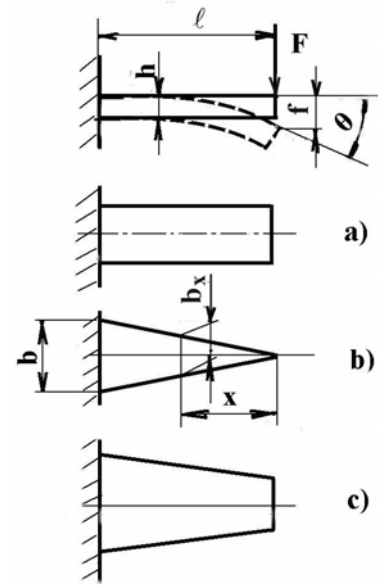


Fig. 3.66

a) *la arcul lamelar dreptunghiular* (fig.3.66a), în urma solicitării exterioare, în secțiunea încastrată apar eforturi de încovoiere maximă:

$$\sigma_{i\max} = \frac{M_i}{W} = \frac{6F \cdot \lambda}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{ai} \quad (3.102)$$

Din relația (3.102) se poate determina forța maximă suportată de arc:

$$F_{\max} = \frac{bh^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{ai}}{\lambda} \quad (3.103)$$

Săgeata maximă se determină cu relația:

$$f = \frac{F \cdot \lambda^3}{3E \cdot I} \quad (3.104)$$

unde: E - modulul de elasticitate longitudinal;

$I = \frac{bh^3}{12}$ - momentul de inerție geometric.

Lucrul mecanic de deformare, în baza relațiilor de mai sus se scrie:

$$L = \frac{1}{2} F \cdot f = \frac{1}{18} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot V = k_f \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{2E} \cdot V \quad (3.105)$$

unde:

$V = b \cdot h \cdot l$ - volumul arcului;

$k_f = 1/9$ coeficientul de utilizare specific.

b) *La arcul lamelar triunghiular* eforturile unitare de încovoiere în secțiunea x se scriu:

$$\sigma_{i(x)} = \frac{M_{i(x)}}{W_{z(x)}} = \frac{F \cdot x \cdot 6}{b_x \cdot h^2} = \frac{6F \cdot \lambda}{b \cdot h^2} = \sigma_{i\max} \leq \sigma_{ai} \quad (3.106)$$

deoarece $b_x = b \frac{x}{\lambda}$.

Rezultă că, în cazul arcului lamelar triunghiular, tensiunile de încovoiere sunt constante pe toată lungimea arcului (solid de egală rezistență).

Săgeata maximă se obține din ecuația diferențială a fibrei deformată:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M_{i(x)}}{EI_x} \quad (3.107)$$

unde:

$$I_x = \frac{b_x \cdot h^3}{12} = \frac{bh^3}{12} \cdot \frac{x}{L}; \quad M_{i(x)} = F \cdot x \quad (3.108)$$

Înlocuind în ecuația fibrei deformată, se obține:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{12F \cdot \lambda}{bh^3 \cdot E} \quad (3.109)$$

Integrând ecuația (3.109) de două ori și punând condițiile la limită ($x = \lambda$, $y = 0$, $y' = 0$) se obține expresia fibrei deformată:

$$y = \frac{12F \cdot \lambda}{E \cdot b \cdot h^3} \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{12F \cdot \lambda^2}{E \cdot b \cdot h^3} \cdot x + \frac{6F \cdot \lambda^3}{E \cdot b \cdot h^3} \quad (3.110)$$

Săgeata maximă se obține pentru $x = 0$; $f = y$.

$$f = \frac{6F \cdot \lambda^3}{E \cdot b \cdot h^3} = \frac{F \cdot \lambda^3}{2E \cdot I} \quad (3.111)$$

Deci, la aceeași încărcare, săgeata arcului triunghiular este de 1,5 ori mai mare decât a arcului dreptunghiular de aceeași grosime și lungime.

Ținând seama de relațiile (3.106) și (3.111) se obține *lucrul mecanic*

de deformație:

$$L = \frac{1}{2} F \cdot f = \frac{1}{6} \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot V = k_f \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{2E} \cdot V \quad (3.112)$$

unde:

$$V = \frac{1}{2} b \cdot h \cdot \lambda - \text{volumul arcului,}$$

$$k_f = 1/3 \quad - \text{coeficientul de utilizare specific.}$$

Rezultă că arcul lamelar triunghiular folosește materialul mai rațional decât cel dreptunghiular. Acest avantaj este diminuat de faptul că săgeata arcului lamelar triunghiular este de 1,5 ori mai mare decât aceea a arcului lamelar dreptunghiular și în plus are vârful ascuțit, ceea ce produce o răsucire a arcului în contact cu elementul care îi transmite sarcina F . Practic pentru evitarea dezavantajelor se adoptă forma trapezoidală.

Arcul cu foi multiple

La sarcini mari arcurile lamelare rezultă prea lungi și prea late, de aceea se înlocuiesc cu arcuri din mai multe foi.

Arcurile cu foi multiple pot fi:

- cu un singur braț (sfertul de arc) (fig.3.67);
- cu două brațe articulate la cele două capete și rezemat la mijloc (fig.3.50b);
- cu două brațe articulate și articulat la mijloc (CANTILEVER) (fig.3.68);
- închis (eliptic) (fig.3.69).

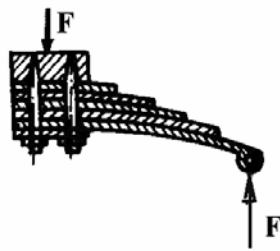


Fig. 3.67

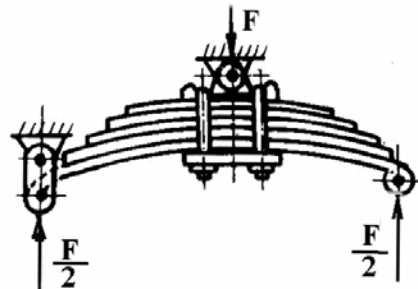


Fig. 3.68

Arcurile cu foi multiple sunt constituite dintr-o suprapunere de arcuri

lamelare, asamblate cu o brătară de strângere (a) la mijloc, denumită legătură de arc (fig.3.69).

Pentru ca materialul să fie economic utilizat, foile de arc nu au toate aceeași lungime. Se deosebesc trei feluri de foi: foaia principală (1), prevăzută cu ochiuri de prindere, foaia principală de întărire (2) și foile secundare (3).

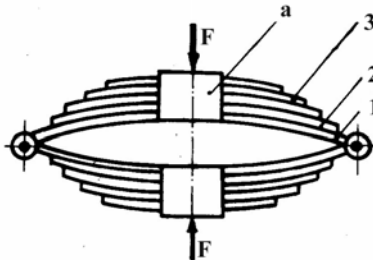


Fig. 3. 69

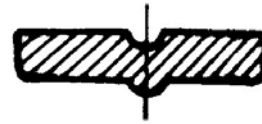


Fig. 3.70

Foaia principală are aceeași lățime, în timp ce capetele foilor secundare au forme variate la extremități (triunghiulare, trapezoidale, circulare, parabolice). Toate foile au pe o față un canal iar pe cealaltă o nervură pentru a nu se deplasa lateral una față de alta (fig.3.70). Pentru a se asigura contactul și participarea egală a foilor la preluarea sarcinii, ele au o curbură inițială diferită.

Prin adoptarea unor lungimi diferite ale foilor, arcul se apropie de un solid de egală rezistență.

Arcurile cu foi prezintă următoarele *avantaje*: dimensiuni de gabarit reduse; capacitate mare de amortizare a vibrațiilor, în principal datorită frecării dintre foi; din același semifabricat se pot obține arcuri cu caracteristici diferite.

Ele prezintă *dezavantajul* că datorită frecării dintre foi, amortizarea nu are loc decât la sarcini relativ mari când sunt învinse forțele de frecare dintre foi, iar foile se uzează relativ repede.

Aceste arcuri se utilizează la suspensia autovehiculelor, a vagoanelor și locomotivelor, la ciocane mecanice etc.

Calculul arcurilor cu foi (STAS E12782-90) are la bază echivalarea lui (fig.3.71a) cu arcul lamelar triunghiular – dacă nu are foaie de întărire – sau trapezoidal – dacă are foi de întărire.

Arcurile cu foi multiple curbate foarte puțin pot fi calculate cu relațiile stabilite la arcurile lamelare triunghiulare. Astfel, ținând seama că n este numărul foilor de arc, efortul unitar de încovoiere va fi:

$$\sigma_{i\max} = \frac{6F\lambda}{n \cdot b \cdot h^2} \leq \sigma_{ai} \quad (3.113)$$

iar săgeata:

$$f = \frac{F\lambda^3}{2EI} = \frac{6F\lambda^3}{E \cdot n \cdot b \cdot h^3} \quad (3.114)$$

La arcurile cu curbură mare, sub acțiunea sarcinii, arcul se

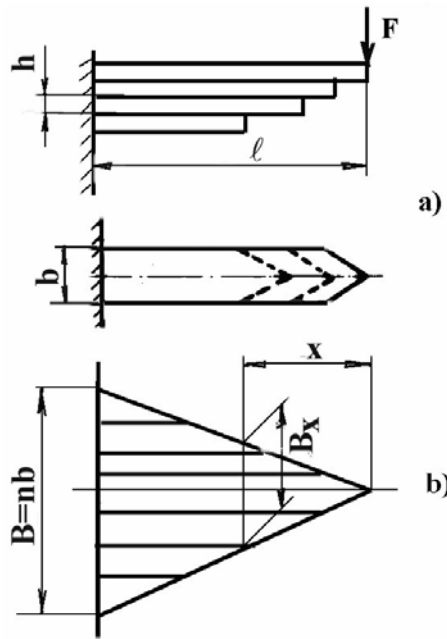
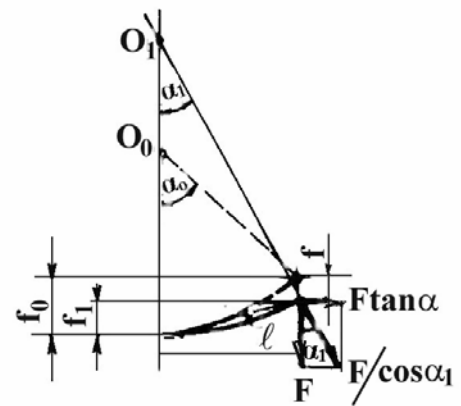


Fig. 3.71



Fig/ 3.72

aplatizează, trecând de la săgeata inițială f_0 la o săgeată f_1 , deformația arcului fiind f (fig.3.72). Forța exterioară F care solicită arcul se descompune, solicitându-l la încovoiere, forfecare și întindere. Neglijând solicitările de forfecare și întindere care sunt reduse, admițând că toate foile lucrează împreună și introducând un coeficient c care ține seama de aceste solicitări cât și de faptul că arcul cu foi diferă de cel triunghiular ($c=0,8...1$), se poate scrie condiția de rezistență a arcului la încovoiere:

$$\sigma_{i\max} = \frac{M_{i\max}}{W} = \frac{6 \cdot c \cdot F(\lambda + f_1 \tan \alpha_1)}{n \cdot b \cdot h^2} \leq \sigma_{ai} \quad (3.115)$$

Din considerente geometrice, considerând curbura după un arc de cerc, rezultă:

$$f_1 = \lambda \cdot \tan \frac{\alpha_1}{2} \text{ sau } \alpha_1 = 2 \arctan \frac{f_1}{\lambda} \quad (3.116)$$

$$f_1 = f_0 - f \quad (3.117)$$

unde:

$$f_0 = \lambda \cdot \tan \frac{\alpha_0}{2} \text{ și } \alpha_0 = 2 \arctan \frac{f_0}{\lambda} \quad (3.118)$$

săgeata:

$$f = \frac{6 \cdot c \cdot F \cdot \lambda^2 (\lambda + f_1 \tan \alpha_1)}{E \cdot n \cdot b \cdot h^3} \quad (3.119)$$

Calculul săgeții și a efortului unitar maxim de încovoiere se fac prin aproximări succesive, admitând într-o primă aproximație $f_1 = f_0$ iar $\alpha_1 = \alpha_0$.

Lucrul mecanic de deformație ținând seama de relațiile de mai sus și de aproximație, se scrie:

$$L = \frac{1}{2} F \cdot f \cong \frac{1}{3} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{2E} \cdot V = k_f \frac{\sigma_{i\max}^2}{2E} \cdot V \quad (3.120)$$

unde: $V = \frac{n \cdot b \cdot h \cdot \lambda}{2}$ - volumul arcului.

$k_f \cong 1/3$ - coeficientul de utilizare specific.

3.2.8.4 Arcul spirală plană

Arcurile spirale plane sunt formate dintr-o panglică înfășurată după o spirală arhimedică.

Se folosesc la mecanisme de mecanică fină din domeniul aparatelor de măsurat sau diferitelor aparate electrotehnice, ceasornicelor, ca elemente motoare sau de comandă și ca elemente pentru readucerea acelor indicatoare la poziția inițială.

De obicei, modul de prindere a arcului este încastrarea la ambele

capete (fig.3.73) sau încastrarea la un capăt și articulație la celălalt.

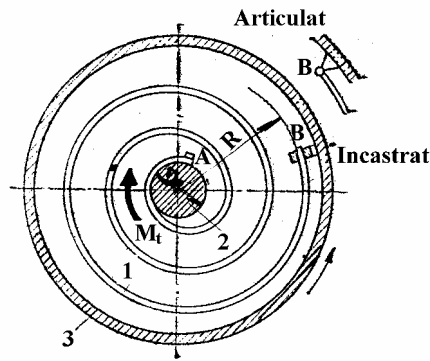


Fig. 3.73

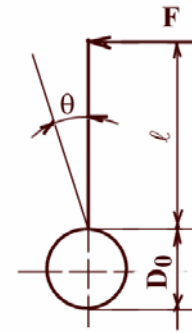


Fig. 3.74

Încărcarea arcului 1 se poate realiza de către axul 2, carcasa 3 fiind fixă, sau de către carcasă, axul fiind fix.

Arcul este solicitat la încovoiere în secțiunea transversală a barei, dar efectul practic se traduce printr-un moment de răsucire. Egalitatea dintre momentul de răsucire M_t și momentul încovoiator M_i rezultă din fig.3.74., lamela considerându-se desfășurată pe întreaga lungime λ .

Momentul încovoiator dat de forța F este:

$$M_i = F \cdot \lambda$$

iar momentul de răsucire este dat de relația:

$$M_t = F \cdot \left(\lambda + \frac{D_0}{2} \right)$$

Deoarece $\frac{D_0}{2} \ll \lambda$ rezultă $M_i = M_t$.

În cazul cel mai frecvent al arcului încastrat la ambele capete, forța F care acționează la distanța R (fig.3.73), creează în arbore un moment de răsucire $M_t = F \cdot R$, indiferent dacă arcul este înfășurat sau desfășurat. Acest moment de răsucire solicită arcul la încovoiere prin momentul încovoiator $M_i = M_t$. Tensiunea de încovoiere în secțiunea arcului va fi:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_z} = \frac{M_t \cdot 6}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{ai} \quad (3.121)$$

Din relația 3.121 se poate determina grosimea h a lamei dacă a fost adoptată lățimea sa b .

Unghiul de rotație θ , în funcție de care se determină săgeata liniară f , este dat de relația:

$$\theta = \frac{M_t \cdot \lambda}{E \cdot I_z} = 2 \frac{\lambda \cdot \sigma_i}{h \cdot E} \quad (3.122)$$

$$f = R \cdot \theta = 12 \cdot \frac{\lambda \cdot R^2 \cdot F}{b \cdot h^3 \cdot E} \quad (3.123)$$

Lucrul mecanic de deformație:

$$L = \frac{1}{2} M_t \cdot \theta = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_i^2 \cdot W_z \cdot \lambda}{E \cdot I} = \frac{1}{6} \cdot \frac{V}{E} \cdot \sigma_i^2 \quad (3.124)$$

Coeficientul de utilizare volumetric:

$$k_v = \frac{L}{V} = \frac{1}{3} \cdot \frac{\sigma_i^2}{2E} \quad (3.125)$$

Coeficientul de formă $k_f = \frac{1}{3}$, indică o bună utilizare a materialului.

3.2.8.5 Arcul bară de torsiune

Este constituit dintr-o bară cilindrică (fig.3.75) cu secțiune plină sau inelară, fixată la un capăt în batiu iar la celălalt legată de un element mobil (pârghii sau levier). Are o construcție foarte simplă, cu un gabarit redus. Se pretează la realizarea de construcții capsulate. Este utilizat la suspensii de autovehicule, în construcția unor aparate de

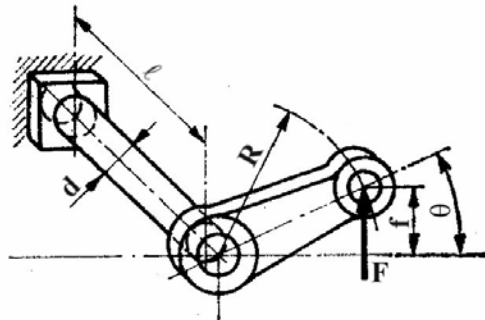


Fig. 3.75

măsură ca dinamometre, cuple torsiometrice etc.

Aceste arcuri sunt sollicitate la torsiune.

$$\tau_{t \max} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{F \cdot R}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_{at} \quad (3.126)$$

Din această relație se poate determina diametrul necesar al barei.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \cdot \tau_{at}}} \quad (3.127)$$

Deformația unghiulară:

$$\theta = \frac{M_t \cdot \lambda}{G \cdot I_p} = 2 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\tau_{at}}{G} \quad (3.128)$$

Lucrul mecanic de deformație:

$$L = \frac{1}{2} M_t \cdot \theta = \frac{1}{2} \cdot V \cdot \frac{\tau_{at}^2}{2G} \quad (3.129)$$

$$\text{unde } V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \lambda$$

Coefficientul de utilizare volumetrică:

$$k_v = \frac{L}{V} = k_f \cdot \frac{\tau_{at}^2}{2G} \quad (3.130)$$

Coefficientul de formă $k_f = \frac{1}{2}$, indică o bună utilizare a materialului.

3.3 Asamblări nedemontabile prin sudare

3.3.1 Generalități. Clasificare

Îmbinările sudate se execută prin operația tehnologică de sudare. Ele se pot realiza între piese metalice sau nemetalice, de compoziție identică sau similară, cu sau fără utilizarea unor elemente intermediare de îmbinare.

Îmbinările sudate se realizează prin aducerea până la starea plastică sau de topire a suprafețelor de îmbinat (cu sau fără folosirea unei surse de căldură), cu sau fără adaos de material, cu sau fără folosirea unei forțe

exterioare de apăsare a pieselor de îmbinat.

Avantajele sudării:

- execuție simplă, ușoară, automatizată;
- asigură etanșeitatea;
- se poate utiliza pentru reparații și reconstrucții;
- rezistența cusăturii este la fel de bună ca restul piesei;
- reduce greutatea construcției.

Dezavantajele îmbinărilor sudate:

- sudura introduce tensiuni și deformații remanente (pot fi atenuate prin tratamente termice și mecanice);
- controlul sudurilor este dificil, se efectuează cu raze Röntgen, raze γ , ultrasunete;
- nu toate materialele sunt ușor sudabile (de preferat sunt oțelurile cu procent mic de carbon);
- la sudurile efectuate manual calitatea lor depinde de calificarea sudorului (dezavantajul se înlătură prin automatizare).

Clasificarea sudurilor:

a) După metoda de sudare:

- prin topire:

- cu gaze;
- cu arc electric;
- cu radiații: luminoase, laser, fascicul de electroni;
cu rezistență (prin efect Joule).

- prin presiune:

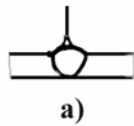
- cu gaze: prin presiune, prin laminare, prin forjare și difuzie;
- cu energie mecanică: la rece, prin șoc, cu ultrasunete, prin frecare;
- cu rezistență;
- cu arc electric.

b) După poziția tablelor:

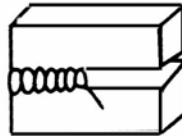
- cap la cap:

- orizontală (fig.3.76a);
- orizontală pe perete vertical (fig.3.76b);
- verticală (fig.3.76c);

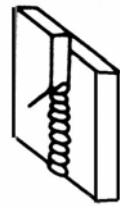
- pe plafon (peste cap) (fig.3.76d).
- de colț:
 - prin suprapunere (fig.3.77c);
 - în T (fig.3.77b);
 - de colț pe muchie (fig.3.77d);
 - în găuri (fig.3.77e);
 - frontală (fig.3.77f).



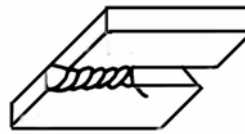
a)



b)



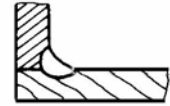
c)



d)



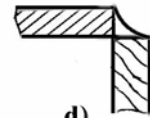
a)



b)



c)



d)



e)



f)

Fig. 3.76

Fig. 3.77

- c) După forma cordonului în secțiune transversală:
- îmbinarea cap la cap poate fi (fig.3.78):
 - îmbinare în I;
 - îmbinare în V;
 - îmbinare în Y;
 - îmbinare în U.

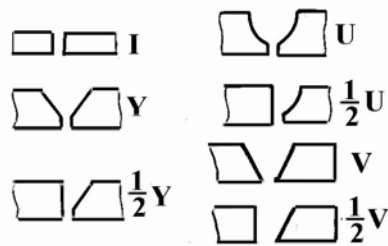


Fig. 3.78

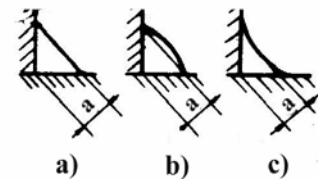


Fig. 3.79

- îmbinarea de colț poate fi:
 - plană (fig.3.79a);
 - convexă (fig.3.79b);
 - concavă (fig.3.79c).

d) După forma cordonului în secțiune longitudinală:

- sudură continuă;
- sudură discontinuă.

3.3.2 Principii de calcul

La o îmbinare sudată trebuie să se aibă în vedere ca atât cordonul de sudură cât și materialul de bază, să reziste la fel de bine și la limită. Tensiunile efective din cusătură trebuie comparate cu tensiunile limită la tracțiune a materialului de bază.

Calculul sudurilor se bazează pe date experimentale. La propunerea Institutului Internațional de Sudură (I.I.S.) se tinde către o sistematizare în ceea ce privește calculul îmbinărilor sudate.

În principiu calculul unei îmbinări sudate:

- dacă aceasta este solicitată la sarcini simple constă în a limita tensiunea maximă la o valoare admisibilă: $\sigma_{\max} \leq \sigma_{as}$ sau $\tau_{\max} \leq \tau_{as}$;
- dacă solicitările sunt compuse se limitează tensiunea echivalentă maximă: $\sigma_{e\max} \leq \sigma_{as}$.

Tensiunea admisibilă a sudurilor (σ_{as}) se calculează în funcție de tensiunea admisibilă a materialului de bază (σ'_a) astfel:

$$\sigma_{as} = k \cdot \varphi \cdot \sigma'_a \quad (3.131)$$

unde:

φ – coeficientul ce depinde de natura sudurii și de solicitări.

a) la sudurile cap la cap: (solicitarea la tracțiune $\varphi=0,8$; solicitarea la compresiune $\varphi=1$; solicitarea la încovoiere $\varphi=0,85$; solicitarea la forfecare $\varphi=0,65$).

b) la sudurile de colț $\varphi=0,65$.

k – concentrator de tensiune, ce intervine la calculul sudurilor solicitate variabil:

a) la sudurile cap la cap: pentru $R > 0$, $k = 1$;

$$\text{pentru } R < 0, \quad k = \frac{1}{1 - \frac{R}{3}}.$$

b) la sudurile de colț: pentru $R \leq 0$, $k = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{R}{3}}$.

σ'_a – rezistența admisibilă a piesei pentru ciclul de variație respectiv.

Tensiunile efective din sudură se calculează cu relațiile obișnuite din rezistența materialelor în funcție de sarcinile ce acționează asupra îmbinării, considerându-se ca arie de calcul pentru cusătură, produsul dintre lungimea și grosimea de calcul a cusăturii.

Lungimea de calcul: $\lambda = \lambda_s - 2a$

unde:

λ_s – lungimea sudurii;

a $\left\{ \begin{array}{l} \text{- pentru sudura de colț, este înălțimea triunghiului înscris în} \\ \text{secțiunea sudurii (fig.3.79);} \\ \text{- pentru sudura cap la cap, este grosimea tablei celei mai} \\ \text{subțiri } a = s_{\min} \text{ (fig.3.81).} \end{array} \right.$

La calculul lungimii s-a ținut seama de imperfecțiunea cordoanelor de sudură la ambele capete care cuprinde o zonă egală cu $2a$.

Tensiunea echivalentă se calculează:

- pentru sudurile cap la cap, cu relația:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{as} \quad (3.132)$$

- pentru sudurile de colț, cu relația:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 1,8 \cdot (\tau_1^2 + \tau_2^2)} \leq \sigma_{as} \quad (3.133)$$

unde:

σ - tensiunea normală în secțiunea mediană a sudurii;

τ_1 - tensiunea tangențială în secțiunea mediană a sudurii, perpendiculară pe lungimea cusăturii;

τ_2 - tensiunea tangențială în secțiunea mediană a sudurii, paralelă

cu lungimea cusăturii.

Făcând trecerea de la planul median al sudurii (P) la planul de separație al cordonului cu materialul de bază (P') și considerând aria celor

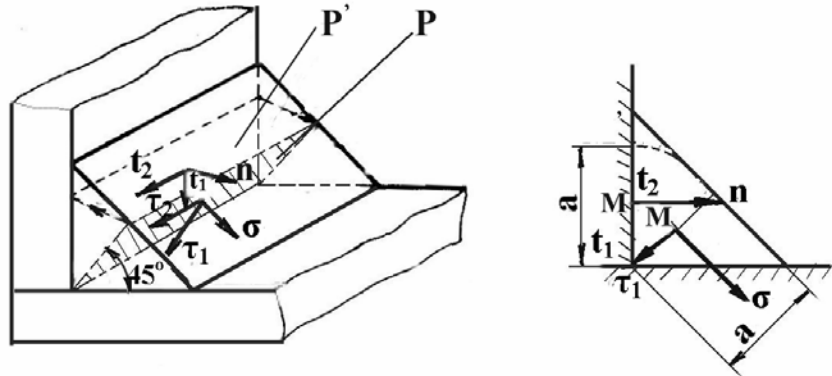


Fig. 3.80

două secțiuni egală (fig.3.80), din echilibrul forțelor rezultă:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}}(t_1 + n); \quad \tau_1 = \frac{1}{\sqrt{2}}(t_1 - n); \quad \tau_2 = t_2 \quad (3.134)$$

În calculul sudurii de colț se determină mai întâi tensiunile n , t_1 și t_2 iar apoi cu relațiile de mai sus se trece la tensiunile din planul median σ , τ_1 și τ_2 iar cu relația de dimensionare (3.133) se verifică sau se dimensionează cusătura.

3.3.3 Exemple de calcul a sudurilor

a) Suduri cap la cap

a1. Suduri cap la cap solicate la tracțiune și încovoiere.

S-a considerat asamblarea din fig.3.81 supusă la sollicitări de tracțiune (de către forța F) și încovoiere (de momentul încovoiitor M_i).

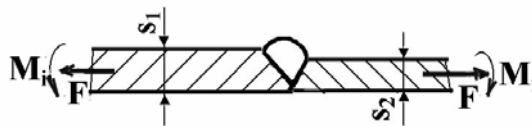


Fig. 3.81

Tensiunea din cordonul de sudură va fi:

$$\sigma_s = \sigma_{ts} + \sigma_{is} = \frac{F}{A_s} + \frac{M_i}{W_s}$$

$$\sigma_s = \frac{F}{\lambda \cdot s_{\min}} + \frac{M_i \cdot 6}{\lambda \cdot s_{\min}} \leq 0,8 \cdot k \cdot \sigma'_a \quad (3.135)$$

Cu relația de mai sus se poate stabili lungimea cordonului de sudură sau se poate verifica rezistența unei cusături.

a2. Suduri cap la cap la cazane și recipiente sub presiune

Recipientele se compun din corp, capac și fund (fig.3.82). Corpul recipientelor se execută prin sudarea cap la cap în V a virolelor cilindrice cu cordoane de sudură inelare. Datorită presiunii interioare p în învelișul recipientului vor apare tensiuni de tracțiune (fig.3.83), atât în plan longitudinal (σ_t), cât și în plan transversal (σ_{tl}).

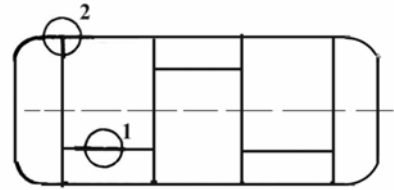


Fig. 3.82

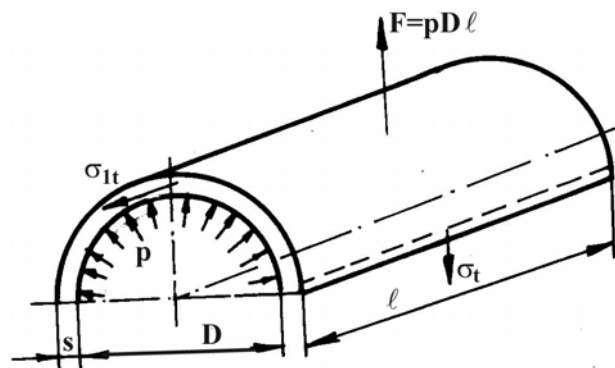


Fig. 3.83

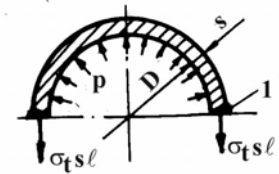


Fig. 3.84

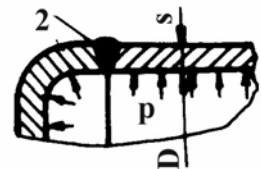


Fig. 3.85

Din echilibrul forțelor (fig.3.84) rezultă:

$$p \cdot D \cdot \lambda = 2\sigma_t \cdot s \cdot \lambda$$

$$\sigma_t = \frac{p \cdot D}{2s} \leq 0,8k \cdot \sigma'_a \quad (3.136)$$

Cusăturile transversale (2) se execută cap la cap în V (fig.3.85) și scriind ecuația de echilibru a forțelor rezultă:

$$\sigma_{lt} \cdot \pi \cdot D \cdot s = p \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\sigma_{lt} = \frac{p \cdot D}{4s} \leq 0,8k \cdot \sigma'_a \quad (3.137)$$

Se constată că $\sigma_{lt} = 2\sigma_t$, pericolul distrugerii învelișului recipientului fiind pe direcție longitudinală (direcția generatoarei recipientului). Din acest motiv verificarea se face utilizând relația (3.136)

b) Suduri de colț

b1. Suduri de colț bilaterale în "T"

1) *Cordoane paralele cu direcția forței* (fig.3.86).

Forța F se reduce în planul de separație a sudurii cu materialul de bază la o forță tăietoare F și un moment încovoiator $M_i = F \cdot d$, care generează în acest plan tensiunile:

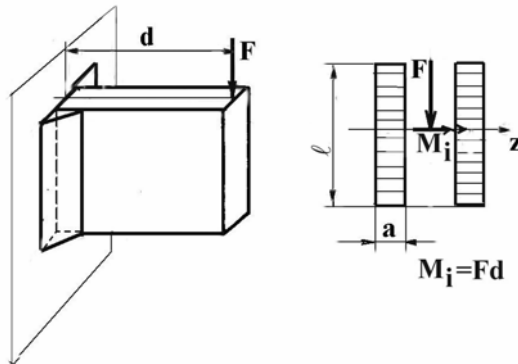


Fig. 3.86

$$n = \frac{M_i}{W_z};$$

$$n = \frac{F \cdot d \cdot 6}{2 \cdot a \cdot \lambda^2} = \frac{3 \cdot F \cdot d}{a \cdot \lambda^2}$$

$$t_2 = \frac{F}{2a\lambda} \text{ și } t_1 = 0.$$

Calculând tensiunile din planul median al cusăturii

cu relațiile (3.134) rezultă:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{3F \cdot d}{a \cdot \lambda^2}; \quad \tau_1 = -\frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{3F \cdot d}{a \cdot \lambda^2}; \quad \tau_2 = \frac{F}{2a \cdot \lambda} \quad (3.138)$$

Cu relația (3.133) se scrie tensiunea echivalentă:

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{3F \cdot d}{a \cdot \lambda^2}\right)^2 + 1,8 \left[\left(-\frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{3F \cdot d}{a \cdot \lambda^2}\right)^2 + \left(\frac{F}{2a \cdot \lambda}\right)^2 \right]} \leq \sigma_{as} \quad (3.139)$$

2) *Cordoane perpendiculare pe direcția forței* (fig.3.87).

Forța F se reduce în planul de separație a sudurii cu materialul de bază la o forță tăietoare F și un moment încovoiător $M_i = F \cdot d$ (cu axa

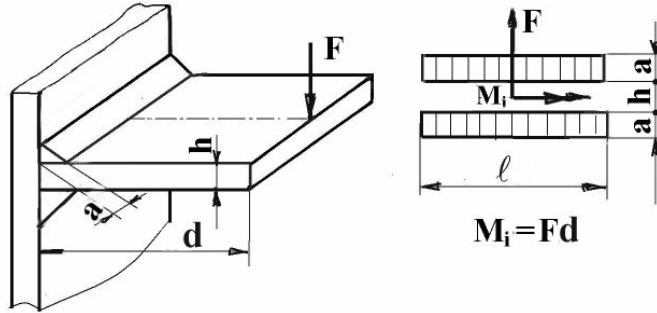


Fig. 3.87

paralelă cu sudurile), care generează în acest plan tensiunile:

$$n = \frac{M_i}{W_s} = \frac{F \cdot d}{\frac{[(h + 2a)^3 - h^3] \cdot \lambda}{12 \left(\frac{h}{2} + a\right)}}; t_2 = 0; t_1 = \frac{F}{2a \cdot \lambda} \quad (3.140)$$

În planul median al cusăturii rezultă:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(\frac{F}{2a \cdot \lambda} + \frac{F \cdot d}{W_s} \right); \tau_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(\frac{F \cdot d}{W_s} - \frac{F}{2a \cdot \lambda} \right); \tau_2 = 0 \quad (3.141)$$

Aplicând relația (3.133) se scrie tensiunea echivalentă și se pune condiția ca $\sigma_e \leq \sigma_{as}$.

b2. Suduri de colț la table suprapuse

1) *Cordoane paralele cu direcția forței* (longitudinale).

În planul de separație a tablelor (fig.3.88) forțele F se reduc la o forță F și la un moment încovoiător $M_i = 0,5F(s + s')$, care generează tensiunile:

$$n = \frac{M_i}{W_s} = \frac{0,5F(s+s') \cdot 6}{2a\lambda^2}; \quad t_2 = \frac{F}{2a \cdot \lambda}; \quad t_1 = 0 \quad (3.142)$$

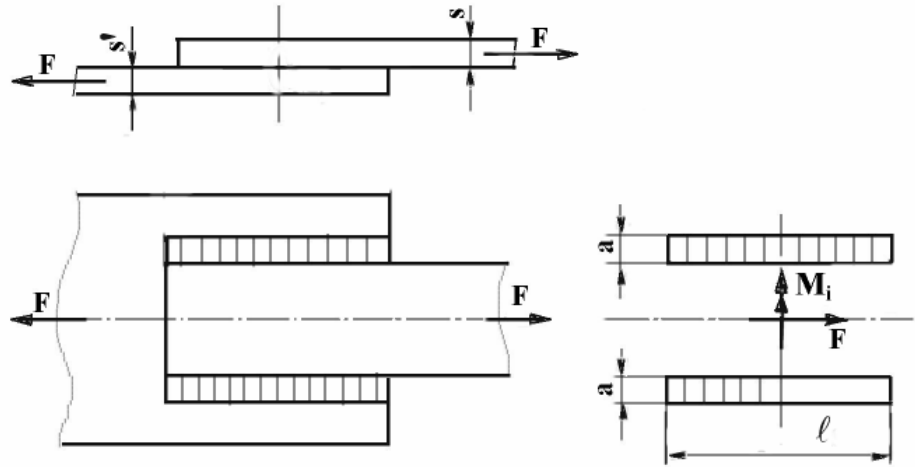


Fig. 3.88

În planul median al cusăturii rezultă:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{3F(s+s')}{2a \cdot \lambda^2} = -\tau_1 \text{ iar } \tau_2 = \frac{F}{2a \cdot \lambda}. \quad (3.143)$$

Aplicând relația (3.133) se scrie tensiunea echivalentă.

2) *Cordoane perpendiculare pe direcția forței (transversale)*

Tensiunile din planul de separație al sudurii (fig.3.89) cu materialul

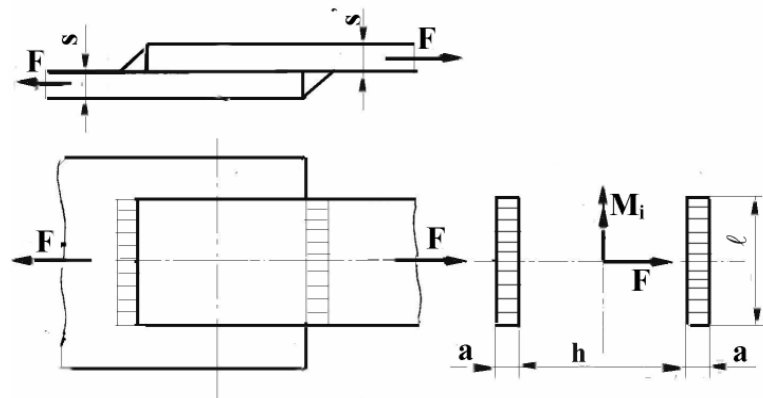


Fig. 3.89

de bază:

$$n = \frac{M_i}{W_s} = \frac{0,5F(s+s') \cdot 12(a+0,5h)}{\lambda \cdot [(2a+h)^3 - h^3]}; \quad t_1 = \frac{F}{2a \cdot \lambda}; \quad t_2 = 0 \quad (3.144)$$

În planul median al cusăturii tensiunile se calculează aplicând relația (3.134) și se verifică tensiunea echivalentă cu relația (3.133).

b3. Sudura de colț supusă la moment de răsucire (fig.3.90)

Această situație se întâlnește la roțile dințate care au obada sudată de butuc sau de coroană, la sudarea flanșelor pe arbori etc.

În acest caz sudura este solicitată la forfecare iar tensiunile din lungul cordonului vor fi:

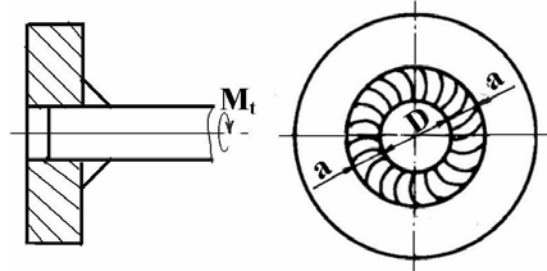


Fig. 3.90

$$\tau_2 = \frac{M_t}{W_s} = \frac{16M_t(D+2a)}{\pi \cdot [(D+2a)^4 - D^4]} \quad (3.145)$$

Tensiunea echivalentă:

$$\sigma_e = 1,34\tau_2 \leq \sigma_{as} = 0,65k\sigma'_a \quad (3.146)$$

Dacă σ_e/σ_{as} rezultă mult mai mic decât 1 se pot face mai multe cordoane de sudură discontinue, obținându-se în acest caz tensiunea în cordon:

$$\tau_2 = \frac{2M_t}{n \cdot \lambda \cdot a \cdot (D+a)} \quad (3.147)$$

unde: n – numărul cordonelor de sudură;

λ – lungimea de calcul al unui cordon.

Din condiția $1,34\tau_2 \leq 0,65\sigma'_a$ rezultă numărul cordonelor dacă s-a ales lungimea lor sau invers.

4.1 Transmisii prin curele

4.1.1 Noțiuni generale

Transmisia prin curele realizează transferul energetic între doi sau mai mulți arbori, datorită frecării dintre un element intermediar flexibil, cureaua, montat pretensionat și roțile de curea fixate pe arbori.

Față de alte transmisii prezintă o serie de avantaje, cum ar fi: posibilitatea transmiterii mișcării de rotație la distanțe mari; funcționare lină, fără zgomot; amortizarea șocurilor și a vibrațiilor; constituie un element de siguranță (la suprasarcini cureaua poate patina); se realizează la un cost redus; nu impun condiții tehnice deosebite pentru montaj și întreținere; pot fi utilizate la puteri și viteze foarte variate etc. Ca dezavantaje amintim: gabarit mare; capacitate de transmitere redusă; durabilitate limitată; funcționare însoțită de alunecare elastică ceea ce face ca raportul de transmitere să nu fie constant; slăbirea curelei în timp datorită îmbătrânirii și a deformațiilor remanente, ceea ce conduce la necesitatea dispozitivelor de întindere; randament relativ scăzut ($\eta_c = 0,92...0,96$) etc.

Clasificarea transmisiilor prin curele se face după:

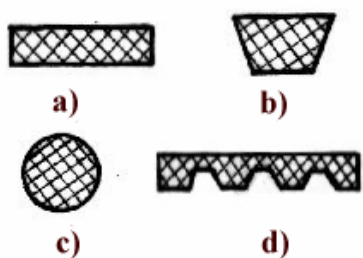


Fig. 4.1

1. *forma secțiunii curelei* (fig.4.1): curele late (fig.4.1a); curele trapezoidale (fig.4.1b); curele rotunde (fig.4.1c); curele dințate (fig.4.1d).

2. *poziția axelor în spațiu:*

a) *axe paralele* (fig.4.2): cu ramuri deschise (fig.4.2a); cu ramuri încrucișate (fig.4.2b); cu con etajat (fig.4.2c); cu continuu (fig.4.2d);

b) *axe neparalele* (fig.4.3): cu ramuri semiîncrucișate (fig.4.3a); în

unghi, cu rolă de ghidare (fig.4.3b).

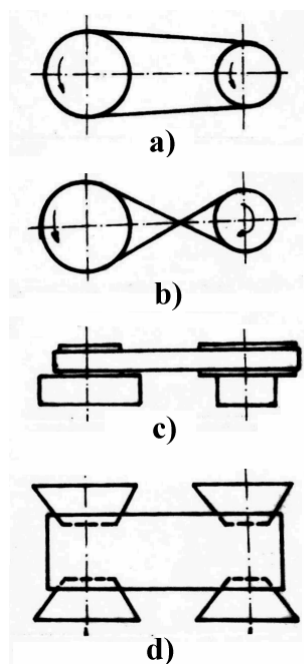


Fig. 4.2

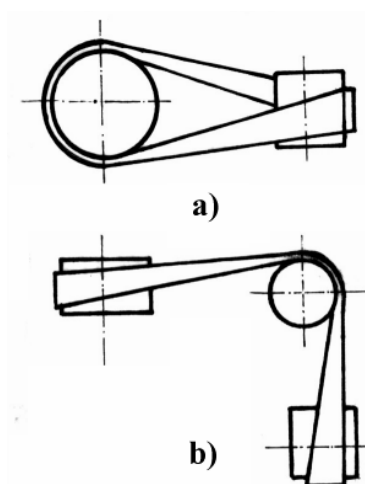


Fig. 4.3

Materiale

Materialele folosite pentru confecționarea curelelor trebuie să fie rezistente la solicitări variabile și la uzură, să aibă un coeficient de frecare și flexibilitate mari; alungirea curelei, deformațiile plastice și densitatea trebuie să fie mici.

Curelele late obișnuite ($t < 55^{\circ}$; $v < 30$ m/s) se confecționează din: piele, mătase, bumbac și cauciuc cu inserție textilă. Curelele late compound constau dintr-o folie de material plastic de înaltă rezistență căptușită la interior cu un strat de piele ce asigură un coeficient mare de frecare și rezistență la uzură. Se pot utiliza de asemenea benzi de transmisie din oțel, ele având dimensiuni mai reduse la aceeași putere, față de curelele din piele. În acest caz, roțile pentru transmisii sunt căptușite cu plută ($\mu = 0,35$).

Pentru curele trapezoidale se utilizează cauciucul cu inserție textilă.

4.1.2 Elemente geometrice și cinematice

1. Elemente geometrice

Se consideră transmisia cu ramuri deschise, cu axe paralele (fig.4.4):

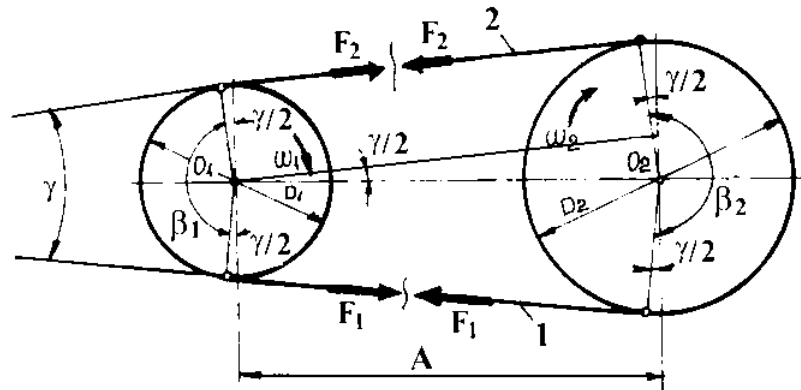


Fig. 4.4

Ținând seama de sensul de rotație al roții conducătoare (ω_1) se fac următoarele notații: 1-ramura activă; 2-ramura pasivă; γ - unghiul dintre ramurile curelei; β_1, β_2 - unghiurile de înfășurare ale curelei pe roți; D_1 - diametrul roții conducătoare; D_2 - diametrul roții conduse; A - distanța dintre centrele celor două roți.

În acest caz rezultă:

$$\beta_1 + \gamma = \pi; \quad \beta_2 - \gamma = \pi; \quad \beta_1 + \beta_2 = 2\pi \quad (4.1)$$

Lungimea curelei se determină din fig. 4.4 și are expresia:

$$L = 2A \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{\gamma}{2} (D_2 - D_1) \quad (4.2)$$

unde:

$$\frac{\gamma}{2} = \arcsin \frac{D_2 - D_1}{2A}$$

2. Elemente cinematice

Dacă cureaua ar fi inextensibilă, vitezele periferice ale roților ar fi egale între ele și egale cu viteza unui punct oarecare de pe curea. Deoarece

viteza unui punct de pe partea înfășurată nu este constantă, rezultă că are loc o alunecare locală elastică a curelei pe roți.

Coeficientul de alunecare elastică a curelei, ε , are expresia:

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1}; \quad (4.3)$$

unde v_1 și v_2 reprezintă vitezele periferice ale unui punct de pe ramura conducătoare, respectiv condusă a curelei.

Raportul de transmitere este:

$$i_c = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.4)$$

în care n_1 și n_2 reprezintă turațiile roții conducătoare, respectiv conduse.

Dacă în relația 4.4 se înlocuiesc n_1 și n_2 cu:

$$n_1 = \frac{60v_1}{\pi D_1}; \quad n_2 = \frac{60v_2}{\pi D_2}; \quad (4.5)$$

și se ține seama de relația 4.3, rezultă:

$$i_c = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}. \quad (4.6)$$

4.1.3 Forțe și tensiuni în ramurile curelei

1. Forțe în ramurile curelei

În stare de repaus cureaua se montează pe roți cu o întindere inițială, astfel că în fiecare din cele două ramuri ale curelei va apărea o forță de pretensionare, F_0 . Această forță va crea o apăsare normală N între curea și roată, care datorită frecării dintre acestea asigură posibilitatea transmiterii unei forțe periferice, F_u , determinată cu relația:

$$F_u = \frac{2M_{t1}}{D_1}$$

unde M_{t1} reprezintă momentul de torsiune la arborele conducător.

În timpul funcționării, frecarea dintre roată și curea modifică distribuția de forțe din ramurile curelei astfel că în ramura motoare F_0 crește la F_1 , iar în ramura condusă F_0 scade la F_2 . Deoarece suma forțelor de la

montaj rămâne egală cu suma forțelor din timpul exploatării rezultă:

$$F_1 + F_2 = 2F_0; \quad F_1 = F_0 + \frac{F_u}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_u}{2}. \quad (4.7)$$

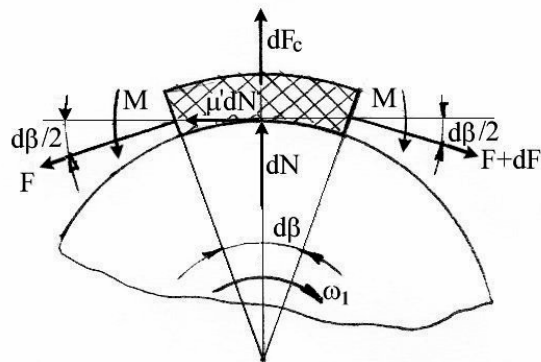


Fig. 4.5

Pentru a determina valoarea forțelor din ramurile curelei (F_1 și F_2) se consideră un element infinitesimal de curea definit prin unghiul $d\beta$, înfășurat pe roata motoare (fig.4.5). Asupra acestuia acționează forța centrifugă elementară (dF_c), forța normală elementară (dN), forța de frecare elementară

($\mu' dN$) și momentul încovoietor datorat curbării curelei pe roată (M).

Din condiția de echilibru a forțelor pe direcția orizontală rezultă:

$$dN + dF_c = 2F \sin \frac{d\beta}{2} + dF \sin \frac{d\beta}{2}. \quad (4.8)$$

Dacă se pune condiția să nu existe alunecare, se obține:

$$\mu' dN = dF \cos \frac{d\beta}{2}. \quad (4.9)$$

Se acceptă $\sin \frac{d\beta}{2} \cong \frac{d\beta}{2}$, $\cos \frac{d\beta}{2} \cong 1$ și se neglijează produsele a doi termeni infinitesimale.

Forța centrifugă elementară se poate exprima sub forma:

$$dF_c = dm \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \omega_1^2 = \rho_\lambda \cdot \frac{D_1}{2} \cdot d\beta \cdot \frac{D_p}{2} \cdot \omega_1^2 = \rho_\lambda v_1^2 d\beta; \quad (4.10)$$

în care: dm - masa elementară a curelei;

ρ_λ - masa pe unitatea de lungime.

Din relațiile de mai sus rezultă:

$$\frac{dF}{\mu} = d\beta(F - \rho_\lambda v^2) \quad (4.11)$$

Prin integrarea acestei ecuații diferențială se obține:

$$\int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F - \rho_\lambda v_1^2} = \int_0^{\beta_1} \mu' d\beta. \quad (4.12)$$

sau:

$$\ln \frac{F_1 - \rho_\lambda v_1^2}{F_2 - \rho_\lambda v_1^2} = \mu\beta_1$$

de unde:

$$\frac{F_1 - \rho_\lambda v_1^2}{F_2 - \rho_\lambda v_1^2} = e^{\mu\beta_1} \quad (4.13)$$

Prin rezolvarea ecuației (4.13) și ținând seama de relația (4.7) se obține:

$$F_1 = F_u \cdot \frac{e^{\mu'\beta_1}}{e^{\mu'\beta_1} - 1} + \rho_\lambda v_1^2 = F_1' + \rho_\lambda v_1^2; \quad (4.14)$$

și

$$F_2 = F_u \cdot \frac{1}{e^{\mu\beta_1} - 1} + \rho_\lambda v_1^2 = F_2' + \rho_\lambda v_1^2. \quad (4.15)$$

Forțele F_1 și F_2 se compun dând o rezultantă R ce acționează asupra arborelui pe care este montată roata de curea (fig.4.6) :

$$R = \sqrt{(F_1')^2 + (F_2')^2 + 2F_1'F_2' \cos \gamma} \quad (4.16)$$

Din relațiile 4.7, 4.14 și 4.15 se poate deduce expresia forței de întindere a curelei, F_0 :

$$F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{F_u}{2} \cdot \frac{e^{\mu\beta_1} + 1}{e^{\mu\beta_1} - 1} + \rho_\lambda v_1^2$$

Această forță se poate obține prin mai multe procedee, cum ar fi: montarea unei curele mai scurte, folosirea unei role

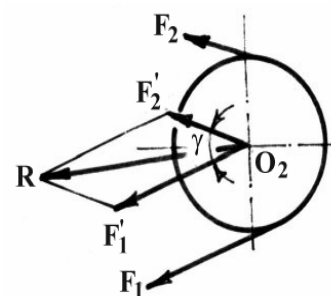


Fig. 4.6

de întindere (fig.4.7a), deplasarea motorului pe glisieră (fig.4.7b), așezarea articulată a ansamblului motor-roată motoare (fig.4.7c), ș. a.

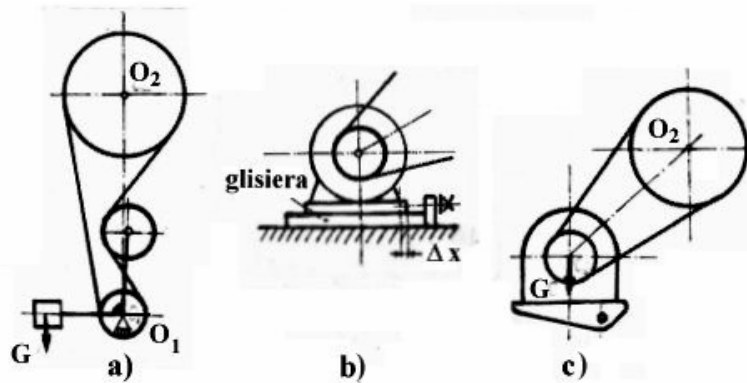


Fig. 4.7

2. Tensiunile din curele

Datorită neomogenității materialelor din care sunt executate curelele, cât și a comportamentului diferit al acestora la sarcini exterioare, calculul riguros al stărilor de tensiune este foarte dificil.

Acceptând ipoteza simplificatoare a omogenității secțiunii curelei, respectiv a stării de tensiune uniformă pe întreaga arie transversală se poate afirma că în curea se dezvoltă :

- *tensiuni de întindere*, date de forțele F_1 și F_2 și care se determină cu relația:

$$\sigma_{t1,2} = \frac{F_{1,2}}{A_c}; \sigma_{t1} > \sigma_{t2} \text{ deoarece} \quad (4.17)$$

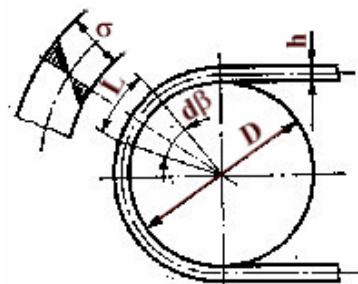


Fig. 4.8

- *tensiuni de încovoiere*

Considerând că materialul curelei respectă legea lui Hooke, se calculează alungirea fibrelor extreme ale curelei față de fibra medie considerată nedeformabilă (fig.4.8).

Se consideră un element de curea definit prin $d\beta$.

Lungirea specifică este:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{\frac{hd\beta}{2}}{\frac{D+h}{2}d\beta} = \frac{h}{D+h} \cong \frac{h}{D} \quad (4.18)$$

Tensiunea de încovoiere rezultă:

$$\sigma_i = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{h}{D} \quad (4.19)$$

în care h reprezintă înălțimea profilului curelei, iar E modulul de elasticitate al materialului din care este confecționată cureaua.

Expresia tensiunii maxime din ramura activă a curelei în punctul de contact al curelei cu roata conducătoare devine:

$$\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_i \leq \sigma_a; \quad \sigma_{\max} = \frac{F_1}{A_c} + \frac{E \cdot h}{D_1} \leq \sigma_a \quad (4.20)$$

în care:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{c_a} \quad (4.21)$$

unde:

σ_r - rezistența la rupere a materialului curelei ;

$c_a = 3...5$ – coeficient de siguranță admisibil.

Distribuția tensiunilor în lungul unei curele care echipează o transmisie cu axe paralele și ramuri deschise este redată în figura 4.9.

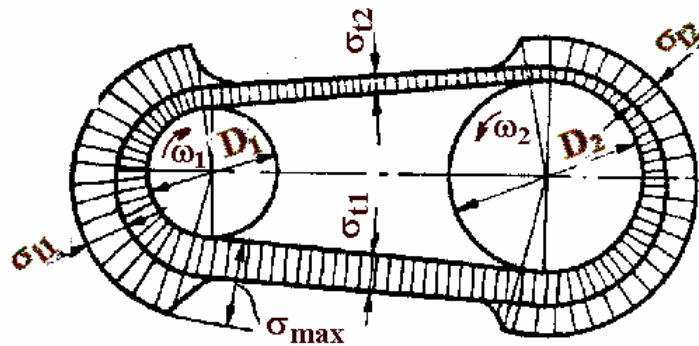


Fig. 4.9

4.1.4 Calculul curelelor late

Cunoscându-se puterea de transmis P_1 , turațiile n_1 și n_2 , calculul practic al unei transmisii cu curele se efectuează astfel:

- se calculează diametrul roții de curea conducătoare cu relația practică:

$$D_1 = (1150 \dots 1400) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 [kW]}{n_1}} \quad [\text{mm}]$$

- Diametrul roții conduse:

$$D_2 = i_c D_1 (1 - \varepsilon)$$

- Distanța între axele roților se recomandă:

$$A \geq (1,5 \dots 2) \cdot (D_1 + D_2)$$

- Unghiul dintre ramurile curelei (în cazul ramurilor deschise):

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_2 - D_1}{2A}$$

- Unghiul de înfășurare al curelei pe roata mică:

$$\beta_1 = \pi - \gamma \geq 2,1 \text{ rad}$$

- Lungimea curelei (rel.4.2)

- Se alege materialul curelei;

- Se verifică viteza curelei: $v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \leq v_{admis}$;

- Se verifică frecvența încovoierilor curelei:

$$f = x \frac{v_1}{L} \leq f_{\max} [s^{-1}];$$

în care: x - numărul de roți peste care trece cureaua

f_{\max} - frecvența maximă admisă a încovoierilor (în funcție de materialul curelei).

- Se alege raportul h / D_1 în funcție de materialul curelei:

$$\left(\frac{h}{D_1}\right) = \frac{1}{30} \Lambda \frac{1}{20} \text{ pentru curele din piele și textile;}$$

$$\left(\frac{h}{D_1}\right) = \frac{1}{80} \Lambda \frac{1}{100} \text{ pentru curele compound;}$$

$$\left(\frac{h}{D_1}\right) = \frac{1}{1000} \text{ pentru bandă de oțel,}$$

și se standardizează grosimea curelei „ h ” la valoarea cea mai apropiată inferioară.

- Forța utilă din curea:

$$F_u = \frac{P_1[W]}{v_1[m/s]} [N]$$

- Forțele din ramurile curelei F_1 și F_2 (rel.4.14 și 4.15)

- Lățimea curelei, se determină din rel.4.20;

- Forța de pretensionare F_0 ;

- Forța rezultantă R (rel.4.16);

- Se verifică durabilitatea curelei la oboseală;

- Se proiectează forma roții de curea.

4.1.5 Transmisii prin curele trapezoidale

Profilul trapezoidal este cel mai răspândit. În acest caz cureaua se confecționează dintr-un element de rezistență, 1, format din straturi de

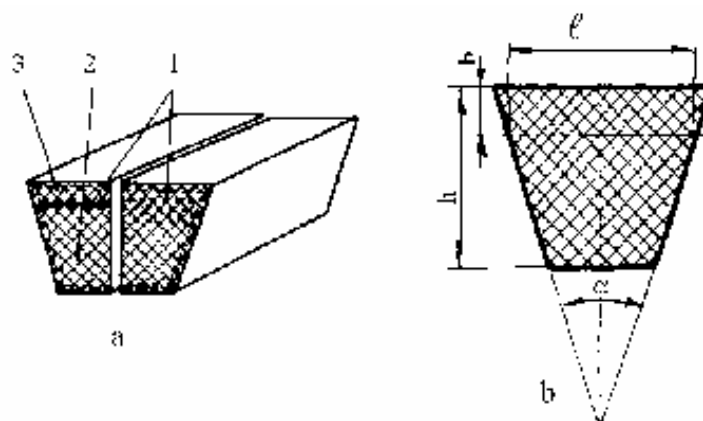


Fig. 4.10

inserție țesută, șnururi sau cabluri din fire artificiale, încorporat în cauciuc vulcanizat, 2 și protejat la exterior de un strat de țesătură cauciucată rezistentă la uzură, 3 (fig.4.10a).

Parametrii geometrici ai unei curele trapezoidale sunt prezentați în

fig.4.10b și anume: λ - lățimea primitivă (de referință); h – înălțimea profilului; b - distanța de la fibra neutră la baza mare a trapezului; α - unghiul dintre flancurile active.

În funcție de valoarea raportului λ/h curelele trapezoidale se împart în:

- curele trapezoidale clasice cu $\lambda/h=1,3\dots1,4$ și simbolizate prin Y, Z, A, B, C, D, E (STAS 1164-91);

- curele trapezoidale înguste cu $\lambda/h=1\dots1,1$ și simbolizate prin SPZ, SPA, SPB, 16x15, SPC(STAS 7192-83). Acestea au capacitatea de tracțiune majorată cu (30...40)% față de curelele trapezoidale clasice de același tip dimensional și structură de rezistență.

- curele trapezoidale late cu $\lambda/h=3,125$ și simbolizate prin W16, W20, W25, W28, W31,5, W40, W50, W63, W80, W100 (STAS 7503/1-85). Sunt utilizate preferențial pentru variatoare de turație.

În tabelul 4.1 se prezintă, conform standardului, dimensiunile secțiunii curelelor trapezoidale înguste.

Tabelul 4.1

Tipul curelei	λ [mm]	h [mm]	b [mm]	A_c [m ²]	α [rad]
SPZ	8,5	8	2	$0,64 \cdot 10^{-4}$	0,697
SPA	11	10	2,8	$0,94 \cdot 10^{-4}$	
SPB	14	13	3,5	$1,54 \cdot 10^{-4}$	
(16x15)	16	15	4	$2,02 \cdot 10^{-4}$	
SPC	19	18	4,8	$2,87 \cdot 10^{-4}$	

Transmisiile prin curele trapezoidale se deosebesc față de cele cu curele late prin următoarele:

- asigură transmiterea mișcării între doi arbori cu un raport de transmitere mai mare;

- transmit puteri mai mari la aceleași dimensiuni, deoarece coeficientul de frecare aparent între roată și cureaua este mai mare, fiind vorba de suprafețe în formă de jgheab (fig.4.11).

Din echilibrul forțelor pe verticală rezultă:

$$N = 2N_1 \sin \frac{\alpha}{2};$$

$$F_f = 2\mu N_1 = 2\mu \cdot \frac{N}{2 \sin \frac{\alpha}{2}};$$

$$F_f = \frac{\mu N}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \mu' N, \text{ unde}$$

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}} \text{ coeficient de frecare aparent}$$

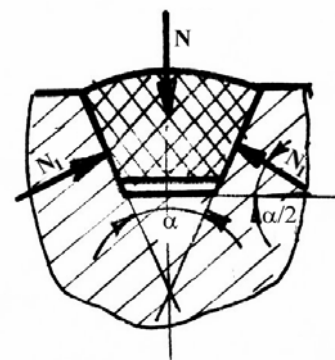


Fig.4.11

Deoarece $\mu' > \mu$, la aceeași apăsare pe roată, forța de frecare este mai mare, deci aceste curele pot transmite încărcări mai mari.

Pentru a se evita înțepenirea curelei în canalul roții la scăderea unghiului α , se recomandă ca $\alpha \geq 34^\circ$.

- încărcarea arborilor este mai mică, deoarece forța de pretensionare necesară este mai mică:

- prezintă siguranță mai mare în exploatare, deoarece cureaua fiind ghidată în canal nu mai poate cădea de pe roată;

- au un randament mai bun;

- au o durabilitate mai scăzută, deoarece raportul h/D este mult mai mare decât la curele late;

- costul roților de curea este mai mare.

Transmisiile prin curele trapezoidale se calculează pe baza datelor din STAS 1163-91, care cuprinde etapele de mai jos:

Date de proiectare: puterea de transmis P_1 , turația arborelui motor n_1 și a arborelui condus n_2 .

- Se alege profilul curelei din nomograme în funcție de P_1 și n_1 (se preferă profilele înguste);

- Se alege diametrul roții conducătoare D_1 din STAS 1162-84 în funcție de tipul curelei;

- Se calculează diametrul roții conduse $D_2 = i_c D_1$ și se standardizează astfel ca abaterea raportului să nu depășească $\pm 3\%$

- Se alege preliminar distanța dintre axe:

$$0,75 \cdot (D_1 + D_2) \leq A' \leq 2 \cdot (D_1 + D_2)$$

- Se calculează unghiul dintre ramurile curelei, preliminar:

$$\gamma' = 2 \arcsin \frac{D_2 - D_1}{A'}$$

- Se calculează lungimea preliminară a curelei L' (rel.4.2) și se standardizează la valoarea cea mai apropiată L :

Se recalculează distanța dintre axe A , ținând seama de lungimea standardizată a curelei L :

$$A = 0,25 \cdot \left[(L - \pi \cdot D_m) + \sqrt{(L - \pi \cdot D_m)^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right]$$

unde:

$$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

- Se recalculează unghiul γ , ținând seama de distanța reală între axe, A ;

- Unghiurile de înfășurare ale curelei pe roți:

$$\beta_1 = \pi - \gamma; \beta_2 = \pi + \gamma$$

Pentru a evita alunecarea curelei trebuie respectată condiția:

$$2,1 \text{ rad} \leq \beta_1 \leq 3,14 \text{ rad}$$

- Se verifică viteza periferică:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} \leq v_a$$

unde $v_a = 30$ m/s pentru curele trapezoidale clasice

$v_a = 40$ m/s pentru curele trapezoidale înguste

- Se verifică frecvența încovoierilor curelei pe roată:

$$f = x \frac{v}{L} \leq f_{\max} = 40 \text{ Hz} \text{ (pentru material grupa R)}$$

unde x reprezintă numărul de roți peste care trece cureaua.

- Se calculează numărul preliminar de curele, z_0 , cu relația:

$$z_0 = \frac{c_f \cdot P_1}{c_L \cdot c_\beta \cdot P_0}$$

unde:

P_0 - puterea nominală transmisă de o curea, după STAS 1163-91 (dependentă de tipul curelei, raportul de transmitere, D_1 și n_1)

c_f - coeficient de funcționare (depinde de motorul de acționare, regimul de lucru și utilajul acționat);

c_L - coeficient de lungime (depinde de tipul și lungimea curelei);

c_β - coeficient de înfășurare (depinde de unghiul de înfășurare β_1)

- Se determină numărul de curele, z' , cu relația:

$$z' = \frac{z_0}{c_z}$$

unde c_z este un coeficient dependent de numărul de curele.

Valoarea lui z' se rotunjește la un număr întreg, z .

Dacă numărul de curele, z , a rezultat mai mare de 8 se reia calculul alegând alt tip de curea, alt diametru D_1 (mai mare) iar distanța dintre axe preliminară A' către limita superioară.

- Se determină forțele din transmisie: F_u ; F_1 ; F_2 ; R.

- Se verifică tensiunea maximă din curea (rel.4.20);

- Se dimensionează roțile de curea.

Indicații privind montajul și exploatarea transmisiilor prin curele

Montajul corect al elementelor transmisiei influențează decisiv comportarea și durabilitatea curelei în exploatare:

- Se vor respecta toleranțele cu privire la paralelismul arborilor (max. 1 mm/100 mm lungime), coaxialitatea roților pe arbori etc.

- La transmisiile cu curele late orizontale se preferă ca ramura activă să fie cea de jos, pentru că astfel unghiul de înfășurare β_1 crește, datorită greutateii proprii a curelei;

- Cureaua trapezoidală trebuie să fie așezată complet în canalul ei, pentru a avea contact cu părțile laterale ale canalului;

- Curelele din piele trebuie unse periodic cu unsori animale pentru a nu-și pierde flexibilitatea;

- Dacă în timpul funcționării roțile se încălzesc, înseamnă că există posibilitatea patinării curelei și se va proceda la întinderea ei;

- Pentru a avea un mers liniștit al transmisiei, roțile de curea vor fi echilibrate static pentru $v \leq 25m/s$ și static + dinamic pentru $v \geq 25m/s$;
- La curelele late, în scopul măririi stabilității pe roată, una din roți se execută ușor bombată;
- Funcționarea transmisiei prin curele nu este permisă fără ca aceasta să fie protejată cu apărătoare de tablă sau plasă;
- Montarea și demontarea curelelor se va face numai în repaus, după ce s-a procedat la slăbirea curelei.

4.1.6 Transmisii prin curele dințate

4.1.6.1 Elemente geometrice

Transmisiiile prin curele dințate, numite și transmisii sincrone, acumulează avantajele transmisiilor prin curele trapezoidale cu avantajele transmisiilor prin lanțuri și anume: raport de transmitere constant, randament mare, tensionare mică a curelelor, întreținere simplă, domeniu mare de viteză (până la 80 m/s), domeniu larg de puteri (de la 0,12 la 420 kW), distanță mică între axe și funcționare liniștită.

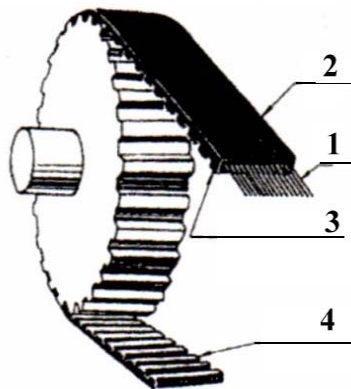


Fig. 4.12

Cureaua dințată prezintă o structură neomogenă (fig.4.12) alcătuită dintr-un element de înaltă rezistență la tracțiune 1, dispus în stratul neutru (din oțel, fibre poliesterice, sticlă), încorporat într-o matrice de elastomer, care constituie masa curelelor 2. Dantura prismatică 3 este dispusă pe interiorul curelei 4.

Geometria curelei sincrone, dată în STAS 12918/3-91, este

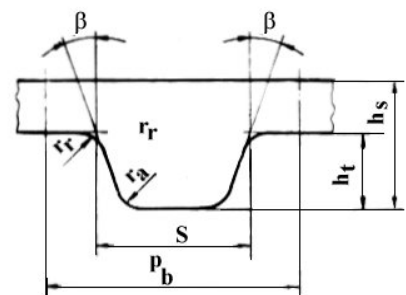


Fig. 4.13

caracterizată de următorii parametri (fig.4.13): pasul p_b , lățimea b_s , înălțimea totală h_s , lungimea primitivă L_p , căreia îi corespunde un număr întreg de pași z_p , înălțimea dinților h_t , grosimea de bază s , unghiul dintre flancuri 2β .

Curelele sincrone cu dantură trapezoidală sunt ordonate în șase mărimi de pas, definit în sistemul de măsurare în inches. Simbolizarea și dimensiunile nominale ale curelelor sincrone sunt indicate în tabelul 4.2.

Tabelul 4.2

Simbol pas	Pasul curelei p_b		2β [°]	s [mm]	h_t [mm]	h_s [mm]	r_r [mm]	r_a [mm]	Seria
	[mm]	[in]							
MXL	2,320	2/25	40	1,14	0,51	1,14	0,13	0,13	F.f.ușoară
XL	5,080	1/5	50	2,57	1,27	2,30	0,38	0,38	F. ușoară
L	9,525	3/8	40	4,63	1,91	3,60	0,51	0,51	usoară
H	12,700	1/2	40	6,09	2,29	4,30	1,02	1,02	Grea
XH	22,225	7/8	40	12,56	6,35	11,20	1,57	1,19	F. grea
XXH	31,750	1 1/4	40	19,03	9,53	15,70	2,28	1,52	F.f.grea

Roțile dințate pentru curele au dimensiunile date în STAS 12918/4-91. Roțile se pot executa în două variante: cu flanșă sau fără flanșă (fig.4.14). Uzual, roțile sunt prevăzute cu flanșe laterale pentru prevenirea deplasării curelelor. În cazul curelelor înguste, de putere mică (< 1 kW) pot fi fără flanșe laterale.

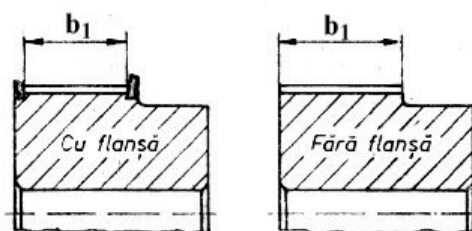


Fig. 4.14

Elementele geometrice ale danturii cu profil drept sunt prezentate în fig.4.15 și tabelul 4.3. Raportul de transmitere maxim se limitează pentru a determina un unghi de înfășurare al curelei pe roata mică suficient de mare,

astfel încât numărul minim de dinți aflați în angrenare să fie cel puțin trei.

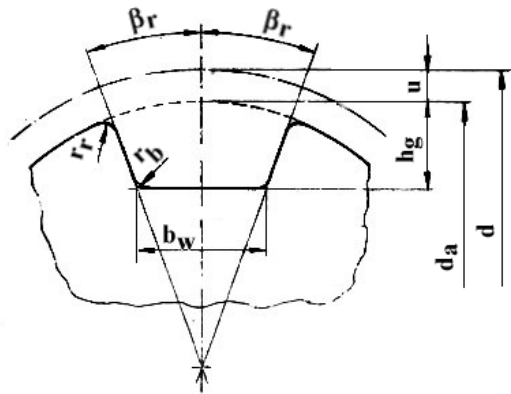


Fig.4.15

Tabelul 4.3

Simbol pas	Lățime min., b [mm]		b_w [mm]	h_g [mm]	β_r	$2U$	z_1 mi n	d min	Raportul de transmitere max . i
	cu flanșă	fără flanșă							
MXL	3,8 5,3 7,1	5,6 7,1 8,9	0,84	0,69	20°	0,508	10	6,47	
XL	7,1 8,6 10,4	8,9 10,4 12,2	1,32	1,65	25°	0,508	10	16,17	7,20
<u>L</u>	14,0 20,3 26,7	17,0 23,3 29,0	3,05	2,67	25°	0,762	12	36,38	8,40
<u>H</u>	20,3 26,7 39,4 52,8 79,0	24,8 31,2 43,9 57,3 83,5	4,19	3,05	20°	1,372	16	64,68	8,57
<u>XH</u>	56,8 83,8 110,7	62,6 89,8 116,7	7,90	7,14	20°	2,794	18	127,34	6,67
<u>XXH</u>	56,6 83,8 110,7 137,7	64,1 91,3 118,2 145,2	12,17	10,31	20°	3,048	22	222,34	5,00

4.1.6.2 Calculul transmisiilor prin curele dințate

Acest calcul se efectuează conform STAS 12918/2-91.

Datele inițiale necesare proiectării sunt: puterea utilă de transmis P_u , turația n_1 a roții motoare, raportul de transmitere i , regimul de lucru, mașina de lucru antrenată, dimensiunile arborilor pe care se montează roțile, modul de reglare a întinderii (cu glisieră sau cu rolă de întindere).

Alegerea tipului de curea se face utilizând nomograma din fig.4.16,

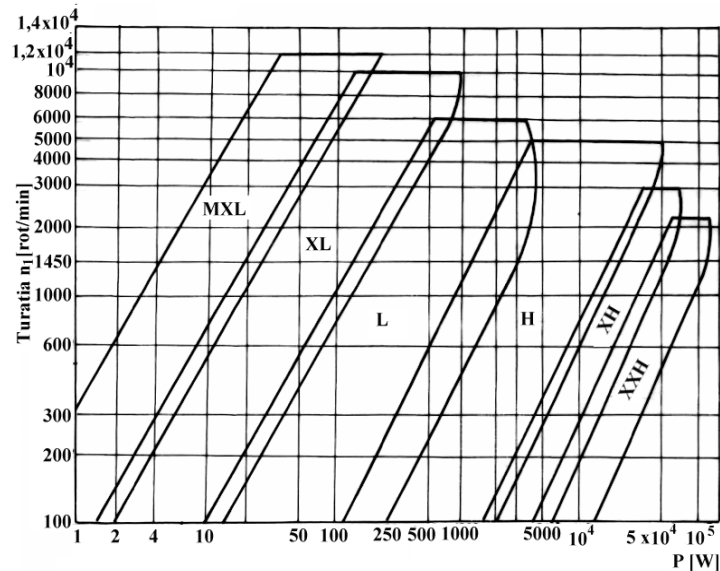


Fig.4.16

în funcție de turația roții mici de curea și puterea de calcul, care se determină cu relația:

$$P_c = c \cdot P_u \quad (4.22)$$

unde: c – coeficient global de corecție ($c = c_1 + c_2 + c_3$);

în care:

c_1 – coeficient ce ține seama de tipul mașinii de antrenare și a mașinii antrenate;

c_2 – coeficient de exploatare ($c_2 = 0,2$ pentru 3 schimburi pe zi; $c_2 = 0,1$ pentru 1-2 schimburi pe zi; $c_2 = 0$ pentru o funcționare ocazională);

c_3 = coeficientul sistemului de întindere al curelei ($c_3 = 0,2$ pentru transmisia cu rolă de întindere; $c_3 = 0$ la transmisia cu glisieră de întindere).

La stabilirea numărului de dinți ai roților ($i = z_2 / z_1$) se au în vedere valorile z_1 minime din tabelul 4.3, admitându-se abateri de $\pm 1\%$ între raportul de transmitere teoretic și cel real.

Lățimea aproximativă a curelei b' se calculează pe baza relației:

$$b' \geq \frac{P_c}{P_0 \cdot c_z} \quad (4.23)$$

unde: c_z – coeficient al numărului de dinți în angrenare, z_1' :

$$z_1' = \frac{\beta_1 \cdot z_1}{360} \quad (4.24)$$

Pentru: $z_1' > 6 \rightarrow c_z = 1$; $z_1' = 5 \rightarrow c_z = 0,8$; $z_1' = 4 \rightarrow c_z = 0,6$;

$z_1' = 3 \rightarrow c_z = 0,4$

Lățimea b' se corectează cu un coeficient de tensionare c_t (dat în tabele) și se rotunjește la valorile tipizate.

$$b = c_t \cdot b' \quad (4.25)$$

Lățimea calculată se corelează cu lățimile indicate în tabelul 4.3, de unde se extrag elementele geometrice ale danturii roților de curea, în funcție de simbolul pasului.

Diametrele de divizare și exterioare ale roților dințate pentru curele se stabilesc în funcție de numărul de dinți și de simbolul pasului.

Lungimea primitivă a curelei se determină cu relația:

$$L_p = 2A + 1,57(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4A} \quad (4.26)$$

Valorile L_p obținute cu relația (4.26) se rotunjesc în plus sau în minus la un multiplu întreg de pași .

4.2 Transmisii prin lanțuri

4.2.1 Noțiuni generale

Transmisia prin lanț se compune din două sau mai multe roți de lanț, una motoare, celelalte conduse și un lanț care angrenează cu roțile. Datorită angrenării lanțului sunt excluse alunecările, ceea ce conduce la un raport de transmitere constant. Transmisia prin lanț se utilizează în cazurile când se

cere transmiterea unor momente de torsiune mari cu menținerea raportului de transmitere constant.

Avantajele transmisiei prin lanț:

- transmit puteri mari cu raport de transmitere constant;
- încărcarea redusă a arborilor, deoarece nu necesită pretensionare;
- randament relativ ridicat ($\eta=0,96 \div 0,98$), deoarece lipsesc alunecările;
- gabarit redus;
- funcționează și în condiții grele de exploatare (praf, coroziune);
- ghidare sigură pe roată.

Dezavantajele acestei transmisii sunt:

- cer montaj precis al arborilor și al roților;
- produc vibrații și zgomot;
- întreținerea este pretențioasă (necesită ungere);
- uzura inevitabilă a articulațiilor conduce la o durabilitate limitată;
- nu amortizează șocurile;
- au mers neuniform (viteza variază la înfășurarea lanțului pe roată);
- au viteze relativ mici ($v < 20 \text{ m/s}$);
- cost ridicat.

Clasificarea lanțurilor se face după mai multe criterii și anume::

a) *după destinație*:

- lanțuri de ridicat (utilizate pentru viteze mici și sarcini mari);
- lanțuri de transportat (viteze medii - până la 4 m/s - pas mare pentru lanț);
- lanțuri de transmisie (viteze mari, pas mic).

b) *după construcție*

- lanțuri sudate (utilizate la ridicat și transportat), care pot fi calibrate sau necalibrate ;
- lanțuri articulate (utilizate la transmisii și transport), pot fi:
 - cu eclise obișnuite:
 - cu eclise și bolțuri – tip GALLE;
 - cu eclise, bolțuri și bucșe;
 - cu eclise, bolțuri, bucșe și role (fig.4.17).
 - cu eclise dințate (fig.4.18).

În cazul unor sarcini mari, se folosesc lanțurile cu mai multe rânduri de zale (2 sau 3) executate din aceleași elemente ca și cele cu un rând, însă cu bolțurile mai largi.

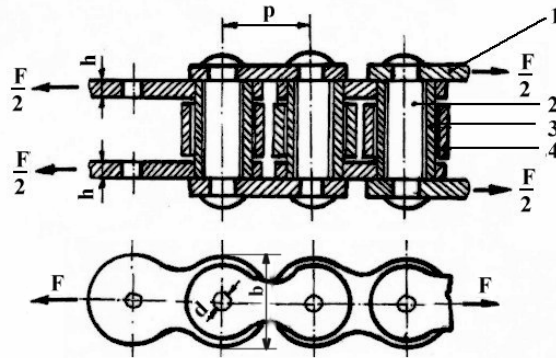


Fig. 4.17

1 – eclisă; 2 – bolt; 3 – bucșă; 4 - rolă

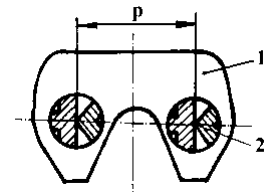


Fig.4.18

1 – eclisă dințată; 2 – bolt din două bucăți

Material

Eclisele se fac din platbandă laminată la rece din: OLC 45, OLC50, 40Cr10, 35CrNi15, 41MoCr11

Piesele articulațiilor (bolțuri, bucșe) se execută din oțeluri de cementare OLC15, OLC20, 14 CrNi35, care se supun unui tratament termic pentru a ajunge la duritatea $45 \div 60$ HRC.

Roțile de lanț se toarnă din fontă cenușie, oțel, aliaje de aluminiu, iar pentru solicitări și viteze mari se folosește oțelul de calitate sau aliat.

4.2.2 Elemente geometrice și cinematice

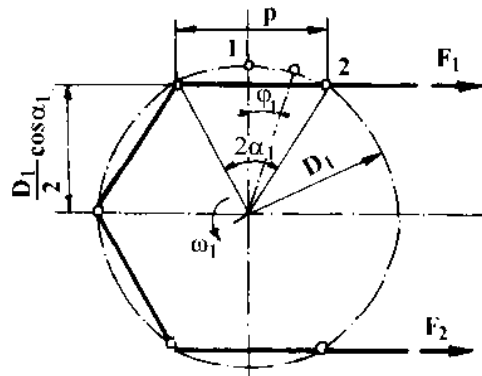


Fig. 4.19

Parametrii principali ai transmisiei sunt:

- pasul p (fig.4.17, 4.18, 4.19) definit ca distanța dintre două articulații succesive;
- numărul de dinți ai roților, z_1 și z_2 ;
- distanța dintre axele roților de lanț, A ;

- lungimea lanțului, L ;
- diametrele cercurilor pe care se găsesc articulațiile lanțului când acesta se înfășoară pe roți, D_1 și D_2 (fig.4.19);
- numărul total de zale, $m = L / p$.

Viteza lanțului variază cu poziția bolțului pe roată:

$$v = \frac{D_1}{2} \cdot \omega_1 \cos \varphi_1 \quad (4.27)$$

Deoarece:

$$-\alpha_1 < \varphi_1 < +\alpha_1 \quad (\alpha_1 = \frac{\pi}{z_1})$$

se obține: $v_{\max} = \frac{D_1}{2} \omega_1$ în poziția 1 a articulației (fig.4.19)

$$v_{\min} = \frac{D_1}{2} \omega_1 \cos \alpha_1 \text{ în poziția 2 a articulației (fig.4.19)}$$

Datorită neuniformității transmiterii mișcării apare un grad de neregularitate a vitezei care se determină cu relația:

$$\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{med}}$$

Accelerația lanțului:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{D_1}{2} \omega_1^2 \sin \varphi_1.$$

Accelerația va avea valoarea maximă pentru $\varphi_1 = \alpha_1$, adică:

$$a_{\max} = \frac{D_1}{2} \omega_1^2 \sin \alpha_1 = \frac{p \omega_1^2}{2}.$$

Raportul de transmitere :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2vD_2 \cos \varphi_2}{2vD_1 \cos \varphi_1} = \frac{D_2 \cos \varphi_2}{D_1 \cos \varphi_1} \quad (4.28)$$

Deoarece viteza periferică v pe cele două roți este aceeași se poate scrie:

$$\pi D_1 n_1 = \pi D_2 n_2,$$

unde n_1, n_2 reprezintă turația roții de lanț conducătoare, respectiv condusă.

Dacă se ține cont că $\pi D_1 = pz_1$ și se înlocuiește în relația de mai sus

se obține:

$$pz_1n_1 = pz_2n_2,$$

de unde rezultă expresia raportului de transmitere în funcție de numerele de dinți ale celor două roți de lanț:

$$i = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 \quad (4.29)$$

Raportul de transmitere pentru transmisii obișnuite cu lanț: $i \leq 8$.

Numărul minim de dinți pe roata conducătoare, z_1 este limitat de sarcinile dinamice ce apar datorită neuniformității transmiterii mișcării. Pentru a micșora forțele dinamice ($F_d = qAa_{\max}$ unde qA - masa) trebuie ca pasul să fie cât mai mic, deci z_1 cât mai mare, de aceea: $z_{1\min} = 15 \div 18$ dinți.

Lungimea totală a lanțului se calculează similar cu a curelei:

$$L = 2A \cos \frac{\gamma}{2} + z_1 p \frac{180^\circ - \gamma^\circ}{360^\circ} + z_2 p \frac{180^\circ + \gamma^\circ}{360^\circ} \quad (4.30)$$

Numărul total de zale din lanț:

$$m = \frac{L}{p} = \frac{2A}{p} \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)\gamma^\circ}{360^\circ}$$

Trebuie ca numărul total de zale, m , să fie un număr întreg, ceea ce atrage necesitatea modificării corespunzătoare a lungimii L și a distanței între centrele roților A .

4.2.3 Elemente de calcul

Spre deosebire de curele, lanțul nu este solicitat la încovoiere la trecere peste roți, în schimb apar forțe dinamice cauzate de accelerațiile lanțului.

Forța din ramura motoare (activă) se determină cu relația:

$$F_1 = F_u + F_2 + F_c + F_d \leq \frac{F_r}{c_a} \quad (4.31)$$

unde:

$$F_u = \frac{2M_{t1}}{D_1} - \text{forța utilă ce se transmite;}$$

$F_2 = K_f A \cdot q \cdot g$ - forța din ramura pasivă, provenită din greutatea proprie a lanțului;

în care: q – greutatea pe unitatea de lungime;

K_f - coeficient în funcție de poziția transmisiei ($K_f=1$ pentru transmisii verticale; $K_f=2,5$ pentru transmisii orizontale și $K_f=2$ pentru transmisii înclinate la 60°);

g – accelerația gravitațională;

A – distanța dintre axe.

$F_c = qv^2$ - forța de inerție centrifugală;

$F_d = q \cdot A \cdot \frac{p\omega_1^2}{2}$ - forța dinamică;

Această forță devine apreciabilă la turații mari, de aceea lanțurile sunt recomandate până la $\omega_1=500$ rad/s

F_r - forța de rupere a lanțului;

c_a - coeficient de siguranță admisibil ($c_a = 7 \div 18$ în funcție de pas și n_1).

Majoritatea transmisiilor prin lanț sunt scoase din uz datorită uzurii articulațiilor, care conduce la mărirea lungimii lanțului și deci la o funcționare necorespunzătoare. Alungirea admisă este max.2,5 %.

Verificarea lanțurilor se face la (fig.4.17):

- *presiunea de contact* dintre eclisă și bolț:

$$p = \frac{F_1}{i \cdot d \cdot h} \cdot \frac{4}{\pi} \leq p_a;$$

unde:

i – numărul de eclise între două bolțuri consecutive;

d - diametrul bolțului;

h – grosimea eclisei;

- *forfecarea bolțului*:

$$\tau = \frac{4F_1}{i \cdot \pi \cdot d^2} \leq \tau_{af}.$$

- *tracțiune a ecliselor*:

$$\sigma_t = \frac{F_1}{i \cdot (b - d) \cdot h} \leq \sigma_{at};$$

- uzura lanțului.

Dacă Δp este cantitatea cu care crește pasul prin uzură, $\frac{\Delta p}{p} \leq 0,025$.

Se recomandă ca:

- ramura motoare a lanțului să fie cea superioară;
- ungerea să se facă prin imersia ramurii pasive în baie de ulei;
- pentru viteze $v > 3\text{m/s}$ ungerea să se facă cu unsoare consistentă;
- pentru protecția și evitarea pătrunderii impurităților, transmisiile cu lanț vor fi prevăzute cu apărători sau carcase.

TRANSMISII PRIN ROȚI DE FRICȚIUNE VARIATOARE DE TURAȚIE

5.1 Transmisii prin roți de fricțiune

5.1.1 Noțiuni generale

Transmisiile prin roți de fricțiune se bazează pe frecarea între elementele în contact.

Avantajele acestor transmisii, față de celelalte transmisii, sunt:

- simplitate constructivă;
- funcționează fără șocuri, cu zgomot redus;
- patinează la suprasarcini, protejând instalația.

Ca **dezavantaje** pot fi enumerate:

- randament relativ scăzut;
- raportul de transmitere i nu se poate menține constant datorită alunecărilor;
- încărcări mari ale arborilor

După poziția axelor în spațiu, transmisiile prin roți de fricțiune se împart în:

- *transmisii cu axe paralele* ce au în componență roți de fricțiune cilindrice netede (fig.5.1a), sau roți de fricțiune cilindrice canelate (fig.5.1b)
- *transmisii cu axe concurente* formate din roți de fricțiune conice (fig.5.1c).

Una din roți, aflată în mișcare de rotație cu viteza unghiulară ω_1 , este montată pe lagăre deplasabile și apăsată asupra celeilalte roți cu o forță F_a . În zona de contact a roților forța de frecare va fi:

$$F_f = \mu F_a .$$

Pentru a se putea transmite puterea și mișcarea între cei doi arbori, trebuie ca:

$$F_f \geq F_t ,$$

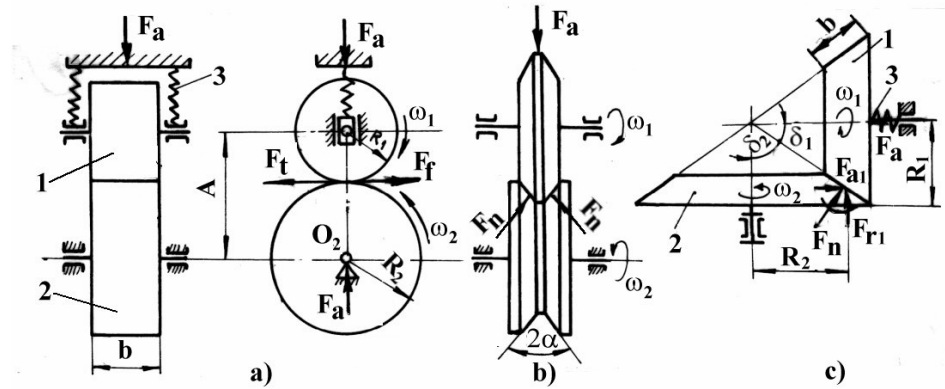


Fig. 5.1

unde:

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{D_1}$$

Analizând forța de apăsare, F_a , în cele 3 situații, rezultă:

a) roți de fricțiune cilindrice netede (fig.5.1a)

Pentru a se evita patinarea este necesar a fi îndeplinită relația:

$$\mu F_a = c F_t \quad (5.1)$$

unde: $c = 1,2 \div 0,2$ - coeficient de siguranță la alunecare;

$\mu = 0,12 \div 0,2$ - coeficient de frecare între roțile de fricțiune.

Din rel.5.1 rezultă expresia forței de apăsare, F_a :

$$F_a = \frac{c}{\mu} F_t \quad (5.2)$$

Înlocuind în rel.5.2 valorile lui c și μ rezultă că $F_a \approx 10 F_t$, adică pentru a transmite o forță F_t este necesar a se apăsa cu o forță F_a de aproape 10 ori mai mare.

Această forță încarcă mult arborii și lagărele transmisiei, de aceea roțile de fricțiune cilindrice netede se utilizează la puteri mici (max. 20 kW). Pentru puteri mai mari se recomandă folosirea roților canelate.

b) roți de fricțiune canelate (fig.5.1b)

În acest caz forța de apăsare are expresia:

$$F_a = 2 F_n \cdot z \sin \alpha,$$

de unde:

$$F_n = \frac{F_a}{2z \sin \alpha},$$

în care z reprezintă numărul de caneluri, iar 2α , unghiul canelurii.

Forța de frecare se determină cu relația:

$$F_f = 2z\mu F_n = \frac{\mu}{\sin \alpha} F_a = cF_t \quad (5.3)$$

Din rel.5.3 rezultă expresia forței de apăsare, F_a :

$$F_a = \frac{c}{\mu} \sin \alpha F_t \quad (5.4)$$

Se constată că forța de apăsare, în acest caz, este mai mică decât în cazul roților netede.

c) *roți de fricțiune conice* (fig.5.1c)

Din figură rezultă:

$$F_a = F_n \sin \delta_1,$$

de unde:

$$F_n = \frac{F_a}{\sin \delta_1}$$

$$F_f = \mu F_n = \frac{\mu}{\sin \delta_1} F_a = cF_t$$

$$F_a = \frac{c}{\mu} \cdot F_t \sin \delta_1 \quad (5.5)$$

La roțile conice F_a depinde de unghiul δ_1 , ceea ce conduce la recomandarea ca apăsarea axială să se exercite pe roata mică ($\delta_1 < \delta_2$ deci $\sin \delta_1 < \sin \delta_2$), deoarece la aceeași valoare a momentului de transmis M_{t1} , F_a va avea o valoare mai redusă.

Materialele utilizate în construcția roților trebuie să asigure un coeficient de frecare cât mai mare, rezistență la presiune de contact și o bună comportare la uzură. Se utilizează fontă/fontă, oțel/oțel, materiale feroase/textolit, cauciuc etc.

Din cauza alunecării elastice raportul real de transmitere dintre roți are expresia:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1(1-\varepsilon)} \quad (5.6)$$

unde ε este coeficient de alunecare elastică ($\varepsilon=0,02$ pentru roți metalice și $\varepsilon=0,05$ pentru cauciuc pe oțel).

5.1.2 Elemente de calcul

Verificarea transmisiei se face la solicitarea la presiune de contact. Presiunea maximă ce ia naștere între două corpuri de oțel, calculată cu relația lui Hertz, trebuie să satisfacă condiția din rel.5.7 și anume:

$$\sigma_{H \max} = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E}{b \rho}} \leq \sigma_{aH} \quad (5.7)$$

unde:

E - modulul de elasticitate longitudinal echivalent, determinat cu relația:

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

în care E_1 și E_2 reprezintă modulele de elasticitate a materialelor din care sunt executate cele două roți de fricțiune;

ρ - raza de curbură echivalentă și care este dată de expresia:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} = \frac{R_2 + R_1}{R_1R_2}$$

în care:

R_1 și R_2 - razele roților de fricțiune;

F_n - forța normală la suprafața de contact.

În cazul roților de fricțiune cilindrice:

$$F_n = F_a = \frac{c}{\mu} \cdot \frac{M_{t1}}{R_1}$$

Dimensionarea constă în stabilirea distanței între axe A . Pentru aceasta, se vor exprima R_1, R_2 și b în funcție de distanța dintre axe A și raportul de transmitere, i .

$$A = R_2 + R_1 = R_1(i + 1); R_1 = \frac{A}{i + 1}; R_2 = iR_1 = \frac{i \cdot A}{i + 1}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{(i + 1)^2}{i \cdot A}$$

$b = \Psi_A \cdot A$, unde $\psi_A = 0,2 \div 0,4$ (coeficient de lățime al roților)

Înlocuind în rel.5.7 se obține:

$$A \geq (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{0,1747c \cdot M_{t1} \cdot E}{\mu \cdot \psi_A \cdot i \cdot \sigma_{aH}^2}} \quad (5.8)$$

După adoptarea distanței între axe A se stabilesc R_1, R_2 și b .

5.2 Variatoare de turație

5.2.1 Noțiuni generale

Variatoarele de turație permit modificarea continuă a raportului de transmitere, între anumite limite, ceea ce conduce la obținerea turației optime din punct de vedere economic la arborele condus.

Unele variatoare pot inversa sensul de mișcare al elementului condus.

Construcția variatoarelor este mai simplă decât a cutiilor de viteză cu roți dințate sau a mașinilor electrice cu turație variabilă. Însă, datorită alunecărilor relative, raportul de transmitere diferă de cel teoretic, iar încărcarea lagărelor este ridicată.

Variatoarele pot fi:

- cu contact direct – folosind roți de fricțiune: cilindrice, conice sau profilate;

- cu element intermediar rigid: bilă, rolă, inel, disc

- cu element intermediar flexibil: curea sau lanț

Caracteristica unui variator este gama de reglare G dată de relația:

$$G = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \quad (5.9)$$

unde:

n_2 - turația la arborele condus;

i – raportul de transmitere.

5.2.2 Tipuri de variatoare de turație

1. Variator cu roți de fricțiune cilindrice .

Se compune din două roți de fricțiune cilindrice 1 și 2 montate pe arborii I și II (fig.5.2). Arborele I cu roata de fricțiune cilindrică 1 se pot deplasa spre stânga sau dreapta modificându-se astfel raza de contact cu roata a-2-a (R_2).

Rapoartele de transmitere vor fi:

$$i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_1}; \quad i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{R_{2\min}}{R_1}$$

Gama de reglare rezultă:

$$G = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_1} \cdot \frac{R_1}{R_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}} \quad (5.10)$$

$$R_{2\min} = 0,4R_1; \quad R_{2\max} = GR_{2\min}; \quad G = 3 \dots 6$$

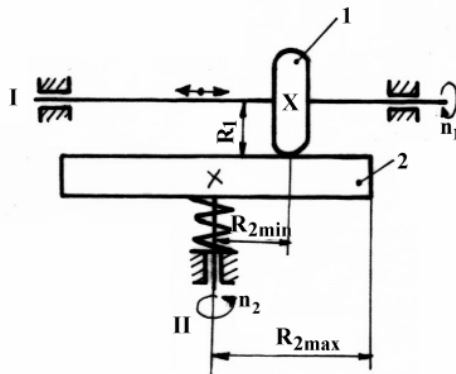


Fig. 5.2

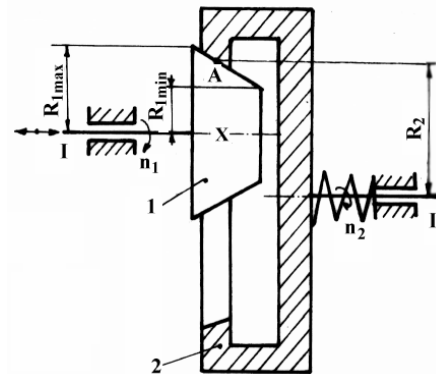


Fig. 5.3

2. Variator cu roți de fricțiune conice.

La acest variator (fig.5.3) modificarea turației arborelui II se realizează prin schimbarea poziției roții 1 și a arborelui I, astfel încât în punctul de contact A să fie $R_{1\max}$ sau $R_{1\min}$

$$i_{\max} = R_2 / R_{1\min}; \quad i_{\min} = R_2 / R_{1\max}$$

Gama de reglare rezultă:

$$G = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{R_2}{R_{1\min}} \cdot \frac{R_{1\max}}{R_2} = \frac{R_{1\max}}{R_{1\min}} \quad (5.11)$$

3. Variator cu roți conice și roată intermediară cilindrică

Este format din două roți de fricțiune conice (fig.5.4) între care este montată, pe un arbore intermediar III, o roată de fricțiune cilindrică ce se poate deplasa axial. Prin deplasarea acesteia se obține modificarea turației.

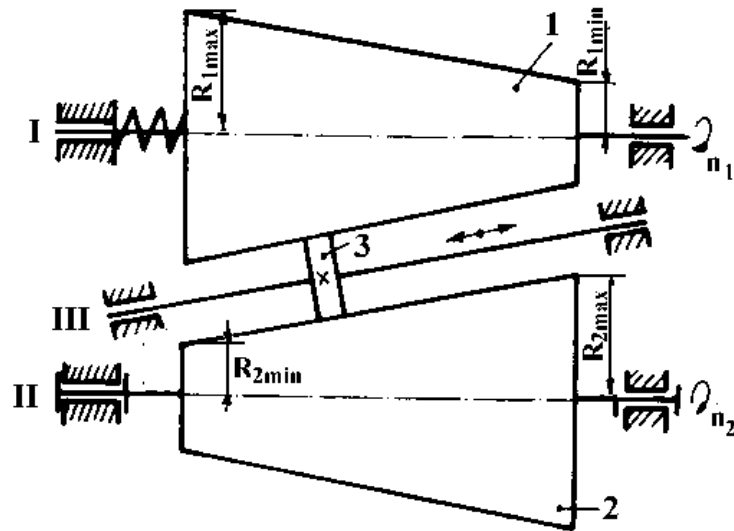


Fig. 5.4

La aceste variatoare arborii I și II au același sens de rotație.

Rapoartele de transmitere au expresiile:

$$i_{\max} = R_{2\max} / R_{1\min} ; \quad i_{\min} = R_{2\min} / R_{1\max} ,$$

iar gama de reglare rezultă:

$$G = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}} \cdot \frac{R_{1\max}}{R_{2\min}} \quad (5.12)$$

Dacă se consideră:

$$R_{1\max} = R_{2\max} = R_{\max} ; \quad R_{1\min} = R_{2\min} = R_{\min}$$

și înlocuind în (5.12) rezultă:

$$G = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}} \cdot \frac{R_{1\max}}{R_{2\min}} = \left(\frac{R_{\max}}{R_{\min}} \right)^2 \quad (5.13)$$

4. Variator inversor de rotație cu roți de fricțiune cilindrice

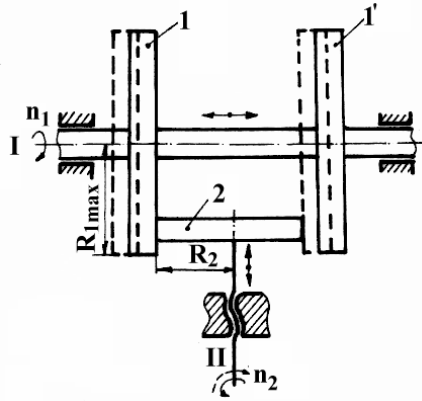


Fig. 5.5

Se compune din arborele I (ce se poate deplasa axial), pe care sunt montate roțile de fricțiune cilindrice 1 și 1' (fig.5.5) și arborele II pe care este montată roata de fricțiune cilindrică 2. Pentru a obține sensuri diferite de rotație la arborele II, roata 2 vine în contact cu roata 1 sau 1'.

Rapoartele de transmitere și gama de reglare se determină cu relațiile:

$$i_{\max} = R_2 / R_{1\min} ; \quad i_{\min} = R_2 / R_{1\max}$$

$$G = \frac{R_2}{R_{1\min}} \cdot \frac{R_{1\max}}{R_2} = \frac{R_{1\max}}{R_{1\min}} \quad (5.14)$$

5. Variator cu roți toroidale și disc intermediar

La acest variator (fig.5.6) prin schimbarea poziției discului intermediar III, a unghiului α , se vor modifica diametrele de contact ale

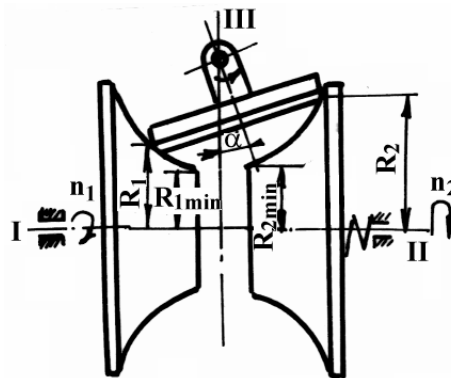


Fig. 5.6

roților montate pe arborii I și II și deci turația. Rapoartele de transmitere și gama de reglare se determină cu relațiile:

$$i_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}} ; \quad i_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_{1\max}} ;$$

$$G = \left[\frac{R_{\max}}{R_{\min}} \right]^2$$

6. *Variator cu roți conice și curea* (fig.5.7, la care prin apropierea sau depărtarea conurilor 1-1' sau 2-2', curea 3 va lua contact cu alte diametre.

$$i_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}} \quad i_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_{1\max}}$$

$$G = \left[\frac{R_{\max}}{R_{\min}} \right]^2$$

Acest variator, precum și cele din fig.5.4 și 5.6 sunt utilizate pentru obținerea unor game de reglare foarte mari.

Calculul de rezistență al variatoarelor cu fricțiune se face similar cu al transmisiilor prin fricțiune, iar al variatoarelor cu elemente intermediare flexibile, similar cu al transmisiilor prin curele sau lanțuri.

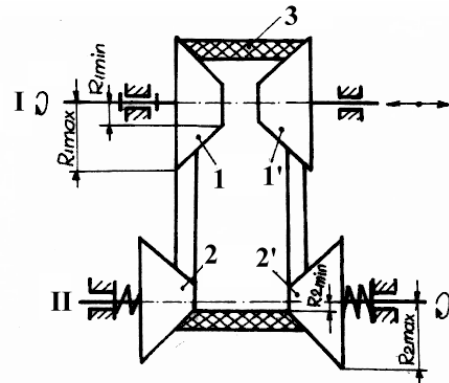


Fig. 5.7

BIBLIOGRAFIE

1. Bologa, O. – *Inginerie mecanică. Sisteme de asamblare*, Editura „Evrিকা”, Brăila, 2003.
2. Chişiu, A., ş.a.- *Organe de maşini*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1976.
3. Constantin, V., Palade, V. – *Mecanisme şi organe de maşini*, vol.I şi II, Galaţi, 1995.
4. Crudu, I. – *Organe de maşini. Asamblări demontabile şi nedemontabile*, vol.II, Galaţi, 1988.
5. Demian, T. – *Elemente constructive de mecanică fină*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1980.
6. Fălticeanu, C., ş.a.- *Elemente de inginerie mecanică*, Editura “Evrিকা” Brăila, 1998.
7. Gafiţanu, M. , ş.a. – *Organe de maşini*, vol.I, Editura Tehnică, Bucureşti, 1981.
8. Ivanov, M.N. – *Organe de maşini*. Univ. Tehnică a Moldovei, Editura „Tehnică”, 1997.
9. Jâşcanu, M.- *Organe de maşini*, vol.I, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 2003.
10. Levcovici, S.M. – *Studiul materialelor*, vol.I, Editura Fundaţiei Universitare „Dunărea de Jos” Galaţi, 2002.
11. Manea, C. – *Organe de maşini*, vol.I, Editura Tehnică, Bucureşti, 1970.
12. Paizi, Gh., ş.a. – *Organe de maşini şi mecanisme*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1977.
13. Popinceanu, N., ş.a. – *Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1985.
14. * * * - *Curele dinţate*, STAS 12913/3-91 şi STAS 12913/4-91.