

GELU IANUȘ

**ORGANE
DE
MAȘINI
PARTEA I**

Editura POLITEHNIUM
IAȘI 2010

Editura POLITEHNIUM

a Universității Tehnice „Gh.Asachi” din Iași
Bd. Dimitrie Mangeron, nr.67,
RO-700050 Iași, România
Tel/Fax: 40 232 – 231343

Editura Politehniwm (fostă „Gh.Asachi”) este recunoscută de
Consiliul Național al Cercetării Științifice
din Învățământul Superior (CNCSIS)

Referenți științifici:

Prof. univ. dr. ing. Mihai GAFIȚANU
Prof. univ. dr. ing. Dumitru OLARU

Director editură:

Prof. univ. dr. ing. Mihail VOICU
Membru corespondent al Academiei Române

Redactor:

Ing. Elena MATCU-ZBRANCA

Răspunderea pentru tot ceea ce conține prezenta carte aparține
în întregime autorului (autorilor) ei.

Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României

IANUȘ, GELU

Organe de mașini / Gelu Ianuș. - Iași : Politehniwm, 2010-
ISBN 978-973-621-176-8

Partea I. - 2010. - Bibliogr.. - ISBN 978-973-621-297-0

621.8

62

Printed in Romania

CUPRINS

Introducere	7
Cap.1 Activitatea de proiectare	9
1.1 Tendințe în activitatea de proiectare	9
1.2 Activitatea de proiectare în ingineria mecanică	10
1.2.1 Etapele activității de proiectare	10
1.3 Principii de proiectare	13
1.4 Proiectarea modernă	15
Cap. 2 Materiale utilizate în construcția de mașini	16
2.1 Materiale metalice	17
2.1.1 Fonte	18
2.1.2 Oțeluri	20
2.1.3 Materiale neferoase	22
2.2 Materiale nemetalice	28
2.2.1 Materiale plastice	28
2.2.2 Elastomeri	28
2.2.3 Materiale ceramice	28
2.2.4 Materiale sticloase	30
2.2.5 Materiale fibroase	31
2.2.6 Pietre prețioase	31
2.2.7 Alte materiale	31
Cap. 3 Fiabilitatea organelor de mașini	32
3.1 Siguranța la solicitări mecanice	32
3.1.1 Tensiuni admisibile, coeficienți de siguranță	32
3.1.2 Solicitări statice	33
3.1.3 Flambajul barelor	34
3.1.4 Solicitări dinamice exercitate prin șoc	38
3.1.5 Solicitări variabile periodice	38
3.1.6 Solicitări variabile neciclice	42
3.1.7 Solicitări de contact	43
3.2 Creșterea siguranței organelor de mașini prin considerarea fenomenelor tribologice	49
3.2.1 Frecarea uscată	49
3.2.2 Frecarea limită (la limită)	51
3.2.3 Frecarea semifluidă sau mixtă	52
3.2.4 Regimul fluid de ungere	54
3.2.5 Regimul de ungere hidrostatic (HS)	55
3.2.6 Regimul hidrodinamic de ungere	56
3.2.7 Regimul de ungere elastohidrodinamic (EHD) pentru contactul liniar	60
3.2.8 Tipuri de uzare a organelor de mașini	63
3.2.9 Lubrifianți	67

3.3 Elemente de teoria fiabilității	78
Cap. 4 Precizia organelor de mașini	84
4.1 Precizia dimensională	84
4.2 Precizia formei	92
4.3 Aplicație	102
Cap. 5 Asamblări nedemontabile	105
5.1 Asamblări nituite	105
5.1.1 Materiale pentru nituri și aspecte tehnologice	106
5.1.2 Forțe și solicitări în asamblările nituite	108
5.1.3 Aplicație asamblări nituite	111
5.2 Asamblări sudate	113
5.2.1 Definiție și domenii de utilizare	113
5.2.2 Clasificarea și simbolizarea sudurilor	114
5.2.3 Considerații tehnologice	115
5.2.4 Calculul asamblărilor sudate	119
5.3 Îmbinări prin lipire	121
5.3.1 Clasificarea îmbinărilor prin lipire, materiale și tehnologia de execuție	123
5.3.2 Calculul asamblărilor lipite	125
5.4 Asamblări prin încliere	127
5.5 Aplicație	130
Cap. 6 Asamblări demontabile filetate	133
6.1 Definiție, clasificare și domenii de utilizare	133
6.2 Organe de asamblare	141
6.3 Materiale și tehnologie	145
6.4 Forțe și momente în asamblări cu șuruburi. Randamentul asamblării	148
6.5 Randamentul asamblărilor filetate	155
6.6 Solicitățile asamblărilor cu șuruburi	156
6.7 Asamblări cu șuruburi cu strângere inițială	160
6.8 Calculul asamblărilor cu șuruburi solicitate la forțe transversale	167
6.8.1 Asamblări cu șuruburi montate cu joc	167
6.8.2 Asamblări cu șuruburi montate fără joc (pășuite)	168
6.9 Calculul asamblărilor cu șuruburi solicitate la încovoiere	169
6.10 Calculul asamblărilor cu șuruburi solicitate prin șoc	170
6.11 Aplicații	171
Cap. 7 Asamblări arbore butuc	174
7.1 Definiție și clasificare	174
7.2 Asamblări cu știfturi și bolțuri	175
7.2.1 Asamblarea cu știft transversal	175
7.2.2 Asamblarea cu bolț de articulație	176
7.3 Asamblarea cu pană paralelă	177
7.4 Asamblarea cu pană disc	180
7.5 Asamblarea cu pene cilindrice	182
7.6 Asamblarea prin caneluri	184
7.6.1 Formă, clasificare, dimensiuni	184
7.6.2 Materiale și tehnologie de execuție	185
7.6.3 Calculul asamblărilor canelate	186
7.7 Asamblări cu arbori poligonali	188
7.8 Asamblări prin inele elastice	190

7.8.1	Forme constructive și domenii de utilizare	190
7.8.2	Materiale și tehnologii de execuție	192
7.8.3	Calculul asamblărilor prin inele elastice	192
7.9	Asamblări cu pene longitudinale cu strângere	193
7.9.1	Rol funcțional, formă, clasificare, formă	193
7.9.2	Forța de batere	195
7.9.3	Calculul asamblărilor cu pene longitudinale montate cu strângere ..	197
7.10	Asamblări cu pene transversale cu strângere	198
7.10.1	Domeniul de utilizare	198
7.10.2	Forța de batere	199
7.10.3	Calculul penelor transversale	200
7.11	Asamblări prin strângere pe con	202
7.12	Asamblări cu inele tronconice	205
7.13	Asamblări cu brațară	208
7.14	Asamblări cu șaibe elastice conice și bușe ondulate	210
7.15	Asamblări prin strângere elastică proprie (Asamblări presate)	211
7.15.1	Definire și elemente caracteristice	211
7.15.2	Calculul asamblărilor presate	213
7.16	Aplicație	219
Cap. 8	Asamblări elastice	222
8.1	Definire, clasificare, materiale și tehnologie	222
8.2	Caracteristica arcurilor	228
8.3	Arcuri elicoidale	233
8.3.1	Elemente constructive	235
8.3.2	Solicitările arcului elicoidal	236
8.3.3	Deformația arcului	238
8.3.4	Elemente de calcul și proiectare	239
8.3.5	Verificarea la oboseală	240
8.3.6	Verificarea la flambaj	241
8.3.7	Verificarea la vibrații	242
8.3.8	Arcuri elicoidale cilindrice cu secțiune dreptunghiulară	245
8.3.9	Arcuri elicoidale de tracțiune	245
8.3.10	Arcuri elicoidale de torsiune	247
8.4	Arcul bară de torsiune	249
8.4.1	Definire, elemente constructive, domenii de utilizare	249
8.4.2	Elemente de calcul	250
8.5	Arcuri disc	251
8.5.1	Geometria și caracteristica arcurilor disc	251
8.5.2	Elemente de calcul și proiectare	254
8.6	Arcuri lamelare	256
8.7	Arcuri cu foi multiple	259
8.8	Arcuri inelare	265
8.9	Arcuri din cauciuc	268
8.10	Amortizoare	272
8.10.1	Amortizoare hidraulice vâscoase (cu frecare în strat de fluid)	272
8.10.2	Elemente de calcul și proiectare a amortizoarelor hidraulice telescopice	279
8.11	Amortizoare cu frecare uscată (coulombiană)	284
8.12	Amortizoare cu curenți turbionari	285

8.13 Principii de proiectare a suspensiilor	286
8.14 Aplicații	289
Cap. 9 Osii și arbori	293
9.1 Definiție și clasificare	293
9.2 Materiale și tehnologie	298
9.3 Calculul osiilor și arborilor	300
9.4 Verificarea arborilor drepți	312
9.4.1 Verificarea la oboseală	312
9.4.2 Verificarea la deformații	314
9.4.3 Verificarea la vibrații	320
9.5 Calculul fusurilor și pivoților	328
9.5.1 Fusuri radiale de capăt	329
9.5.2 Fusuri axiale (pivoți)	332
9.5.3 Fusuri sferice	335
9.6 Aplicație	337
Bibliografie	341

INTRODUCERE

Nu există domeniu de activitate în care oamenii să nu folosească mașinile, mai simple sau mai complexe, pentru a-și ușura și îmbunătăți munca. Acest lucru explică diversitatea mare de mașini, instalații, aparate, dispozitive, ș.a., care se produc astăzi în lume. Toate acestea au în structura lor „organe de mașini”.

Dacă la începuturile civilizației tehnice, elementele din structura unei mașini, se realizau doar urmărind principiul rolului funcțional, ulterior au apărut preocupări privind calculul de rezistență la diverse solicitări, pentru efectuarea unor dimensionări corecte și asigurarea unor durate mari de lucru. Preocupările s-au extins spre asigurarea unor condiții cât mai bune de lucru cu mașinile, spre aspectul exterior al acestor mașini, spre siguranța în exploatare și bineînțeles spre costul acestor mașini.

Astfel, etapă cu etapă, am ajuns să avem tratate întregi privind proiectarea organelor de mașini, norme și standarde internaționale, regionale și locale, care stabilesc reguli de proiectare și realizare a organelor de mașini. Prin aceste standarde și norme internaționale și locale s-a reușit o normalizare a producției în domeniul organelor de mașini de bază, creându-se astfel oportunitatea interschimbabilității organelor de mașini, cu implicații uriașe asupra fiabilității și mentenanței mașinilor.

Apariția calculatoarelor personale a favorizat și mai mult tendința de globalizare a normelor de proiectare, prin programele specializate de proiectare. Aceleași programe sunt utilizate de proiectanții din companiile multinaționale cu filiale în întreaga lume sau de firme care au relații de colaborare.

Evoluția tehnologică impune o flexibilitate mare a capacităților de producție cu influențe puternice asupra modificării conceptelor de proiectare. Există uneori riscul ca un produs nici să nu intre bine în exploatare și să fie deja depășit și scos din uz. Acest aspect face ca în faza de concepere, un produs să fie calculat și proiectat pentru o durată limitată de lucru, să se lucreze cu valori ale rezistențelor la oboseală

pentru durabilitate limitată, rezultând produse cu dimensiuni mai mici sau din materiale cu caracteristici mecanice reduse.

Pentru ca un viitor proiectant de mașini și instalații să poată concepe și realiza noi creații, să poată utiliza în mod corespunzător programele specializate de proiectare, trebuie să-și însușească o serie de noțiuni, concepte și metode care stau la baza proiectării organelor de mașini.

În această lucrare m-am străduit să prezint cât mai clar elementele de bază pe care un viitor specialist în proiectarea mașinilor trebuie să le cunoască.

Lucrarea se adresează în special studenților care parcurg disciplina „Organe de mașini” sau discipline înrudite, dar și specialiștilor care vor să-și îmbogățească cunoștințele în domeniu.

În lucrare prezint și o serie de valori pentru mărimile utilizate în calcul conform recomandărilor standardelor în vigoare sau găsite în literatura de specialitate. De asemenea, la sfârșitul fiecărui capitol este prezentată câte o aplicație, cu scopul de a concretiza metoda teoretică de calcul și a veni în ajutorul celui care consultă lucrarea pentru a înțelege mai ușor metodologia de lucru.

Mulțumesc domnului prof. univ. dr. ing. Mihai Gafițanu și domnului prof. univ. dr. ing. Dumitru Olaru pentru sugestiile și observațiile făcute pe parcursul elaborării lucrării.

Autorul

Cap. 1

ACTIVITATEA DE PROIECTARE

1.1 Tendințe în activitatea de proiectare

Imaginea de ansamblu a proceselor legate de activitatea de proiectare se schimbă foarte rapid și este determinată de apariția mijloacelor moderne pe care le au la dispoziție proiectanții în prezent.

Sistemele electronice și mecanice sunt integrate, iar dezvoltarea proiectului se face în paralel pe mai multe planuri. Mecatronizarea mașinilor și instalațiilor face ca rețelele de senzori, elementele de acționare, modulele de comandă și control să fie din ce în ce mai complexe.

Globalizarea piețelor și proiectarea în rețea sunt cerințe noi care trebuie luate în considerare. Procesele de dezvoltare transorganizaționale și multidisciplinare necesită sisteme de proiectare deschise și integrate care să înglobeze mai multe domenii. Utilizatorii acestor tipuri de sisteme își pot optimiza procesele, pot exploata potențialul creativ și rațional și pot reduce timpul necesar pentru implementarea pe piață a unui produs.

Procesul de planificare a activității de proiectare are ca obiective reducerea timpului de execuție a proiectelor și creșterea calității acestora. Aceste obiective pot fi atinse prin procesul de integrare multidisciplinară.

Din analiza tendințelor generale de evoluție tehnică, se impune considerarea în activitatea de proiectare a unor parametri de calitate și performanță cu caracter general:

- creșterea gradului de complexitate cantitativă și calitativă a mașinilor și sistemelor;

- necesitatea asigurării unor parametri funcționali optimi (forte, presiuni, turații, temperaturi, precizie) în scopul reducerii consumului de combustibil, a pierderilor energetice, greutateii și dimensiunilor;
- elaborarea și utilizarea unor materiale noi, cu caracteristici superioare de rezistență și prelucrabilitate, forme noi de semifabricate, profile, formate, spume, compozite, materiale cu memoria formei;
- utilizarea metodelor moderne de analiză și calcul, cu aprecieri realiste și probabiliste în comportarea sistemelor;
- utilizarea unor tehnologii de mare productivitate și precizie, monitorizarea acestora, dezvoltarea microtehnologiilor și nanotehnologiilor;
- tipizarea și standardizarea componentelor mașinilor, cu diversificare prin compunere de elemente tipizate;
- utilizarea unor sisteme governor pentru monitorizarea parametrilor funcționali;
- proiectare estetică, ergonomică și ecologică.

1.2 Activitatea de proiectare în ingineria mecanică

Chiar dacă mijloacele folosite în prezent sunt cu totul diferite de cele folosite cu câteva zeci de ani în urmă scopul activității de proiectare este același: realizarea documentației tehnice necesare transpunerii în realitate, printr-o tehnologie de execuție adecvată, a unor idei, principii, teme, în vederea satisfacerii cerințelor impuse de beneficiar.

În activitatea de proiectare se consideră de asemeni mijloacele materiale și financiare de care se poate dispune pentru realizarea proiectului. Caracteristicile temei de proiectare impun amploarea și complexitatea activității de proiectare. O influență decisivă o au atât posibilitățile tehnologice de prelucrare, posibilitățile de exploatare cât și reciclarea produsului proiectat.

Proiectarea reprezintă în realizarea produsului final doar o etapă, dar una definitivă.

1.2.1. Etapele activității de proiectare

Indiferent de mijloacele folosite, procesul de proiectare este un proces în general iterativ și care constă în mai multe faze. Aceste faze pot avea o amploare mai mare sau mai mică, în funcție de tipul de proiect.

Principalele etape de proiectare sunt prezentate în figura 1.1[9].

Tema de proiectare se stabilește de beneficiar în acord cu proiectantul în cadrul unor discuții comune. Ea trebuie să fie clară fără ambiguități în formulare, să evidențieze principalele caracteristici ale produsului final. Activitatea de proiectare impusă prin tema de proiectare poate conduce la:

- materializarea unor idei sau teme noi;
- materializarea unor idei sau teme cunoscute și nerealizate sau realizate parțial;
- creșterea unor capacități funcționale;
- modernizarea unor mașini sau instalații;
- modificarea tehnologică;
- punerea în practică a rezultatelor unor cercetări;
- etc.

Analiza corectă temei de proiectare și a principalelor caracteristici tehnico economice impuse prin temă, are un rol esențial în stabilirea funcțiilor principale și auxiliare. Aceste funcții determină ulterior complexitatea proiectului.

Documentarea joacă un rol esențial în reducerea volumului de lucru prin utilizarea unor soluții deja existente sau folosite de alți proiectanți sau producători care s-au ocupat de probleme asemănătoare. Acceptarea unor soluții pentru subsamble sau elemente de mașini care au fost deja testate reduce mult timpul de finalizare al lucrărilor și conferă o oarecare siguranță în realizarea variantei finale. Aceste aspecte fac ca proiectantul să poată acorda mai mult timp elementelor de noutate specifice proiectului. Posibilitățile actuale de documentare (baze de date full-text, internet etc.), fac ca această etapă să se poată face suficient de repede și cu rezultate foarte bune. Ignorarea acestei etape duce de multe ori la prestarea unor activități care nu sunt necesare, care au fost realizate de alții cu rezultate foarte bune.

Stabilirea variantei optime este o etapă decisivă în activitatea de proiectare. Cu informațiile obținute după realizarea unei documentații riguroase și prin considerarea funcțiilor principale și auxiliare pe care trebuie să le îndeplinească produsul proiectat se elaborează o schiță de principiu a ansamblului, cu mijloacele disponibile (clasic sau pe calculator).

Pe baza acestor schițe și a informațiilor din documentare, se stabilește o structură de bază care să ofere posibilitatea realizării tuturor funcțiilor cerute. La această structură se realizează o evaluare estimativă pentru a putea aprecia încadrarea în posibilitățile financiare și materiale impuse.

După aceasta etapă, în funcție de concluziile de la etapa precedentă se elaborează mai multe variante de structura generală. Prin folosirea unor metode specifice de comparație a variantelor elaborate, se alege varianta considerată optimă din punct de vedere funcțional și financiar.

La această varianta se elaborează schițele funcționale, calculele preliminarilor și schițele de ansamblu necesare demarării etapei următoare, care este cea mai laborioasă etapă.

Proiectul tehnic cuprinde două părți:

- o parte scrisă în care sunt prezentate toate calculele organologice și de rezistență efectuate etapă cu etapă, parametrii funcționali, recomandări tehnologice, instrucțiuni de utilizare, condiții de lucru, instrucțiuni de întreținere și reparații, condiții de depozitare, condiții de asamblare, modul de reciclare și altele;
- o parte desenată care cuprinde desenele de ansamblu, desenele subansamblelor, desenele de execuție, specificațiile tehnice pentru piese și subansamble tipizate, desene și schițe pentru asamblare și altele;

Simularea funcționării produsului final este posibilă în cazul proiectării cu ajutorul calculatorului folosind programe specializate de proiectare. Acest privilegiu permite eliminarea eventualelor erori în conceperea ansamblului și permite obținerea unor date importante fără a fi necesară realizarea prototipului. În urma concluziilor desprinse de la această etapă se poate interveni începând chiar de la modificarea structurii de bază.

Realizarea și încercarea prototipului este etapa care cuprinde și tehnologia de realizare și încercare a prototipului. În acest scop sunt proiectate standuri de probă prevăzute cu aparatura necesară și metodologia de testare. Observațiile și concluziile desprinse în urma încercărilor pot determina schimbări în structura de bază sau în reluarea calculelor și corecturi ale desenelor de ansamblu și execuție.

Proiectarea tehnologiei de fabricație este obiectul de lucru al inginerilor tehnologi. În funcție de tipul producției (serie mică, mijlocie sau mare) se aleg procedeele de prelucrare pentru fiecare reper în parte și în corelație cu acestea se elaborează tehnologia de fabricație.

Realizarea și încercarea seriei 0 presupune finalizarea tehnologiei de fabricație, finalizarea proiectării sculelor dispozitivelor și verificatoarelor necesare în fabricație. Se definitivează soluțiile specifice de organizare și optimizare a producției. Se fac încercări și monitorizări

în exploatare. Pe baza acestora se fac ultimile precizări și recomandări de exploatare și întreținere.

Contactul cu piața reprezintă adevărata apreciere și evaluare a muncii de proiectare concepțională și tehnologică. Totodată piața stabilește ierarhia și gradul de competitivitate în raport cu alți producători.

Reciclarea produsului, este o specificație obligatorie în documentația tehnică, contribuie la respectarea legislației privind protecția mediului înconjurător și evitarea contaminării solului și apelor cu substanțe toxice.

1.3. Principii de proiectare

Cantitatea foarte mare de informații pe care o are la dispoziție un proiectant în ultimii ani, prin tot mai multe surse de informare, evoluția rapidă atât în domeniul tehnologiei cât și al materialelor, conduce la o multitudine de soluții luate în considerare după analiza temei și documentare. Totuși un proiectant trebuie să respecte câteva principii de bază atunci când adoptă una dintre soluții:

- **Principiul fiabilității** - constă în îndeplinirea de către produsul finit a funcțiilor impuse prin tema de proiectare la un anumit nivel de calitate, un tip dat. Acest lucru se realizează prin considerarea tuturor factorilor care influențează obținerea parametrilor funcționali impuși prin tema de proiectare, efectuarea calculelor de rezistență mecanică, la deformații, uzare, temperatură etc.
- **Principiul economic** – prin respectarea lui se urmărește minimizarea costurilor de realizare și exploatare. Pentru respectarea lui trebuie să se acorde atenție deosebită materialelor folosite, gabaritului, randamentului etc.
- **Principiul tehnologic** – respectarea lui impune considerarea mijloacelor și posibilităților tehnologice de realizare a produsului proiectat.
- **Principiul considerării elementelor tipizate** – presupune respectarea standardelor în vigoare și utilizării elementelor și subsansamblelor tipizate. Respectarea acestui principiu conduce la

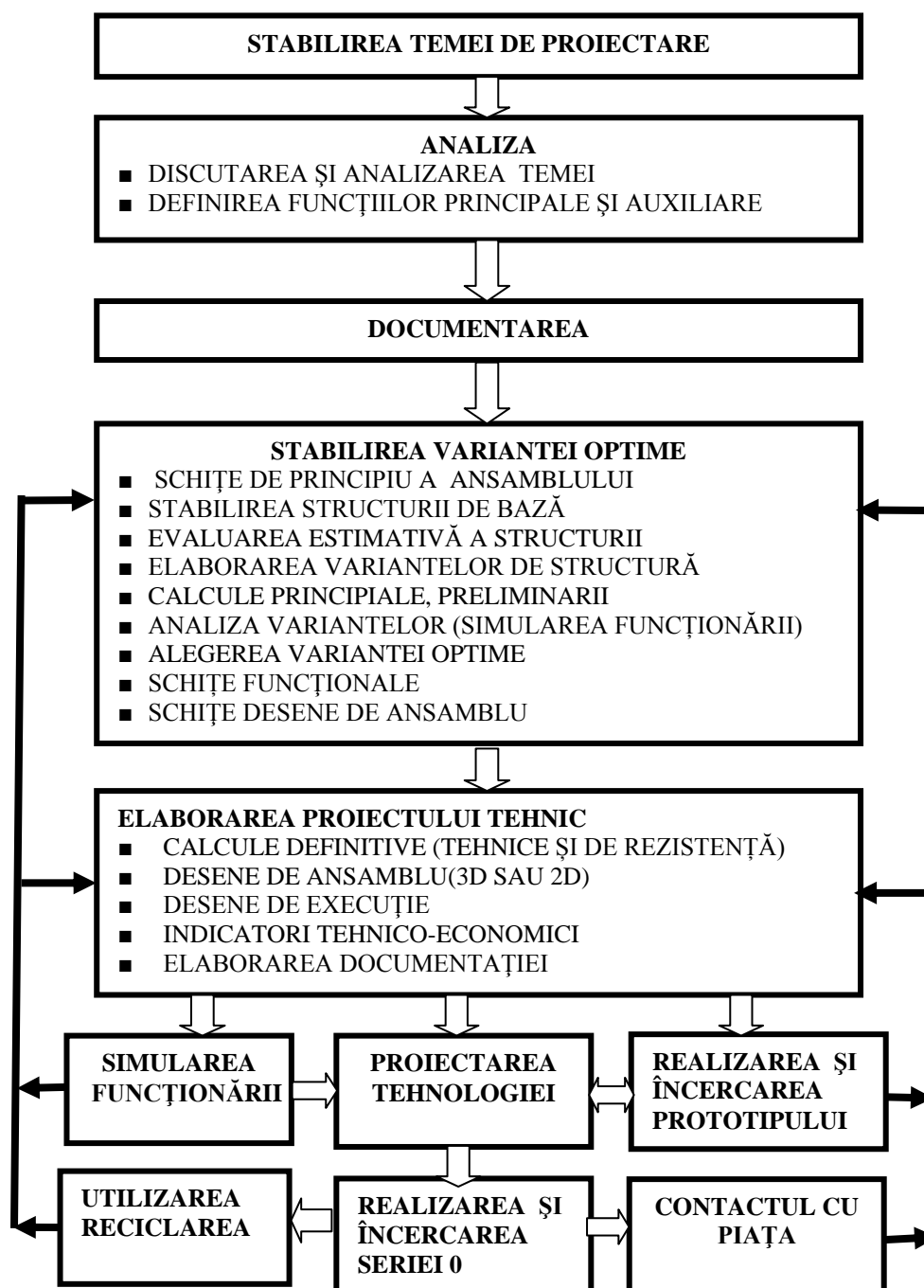


Figura 1.1 Etape de proiectare

reducerea semnificativă a timpului și resurselor financiare necesare atât la proiectarea cât și la realizarea produsului.

- **Principiul ergonomic** – respectarea lui conduce la considerarea relației om-mașină pentru asigurarea siguranței în exploatare și a condițiilor normale de lucru.
- **Principiul estetic** – impune încadrarea produsului în ambient și ameliorarea aspectului mediului în care se încadrează.
- **Principiul ecologic** – a devenit imperativ în ultima perioadă și respectarea lui presupune cunoașterea legislației referitoare la protecția mediului înconjurător.

Principiile generale de proiectare intervin cu ponderi diferite în activitatea de proiectare, în funcție de natura, destinația, calitatea și utilitatea produsului proiectat. De exemplu, un ceas trebuie să fie estetic, un lift să prezinte siguranță, iar un laminor să aibă o durabilitate mare.

1.4. Proiectarea modernă

Planșeta, compasul, teul și celelalte accesorii care altădată erau indispensabile proiectanților, au devenit obiecte de muzeu.

Dezvoltarea explozivă în domeniul informaticii, atât pe partea de hard cât și pe cea de soft, a condus la apariția programelor și mediilor de proiectare evoluate. Acest lucru a permis trecerea de la modelări plane și spațiale, la simulări și analize de finețe care pot realiza o concordanță deosebită între simulări și realitate[33].

S-a trecut de la o proiectare cu siguranță garantată nelimitat, realizată prin supradimensionări și consumuri excesive de materiale, la o proiectare prin care se asigură o garanție pe o perioadă impusă de exploatare, cu economii mari de materiale și încurajarea înlocuirii produselor după perioada de exploatare prescrisă, specifică unei societăți de consum.

Softurile de proiectare suferă îmbunătățiri de la an la an oferind proiectanților tot mai multe facilități pentru reducerea timpului necesar proiectării, realizarea unor calcule cu precizie foarte mare și concordanțe deosebite dintre model și realitate.

Cap. 2

MATERIALE UTILIZATE ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

Condițiile de performanță, gabarit, aspect, financiară ș.a., impuse prin tema de proiectare condiționează alegerea materialelor pentru confecționarea organelor de mașini.

Evoluția tehnologică rapidă a făcut ca să crească gama materialelor folosite și totodată creșterea performanțelor lor. Aceste aspecte conduc la creșterea importanței etapei de alegere a materialelor în activitatea de proiectare.

O clasificare a materialelor utilizate în construcția de mașini, după natura lor, este prezentată în figura 2.1[8,9,10].

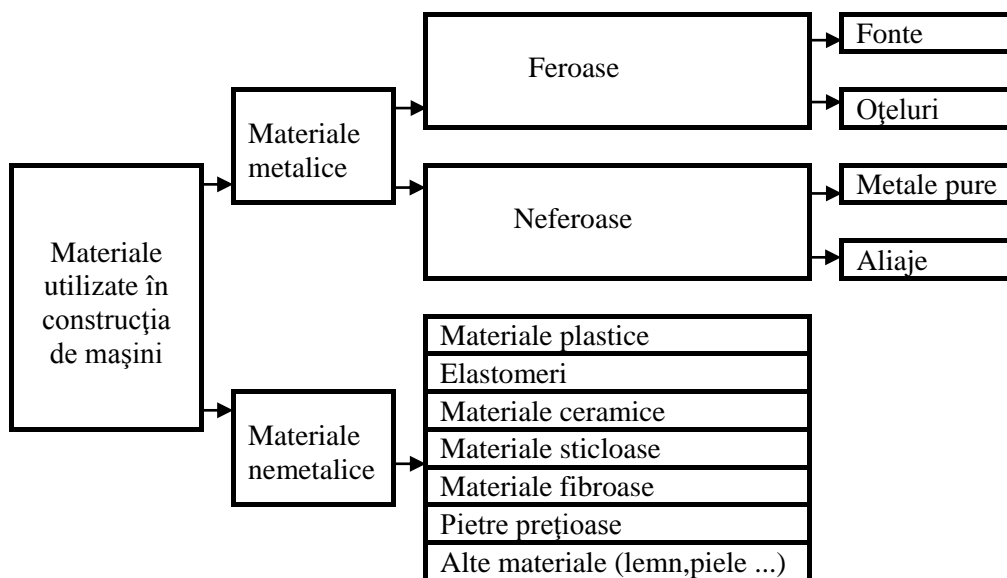


Fig. 2.1 Materiale utilizate în construcția de mașini

2.1 MATERIALE METALICE

Metalele și aliajele lor dețin cea mai mare pondere în construcția mașinilor, aparatelor, sculelor, dispozitivelor etc. Ele se deosebesc între ele prin anumite proprietăți, care în general ne dau și indicații asupra utilizării lor. Dintre aceste proprietăți cele mai importante sunt[22]:

Culoarea și luciul. Sunt specifice pentru fiecare metal sau aliaje ale acestuia. Au anumite nuanțe la prelucrare și se modifică în timp, în mediul ambiant, datorită proceselor de oxidare și coroziune, la majoritatea metalelor și aliajelor cu excepția metalelor și aliajelor inoxidabile și nobile.

Structura. Structura metalelor și aliajelor este cristalină. În funcție de mărimea cristalelor putem distinge structuri fine cu cristale mici și bine legate între ele sau structuri grosolane cu cristale mari și neuniforme. Structura aceluiși metal sau aliaj se poate modifica în limite destul de largi și depinde de mai mulți factori: tehnologia de obținere a semifabricatului, procedeul tehnologic de prelucrare, tratamentul termic, condiții de exploatare ș.a. De asemenea structura poate fi neuniformă în aceeași secțiune sau se poate modifica în timp sub acțiunea condițiilor de lucru.

Elasticitatea. Reprezintă proprietatea metalelor și aliajelor de a-și reveni la forma inițială după îndepărtarea eforturilor care l-au deformat temporar.

Maleabilitatea. Reprezintă proprietatea metalelor și aliajelor de a se deforma sub acțiunea forțelor și de a-și păstra noua formă după încetarea acțiunii forțelor fără a se crăpa sau încreți. De obicei crește odată cu creșterea temperaturii (de exemplu oțelul carbon la 1400°C este atât de maleabil încât poate fi adus în stare plastică).

Ductilitatea. Reprezintă proprietatea metalelor și aliajelor de a putea fi trase în fire subțiri.

Tenacitatea. Reprezintă proprietatea metalelor și aliajelor de a rezista la rupere alungindu-se până la o anumită limită. Cele cu o alungire mică sunt numite *fragile* sau *casante*.

Rezistența. Este proprietatea metalelor și aliajelor de a se opune unui efort de deformare sau rupere care tinde să rupă legătura dintre cristale.

Reziliența. Reprezintă proprietatea metalelor și aliajelor de a se opune la eforturi dinamice.

Duritatea. Reprezintă proprietatea metalelor și aliajelor de a se opune pătrunderii altor corpuri în masa lor.

Fuzibilitatea. Reprezintă proprietatea metalelor de a trece sub acțiunea căldurii din stare solidă în stare lichidă, la o anumită temperatură pentru fiecare metal pur (temperatură de topire).

Dilatabilitatea. Reprezintă proprietatea metalelor și aliajelor de a-și mări volumul la creșterea temperaturii. La răcire ele se contractă, adică își micșorează volumul.

Conductivitatea termică. Este proprietatea metalelor și aliajelor de a lăsa să treacă căldura prin ele.

Conductivitatea electrică. Este proprietatea metalelor și aliajelor de a conduce electricitatea. Cele mai bune conducătoare de electricitate sunt: argintul, cuprul, aurul, aluminiul.

Magnetismul. Este proprietatea metalelor și aliajelor de a atrage, de obicei, bucăți de metale de aceeași natură.

Rezistența la uzare. Este proprietatea de rezistență la frecare și crește odată cu creșterea durezzații.

Fluajul. Reprezintă proprietatea metalelor și aliajelor de a se deforma lent și continuu, în timp, sub acțiunea unei sarcini constante.

Densitatea relativă. Este o valoare adimensională și reprezintă raportul dintre masa volumului unitar al metalului sau aliajului și masa volumului unitar al apei la temperatura de 4°C.

Greutatea specifică. Reprezintă greutatea volumului unitar al metalului sau aliajului respectiv.

La fiecare metal sau aliaj predomină una sau mai multe proprietăți, ele se pot îmbunătăți prin diverse procedee în funcție de cerințele funcționale sau pentru a putea realiza prelucrarea prin anumite procedee tehnologice.

2.1.1 FONTE

Fontele sunt aliaje ale fierului cu carbonul cu un procent de peste 1,7% carbon și cu elemente secundare de aliere: siliciu, mangan, sulf sau fosfor. Pentru creșterea proprietăților mecanice se utilizează elemente de aliere specifice, Ni, Cr, ș.a.

În mod obișnuit în construcția de mașini se folosesc fonte de a doua fuziune cum sunt: fontele cenușii (SR EN 1561:1999), fonte pentru mașini unelte, fonte maleabile (SR ISO 5992:1995), fonte cu grafit nodular (SR ISO 1083:1993), fonte refractare, fonte rezistente la uzare abrazivă (SR EN 12513:2001)[8].

Cu toate că au caracteristici mecanice inferioare oțelurilor fontele sunt preferate în cazul formelor complexe obținute prin turnare sau în cazul pieselor generatoare de vibrații, structura eterogenă a fontelor contribuind la amortizarea acestora (exemplu arborii cotiți).

Marca de bază este „Fonta cenușie” cu grafit lamelar, SR EN 10025+A1-1994, tabelul 2.1. Se folosește la execuția de batiuri, carcase, capace, suporturi, roți de curea și în general pentru piese la care solicitarea principală este compresiunea.

Simbolizarea fontelor conform normelor europene este reglementată prin SR EN 1560:1999 și poate fi alfanumerică sau numerică.

Simbolurile alfanumerice au 6 poziții în structura lor:

-poziția 1: EN- prefix care se folosește doar pentru fontele specificate în standarde europene;

Tabelul 2.1[8]

Marca fontei SR ISO 185-1994	Rezist. la tracț. pe eprovete Φ 30 σ_r [MPa]	Rezistența la compresiune σ_c [MPa]	Rezistența la încovoiere σ_i [MPa]	Săgeata [nun]	Duritatea Brinell [HB]	Rezistența la forfecare τ_f [MPa]	Modulul de Elasticitate $E \cdot 10^4$ [MPa]	Rezistența la oboseală σ_{-1} [MPa]	Capacitatea de amortizare $\delta \cdot 10^4$
100	100	400-500	-	-	100-150	$1,5 \sigma_r$	7-9	-	150
150	150	550-700	300	4,0	140-190	$1,5 \sigma_r$	8-10,5	-	100
200	200	600-830	360	4,5	170-210	$1,5 \sigma_r$	9-11,5	90	60
250	250	700-1000	420	5	180-240	$1,5 \sigma_r$	10,5-12	110	50
300	300	820-1200	480	5,5	200-260	$1,5 \sigma_r$	11-14	130	40
350	350	950-1400	540	5,5	210-280	$1,5 \sigma_r$	12,5-14,5	160	30

Observații:
1. MPa = N/mm².
2. Rezistența la oboseală s-a determinat pentru epruvete necrestate, solicitate la încovoiere rotativă, în ciclul alternat simetric.
3. Rezistența la încovoiere și săgeata au fost determinate pe probe Φ30 mm, cu distanța între reazeme de 600 mm (STAS 1660-80).

-poziția 2: GJ simbolul fontei(G -piesa turnată, J- fontă);

-poziția 3: simbolul structurii grafitului L(lamelară), S(sferoidală), M(în cuiburi - fonta maleabilă), V(vermiculară), N(fără grafit, dură, ledeburitică), Y(structura specială);

-poziția 4: simbolul microstructurii sau macrostructurii: A(austenită), F(ferită), P(perlită), M(martensită), L(ledeburită), Q(călită), T(călită și revenită), B(inimă neagră), W(inimă albă);

- poziția 5: simbolul de clasificare în funcție de caracteristici mecanice, rezistența minimă la tracțiune în N/mm², urmată de litera S(pentru probă de încercat turnată separat), U(pentru probă de încercat atașată la piesa turnată), C(pentru probă de încercat prelevată din piesa turnată), dacă este nevoie se poate da și alungirea, în procente, imediat după rezistența minimă despărțite prin cratimă, pentru rezistența la încovoierea prin șoc se indică temperatura de încercare (RT–temperatură ambiantă, LT–temperatură scăzută), pentru clasificarea după duritate se indică unul din cele trei simboluri HB (duritate Brinell), HV (duritate Vickers), HR (duritate Rockwell) urmate de valoarea durității sau pentru clasificarea după compoziția chimică în formatul: X urmat de procentul de carbon multiplicat cu 100, principalele elemente de aliere în ordine descrescătoare urmate de procente de aliere despărțite prin cratimă;

- poziția 6: simbolul utilizat pentru condiții suplimentare: D (piesă brută turnată), H (piesă supusă tratamentului termic), W (sudabilitate pentru suduri de îmbinare), Z (condiții suplimentare prevăzute în comandă);

Simbolurile numerice au forma prezentată în tabelul 2.2 și sunt folosite mai mult pentru prelucrarea datelor pe calculator.

Tabelul 2.2

Poziție	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Caracter	E	N	-	L	L	n	n	n	n

Pozițiile 1, 2, 3 sunt ocupate de EN-, poziția 4 de litera J (fontă), poziția 5 simbolizează structura grafitului la fel ca la simbolizarea alfanumerică, poziția 6 ocupată de un număr care indică caracteristicile principale ale fontei, pozițiile 7 și 8 reprezintă un număr între 00 și 99 atribuit fiecărei mărci de fontă, poziția 9 un număr care reprezintă condiții specifice pentru fiecare marca de fontă.

În tabelul 2.3 sunt prezentate cele mai uzuale mărci de fontă și principalele caracteristici mecanice.

Alegerea mărcii potrivite de fontă pentru execuția unei piese se realizează folosind recomandările standardelor în vigoare.

2.1.2 OȚELURI

Oțelul este cel mai utilizat material pentru execuția organelor de mașini. Este un aliaj al fierului cu carbonul într-un procent cuprins între 0,04 și 1,7%. Un astfel de aliaj se numește oțel carbon.

Dacă conținutul de carbon nu depășește 0,3% sunt numite și **oțeluri de cementare**. Ele au tenacitate ridicată, dar slabă rezistență la uzură (sunt moi). Oțelurile de cementare se supun unor tratamente termochimice prin care compoziția chimică a stratului superficial se îmbogățește în carbon (cementare), azot (nitrurare, nitrurare ionică) sau ambele elemente (carbonitrurare), apropiindu-se de cea eutectoidă. În această stare, în urma călirii, stratul superficial bogat în nitruri și carburi se durifică, pe când miezul piesei rămâne tenace. Prin aceasta se asigură o bună rezistență la uzură pentru suprafața piesei, alături de o bună tenacitate a miezului.

Oțelurile cu un conținut de carbon ce depășește 0,3% se numesc **oțeluri de îmbunătățire**, suportă tratamentul termic de călire și în urma călirii capătă o structură semimartensitică sau martensitică suficient de dură, deci au rezistență crescută.

În mod obișnuit oțelurile carbon mai conțin până la 0,35% siliciu și până la 0,8% mangan.

Pentru creșterea performanțelor oțelurilor se folosesc și alte elemente de aliere (crom, nichel, wolfram, vanadiu, cobalt ș.a.) obținându-se oțelurile aliate cu caracteristici specifice elementelor principale de aliere folosite. În funcție de procentajele elementelor de aliere și de numărul acestor elemente aceste oțeluri

pot fi slab aliate sau înalt aliate. Pentru oțeluri cu destinație specială se folosesc elemente de aliere care îmbunătățesc performanțele oțelului.

Tabelul 2.3 [8]

Simbolizare		Grosime de perete determinanță t [mm]	Rezistență minimă la tracțiune R_m [N/mm ²]	Limită de curgere conv. 0,2% $R_{p0,2}$ [N/mm ²]	Alungire A %
Alfanumerică	Numerică				
EN-GJS-350-22U-LT	EN-JS1019	$t \leq 30$	350	220	22
		$30 < t \leq 60$	330	210	18
		$60 < t \leq 200$	320	200	15
EN-GJS-350-22U-RT	EN-JS1029	$t \leq 30$	350	220	22
		$30 < t \leq 60$	330	220	18
		$60 < t \leq 200$	320	210	15
EN-GJS-350-22U	EN-JS1032	$t \leq 30$	350	220	22
		$30 < t \leq 60$	330	220	18
		$60 < t \leq 200$	320	210	15
EN-GJS-400-18U-LT	EN-JS1049	$t \leq 30$	400	240	18
		$30 < t \leq 60$	390	230	15
		$60 < t \leq 200$	370	220	12
EN-GJS-400-18U-RT	EN-JS1059	$t \leq 30$	400	250	18
		$30 < t \leq 60$	390	250	15
		$60 < t \leq 200$	370	220	12
EN-GJS-400-18U	EN-JS1062	$t \leq 30$	400	250	18
		$30 < t \leq 60$	390	250	15
		$60 < t \leq 200$	370	220	12
EN-GJS-400-15U	EN-JS1072	$t \leq 30$	400	250	7
		$30 < t \leq 60$	390	250	7
		$60 < t \leq 200$	370	220	5
EN-GJS-500-7U	EN-JS1082	$t \leq 30$	500	320	18
		$30 < t \leq 60$	450	300	15
		$60 < t \leq 200$	420	290	12
EN-GJS-600-3U	EN-JS1092	$t \leq 30$	600	370	3
		$30 < t \leq 60$	600	360	2
		$60 < t \leq 200$	550	340	1
EN-GJS-700-2U	EN-JS1102	$t \leq 30$	700	420	2
		$30 < t \leq 60$	700	400	2
		$60 < t \leq 200$	660	380	1
EN-GJS-800-2U	EN-JS1112	$t \leq 30$	800	480	2
		$30 < t \leq 60$	-	-	-
		$60 < t \leq 200$	-	-	-
EN-GJS-900-2U	EN-JS1122	$t \leq 30$	900	600	2
		$30 < t \leq 60$	-	-	-
		$60 < t \leq 200$	-	-	-

Pentru utilizare oțelurile se pot împărți în două categorii:

1. *Oțeluri la care se garantează grupa de caracteristici mecanice* fără a se garanta compoziția chimică. Proprietățile acestora nu pot fi îmbunătățite prin tratamente termice, motiv pentru care se folosesc în starea de livrare. Sunt oțelurile folosite pentru confecționarea diferitelor construcții metalice din profile, table sau țevi, sau a unor organe de mașini ce nu necesită tratamente termice ca arbori, osii, majoritatea organelor de asamblare, flanșe etc.

Dintre acestea se exemplifică:

- Oțeluri de uz general pentru construcții SR EN 10025+A1:1994 (tab. 2.4).
- Oțeluri netratate destinate fabricării organelor de asamblare prin deformare la rece.
- Oțel pentru țevi fără sudură.
- Oțel laminat la cald. Table groase.

2. *Oțeluri la care se garantează compoziția chimică*. Proprietățile acestora pot fi îmbunătățite prin tratamente termice. Câteva exemple:

- Oțeluri pentru călire și revenire SR EN 10083-1+A1 (tabelul 2.5), SR EN 10083-2+A1:1995, SREN 10083-3+A1:1998.
- Oțeluri de cementare SR EN 10084:2000.
- Oțeluri pentru nitruare SR EN 10085:2002.
- Oțeluri pentru rulmenți SR EN ISO 683-17:2002.
- Oțeluri carbon pentru scule SR EN ISO 4957:2002.
- Oțeluri aliate pentru scule SR EN ISO 4957:2002.
- Oțel rezistent la coroziune și refractar SR EN 10088-1:2005.

Simbolizarea oțelurilor conform normelor europene este reglementată prin SR EN 10027-1:1992, simbolizarea alfanumerică și SR EN 10027-2:1992, simbolizarea numerică.

În tabelul 2.5 sunt prezentate câteva mărci de oțeluri uzuale folosite în construcția organelor de mașini.

2.1.3 MATERIALE NEFEROASE

Materialele neferoase sunt utilizate atât ca metale pure cât și sub formă de aliaje. Folosirea lor este strâns legată de proprietățile și caracteristicile lor specifice:

-**Cuprul** (STAS 270/3-80) și aliajele sale (SR ISO 197-1:1994) cu staniul (bronzuri), cu zincul (alame), cu aluminul, cu nichelul, plumbul, ș.a., sunt folosite pentru conductivitatea termică și electrică ridicată sau pentru proprietățile antifricțiune ale aliajelor.

În tabelele 2.6, 2.7, 2.8 sunt prezentate câteva mărci de aliaje ale cuprului, principalele caracteristici mecanice și recomandări de utilizare[5,34].

Tabelul 2.4 [8,9]

Marca oțelului STAS 500-80	Caracteristici mecanice pentru produse cu grosimea a [mm]							Întrebuințare
	$a < 16$	$16 < a < 4$	$40 < a < 100$	-	$a < 16$	$a > 16$	$a < 100$	
	Rezistența la rupere min. σ_r [MPa]	Limita de curgere σ_c [MPa]	Alungire δ_5 [%]	Reziliența KCU 300/2 [J/cm]	Rezistența la oboseală σ_{-1} [MPa]			
OL 30	Min. 320	-	-	20	-	-	150	Flanșe, plăci de fundație, fier beton
OL32	320-400	180	160	33	-	-	160	Carcase suportți tiranți piese ambuțisate
OL 34	340 - 420	210	190	31	-	-	190	Elemente, mașini agricole, organe de asamblare
OL 37	370 - 450	240	210	25	-	-	210	Construcții mecanice sudate, elemente de asamblare, arbori
OL42	420-500	260	230	22	60	70	230	Organe de mașini sollicitate ușor, roți dințate, arbori
OL 44	440-550	290	260	22	60	60	260	Elemente rezistente la rupere fragilă
OL 50	500 - 620	300	280	21	-	-	280	Arbori, roți dințate pentru viteze mici,
OL52	520-640	360	340	16	60	60	340	Piese de rezistență obținute prin sudură
OL 60	600-720	340	320	16	-	-	320	Arbori, pene, șuruburi rezistente, roți dințate
OL 70			Min. 720	12	-	-	350	Arbori, pene, șuruburi rezistente, roți dințate

Tabelul 2.5 Extras din SREN 10083-1:2002

EN10083-1	ISO683-1:1987	Număr Werkstoff	STAS 791-88 STAS 880-88
1	2	3	4
2C22	-	1.1151	OLC20X
3C22	-	1.1149	OLC20XS
2C25	C25E4	1.1158	OLC25X
3C25	C25M2	1.1163	OLC25XS
2C30	C30E4	1.1178	OLC30X
3C30	C30M2	1.1179	OLC30XS
2C35	C35E4	1.1181	OLC35X
3C35	C35M2	1.1180	OLC35XS
2C40	C40E4	1.1186	OLC40X
3C40	C40M2	1.1189	OLC40XS
2C45	C45E4	1.1191	OLC45X
3C45	C45M2	1.1201	OLC45XS
2C50	C50E4	1.1208	OLC50X
3C50	C50M2	1.1241	OLC50XS
2C55	C55E4	1.1203	OLC55X
3C55	C55M2	1.1209	OLC55XS
2C60	C60E4	1.1221	OLC60X
3C60	C60M2	1.1223	OLC60XS
28Mn6	28Mn6	1.1170	-
38Cr2	-	1.7003	-
38CrS2	-	1.7023	-
46Cr2	-	1.7006	-
46CrS2	-	1.7025	-
4Cr4	34Cr4	1.7033	-
34CrS4	34CrS4	1.7037	-
37Cr4	37Cr4	1.7034	-
37CrS4	37CrS4	1.7038	-
41Cr4	41Cr4	1.7035	40Cr10X
41CrS4	41CrS4	1.7039	40Cr10XS
25CrMo4	25CrMo4	1.7218	26MoCr11X
25CrMoS4	25CrMoS4	1.7213	26CrMo11XS
34CrMo4	34CrMo4	1.7220	34MoCr11X
34CrMoS4	34CrMoS4	1.7225	34MoCr11XS
42CrMo4	42CrMo4	1.7225	42MoCr11X

42CrMoS4	42CrMoS4	1.7227	42MoCrIIXS
50CrMo4	50CrMo4	1.7228	-
36CrNiMo4	36CrNiMo4	1.6511	34MoCrNi16
34CrNiMo6	34CrNiMo6	1.6582	34MoCrNi16
30CrNiMo8	30CrNiMo8	1.6580	30MoCrNi20
36NiCrMo16	-	-	-
51CrV4	51CrV4	1.8159	51VMnCrIIX

Tabelul 2.6

Marca aliajului	Mod de turnare	Rezistența de rupere la tracțiune, σ_r [N/mm ²]	Indicații de utilizare
CuSn14	N C	220 230	Organe de mașini supuse la uzură. Lagăre pentru mașini unelte. Piese pentru aparatură hidraulică supuse la presiuni mari, fără socuri.
CuSn12	N C	220 250	Cuplaje, piese de articulație, roți melcate, roți dințate elicoidale, piulițele șurubului conducător, diferite organe de mașini sollicitate la sarcini statice și de alunecare, profile.
CuSn12Ni	N F TC	260 280 280	Aliaj cu foarte bună rezistență la uzură, la coroziune (și în apă de mare) și la cavitație. Piese de articulație și cuplaje puternic sollicitate, piulițele șurubului conducător sollicitat la sarcini dinamice, sectoare melcate și elicoidale sollicitate la viteze mari, armături, carcase de pompe, statoare, rotoare, paleta pentru turbine de apă și pompe.
CuSn10	N	220	Comportare bună în apă de mare. Diverse organe de mașini și armături speciale, carcase de pompe, rotoare, statoare și palete pentru pompe și turbine de apă.
Cu Sn10Zn2	N F TC	220 260 260	Cuzineți de alunecare, cuplaje de solcitare medie, roți melcate cu viteză mică de alunecare, cilindri pentru industria hârtiei, sectoare melcate cu viteză mică de alunecare, piulițele șurubului conducător cu solcitare medie.
	N	220	Lagăre pentru material rulant și armături

Cu Sn9Zn5	F TC	240 240	de presiune.
CuSn6Zn4Pb4	N F TC	180 200 200	Cuzineți pentru lagăre axiale și pentru cuplaje, lagăre de alunecare pentru diferite construcții de mașini (care lucrează la presiuni până la 40 Mpa).
Cu Sn5Zn5Pb5	N C F TC	180 200 230 230	Bucșe pentru bolțuri la pistoane (presiuni până la 40 Mpa), piese pentru mașini-unelte, inele și șaibe de fricțiune. Comportare bună în apă de mare. Armături pentru apă și vapori (temperaturi de lucru până la 225°C), carcase de pompe solicitate normal și piese complexe cu pereți subțiri.
CuSn4Zn4Pb17	N TC	170 200	Piese care lucrează la frecare și lagăre solicitate la sarcini relativ mici
CuSn3Zn11Pb4	N TC	200 220	Armături diverse, bucșe.
<p><i>Observații:</i> <i>Literele din coloana "Modul de turnare" au următoarele semnificații:</i> <i>N – turnate în forme obținute din amestec de formare;</i> <i>C – turnate în forme metalice;</i> <i>F – turnate centrifugal;</i> <i>TC – turnate continuu.</i> <i>Caracteristicile mecanice se referă la piesele netratate termic.</i> <i>Valorile din tabel sunt minime.</i></p>			

Tabelul 2.7

Marca aliajului	Procedeul de turnare	Rezistența la rupere la tracțiune, σ_r [N/mm ²]	Duritatea Brinell HB
CuZn40PbSnT	P	280	80
	C	280	80
Cu Zn38Pb2Mn2T	C	350	80
	N	250	70
CuZn35Mn2FeAlNiT	C	400	90
	N	350	80
CuZn30Al5Fe3Mn2T	N	500	110
<p>P – turnare sub presiune, C – turnare în forme metalice, N – turnare în amestec de formare.</p>			

Tabelul 2.8

Marca aliajului	Procedul de turnare	Rezistența la rupere la tracțiune, σ_r [N/mm ²]	Duritatea Brinell HB
CuAl9T	N	340	80
	C	390	90
	F, TC	390	90
CuAl 10Fe3T	N	440	90
	C	490	100
	F, TC	490	100
F – turnare centrifugală, C – turnare în formă metalică, N – turnare în amestec de formare, TC – turnare continuă. <i>Observații:</i> <i>Caracteristicile mecanice se referă la piese netratate termic.</i> <i>Caracteristicile mecanice depind de procedul de turnare care este specificat pentru fiecare marcă</i>			

- **alumiul** (SR EN 12258-2:2002) și aliajele sale (STAS 2017/2-80 pentru semifabricate turnate și SR EN 573/3:1995) sunt folosite în special pentru densitatea redusă, conductivitatea termică și electrică ridicată, aspect plăcut după acoperiri metalice sau colorări ale suprafețelor.

- **staniul** și aliajele sale (SR EN 610:2000), sunt folosite în special pentru proprietățile antifricțiune, pentru conductivitatea termică și electrică și temperatura joasă de topire.

- **plumbul și zincul** sunt folosite atât ca elemente de aliere dar și ca element principal în aliajele lor cu proprietăți antifricțiune, rezistență la coroziune, temperaturi joase de topire ș.a..

O categorie aparte o constituie materialele metalice sau metaloceramice obținute prin diverse procedee din pulberi metalice cu destinații speciale:

- materiale de fricțiune, care asigură un coeficient mare de frecare;
- materiale magnetice pentru diverse aplicații;
- materiale pentru filtre pe bază de pulberi de bronz, nichel, oțel ș.a.;
- materiale dure pentru scule așchietoare;
- materiale poroase antifricțiune, ș.a.

2.2 MATERIALE NEMETALICE

Materialele nemetalice câștigă tot mai mult teren în construcția de mașini datorită diversității materialelor utilizate în ultimii ani. Creșterea performanțelor mecanice ale acestor categorii de materiale prin diverse procedee face ca ele să fie utilizate în tot mai multe aplicații.

2.2.1. MATERIALE PLASTICE

Această categorie de materiale a cunoscut o adevărată revoluție în ultimile decenii datorită proprietăților deosebite: greutate specifică redusă în comparație cu oțelul și fonta, rezistență mare la coroziune în diverse medii, plasticitate ridicată, tehnologie de prelucrare cu productivitate ridicată cu operații puține, consum energetic redus, ș. a.. Dezavantajul acestor materiale îl constituie rezistența mecanică redusă, temperatura de utilizare limitată și probleme în reciclarea lor. Diversitatea acestor materiale face destul de grea sarcina proiectantului în alegerea materialului optim.

Câteva materiale plastice uzuale și caracteristicile mecanice ale lor sunt prezentate în tabelul 2.9 [22].

2.2.2 ELASTOMERI

Sunt materiale utilizate în special datorită proprietăților elastice. Au o rezistență mecanică redusă, valori mari pentru alungire, suportă transformări radicale la temperatură și agenți chimici și suferă în timp fenomenul de îmbătrânire. Cu toate acestea au aplicații diverse în construcția de mașini, de la elemente elastice, garnituri la elemente ornamentale. Diversitatea aplicațiilor a determinat și realizarea unei game destul de mari de elastomeri. În tabelul 2.10 sunt prezentate caracteristicile mecanice pentru câteva tipuri de elastomeri [22].

2.2.3 MATERIALE CERAMICE

În general materialele ceramice sunt utilizate în locurile cu temperatură mare de lucru, în medii puternic corozive, pentru piese izolatoare electric. Aplicații ale acestor materiale se găsesc și în domenii de vârf ale tehnicii: corpuri de rostogolire pentru rulmenți, repere ale motoarelor cu piston, diuze pentru diverse procedee de sudare, camere de combustie, matrițe pentru extrudare, scule de prelucrare prin așchiere, ș.a.

Tabelul 2.9

Denumirea	Rezistența de rupere la tracțiune, σ_{rt} [MPa]	Rezistența de rupere prin încovoiere, σ_{ri} [Mpa]	Modulul de elasticitate la încovoiere, E [MPa]	Coefficientul de dilatare termică, α [1/°C]	Conductivitate termică, $\lambda \cdot 10^4$ [J/sm°C]	Densitatea, ρ [kg/m ³]	Temperatura de utilizare, [°C]
Poliamida 66 P, A: -pentru injecție -pentru uz electrotehnic	60 - 64 60 - 70	85 - 98 85	1000 - 1250 1000 - 1400	- (8,3-14,5)10 ⁻⁵	- 1,34	1130 - 1150	55 - 85
Poliolenă de joasă presiune (densitate mare) PE - HD	25 - 39	10	560 - 1050	(11 - 13)10 ⁻⁵	2,63 - 2,96	911 - 965	55 - 110
Poliolenă de înaltă presiune (densitate mică) PE - LD	5 - 16	-	133 - 245	16x10 ⁻⁵	1,91	917 - 928	55 - 85
Acrilonitril Butadien Stiren ABS	23 - 60	42 - 50	1590 - 2390			1010 - 1210	66 - 110
Policarbonat PC	56 - 67	94,5	2450	6,6x10 ⁻⁵	1,1	1200	55 - 130
Policlorură de vinil PVC - neplastifiată - plastifiată	50 10,5 - 24,5	70 - 112 -	2500 -	(5 - 18,5)10 ⁻⁵ (7 - 25)10 ⁻⁵	0,72 - 1,67 0,72 - 0,96	1350 - 1450 1160 - 1350	55 - 85
Polistiren standard PS	30 - 37	50 - 60	2800 - 3500	(6 - 8)10 ⁻⁵	0,57 - 0,79	1040 - 1060	55 - 85
Polistiren rezistent la șoc PAS	21 - 26	42 - 50	1200	(3,4 - 21)10 ⁻⁵	0,24 - 0,72	1010 - 1060	70
Politetrafluoretilenă PTFE(teflon)	24,5 - 35	5,72	350	10x10 ⁻⁵	1,43	2100 - 2300	55 - 300
Polimetacrilat de metil PMMA	50	68	1950	(5 - 9)10 ⁻⁵	0,96 - 1,43	1085 - 1189	55 - 70
Poliuretani PU sau PUR	35 - 56	4,9 - 7	70	(10 - 20)10 ⁻⁵	1,19	1200 - 1260	55 - 80
Fenoplaste: - bachelită de uz general - bachelită electrotehnică	25 - 70	-	-	-	-	-	55 - 130
Textolit	40	25 - 80	5250 - 20000	(1,5 - 8)10 ⁻⁵	0,24 - 3,82	1350 - 1450	80 - 100
Rășini epoxidice EP	28 - 91	80 - 147	1000	(1,1 - 3,5)10 ⁻⁵	0,96 - 1,91	1300 - 1450	55 - 230
Siliconi (cu subst. minerale) SI	28 - 245	70 - 240	17500 - 21000	(4,5 - 6,5)10 ⁻⁵	1,07	1110 - 1230	55 - 230
Polipropilenă	30 - 39	42 - 62	1110 - 1570	(0,8 - 5,18)10 ⁻⁵	0,88 - 1,8	1650 - 2000	107 - 144
Polisulfone	70,4	108	2530	5,6x10 ⁻⁵	1,48	1240	155
Aminoplaste	42 - 91	42 - 91	7000 - 10500	(2 - 7) 10 ⁻⁵	1,67 - 2,39	1450 - 1600	55 - 110

Tabelul 2.10

Denumirea (simbol)	Densitatea, ρ [Kg/m ³]	Duritatea, [°Sh]	Rezistența de rupere R_m , [MPa]	Modulu de elasticitate E [MPa]	Alungirea la rupere, [%]	Temperatura de utilizare, [°C]	Rezistența la ulei mineral
Cauciuc natural (NR)	930 - 1600	36	24 - 31	1 - 10	450 - 650	75	Slabă
Buna S (SRR) - stirenbutadienă	940 - 1400	55 - 65	17 - 21	1 - 5	500 - 775	75	Slabă
Cauciuc butilic	900 - 1300	50	4,8 - 20,5		500 - 850	80 - 90	Slabă
Cauciuc nitrilic (Perbunan)(NBR)	1000	58 - 71	16,5 - 31		480 - 650	-25 ÷ 55	Bună
Cauciuc poliacrilic (ACM)						-20 ÷ 180	F. bună
Cauciuc fluorcarbonic (FP)						max. 240	Bună
Cauciuc siliconic (VSi și PV Si)	1200 - 1500	20 - 90	2 - 10,3		40 - 600	175 - 200	Slabă
Cauciuc uretanic		78 - 83	38 - 48	5 - 100 reticulat 500 - 1000 linear	600 - 800	100	Bună
Cauciuc cloroprenic (CR), (neopren)	1090 - 1600	1,6	13,5 - 24		340 - 750	90	Bună
Cauciuc clorosulfanil polietilenic (CSM)	-	45 - 95	11,1 - 24		100 - 450	150	Bună
Cauciuc polisulfidic (T)	1350	50 - 76	11,2 - 11,8		230 - 700	80 - 90	Bună

2.2.4 MATERIALE STICLOASE

Sticla ca material pentru construcția de mașini este indispensabilă în anumite aplicații (de exemplu parbrizele de la autovehicule). Este un material cu o structură amorfă obținută prin topirea unor oxizi de siliciu, bor, fosfor, calciu, sodiu. Prelucrarea mecanică este dificilă datorită faptului că este un material casant. Procedeele de prelucrare specifice permit realizarea unor diversități destul de mari de forme și calități funcție de domeniul de aplicație

(cu calități refractare, cu peliculă conducătoare electric, cu protecție la diverse radiații, multistrat rezistență la spargere ș.a.)

2.2.5 MATERIALE FIBROASE

Sunt materiale care se utilizează pentru armarea altor materiale nemetalice obținându-se astfel materiale cu caracteristici mecanice mari, apropiate de cele ale oțelurilor. De asemenea sunt folosite în elaborarea materialelor stratificate oținute din straturi succesive de material plastic, material de armare cu sau fara straturi de oțel. Caracteristicile mecanice pentru cele mai folosite materiale fibroase sunt date în tabelul 2.11.

Tabelul 2.11

Materialul fibrei	Rezistența de rupere R_m , MPa	Modulul de elasticitate E , MPa	Densitatea, kg/m^3	Punctul de înmuiere, $^{\circ}\text{C}$
Fibră de sticlă	2500 - 4700	$(0,052 - 0,087) \cdot 10^6$	2,16 - 2,54	750 - 970
Fibră de azbest	117-360	–	2,4 - 3,3	1180 -1520
Fibră de cuarț	910	–	2,2	–
Fibră de grafit	1260 - 3160	$(0,176 - 0,457) \cdot 10^6$	1,5 - 1,96	–
Fibră de carbon	840	$0,042 \cdot 10^6$	1,53	–
Fibră de bor	3000 - 3500	$0,042 \cdot 10^6$	2,6	2300

2.2.6 PIETRE PREȚIOASE

Sunt materiale foarte scumpe pentru construcția de mașini, de aceea ele se folosesc doar în mecanica fină pentru lagăre, în special la ceasuri.

2.2.7 ALTE MATERIALE

Pentru diverse aplicații se pot folosi și alte materiale. Un exemplu îl reprezintă lemnul care mult timp a fost folosit pentru construcția lagărelor. Piesele ornamentale sau cu alte destinații care nu sunt supuse la solicitări mari pot fi executate de asemenea din lemn sau din derivatele lemnului. Pentru curelele de transmisie care lucrează în medii care conțin solvenți și diluanți se va folosi pielea naturală. De asemenea pentru produse de lux (limuzine) în construcția lor se utilizează piele sau lemn din esențe rare. Se poate folosi orice materiale care satisfac cerințele impuse prin tema de proiectare.

Cap. 3

FIABILITATEA ORGANELOR DE MAȘINI

3.1 Siguranța la solicitări mecanice

Siguranța organelor de mașini în exploatare a fost și este una din preocupările majore ale cercetătorilor din domeniul proiectării mașinilor.

Rezistența la solicitările mecanice reprezintă principalul criteriu care stă la baza dimensionării organelor de mașini. Considerarea solicitărilor se face prin calculul tensiunilor (eforturilor unitare) în secțiunile considerate critice sau a deformațiilor elastice.

3.1.1. Tensiuni admisibile, coeficienți de siguranță

Solicitările organelor de mașini sunt rezultatul acțiunii forțelor și momentelor de exploatare sau masice [2,3,4,8,9].

Din punct de vedere al evoluției în timp aceste solicitări pot fi:

- statice, la care creșterea are loc până la o anumită valoare după care forțele și/sau momentele rămân constante în timp;
- variabile, care suportă variații în timp ca mărime, direcție sau sens, după legi ciclice sau aleatorii.

Ca urmare a acțiunii acestor forțe și momente în secțiunile organelor de mașini apar *tensiuni normale* (σ) și *tensiuni tangețiale* (τ), aceste tensiuni sunt numite tensiuni efective. Valorile acestor tensiuni trebuie să fie tot timpul sub valorile tensiunilor limită admisibile (σ_a, τ_a).

Valorile tensiunilor admisibile depind de tensiunile periculoase (σ_{lim}, τ_{lim}), care pot fi:

- rezistența la rupere (σ_r) sau (τ_r), pentru materialele fragile;
- rezistența la curgere (σ_c) sau (τ_c), pentru materialele tenace.

Raportul dintre tensiunea limită periculoasă și tensiunea admisibilă se notează cu $c = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_a}$, $c = \frac{\tau_{lim}}{\tau_a}$ și se numește **coeficient de siguranță**.

Mărimea coeficientului de siguranță depinde de o serie de factori cum sunt:

- importanța organului de mașină, subansamblu, ansamblu sau mașină;
- gradul de cunoaștere a solicitărilor;
- caracterul solicitărilor;
- materialul și tehnologia de execuție a piesei;
- durata de lucru;
- pericolele care pot fi generate de ruperea piesei.

Solicitările organelor de mașini pot fi considerate în:

- **calculele de dimensionare**, când se consideră tensiunile efective egale cu tensiunile admisibile și din relațiile de calcul se determină valorile minime necesare pentru dimensiunile organelor de mașini în secțiunile considerate periculoase;

- **calcule de verificare** (când dimensiunile pieselor au fost stabilite constructiv sau din considerente tehnologice), în acest caz se compară valorile tensiunilor efective, ale coeficienților de siguranță sau valorile deformațiilor cu valorile admisibile ale acestora.

3.1.2 Solicități statice

Calculul la solicitări statice de - întindere, compresiune, forfecare, încovoiere și torsiune se realizează utilizând relațiile de bază prezentate în tabelul 3.2. Cu ajutorul acestor relații se pot face calcule de dimensionare sau de verificare. De regulă, organele de mașini sunt supuse simultan la mai multe tipuri de solicitări (solicitarea este compusă). Pentru un astfel de caz se determină efortul unitar echivalent, respectiv momentul încovoitor echivalent cu ajutorul expresiei calculate pe baza uneia din cele cinci teorii de rupere considerate în rezistența materialelor, tabelul 3.1. În cele mai multe cazuri se consideră teoria III.

Tabelul 3.1[8].

Nr.	Teoria	M_{rech}	σ_{ech}
I	Efortul unitar maxim	$0,5(M_i + \sqrt{M_i^2 + M_t^2})$	$\frac{1}{2}\sigma + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{\text{ai}}$
II	Deformației specifice maxime	$0,35M_i + 0,5(M_i + \sqrt{M_i^2 + M_t^2})$	$0,35\sigma + 0,65\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{\text{ai}}$
III	Efortul unilar tangențial maxim	$\sqrt{M_i^2 + M_t^2}$ sau $\sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2}$ α , în funcție de legea de variație pentru M_i și M_t .	$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{\text{ai}}$
IV	Energetică de variație a formei	$\sqrt{M_i^2 + \frac{3}{4}M_t^2}$	$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{\text{ai}}$
V	Energetică bazată pe energia de deformație totală	$\sqrt{M_i^2 + \frac{2,6}{4}M_t^2}$	$\sqrt{\sigma^2 + 2,6\tau^2} \leq \sigma_{\text{ai}}$
$\alpha = \frac{\sigma_{\text{aiIII}}}{\sigma_{\text{aiII}}}$, pt.:		$\alpha = \frac{\sigma_{\text{aiIII}}}{\sigma_{\text{aiI}}}$, pt.:	$\alpha = \frac{\sigma_{\text{aiIII}}}{\sigma_{\text{aiIII}}} = 1$, pt.:
M_f - alternant simetric; M_t - pulsator;		M_f - alternant simetric; M_t - constant;	M_f - alternant simetric; M_t -alternant simetric;
M_f - momentul încovoitor; M_t - momentul de torsiune; σ_{aiIII} – tens. admisibilă pentru sollicitarea alternant simetrică; σ_{aiII} – tens. admisibilă pentru sollicitarea pulsatorie; σ_{aiI} – tens. admisibilă pentru sollicitarea statică;			

3.1.3. Flambajul barelor

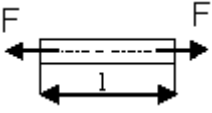
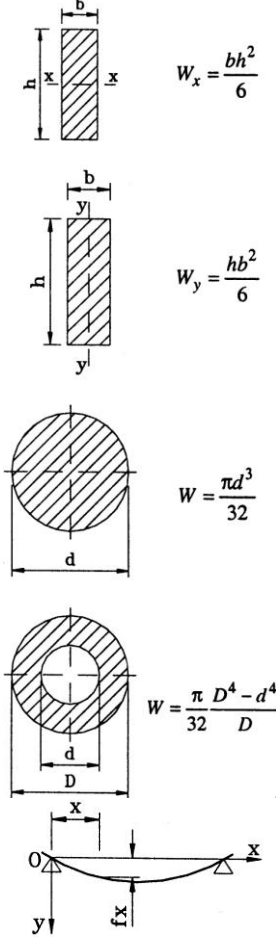
Fenomenul de flambaj apare în cazul sollicitării la compresiune pe direcție axială a barelor lungi [2,8,9,10,13]. Calculul la flambaj urmărește dimensionarea sau verificarea stabilității statice a barelor zvelte. Se definește coeficientul de zveltețe λ ca raport între lungimea de flambaj l_f și raza de inerție minimă i_{min} .

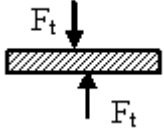
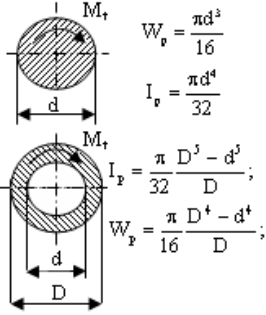
$$\lambda = \frac{l_f}{i_{\text{min}}}; \quad (3.1)$$

unde:

$$i_{\text{min}} = \sqrt{\frac{I_{\text{min}}}{A}}; \quad (3.2)$$

Tabelul 3.2[8]

Solicitarea	Schita	Relații de calcul și notații
Întindere sau compresiune		$A = \frac{F}{\sigma_{at(c)}}; \sigma = \frac{F}{A_{ef}} \leq \sigma_{at(c)}; \Delta l = \frac{F \cdot l}{EA} \leq \Delta l_a$ <p>A - aria necesara; $\sigma_{at(c)}$ - rezistența admisibila la tracțiune – compresiune; l- lungimea de referință; F - forța de solicitare; Δl- alungirea; E- modul de elasticitate longitudinal; σ-tensiunea efectivă; A_{ef}-aria secțiunii;</p>
Încovoiere	 <p> $W_x = \frac{bh^2}{6}$ $W_y = \frac{hb^2}{6}$ $W = \frac{\pi d^3}{32}$ $W = \frac{\pi D^4 - d^4}{32 D}$ </p>	$W_{nec} = \frac{M_i}{\sigma_{ai}}; \sigma = \frac{M_i}{W} \leq \sigma_{ai};$ $\frac{d^2 f_x}{dx^2} = -\frac{M_i}{EI};$ <p> M_i – momentul încovoiator; W – modul de rezistență; σ_{ai} - tensiune admisibilă la încovoiere; σ - tensiune efectivă la încovoiere; f_x - săgeata la distanța (x) față de origine; E - modul de elasticitate longitudinal; I – momene t dinerție; </p>

Forfecare		$A = \frac{F_t}{\tau_{af}}; \quad \tau = \frac{F_t}{A} \leq \tau_{af};$ <p> F_t – forța de forfecare; A – aria secțiunii supusă la forfecare; τ_{af} – tensiunea admisibilă la forfecare; τ – tensiunea efectivă de forfecare; </p>
Torsiune		$W_p = \frac{M_t}{\tau_{at}}; \quad \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \leq \tau_{at};$ $\Delta\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p};$ <p> M_t – momentul de torsiune; W_p – modul de rezistență polar; τ_{at} – tensiunea admisibilă la torsiune; τ_t – tensiunea efectivă de torsiune; G – modul de elasticitate transversal; I_p – moment de inerție polar. </p>

- I_{\min} – momentul de inerție minim necesar barei având lungimea de flambaj l_f , care este solicitată de către forța de compresiune F și își menține stabilitatea statică [mm^4];

- A - aria secțiunii barei [mm^2].

Relațiile de calculul la flambaj depind de domeniul elastic sau plastic în care se încadrează cazul. Pentru aceasta se calculează coeficientul de zveltețe critic λ_0 :

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_p}}; \quad (3.3)$$

unde: E - modulul de elasticitate longitudinal al materialului barei [Mpa];

σ_p - limita de proporționalitate din diagrama Hooke a materialului barei [MPa]. Coeficientul de zveltețe critic depinde numai de materialul barei și sunt indicate pentru diferite materiale în tabelul 3.3.

Pentru $\lambda > \lambda_0$ - bara solicitată se află în domeniul elastic și pentru calcule în acest caz se aplică relația Euler pentru calculul forței critice de flambaj F_f :

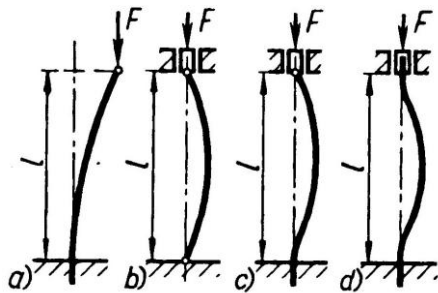
$$F_f = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{l_f^2}; \quad (3.4)$$

Iar forța de lucru F trebuie să respecte relația 3.5:

$$F \leq \frac{F_f}{c}; \tag{3.5}$$

c – coeficientul de siguranță este 2...4 pentru construcții metalice sau 4...20 pentru organe de mașini în funcție de pericolul prezentat;
 l_f – lungimea de flambaj se calculează pentru situațiile prezentate în

figura 3.1



- a) $l_f = 2l$;
- b) $l_f = l$;
- c) $l_f = \frac{\sqrt{2}}{2}l$;
- d) $l_f = \frac{l}{2}$;

Figura 3.1

Pentru dimensionare se determină I_{min} necesar.

Pentru $\lambda < \lambda_0$ - bara solicitată se află în domeniul plastic și pentru calcule în acest caz se aplică relația Tetmajer-Iasisncki pentru calculul tensiunii critice de flambaj σ_f :

$$\sigma_f = a - \lambda \cdot b; \tag{3.6}$$

unde a și b sunt coeficienți care depind de material, tabelul 3.3

Tabelul 3.3

Materialul	λ_0	a	b
Oțel laminat cu $\sigma_r = 380$ MPa	105	310	1,14
Oțel laminat cu $\sigma_r = 500$ MPa	89	335	0,62
Oțel carbon de calitate cu $\sigma_r = 480$ MPa	100	469	2,67
Oțel aliat cu $\sigma_r = 520$ MPa	100	589	3,81
Oțel aliat cu 5% Ni	86	470	2,30
Oțel aliat cu Cr – Mo	55	1000	5,4
Duraluminiu	56	380	2,18

Forța critică de flambaj F_f se calculează cu relația:

$$F_f = \sigma_f \cdot A; \quad (3.7)$$

Iar forța de lucru F :

$$F \leq \frac{F_f}{c}; \quad (3.8)$$

Pentru dimensionare se calculează aria minimă A_{\min} necesară pentru secțiunea barei.

3.1.4. Solicitări dinamice exercitate prin șoc

La solicitările dinamice prin șoc calculul se face egalând energia șocului cu energia de deformație a piesei [2,8,10]. Exprimarea deformației este destul de greu de făcut, de aceea metoda mai dificilă. Acest lucru face să se folosească o metodă de calcul aproximativ. Astfel, pentru determinarea eforturilor unitare produse de solicitarea prin șoc, se calculează eforturile unitare statice și se multiplică printrun coeficient ψ -numit coeficient multiplicator de impact, astfel:

$$\sigma_{\text{din}} = \psi \cdot \sigma; \quad \delta_{\text{din}} = \psi \cdot \delta; \quad (3.9)$$

$$\text{unde: } \psi = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{\text{st}}}} = \sqrt{1 + \frac{v^2}{g \cdot \Delta_{\text{st}}}} \quad (3.10)$$

h - înălțimea de cădere [m];

$v = \sqrt{2gh}$ - viteza masei în momentul șocului [m/s];

g - accelerația gravitațională [m/s¹];

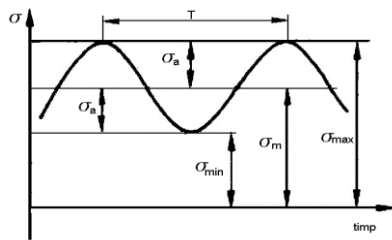
Δ_{st} - deformația statică pentru:

$$\text{- întindere-compresiune: } \Delta_{\text{st}} = \frac{Fl}{EA}$$

$$\text{- încovoiere: } \Delta_{\text{st}} = f_{\text{st}}$$

3.1.5. Solicitări variabile periodice

Aceste solicitări mai sunt numite și solicitări variabile staționare deoarece forțele și momentele variază în mod continuu și periodic după o anumită lege, ca în exemplul din figura 3.2 [1,2,4,8]:



$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \text{ - tensiunea medie;}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \text{ - amplitudinea tensiunii;}$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}; \text{ - coeficientul de asimetrie;}$$

Figura 3.2

Coeficientul de asimetrie definește tipul de solicitare variabilă, tabelul 3.4.

Tabelul 3.4

Solicitarea	R	Tensiunea caracteristică	Relații între σ_{\max} și σ_{\min}
Statică	1	$\sigma_r (\tau_r); \sigma_c (\tau_c)$	$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma$
Variabilă-ciclu pulsator	0	$\sigma_0 (\tau_0)$	$\sigma_{\min} = 0$
Variabilă-ciclu alternant simetric	-1	$\sigma_{-1} (\tau_{-1})$	$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$
Variabilă-ciclu oarecare	$\neq \pm 1$ $\neq 0$	$\sigma_R (\tau_R)$	$\sigma_{\max} \neq \sigma_{\min}$ $\sigma_{\max} \neq 0; \sigma_{\min} \neq 0$

Datorită solicitărilor variabile apare distrugerea prin oboseală. Calculul constă în determinarea coeficientului de siguranță la oboseală. Cele mai uzuale metode de calcul sunt metodele Soderberg și Serensen.

1. Metoda Soderberg se bazează pe reprezentarea rezistenței la oboseală în coordonate $\sigma_m = f(\sigma_a)$, printr-o linie dreaptă figura 3.3 și consideră coeficientul de asimetrie al ciclului real și al celui limită egale. Diagrama 2 este pentru materiale fragile și diagrama 3 este pentru materiale tenace, se aplică astfel:

- cicluri asimetrice

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_\sigma \cdot \sigma_a}{\varepsilon \cdot \gamma \cdot \sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r}}; \tag{3.11}$$

$$c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon \cdot \gamma \cdot \tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_r}}; \tag{3.12}$$

- simetrice ($\sigma_m = 0$)

$$c_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_\sigma}{\varepsilon \cdot \gamma} \cdot \sigma_a}; \quad (3.13)$$

$$c_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_\tau}{\varepsilon \cdot \gamma} \cdot \tau_a}; \quad (3.14)$$

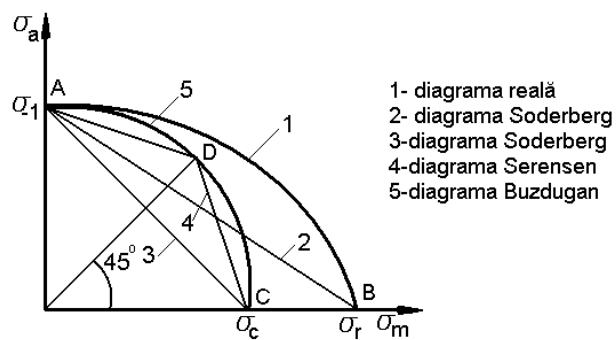


Figura 3.3

2. *Metoda Serensen*, pornește de la diagrama rezistenței la oboseală în coordonate $\sigma_m = f(\sigma_a)$, figura 3.3 și consideră starea limită ca o linie frântă.

- când $0 \leq R \leq 1$

$$c_\sigma = \frac{\sigma_c}{\sigma_m + \sigma_a}; \quad (3.15)$$

$$c_\tau = \frac{\tau_c}{\tau_m + \tau_a}; \quad (3.16)$$

- când $-1 \leq R < 0$

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_\sigma}{\varepsilon \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \psi \frac{\sigma_m}{\sigma_r}}; \quad (3.17)$$

unde: $\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0};$

$$c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_\tau}{\varepsilon \cdot \gamma} \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \psi \frac{\tau_m}{\tau_r}}; \quad (3.18)$$

unde: $\psi = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$;

În relațiile 3.11....3.18, coeficienții utilizați au următoarele semnificații:

- $\beta_\sigma, (\beta_\tau)$ - coeficientul concentratorului de tensiune pentru solicitarea de încovoiere respectiv torsiune, cu valori determinate experimental și prezentate sub formă de diagrame ca cele din figura 3.6
- ε - coeficientul dimensional, consideră dimensiunile piesei față de cele ale epruvetei pe care s-au făcut încercările de oboseală, exemplu de valori în figura 3.4.
- γ - coeficientul de calitate a suprafeței, consideră influența rugozității și durității suprafețelor, cu valori exemplificate în figura 3.5

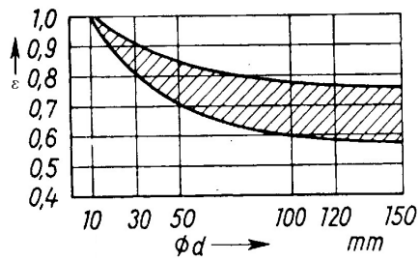


Figura 3.4

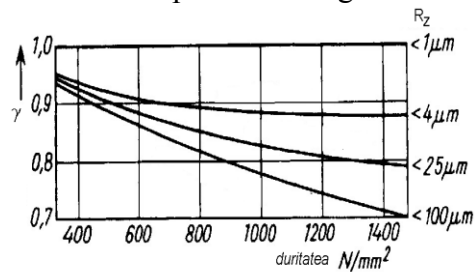


Figura 3.5

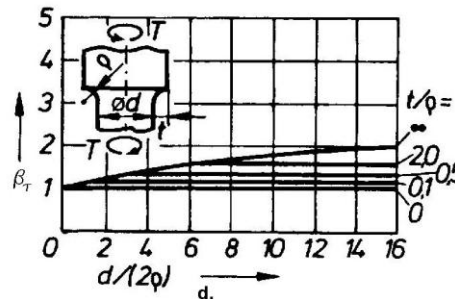
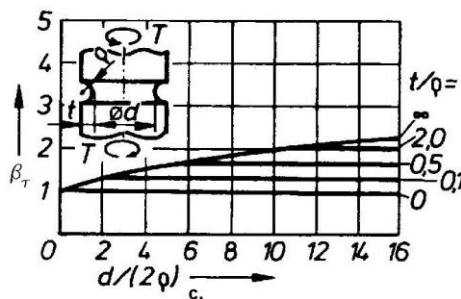
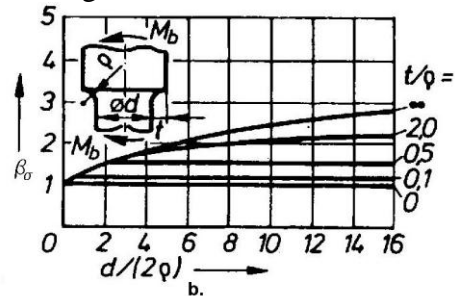
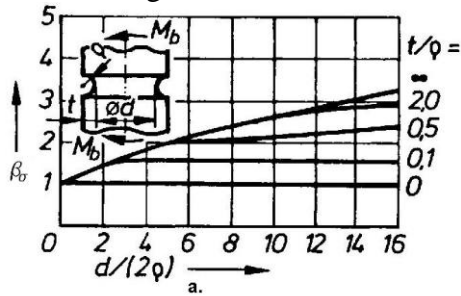


Figura 3.6

În cele mai multe cazuri piesele sunt supuse la solicitări compuse, de aceea este necesară calcularea unui coeficient de siguranță global:

$$c = \frac{c_{\sigma} + c_{\tau}}{\sqrt{c_{\sigma}^2 + c_{\tau}^2}}; \quad (3.19)$$

3.1.6. Solicitări variabile neciclice

Se pot deosebi două situații pentru regimul nestaționar [1,2,8]:

a. Suprasolicitările au o importanță mică în comparație cu solicitarea de bază, caz în care se calculează un coeficient de siguranță simplu:

$$c = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a}; \quad (3.20)$$

unde: σ_a - este amplitudinea suprasarcinii.

b. Suprasolicitările au o importanță mare, în timp ce solicitarea de bază este neglijabilă. În acest caz coeficientul de bază se calculează cu relația:

$$c = \frac{\frac{\varepsilon \cdot \gamma}{\beta_R} \cdot \sigma_{-1}}{\frac{1}{\sqrt[m]{a}} \cdot \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \cdot \sum_{i=1}^k \sigma_i^m \cdot \lambda \cdot N_i}}; \quad (3.21)$$

Unde:

$$- a = \lambda \cdot \sum_{i=1}^n \frac{N_i}{N_1};$$

- β_R - coeficientul concentratorului de tensiune pentru un ciclu de solicitări cu caracteristica R;

- λ - numărul de perioade;

- N_i - numărul de cicluri de solicitări pentru valoarea σ_i , conform diagramei Wohler, figura 3.7;

- N_1 - numărul limită de cicluri de solicitări pentru solicitarea σ_1 ;

- N_0 - numărul de cicluri de bază;

- $m = \cot g(\alpha)$ - indicele de putere a curbei Wohler.

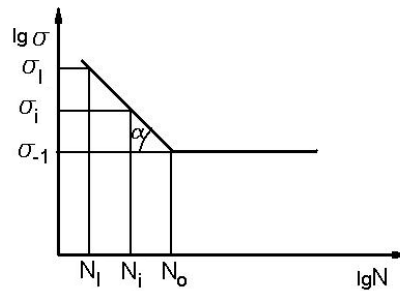


Figura 3.7

3.1.7. Solicitări de contact

Calculul tensiunilor și al deformațiilor de contact se face pe baza rezolvării ecuațiilor teoriei liniare a elasticității, fără a lua în considerare frecarea. Se consideră că suprafețele cuplelor de frecare sunt netede, iar deformațiile de contact au loc în domeniul elastic și că elementele în contact sunt medii continue, omogene și izotrope (ipotezele admise de Hertz) [3,4,24,30].

Acest calcul se referă la cuplele de frecare superioare ce realizează contacte punctuale și liniare (clasa I și clasa a II-a). La o cuplă de frecare de clasa I, realizată din elementele 1 și 2 aflate în contact direct, fig. 3.8, se definesc următoarele elemente geometrice:

- a) Normala comună N-N a celor două elemente în punctul de contact;
- b) Planele principale I și II ale celor două suprafețe în contact;
- c) Razele, în punctul de contact, pentru curbele rezultate din intersecția celor două plane principale cu suprafețele S_1 și S_2 : $R_{1,I}$, $R_{1,II}$, $R_{2,I}$, $R_{2,II}$;
- d) Razele de curbură echivalente pentru cele două suprafețe în contact și corespunzătoare unui plan (sau unei direcții):

$$\frac{1}{R_{I(II)}} = \pm \frac{1}{R_{1,I(II)}} \pm \frac{1}{R_{2,I(II)}} \quad (3.22)$$

unde semnul (+) se utilizează pentru suprafețe convexe iar semnul (-) se utilizează pentru suprafețe concave.

Curbura suprafețelor în cele două plane se definește ca fiind inversul razei de curbură având semnul (+) sau (-) după cum suprafața

este convexă și respectiv, concavă:

$$\rho = \pm \frac{1}{R} \quad (3.23)$$

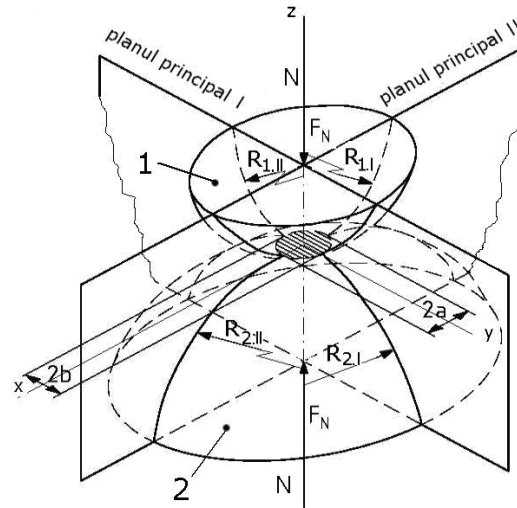


Fig. 3.8. Elemente geometrice la contactul punctual

f) Suma curburilor $\sum \rho$ este dată de relația :

$$\sum \rho = \rho_{1,I} + \rho_{1,II} + \rho_{2,I} + \rho_{2,II} \quad (3.24)$$

g) Funcția curburilor $F(\rho)$ este definită prin relația:

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{1,I} - \rho_{1,II}) + (\rho_{2,I} - \rho_{2,II})}{\sum \rho} \quad (3.25)$$

Pentru o cuplă de frecare de clasa a II-a, figura 3.9, relațiile (3.22)-(3.25) se păstrează, cu observația că razele de curbură pentru ambele suprafețe, în planul axial II, au valori infinite și curburile corespunzătoare sunt nule : $\rho_{1,II} = \rho_{2,II} = 0$

Rezultă prin urmare că $F(\rho) = 1$.

Sistemul de coordonate care se atașează cuplelor de frecare de clasa I și a II-a are axa Oz pe direcția normalei comune, axa Oy pe direcția de mișcare, iar axa Ox se alege astfel încât sistemul să fie ortogonal.

Dacă pe direcția normalei comune N-N se aplică o sarcină F_N , are loc o deformare elastică a celor două suprafețe, iar contactul dintre ele se

extinde practic pe o suprafață. În cazul contactului punctual suprafața de contact are o proiecție pe planul tangent, sub formă de elipsă, figura 3.8. Pentru contactul liniar, proiecția suprafeței de contact pe planul tangent la cei doi cilindri este un dreptunghi având lungimea egală cu generatoarea comună figura 3.9.

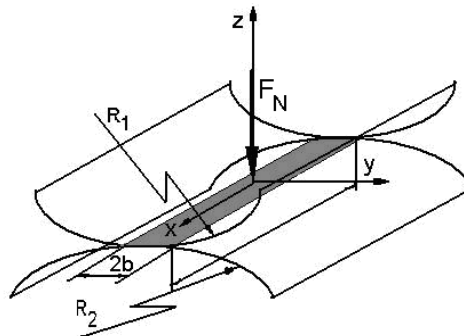


Fig. 3.9 Elemente geometrice la contactul liniar

Pentru contactul punctual, semiaxele elipsei de contact a și b sunt date de relațiile :

$$a = \left\{ \frac{3F_N}{\sum \rho} \cdot \frac{\xi(k^*)}{\pi(1-k^{*2})} \cdot \left[\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (3.26)$$

$$b = \left\{ \frac{3F_N}{\sum \rho} \cdot \frac{\xi(k^*)(1-k^{*2})^{\frac{1}{2}}}{\pi} \cdot \left[\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (3.27)$$

unde $\xi(k^*)$ este integrala eliptică completă, de modul k^* , de speța a II-a:

$$\xi(k^*) = \int_0^{\pi} \left[\sqrt{1-k^* \sin^2 \varphi} \right] d\varphi \quad (3.28)$$

Parametrul k^* reprezintă excentricitatea elipsei de contact și se calculează cu relația:

$$k^* = \sqrt{1 - \frac{1}{k^2}} \quad (3.29)$$

unde $k=a/b$ reprezintă raportul semiaxelor elipsei de contact. Acest raport poate fi calculat și cu ajutorul relației propusă de Hamrock și Dowson:

$$k = 1,0339 \cdot \left[\frac{R_x}{R_y} \right]^{0,636} \quad (3.30)$$

$$\frac{1}{R_x} = \pm \frac{1}{R_{1x}} \pm \frac{1}{R_{2x}} \quad ; \quad \frac{1}{R_y} = \pm \frac{1}{R_{1y}} \pm \frac{1}{R_{2y}}$$

E_1 și E_2 sunt modulii de elasticitate pentru cele două elemente în contact, iar ν_1 și ν_2 sunt coeficienții Poisson.

Sub acțiunea forței normale F_N , în interiorul semispațiului elastic apare o stare spațială de tensiuni caracterizată prin tensiunile normale ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$) și tensiunile tangențiale ($\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$), figura 3.10.

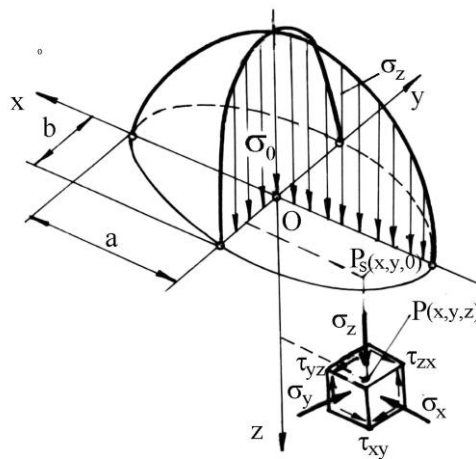


Fig. 3.10 Starea spațială de tensiuni la contactul punctiform

Tensiunile normale $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ scad rapid pe măsura îndepărtării de suprafața de contact și ating valorile maxime în centrul elipse de contact. Tensiunea de compresiune σ_z , pe suprafața elipsei de contact, prezintă importanță în studiul proceselor de ungere și de frecare și are distribuția paraboloidală reprezentată în figura 3.10. Pentru un punct de pe suprafața elipsei de contact $P_s(x,y)$, această tensiune normală are următoarea expresie:

$$\sigma_z(x, y) = \sigma_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (3.31)$$

unde σ_0 este valoarea maximă a acestei tensiuni și care apare în centrul elipsei de contact.

Tensiunea maximă de compresiune σ_0 se calculează cu relația:

$$\sigma_0 = \frac{3F_N}{2\pi ab} \quad (3.32)$$

Celelalte tensiuni tangențiale normale σ_y și σ_x de pe suprafața elipsei de contact variază în lungul celor două axe, predominând valori de compresiune, iar la capete apărând și valori de tracțiune: σ_y în lungul axei Oy și σ_x în lungul axei Ox, figura 3.11.

Tensiunile tangențiale ortogonale $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$, ating valori maxime sub suprafața de contact. Valoarea maximă a tensiunii τ_{yz} este notată cu τ_0 și apare la o adâncime z_0 de suprafață, figura 3.11.

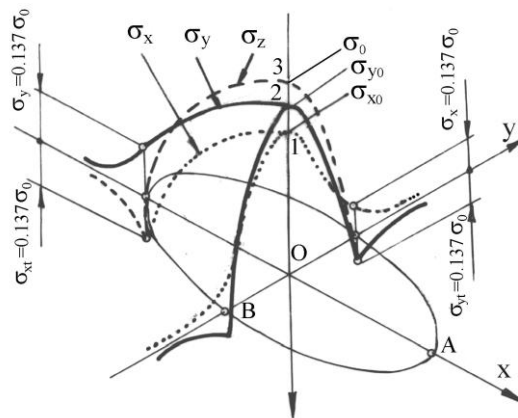


Fig. 3.11 Distribuțiile tensiunilor normale pe suprafața de contact

Determinarea tensiunii maxime τ_0 precum și a adâncimii z_0 se face cu ajutorul relațiilor:

$$\tau_0 = \sigma_0 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot t - 1}}{2 \cdot t(t + 1)} \quad (3.33)$$

$$z_0 = b \cdot \frac{1}{(t+1)\sqrt{2 \cdot t - 1}} \quad (3.34)$$

unde parametrul t rezultă din rezolvarea ecuației:

$$\sqrt{(t^2 - 1)(2 \cdot t - 1)} = \frac{b}{a} \quad (3.35)$$

În timpul procesului de rostogolire în lungul axei Oy , tensiunile $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ și τ_{xz} produc solicitări pulsatorii (rulmenți, roți dințate, variatoare cu bile și role, ghidaje cu role, etc.) în timp ce tensiunile τ_{xy}, τ_{yz} produc solicitări alternant simetrice.

Pentru cuplele de frecare cu contact liniar semilățimea benzii de contact b rezultă din relația:

$$b = \sqrt{\frac{F_N}{\pi \cdot l} \cdot \frac{R'}{E'}} \quad (3.36)$$

unde:

$$\frac{1}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

iar tensiunea normală pe suprafața de contact σ_z are următoarea expresie:

$$\sigma_z(y) = \sigma_0 \sqrt{1 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (3.37)$$

Tensiunea maximă în centrul contactului σ_0 se calculează cu relația:

$$\sigma_0 = \frac{2 \cdot F_N}{\pi \cdot b \cdot l} \quad (3.38)$$

Starea de tensiuni în substrat este importantă pentru declanșarea fenomenelor de uzare de oboseală de contact, diversele ipoteze admitând ca tensiuni decisive σ_0, τ_0 sau mai recent, tensiunea echivalentă σ_E introdusă de Crețu Spiridon.

3.2. Creșterea siguranței organelor de mașini prin considerarea fenomenelor tribologice

3.2.1. Frecarea uscată

Frecarea este un proces complex de natură moleculară, mecanică și energetică, care apare între suprafețele corpurilor cu mișcare relativă sau cu tendința de mișcare relativă [5,16,20,23,24,25,27,31,34].

Doua suprafețe în contact, care se deplasează reciproc una față de cealaltă formează o cuplă de frecare. Cuplele de frecare se clasifică în patru clase:

- clasa I - cuple de frecare cu contact punctiform (ex. rulmenți cu bile);
- clasa II - cuple de frecare cu contact liniar (rulmenți cu role, angrenaje, mecanisme camă-tachet, etc.);
- clasa III - cuple de frecare cu contact pe suprafață (lagăre de alunecare cilindrice, ghidaje cilindrice, articulații sferice, etc.);
- clasa IV - cuple de frecare cu contact pe suprafețe plane.

Cuplele de frecare **superioare** sunt cele de clasa I și II, în timp ce cuplele de clasa a III-a și a IV-a sunt cuple de frecare **inferioare**.

Fluxul de forță se transmite prin intermediul suprafeței de frecare, figura 3.12.

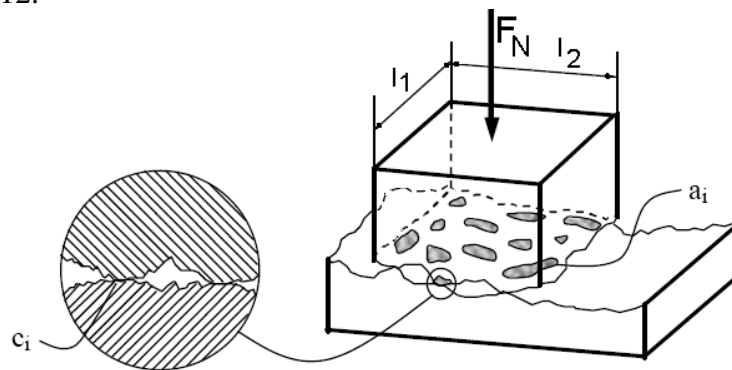


Figura 3.12.

Suprafața nominală de contact este caracterizată prin aria geometrică de contact:

$$A_n = l_1 \times l_2; \quad (3.39)$$

Suprafața aparentă de contact este suma petelor de contact, datorate undulațiilor suprafeței în urma prelucrării și are aria:

$$A_a = \sum a_i; \quad (3.40)$$

Suprafața reală de contact este suma microsuprafețelor obținute prin deformarea reciprocă a asperităților de pe cele două suprafețe, cu aria:

$$A_r = \sum c_i ; \quad (3.41)$$

Sunt mai multe teorii care explică existența forței de frecare dintre suprafețele în contact. *Teoria mecanică* explică forța de frecare prin energia consumată pentru escaladarea asperităților. *Teoria adeziunii moleculare* consideră că frecarea apare ca urmare a necesității învingerii forțelor intermoleculare. *Teoria punților de sudură* consideră că frecarea se datorește ruperii punților de sudură care se formează instantaneu la temperaturi foarte mari între asperitățile suprafețelor. *Teoria deformării elastice și plastice* afirmă că se produc astfel de deformări ale asperităților în contact rezultând astfel frecarea. *Teoria energetică-cuantică* susține că frecarea apare datorită schimburilor energetice de la nivel atomic și subatomic, între materialele în contact. *Teoriile mixte molecular - mecanice* încearcă să abordeze complex apariția frecării, prin considerarea simultană a mai multor teorii.

Coulomb a enunțat patru legi ale frecării uscate:

1. Forța de frecare este proporțională cu sarcina normală aplicată pe suprafața de contact;
2. Forța de frecare nu depinde decât foarte puțin de viteza relativă;
3. Forța de frecare nu depinde de suprafața nominală de contact;
4. Forța de frecare depinde de materialul cuplei și de gradul lor de prelucrare.

Matematic forța de frecare are expresia:

$$F_f = \mu_a \cdot F_N ; \quad (3.42)$$

unde: μ_a este coeficientul de frecare la alunecare.

Folosind teoria microjoncțiunilor și considerând contactul uscat a două suprafețe metalice sub sarcina normală F_N , Bowden și Tabor, au emis ipoteza că aria reală de contact, A_r se crează ca urmare a trecerii asperităților din regim de deformare elastică în regim plastic. Atunci, aria reală A_r este:

$$A_r = \frac{F_N}{\sigma_c} ; \quad (3.43)$$

unde σ_c – tensiunea de curgere pentru materialul cel mai slab.

Deci, forța de frecare este tocmai forța de forfecare necesară forfecării microjoncțiunilor

$$F_f = A_r \cdot \tau_f ; \quad (3.44)$$

unde τ_r – tensiunea de rupere prin forfecare a microjoncțiunilor.

Noua relație pentru coeficientul de frecare va fi:

$$\mu = \frac{\tau_r}{\sigma_c}; \quad (3.45)$$

Deci, pentru a avea un coeficient redus de frecare trebuie ca τ_r să fie mic și σ_c foarte mare, lucru imposibil la un material clasic.

La cuplele din materiale dure ambele materiale se uzează. În cazul cuplelor cu un material dur și altul mai moale, se uzează materialul mai moale. O soluție mai bună este aceea, în care se folosesc două materiale dure, iar unul din ele este acoperit cu un strat moale.

În tabelul 3.5 sunt prezentate valori ale coeficientului de frecare pentru diferite cupluri de materiale.

Tabelul 3.5

Cuplul de materiale	μ_a	
	Frecare uscată	Frecare limită
Oțel - oțel	0,35-1,20	0,10-0,25
Oțel - fontă	0,18-0,60	0,10-0,20
Oțel - cupru cu strat de Sn	0,15-0,18	0,08-0,10
Oțel - ferodou	0,30-0,40	-
Oțel-PTFE	0,06-0,08	0,04-0,06
Oțel - oțel + MoS ₂	0,04-0,00	-
Oțel - bronz sinterizat	0,26-0,31	0,11-0,25

3.2.2. Frecarea limită (la limită)

În condițiile reale de funcționare coeficientului de frecare de alunecare are valori mult mai mici față de regimul teoretic uscat, datorită prafului, oxizilor, a straturilor onctuoase, a apei etc. Sunt mai multe condiții ce determină regimul de frecare la limită, acestea manifestându-se separat sau concomitent, cum ar fi:

1. Acoperirea cu *straturi subțiri moleculare de lubrifianți* absorbite sau chemisorbite (legături Van der Waals) a suprafețelor în contact.

2. Suprafețele sunt separate prin *substanțe solide (pulberi)* cu structura lamelară (grafit sau MoS₂ – bisulfură de molibden).

3. Lubrifierea de *extremă presiune* (EP) apare în cazul formării unui *strat solid* obținut ca rezultat al reacției chimice dintre o substanță anorganică și metal (exemplu: clor, sodiu, fosfor).

4. Lubrifierea cu *strat metalic subțire* depus anterior exploatării (plumb, iridiu).

5. Lubrifierea cu *straturi de oxizi, sulfuri sau cloruri*.

Toate aceste aspecte apar ca regimuri de frecare *tehnic uscată*.

Efectul: - coeficientul de frecare scade doar de câteva ori și uzura se reduce de mii de ori față de frecarea uscată, tabelul 3.6.

Tabelul 3.6

Cupla de frecare	Tipul stratului	Coeficientul de frecare
oțel / oțel	Molecular de ulei	0,1 ... 0,16
oțel / fontă	Acizi grași	0,05 ... 0,12
oțel / bronz	Acid stearic	0,1 ... 0,11
oțel / oțel	Acid stearic	0,1 ... 0,11
oțel / cupru	Acid stearic	0,09

3.2.3. Frecarea semifluidă sau mixtă

Frecarea semifluidă (mixtă) apare la limita frecării fluide, atunci când filmul de fluid se rupe și se reface succesiv. În pungile dintre piese există ungeră fluidă, iar pe vârfurile asperităților contact direct, figura 3.13. Regimul este specific pornirii și opririi mașinilor sau în cazul cuplelor cu mișcare alternantă.

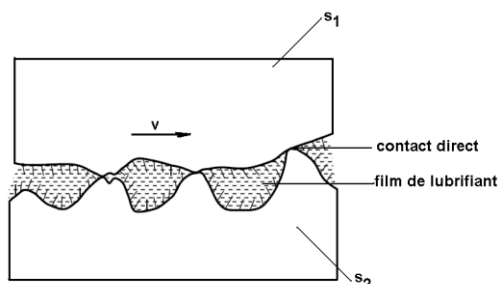


Figura 3.13

Regimului de funcționare pentru un tribosistem dat, se poate stabili dacă se cunoaște curba Stribeck, figura 3.14, adică evoluția coeficientului de frecare cu variația unui parametru de comandă.

Pe curba Stribeck se disting trei regiuni:

III – regimul uscat, caracterizat prin valori mari ale coeficientului de frecare, în dreapta, continuând cu un regim limită;

II – regimul mixt (sau cu ungere mixtă) în care pelicula portantă se formează complet de abia când parametrul $\eta \cdot \omega / p$ ajunge aproape de punctul A, (valoarea minimă a coeficientului de frecare), dar de obicei funcţionarea în această zonă de minim este instabilă, pelicula având tendinţa să evolueze spre I sau III, funcţie de variaţii mici ale vitezei, sarcinii şi proprietăţilor lubrifianului;

I – regimul cu peliculă portantă completă, la care creşterea coeficientului de frecare este explicată prin mărirea frecărilor interne în lubrifian. Punctul A reprezintă începutul zonei în care funcţionarea tribositemului este destul de bine redată de modelul hidrodinamic, predominând influenţa calităţii lubrifianului şi a parametrilor de lucru. Sub punctul B predomină ca importanţă, procesele chimice şi fizice ale materialelor în contact, regimul fiind de tip mixt sau limită.

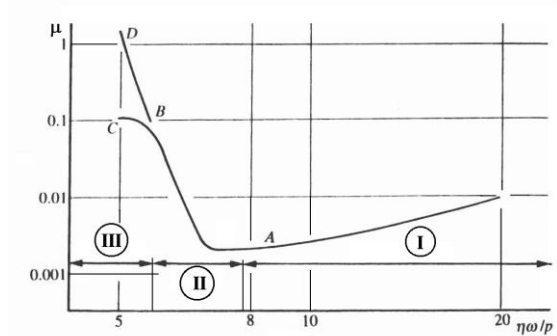


Figura 3.14[31]

În regim mixt, forţa de frecare are două componente:

$$F_f = F_{as} + F_\ell ; \tag{3.46}$$

- F_{as} este forţa de frecare datorată contactului direct dintre asperităţi;
- F_ℓ este forţa de frecare din pelicula parţială de lubrifian.

$$F_{as} = \alpha \cdot F_f \quad \text{şi} \quad F_\ell = (1 - \alpha)F_f \tag{3.47}$$

Valoarea coeficientului α este greu de estimat deoarece regimul mixt nu este foarte stabil, oscilând într-un interval destul de larg.

Dacă se consideră coeficienţii de frecare ai fiecărei componente ca fiind constanţi, coeficientul de frecare al regimului mixt se scrie:

$$\mu = \frac{F_f}{F_N} = \frac{F_{as}}{F_N} + \frac{F_\ell}{F_N} = \alpha \cdot \mu_{as} + (1 - \alpha)\mu_\ell \tag{3.48}$$

în care μ_{as} este coeficientul de frecare caracteristic contactului uscat dintre corpuri, iar μ_ℓ este coeficientul de frecare caracteristic regimului fluid de lucru.

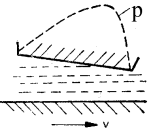
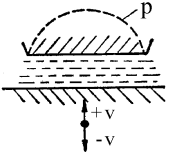
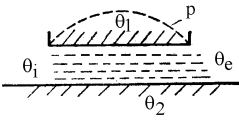
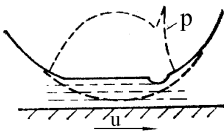
3.2.4 Regimul fluid de ungere

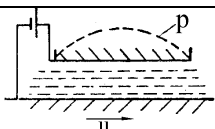
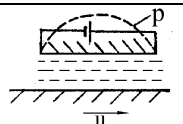
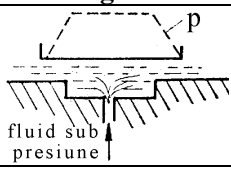
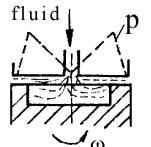
Generarea peliculei lubrifiante se poate face prin două mecanisme distincte:

- hidrostatic;
- hidrodinamic.

Tabelul 3.7 prezintă sintetic regimurile de ungere cu peliculă fluidă și câteva din cele mai importante particularități ale fiecăruia.

Tabelul 3.7 [31]

Ungere hidrodinamică		
Modalitatea de realizare a filmului		Particularități ale modelului
hidrodinamică propriu-zisă (HD)		- intersițiu convergent, - corpuri rigide, - fluid newtonian.
prin extrudare sau expulzare		- variație pe direcție normală la suprafețele de contact, a grosimii peliculei; poate fi o componentă a mecanismului de producere sau distrugere a peliculei în cazul suprapunerii vibrațiilor peste o mișcare principală a sistemului.
Termo - hidrodinamică		capacitatea portantă a peliculei depinde de formarea unei "pene" termice, care să modifice avantajos vâscozitatea lubrifiantului.
Elastohidrodinamică (EHD) cu varianta termoelasto-hidrodinamică (TEHD)		- corpuri deformabile elastic, - lubrifiant cu vâscozitate dependentă de presiune, - varianta TEHD ține seama și de dependența vâscozității de temperatură și de generarea și disiparea căldurii în lubrifiant, la interfețe și în corpurile solide.

Magneto-hidrodinamică		- pelicula se formează din două cauze combinate, efectul hidrodinamic al lubrifiantului lichid și efectul de respingere a suprafețelor, la situarea lor în câmp magnetic.
Magneto-gazodinamică		- se deosebește de varianta de mai sus prin faptul că lubrifiantul este un gaz.
Ungere hidrostatică		
propriu-zisă		- introducerea lubrifiantului sub presiune suficient de mare, creată de o pompă, pentru a separa cele două suprafețe.
prin forțe de inerție		- presiunea necesară separării suprafețelor se creează din cauza forțelor centrifuge ce iau naștere în lubrifiant.

Ecuția diferențială a lui Reynolds, dedusă în 1886, stă la baza modelelor de lubrifiere fluidă. Rezolvarea analitică a acestei ecuații, în ipoteze simplificatoare idealizate și cu condiții la limită realiste, conduce la determinarea distribuției de presiuni și a grosimii minime a peliculei de lubrifiant.

3.2.5. Regimul de ungere hidrostatic (HS)

Cazul regimul hidrostatic pentru suprafețe plane aflate în mișcare de translație, este unul specific [23].

În figura 3.15 se prezintă schematic o cuplă plană de translație adaptată pentru o funcționare în regim hidrostatic.

Pentru o lățime B de cuplă și o presiune de intrare a uleiului p_0 , debitul de lubrifiant care se scurge pe direcția axei Ox, pe o singură parte se scoate din relația (3.49):

$$Q^* = \frac{1}{12 \cdot \eta} \cdot p_0 \cdot B \cdot \frac{h^3}{l_2 - l_1} \tag{3.49}$$

Sarcina pe unitatea de lungime $\frac{F_N}{B}$ preluată de cuplă rezultă:

$$\frac{F_N}{B} = q = 2 \cdot p_0 \cdot l_1 + p_0 \cdot (l_2 - l_1) = p_0 \cdot (l_2 + l_1) \quad (3.50)$$

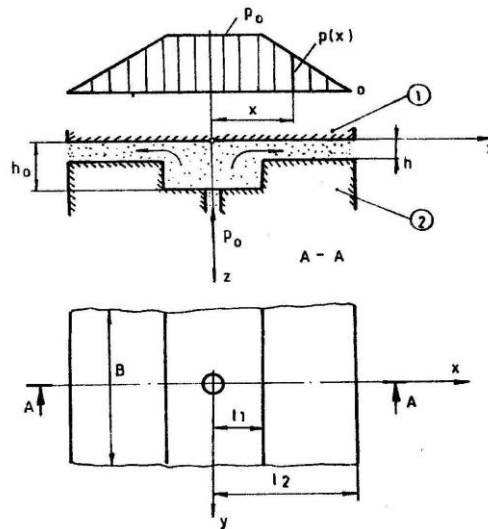


Figura 3.15 Cuplă plană de translație (regim hidrostatic)

Din relația 3.50 se poate scoate presiunea p_0 :

$$p_0 = \frac{F_N}{B \cdot (l_2 + l_1)} = \frac{q}{(l_2 + l_1)} \quad (3.51)$$

Din relația debitului, în ipoteza unei alimentări a cuplei cu un debit constant și neglijând curgerea pe direcția axei Oy, se obține grosimea minimă în interstițiu:

$$h = \sqrt[3]{\frac{Q^* \cdot 12 \cdot \eta \cdot (l_2^2 - l_1^2)}{F_N}} \quad (3.52)$$

3.2.6. Regimul hidrodinamic de ungere

Se consideră două suprafețe plane ce aparțin elementelor (1) și (2), înclinate una față de cealaltă cu un unghi α și care se deplasează cu vitezele v_1 și v_2 în lungul axei Ox, figura 3.16. Pe direcție transversală, cupla are lățimea B mult mai mare decât lungimea L [23].

Între cele două suprafețe se găsește un lubrifiant fluid, cu o vâscozitate η și o densitate ρ , iar mișcarea lubrifiantului se consideră că se realizează numai pe axa Ox.

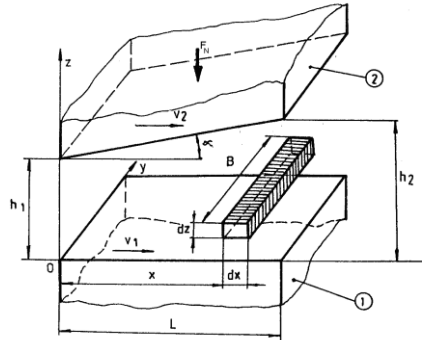


Figura 3.16 Ungere hidrodinamică

Pentru un element de volum de lubrifianț dv , figura 3.17, se poate scrie echilibrul forțelor pe direcția axei Ox, luând în considerare variația presiunii pe direcția de mișcare și variația tensiunii tangențiale pe direcția Oz.

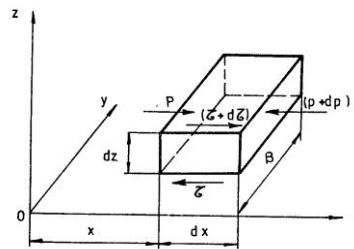


Figura 3.17 Echilibrul forțelor pe un element de volum

$$p \cdot dz \cdot B + (\tau + d\tau) \cdot dx \cdot B - \tau \cdot dx \cdot B - (p + dp) \cdot B \cdot dz = 0 \quad (3.53)$$

Ținând cont că $dp = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx$ și $d\tau = \frac{\partial \tau}{\partial z} \cdot dz$, relația (7.20) devine:

$$\frac{\partial \tau}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (3.54)$$

În ipoteza unui fluid newtonian, tensiunea de forfecare în film este proporțională cu gradientul de viteză:

$$\tau = \eta \cdot \frac{\partial v_x}{\partial z} \quad (3.55)$$

Introducând relația (3.54) în relația (3.55), se obține:

$$\frac{\partial^2 \cdot v_x}{\partial z^2} - \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (3.56)$$

Întrucât presiunea nu variază pe grosimea filmului, ecuația (3.56) poate fi integrată în raport cu z și rezultă:

$$v_x = \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot z^2 + C_1 \cdot z + C_2 \quad (3.57)$$

Constantele C_1 și C_2 se determină din condițiile de contur:

$$\begin{aligned} - \text{ pentru } z=0 & \quad v_x = v_1 \\ & \quad (3.58) \end{aligned}$$

$$- \text{ pentru } z=h \quad v_x = v_2$$

unde h este grosimea filmului de lubrifianț pentru un punct situat la distanța x de originea sistemului de coordonate.

Rezultă:

$$C_1 = \frac{1}{h} \cdot (v_2 - v_1) - \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot h \quad (3.59)$$

$$C_2 = v_1 \quad (3.60)$$

Expresia finală a vitezei de curgere a lubrifianțului este:

$$v_x = \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot (z^2 - z \cdot h) + \frac{z}{h} \cdot (v_2 - v_1) + v_1 \quad (3.61)$$

Este evident că viteza de curgere a lubrifianțului variază pe grosimea interstițiului după o lege parabolică, iar pe direcția de mișcare are o variație mai complexă dată de presiune și grosimea interstițiului h .

Din punct de vedere practic, este necesar să se determine presiunea și grosimea minimă h_1 pentru condiții de funcționare impuse (F_N, v_1, v_2, η).

Pentru determinarea presiunii se folosește expresia debitului de lubrifianț.

Astfel, pentru o secțiune în planul zOy , prin interstițiu, debitul de lubrifianț este:

$$Q^* = \int_0^h v_x \cdot B \cdot dz \quad (3.62)$$

Utilizând expresia (3.61) pentru v_x , se obține:

$$Q^* = -B \cdot \frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + B \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{h}{2} \quad (3.63)$$

Cum lubrifianțul este considerat incompresibil, rezultă că debitul este același în orice secțiune deci $\frac{\partial Q^*}{\partial x} = 0$.

Cu această condiție, relația (3.63) devine:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.64)$$

Relația (3.64) reprezintă **ecuația Reynolds** pentru mișcarea unidirecțională.

Pentru două suprafețe plane înclinate, ecuația Reynolds poate fi integrată, obținându-se distribuția de presiune prezentată în figura 3.18, în condițiile în care presiunile la capete sunt $p=0$.

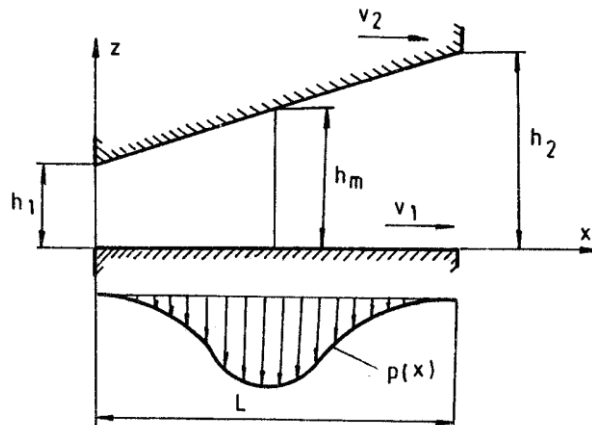


Figura 3.18 Variația presiunii pe direcția x

Condiția de incompresibilitate impusă lubrifianțului permite obținerea unor forme simplificate ale ecuației Reynolds.

Astfel, punând condiția ca debitul să fie constant în orice secțiune a cuplei, se poate scrie relația:

$$Q^* = Q^*_{\left(\frac{\partial p}{\partial x}=0\right)} \Rightarrow \frac{-B \cdot h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + B \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{h}{2} = B \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{h_m}{2} \quad (3.65)$$

Rezultă din relația (3.65):

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6 \cdot \eta \cdot (v_1 + v_2) \cdot \frac{(h - h_m)}{h^3} \quad (3.66)$$

Această formă simplificată a ecuației Reynolds permite scoaterea în evidență a celor trei condiții fundamentale pentru realizarea unui regim de ungere hidrodinamic:

- prezența lubrifianului în cuplă, $\eta \neq 0$;
- existența mișcării suprafețelor cuplei, $v_1 \neq 0$ și $v_2 \neq 0$ sau $v_1 + v_2 \neq 0$;
- existența unui interstițiu în formă de pană, $h - h_m \neq 0$, unde h_m este grosimea interstițiului în zona presiunii maxime.

3.2.7 Regimul de ungere elastohidrodinamic (EHD) pentru contactul liniar

Determinarea grosimii filmului de lubrifiant precum și a distribuției de presiune într-un contact liniar cu rostogolire este o problemă complexă și presupune rezolvarea simultană a următoarelor categorii de ecuații [23]:

- ecuația Reynolds în forma generală:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \cdot \frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12 \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \cdot h \cdot \left(\frac{v_1 + v_2}{2} \right) \right] \quad (3.67)$$

- ecuația deformațiilor elastice în zona contactului și în vecinătate (relația 3.68).
- ecuațiile de variație ale vâscozității și densității lubrifianului cu presiunea și temperatura:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p - \beta \cdot (T - T_0)} \quad (3.68)$$

$$\rho = \rho_0 \cdot \left[1 + \frac{5.83 \cdot 10^{-10} \cdot p}{1 + 1.68 \cdot 10^{-10} \cdot p} \right] \quad (3.69)$$

- ecuația bilanțului energetic cu stabilirea distribuției temperaturii în filmul de lubrifiant, în corelație cu frecările din film.

Într-o primă fază, efectele termice au fost neglijate considerându-se un regim isotermic cu vâscozitatea dată de temperatura lubrifianului la intrarea în contact.

O primă rezolvare a regimului de ungere EHD, în condiții isoterme, a fost făcută de Grubin în 1949. Soluția lui Grubin se bazează pe ipoteza menținerii în zona hertziană a unui film constant de grosime h_0 în timp ce presiunea crește în zona de intrare în contact după care urmează legea de variație hertziană. Soluția lui Grubin este prezentată schematic în figura 3.19.

Grosimea filmului dedusă de Grubin pentru contactul liniar are expresia:

$$h_0 = 1.95 \cdot R \cdot (G \cdot U)^{0.727} \cdot W^{-0.091} \quad (3.70)$$

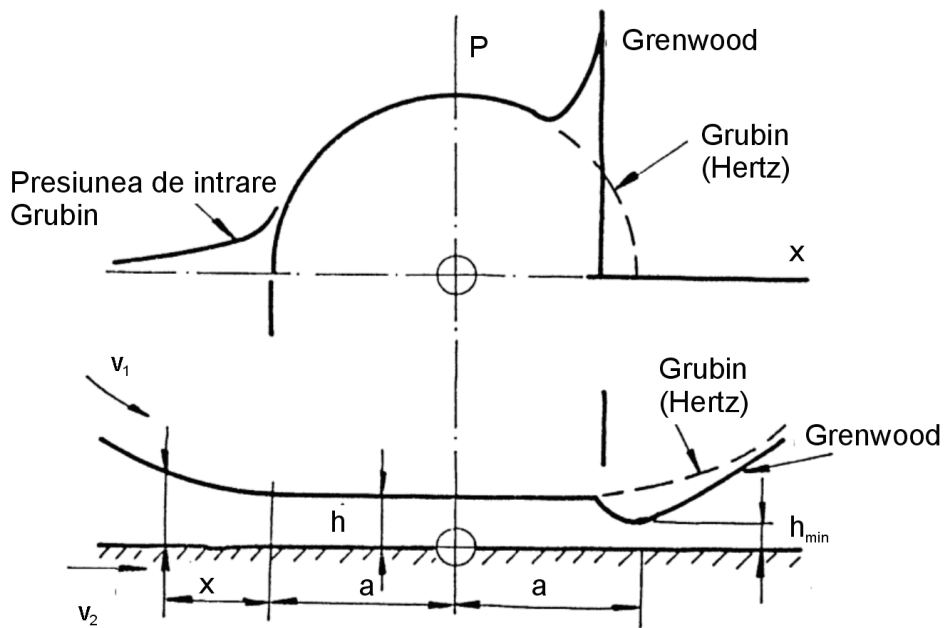


Figura 3.19 Distribuția de presiune și forma contactului pentru modelele Grubin și Greenwood

unde:

- $R = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}$, raza cilindrului echivalent;
- $G = \alpha \cdot E'$, parametru de material;
- $U = \frac{\eta_0 \cdot v}{E' \cdot R}$, parametru de viteză;
- $W = \frac{F_N}{E' \cdot B \cdot R}$, parametru de sarcină;
- $v = \frac{v_1 + v_2}{2}$, viteza de intrare a lubrifianului în zona de contact;
- $\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$.

Ulterior Greenwood (1972) extinde analiza lui Grubin și stabilește prezența vârfului de presiune în zona de ieșire din contact, acest vârf precedând depresiunea în profilul filmului, la zona de ieșire din contact. Grosimea minimă corespunzătoare acestei depresiuni h_{\min} este de (75 - 80) % din grosimea corespunzătoare zonei centrale.

Dowson și Hamrock obțin o relație similară cu cea a lui Grubin însă cu unele modificări la nivelul exponenților și a coeficienților:

$$h_0 = 2.65 \cdot R \cdot G^{0.54} \cdot U^{0.7} \cdot W^{-0.13} \quad (3.71)$$

Din punct de vedere practic prezintă importanță grosimea minimă sau centrală, ele comparându-se cu înălțimile rugozităților de pe cele două suprafețe în contact.

Este evident că nu orice contact liniar, în mișcare de rostogolire și în prezența lubrifianțului realizează un regim de ungere EHD cu utilizarea relației (3.71). La începutul acestui capitol au fost evidențiate cele patru regimuri de ungere care pot apare funcție de material, lubrifianț, în condițiile de lucru: (R-IV), (R-PV), (E-IV), sau (E-PV).

Pentru delimitarea acestor patru regimuri, Johnson (1970) introduce o monogramă în funcție de doi parametri:

$$g_e = W \cdot U^{-0.5}, \text{ parametru de elasticitate,} \quad (3.72)$$

$$g_v = W^{1.5} \cdot G \cdot U^{-0.5}, \text{ parametru de vâscozitate.} \quad (3.73)$$

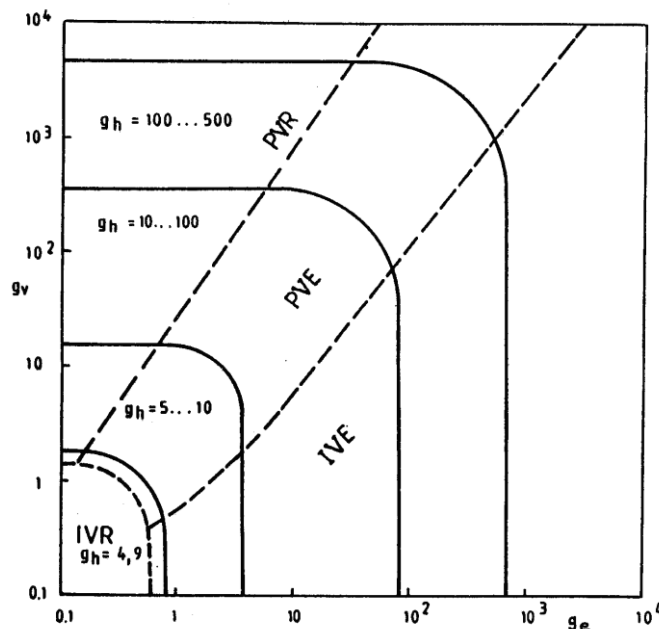


Figura 3.20 Diagrame de delimitare a regimurilor de ungere

În figura 3.20 se prezintă această monogramă și limitele aproximative pentru cele patru regimuri.

Introducându-se și al treilea parametru adimensional pentru grosimea minimă a filmului:

$$g_h = \frac{h_{\min}}{R} \cdot W \cdot U^{-1} \quad (3.74)$$

relația dintre g_h , g_e , și g_v este următoarea:

$$g_h = C \cdot g_v^m \cdot g_e^n \quad (3.75)$$

unde C , m și n depind de regimul de ungere.

Relația (3.75) particularizată pentru cele patru regimuri devine:

a) Regim R-I

$$g_h = 2.45 \quad h_{\min} = 2.45 \cdot R \cdot U \cdot W^{-1} \quad (3.76)$$

b) Regim R-P

$$g_h = 1.05 \cdot g_v^{\frac{2}{3}} \quad h_{\min} = 1.05 \cdot R \cdot U^{\frac{2}{3}} \cdot G^{\frac{2}{3}} \quad (3.77)$$

c) Regim E-I

$$g_h = 2.45 \cdot g_e^{0.8} \quad h_{\min} = 2.45 \cdot R \cdot U^{0.6} \cdot W^{-0.2} \quad (3.78)$$

d) Regim E-P sau complet EHD

$$g_h = 2.654 \cdot g_v^{0.54} \cdot g_e^{0.06} \quad h_{\min} = 2.654 \cdot R \cdot U^{0.7} \cdot G^{0.54} \cdot W^{-0.13} \quad (3.79)$$

3.2.8. Tipuri de uzare a organelor de mașini

În funcție de natura fenomenelor care stau la baza producerii ei se disting mai multe **tipuri de uzare**, prezentate în tabelul 3.8[31,34].

În funcționarea cuplelor de frecare se întâlnesc, de cele mai multe ori doar câteva tipuri de uzare. Astfel, dacă la început se dezvoltă uzură adezivă, particulele ce rezultă pot constitui, în următoarea etapă, material abraziv interpus.

De asemenea, pe flancurile dinților angrenajelor predomină adeziunea și oboseala de contact iar în cazul uleiului contaminat apare și abraziunea.

Se pot da numeroase exemple în care diversele tipuri de uzare se dezvoltă simultan pe aceleași suprafețe ale cuplelor de frecare.

Tabelul 3.8

Tipuri de uzare	Natura uzării	Cuple de frecare afectate de aceste tipuri de uzare
A. Tipuri fundamentale de uzare		
Uzare adezivă	Mecanică Metalurgică Termică	asamblări demontabile fus-cuzinet angrenaje ghidaje cilindru-segmenți scule așchietoare camă-tachet
Uzare abrazivă	Mecanică	Suprafețe active ale utilajelor din mediu abraziv (brăzdare, sape de foraj, palete, transportoare etc.); Cuple ce lucrează în mediu deschis (angrenaje, lanțuri, rulmenți etc.); Cuple insuficient protejate (cilindru-segmenți, rulmenți, angrenaje, ghidaje etc.);
Oboseală de contact	Mecanică	Cuple de clasa I și a II-a cu solicitări de contact ciclice (rulmenți, angrenaje, șuruburi cu bile, ghidaje cu role, cămă-tachet etc.).
	Mecanică Termomecanică	Cuple de clasa I și a II-a puternic solificate și funcționând în condiții uscate cu importante efecte termice (bandaj de roată-șină, angrenaje).
Uzare de coroziune; coroziune chimică	Chimică	Cuple supuse agenților chimici (acizi) sau cele supuse lubrifianului degradat sau contaminat cu apă. Cuple neprotejate față de oxigenul și vaporii de apă din atmosferă.
Tribocoroziune	Chimică Mecanică	Cuple de frecare unde stratul de oxizi format se distruge treptat prin efecte mecanice și coroziunea progresează (lagăre, ghidaje, cilindru-segmenți etc.)

Coroziune de fretaj	Chimică Mecanică	Cuple de frecare supuse coroziunii cu mișcări de mică amplitudine (rulmenți, caneluri, asamblări filetate etc.)
Coroziune galvanică	Electrochimică	Cuple unse aflate sub acțiunea curentului electric (rulmenți, angrenaje,lagăre de alunecare)
Ciupire electrică	Electrică	Cuple pe suprafața cărora se produc descărcări electrice (roți-șină, rulmenți etc.)
Biocoroziune	Biochimică	Cuple aflate sub acțiunea lichidelor de răcire-ungere degradate (ghidaje la mașini-unelte, conducte etc.)
B. Tipuri particulare de uzare		
Cavitație	Mecanică	Suprafețele ce lucrează în medii fluide (palete de turbine, elicii, lagăre de alunecare, pompe etc.)
Uzare de impact	Mecanică	Cuple solícitate periodic de particule dure (utilaje de mărunțire, angrenaje solícitate la șoc etc.)
Uzare prin cojire superficială	Mecanică	Flancurile angrenajelor. Rulmenți. Came.
Uzare prin rulare la rece	Mecanică	Suprafețe solícitate puternic cu deformare plastică (angrenaje, rulmenți, camă-tachet etc.)
Uzare prin încrețire	Mecanică	Flancurile unor angrenaje puternic solícitate
Uzare prin brinelare	Mecanică	Cuple puternic solícitate (rulmenți, angrenaje)
Uzare prin fisurare termo-mecanică	Termo-mecanică	Fisurări în procesele de rectificare. Fisurări în urma tratamentelor termice și accentuate de solícitări mecanice.
Uzare prin deformare la cald	Termică Mecanică	Suprafețe la cuple ce prezintă deformații plastice ca urmare a solícitărilor și a creșterilor locale ale temperaturii.

Uzare prin decolorare (pătare)	Termică	Cuple de frecare supraîncălzite (cămăși de cilindru, segmenti, discuri de frână, flancuri de angrenaje etc.).
--------------------------------	---------	---

Uzura, ca produs al fenomenului de uzare, se poate aprecia cantitativ, în principal sub trei aspecte:

a) **Uzura liniară** U_h , reprezintă adâncimea stratului uzat, măsurată cu instrumente diverse, funcție de forma piesei. În general, uzura liniară nu este constantă pe toată suprafața în contact a cuplei de frecare, fie din cauza distribuțiilor diferite de presiune, fie din cauza lungimii de frecare diferite.

b) **Uzura volumetrică** U_v , reprezintă volumul de material îndepărtat prin uzare și se determină atunci când măsurarea adâncimii stratului uzat nu este posibilă.

c) **Uzura masică** U_m , reprezintă masa de material îndepărtat prin uzare. Uzura masică poate fi utilizată relativ simplu, prin cântărirea pieselor care compun cupla, înainte și după uzare.

Uzura mai poate fi determinată și indirect prin utilizarea unor metode de analiză a uleiului contaminat cu particule abrazive.

În acest sens se utilizează **metoda magnetică** (în cazul cuplelor de frecare care conțin materiale feroase), **analiza spectroscopică**, **metoda ferografică** sau **metoda traserilor radioactivi**.

Metodele indirecte prezintă avantajul că nu necesită oprirea utilajului, în schimb nu pot stabili cu exactitate uzura produsă de fiecare cuplă și suprafața a cuplei din utilaj, analizele punând în evidență, mai pregnant, aspectele calitative ale uzurii.

Viteza de uzare are valori diferite corespunzător diverselor perioade de lucru a cuplelor de frecare. Urmărind evoluția în timp a uzurii la nivelul unei cuple de frecare se constată o curbă caracteristică, în fig. 3.21.

Prin definiție, viteza de uzare, reprezintă variația uzurii în timp și se exprimă prin relația :

$$V_u = \frac{du}{dt} = \frac{\Delta U}{\Delta T} \quad (3.80)$$

De pe diagrama din figura 3.21, se constată că viteza de uzare variază în timp. Într-o primă perioadă de timp, uzura are o creștere accentuată, cu o viteză de uzare mare (porțiunea OA). Aceasta este perioada de rodaj pentru o cuplă de frecare și poate dura de la zeci de

minute până la sute de ore. În această perioadă au loc interacțiuni la nivelul rugozităților cu obținerea unor rugozități minime.

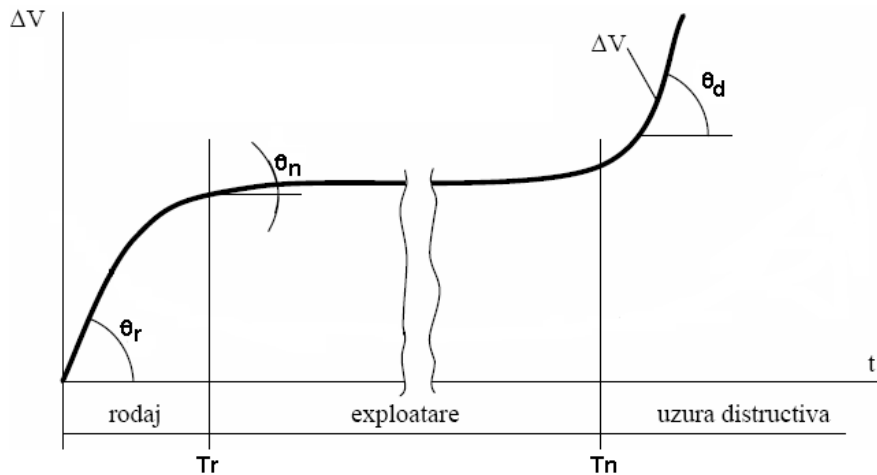


Figura 3.21[31]

Urmează o a doua zonă, AB, în care viteza de uzare este practic constantă (tangenta unghiului θ_n) și are valori reduse. Aceasta este perioada de funcționare normală a cuplei de frecare și se poate pe perioade de timp de zeci de ore până la zeci de mii de ore.

Cea de-a treia perioadă, ce urmează după punctul B, se caracterizează printr-o creștere pronunțată a vitezei de uzare și intrarea cuplei într-un regim de funcționare periculos în care uzura poate duce la distrugerea cuplei sau la perturbarea funcționării utilajului.

În funcție de modul în care se estimează uzura, viteza de uzare se poate exprima în mm/oră, mm³/oră, mg/oră.

3.2.9. Lubrifianți

Uleiuri

Uleiurile sunt lubrifianți lichizi care după natura chimică pot fi:
- *uleiuri minerale* – se obțin din țiței prin distilare; - *uleiuri sintetice*- sunt produse de sinteză;

Principalele proprietăți fizico-chimice ale uleiurilor se referă la vâscozitate, densitate, onctuozitate, punct de inflamabilitate, procent de apă și impurități, aciditate, cifra de cenușă etc., proprietăți ce sunt indicate în standarde sau normative. Dintre acestea, pentru utilizarea

uleiului în cuple de frecare, cea mai importantă proprietate este vâscozitatea [16,21,23,31].

Vâscozitatea este o măsură a frecării interne la nivelul moleculelor de ulei atunci când straturile de ulei sunt supuse forfecării.

Unitatea de măsură pentru vâscozitatea dinamică, în SI este:

$$[\eta]_{SI} = \frac{[\tau]_{SI}}{\left[\frac{dv}{dh}\right]_{SI}} = \frac{N}{\frac{m^2 \cdot m}{m \cdot s}} = \frac{N \cdot s}{m^2} = Pa \cdot s \quad (3.81)$$

Legătura dintre (cP), unitatea de măsură a vâscozității în vechiul sistem de măsură și (Pa·s) este dată de relația:

$$1cP = 10^{-3} Pa \cdot s = 1mPa \cdot s \quad (\text{milipascal-secundă}), \quad \text{sau} \quad 1Pa \cdot s = 10P \quad (\text{Poise})$$

Pentru uleiurile uzuale, vâscozitatea dinamică la 20°C este cuprinsă în limitele (0,002 1,5) Pa·s.

Raportând vâscozitatea dinamică la densitatea uleiului se obține vâscozitatea cinematică ν :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}; \quad [\nu]_{SI} = \frac{[\eta]_{SI}}{[\rho]_{SI}} = \frac{N \cdot s}{m^2 \cdot \frac{kg}{m^3}} = \frac{m^2}{s} \quad (3.82)$$

Uzual se folosește ca unitate de măsură pentru vâscozitatea cinematică centistokes (cSt) cu următoarea relație de transformare:

$$1cSt = 10^{-2} St = 10^{-6} m^2 / s = 1 \frac{mm^2}{s}$$

Relația de transformare dintre vâscozitatea dinamică și vâscozitatea cinematică este următoarea:

$$\eta [Pa \cdot s] \cong 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot \nu [cSt] \quad (3.83)$$

în ipoteza că densitatea uleiului este de aproximativ 900kg/m³.

Uleiurile minerale au o puternică dependență a vâscozității cu temperatura de lucru. Există diverse relații pentru estimarea variației cu temperatura. Astfel, relația Walther-McCoull are următoarea expresie:

$$\lg[\lg(\nu + a)] = m \cdot \lg T + b \quad (3.84)$$

unde :

- ν este vâscozitatea uleiului exprimată în cSt;
- a este o constantă egală cu 0,7 pentru uleiuri cu vâscozitate mai mare de 2 cSt;
- T este temperatura, în °K;

- m și b sunt parametri ce caracterizează uleiul și se determină prin utilizarea relației (6.6) pentru două vâscozități stabilite experimental.

Aceste aspecte sunt prezentate și sub formă de nomograme cum este cea prezentată în figura 3.22, [1].

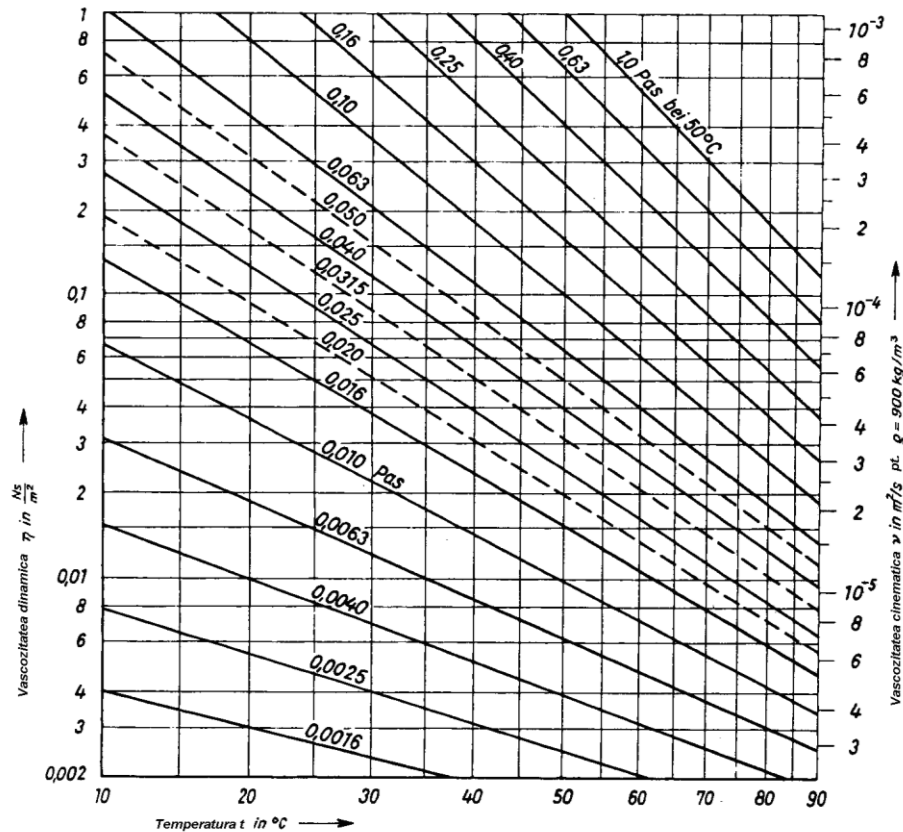


Figura 3.22 Relația vâscozitate, temperatură

Gradul de variație al vâscozității cu temperatura este exprimat și prin indicele de vâscozitate Dean-Davis. Indicele Dean-Davis este o mărime adimensională, definită de relația:

$$I.V. = \frac{L - U}{L - H} \cdot 100 \quad (3.85)$$

unde :

- U este vâscozitatea la 40 °C a uleiului, exprimată în cSt;
- L este vâscozitatea la 40 °C în cSt a unui ulei cu indicele de vâscozitate zero și având aceeași vâscozitate la 100 °C cu uleiul considerat;

- H este vâscozitatea la 40°C , în cSt, a unui ulei cu indicele de vâscozitate 100 și având aceeași vâscozitate la 100°C cu uleiul considerat.

Pentru uleiuri cu indice de vâscozitate mai mare de 100 se utilizează relația:

$$\text{I.V.} = \frac{10^N - 1}{0.00715} + 100 \quad (3.86)$$

unde :

$$N = \frac{\lg\left(\frac{H}{U}\right)}{\lg v_{100}} ; \text{ iar } v_{100} \text{ este vâscozitatea uleiului, în cSt, la } 100^{\circ}\text{C}.$$

În cazul unor presiuni ridicate la nivelul cuplelor de frecare (cuple de clasa I și a II-a) variația vâscozității cu presiunea este foarte importantă și explică obținerea unor pelicule capabile să separe suprafețele elementelor în contact (regimul de ungere EHD).

Cea mai răspândită este relația lui Barrus :

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha p} \quad (3.87)$$

unde :

- η_0 este vâscozitatea dinamică a uleiului la presiunea normală;
- α este coeficientul de variație al vâscozității cu presiunea, în $(\text{Pa})^{-1}$;
- p este presiunea din cupla de frecare, în Pa.

Coeficientul de variație al vâscozității cu presiunea are valori cuprinse în limitele $(0.5...3) \cdot 10^{-8} \text{Pa}^{-1}$, funcție de vâscozitatea uleiului.

Alte proprietăți fizico-chimice:- **densitatea**, este cuprinsă între 860 kg / m^3 până la 960 kg / m^3 ; - **onctuoșitatea**, uleiul în contact cu o suprafață metalică aderă la această prin *adsorbție* (forța de atracție de tip Van der Waals) și *chimisorbție* (reacții chimice între acizii grași și metal sau oxizii de metal); - **punctul de inflamabilitate**; - **punctul de ardere**; - **punctul de aprindere**; - **punctul de congelare**; - **conținutul de impurități**; - **conținutul de cenușă**;

Proprietățile de performanță ale uleiurilor urmăresc:

- rezistența la extremă presiune și la uzare;
- rezistența la oxidare;
- protecția anticorozivă;
- compatibilitatea cu elastomeri și produsele de cauciuc utilizate în sistemele de etanșare;
- rezistența la forfecare mecanică;

- rezistența față de radiații;
Evaluarea acestor proprietăți se realizează prin încercări de laborator.

Clasificarea uleiurilor

Conform SR871:2001 uleiurile minerale se clasifică după domeniile de utilizare în zece clase:

- I. Uleiuri pentru motoare termice;
- II. Uleiuri pentru transmisii;
- III. Uleiuri pentru utilaje industriale;
- IV. Uleiuri pentru instalații hidraulice;
- V. Uleiuri electroizolante;
- VI. Uleiuri pentru prelucrarea metalelor;
- VII. Uleiuri pentru tratamente termice;
- VIII. Uleiuri pentru transfer de căldură;
- IX. Uleiuri pentru fabricarea cauciucului;
- X. Uleiuri pentru alte întrebuințări.

Unsoari consistente

Definiția convențională a unsoarelor consistente publicată de AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM D 288) este: “O unsoare este un produs de consistență semifluidă spre solid, obținută prin dispersia unui agent de îngroșare într-un lichid lubrifiant. Pentru a obține proprietăți speciale pot fi incluși produși de aditivare”[14,21].

Deci unsoarele consistente sunt sisteme bifazice formate dintr-o fază lichidă și o fază insolubilă, dispersată în cea lichidă.

Faza lichidă, care este și faza continuă, poate fi un ulei mineral sau sintetic, iar faza solidă, numită și agent de îngroșare poate fi de natură organică (uree), organo-metalică (săpunuri ale metalelor alcaline sau alcalino-pământoase), sau anorganică (silice, silico-aluminați).

Stabilitatea sistemului dispersat de tip coloidal creat de agentul de îngroșare insolubil, depinde de dimensiunile și densitatea particulelor, de vâscozitatea mediului fluid și de forțele intermoleculare, care permit menținerea sistemului în echilibru.

Consistența unsoarelor depinde de patru parametri principali:
- *concentrația agentului de îngroșare* care este în medie cuprinsă între 5% (pentru unsoari cu grad de consistență mic) și 40% (pentru unsoari cu grad de consistență mare); - *dimensiunile particulelor elementare ale agentului îngroșător* care determină dimensiunile ochiurilor rețelei

tridimensionale, în tabelul 3.9, sunt date câteva exemple; - *capacitatea de solvare a lichidului lubrifian* față de agentul de îngroșare; - *forțele de dispersie*;

Tabelul 3.9

Natura agentului de îngroșare	Forma de cristalizare	Dimensiunea caracteristică
Stearatul de sodiu cu fibre lungi	fibre plate	0,3×10μm
Stearatul de litiu sau calciu	fibre plate	0,1×1μm
Hidroxistearatul de litiu sau calciu	fibre răsucite	0,05×1μm
Bentone	lamelle	0,5×0,5μm
Săpun complex de aluminiu	fibre	0,1μm
Silice	particule	10 ⁻⁴ μm

Formele acestor particule elementare pot fi observate în figurile: 3.23, 3.24, 3.25, 3.26.

Proprietățile specifice unsoarelor sunt:

1. Aspectul, textura și adezivitatea, sunt proprietăți care atestă:

- gradul de dispersie, prin transparență;
- gradul de rafinare a uleiului de bază, prin culoare;
- structura rețelei prin netezimea suprafeței;
- capacitatea de aderare la suprafețele metalice, prin lungimea firelor subțiri și cantitatea de unsoare expulzată centrifugal;

2. Consistența - pusă în evidență prin adâncimea de pătrundere a unui con în masa unsoare în condiții de masă, timp și temperatură impuse (STAS 8946 – 71, ASTM D 217, NFT 60.132), gradele de consistență sunt prezentate în tabelul 3.10

3. Capacitatea reologică - caracterizează comportarea unsoarelor consistente la curgere sub acțiunea tensiunilor tangențiale. Unsoarele consistente sunt medii ne-newtoniene la care tensiunea de forfecare variază în funcție de viteza de forfecare, după o lege de forma, 3.88.

$$\tau = \tau_0^* + \eta_a \cdot \dot{\gamma} + F(\eta_a, \dot{\gamma}); \quad (3.88)$$

unde: τ_0^* - limita de curgere a unsoare; η_a - vâscozitatea aparentă;

- $F(\eta_a, \dot{\gamma})$ - o funcție disipativă; - $\dot{\gamma}$ - viteza de forfecare; - τ - tensiunea din stratul de unsoare forfecat.



Fig. 3.23 Unsoare cu stearat de sodium (x15000)



Fig. 3.24 Unsoare cu hidroxistearat de Li fibre lungi (x15000)

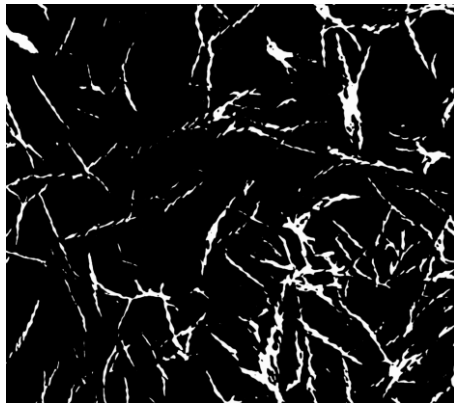


Fig. 3.25 Unsoare cu hidroxistearat de Li fibre scurte (x15000)

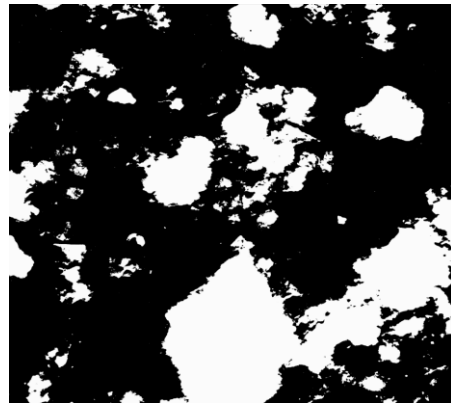


Fig. 3.26 Unsoare cu bentonită (x15000)

Caracterul ne-newtonian determină o comportare *tixotropică* – fenomen specific unsoarelor consistente reprezentând capacitatea de refacere în timp a unsoarelor deformate, după încetarea forțelor de deformare.

La temperaturi scăzute – apare o problemă reologică legată de demaraj și momentul rezistent la pornire, precum și de aspectele legate de curgerea prin conducte în cazul sistemelor de ungere centralizată.

4. Vâscozitatea aparentă - definită în STAS 9083 – 71 ca raportul dintre efortul de forfecare și viteza de forfecare. Vâscozitatea aparentă a unei unsoari scade când efortul de forfecare crește, ca urmare a orientării unidirecționale a fibrelor în sensul efortului de forfecare (forfecare temporară), figura 3.27[19]. Dacă efortul de forfecare este suficient de mare, se pot produce rupturi ale fibrelor elementare, ducând la o scădere ireversibilă a vâscozității aparente (forfecare definitivă).

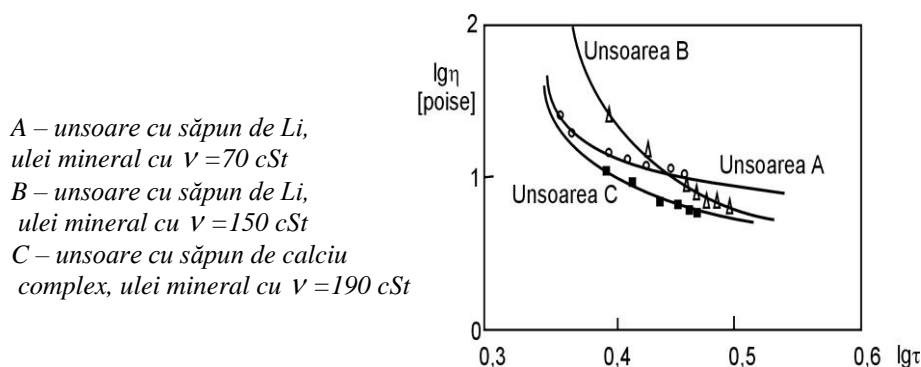


Figura 3.27 Variația vâscozității aparente cu efortul de forfecare

Tabelul 3.10 Gradele de consistență ale unsoarelor (STAS 4951 – 84, ASTM D 217 și NPT 60132)

Gradul de consistență	Consistența	Penetrația la 25° C și 60 malaxări (10^{-1} mm)
000	Foarte fluidă	445 ÷ 475
00	Fluidă	400 ÷ 430
0	Semifluidă	335 ÷ 385
1	Foarte moale	310 ÷ 340
2	Moale	265 ÷ 295
3	Medie	220 ÷ 250
4	Semitare	175 ÷ 205
5	Tare	130 ÷ 160
6	Foarte tare	85 ÷ 115
7	Extrem de tare	40 ÷ 70

5. Punctul de picurare - reprezintă temperatura la care unsoarea picură sub acțiunea propriei greutate și este o proprietate care permite evaluarea proprietăților reologice la temperaturi ridicate. Depinde de natura îngroșătorului. Câteva exemple sunt prezentate în tabelul 3.11.

Tabelul 3.11 Puncte de picurare ale unsoarelor cu diferiți agenți îngroșători

Nr. crt.	Tipul îngroșătorului	Punctul de picurare (° C)
1.	Stearat de calciu	80 ÷ 105
2.	Hidroxistearat de calciu	130 ÷ 150
3.	Hidroxistearat de litiu	190
4.	Stearat de sodiu	150 ÷ 200
5.	Săpun complex de aluminiu	220 ÷ 250

6. Tendința de separare (ressuage) - se exprimă în procente de ulei separat în raport cu greutatea inițială a unsoarelor. Această tendință este cu atât mai mare cu cât spațiile interfibre sunt mai mari și vâscozitatea uleiului mai mică.

7. Rezistența la hidroliză (rezistența la apă) - se exprimă prin procente de unsoare pierdută prin spălare în apă, într-un rulment uns cu unsoare, în condiții impuse.

8. Rezistența la oxidare - reprezintă cantitatea de oxigen absorbit în condiții impuse. Utilizarea aditivilor antioxidanți conduce la dublarea perioadei de inducție a fenomenului de oxidare.

9. Rezistența la coroziune - aprecierea rezistenței la coroziune se face prin încadrarea coroziunii obținute pe inelul exterior al rulmentului și respectiv a plăcuțelor supuse încercării, în clase de la 0 la 2.

10. Rezistența la încărcare - această proprietate este pusă în evidență cu ajutorul unor aparate numite tribometre, proprietatea se evaluează prin:

- sarcina maximă fără gripaj;
- sarcina minimă cu gripaj instantaneu;
- sarcina calculată pentru o întârziere a gripajului cu 2,5 sec.;
- sarcina la care se produce sudura;
- pata de uzură.

Clasificarea și simbolizarea unsoarelor se face conform STAS 4951-81, după domeniile de utilizare în:

- unsoare lubrifiante;
- unsoare pentru etanșare;
- unsoare pentru protecția suprafețelor metalice;

Unsoarele destinate ungerii (lubrifiante) cuprind:

- unsoare de uz general;
- unsoare pe bază de săpun de sodiu și calciu pentru rulmenți;

- unsori pentru lagăre deschise;
- unsori multifuncționale;
- unsori pentru temperaturi scăzute;

Notarea unsoilor destinate ungerii se face prin una sau mai multe litere, funcție de destinație: U, RUL, LD, UM, TJ, după care urmează punctul de picurare, în °C, simbolul săpunului de bază și gradul de consistență.

Exemple de notare :

U 85 Ca 3 - unsoare de uz general, cu punctul de picurare de 85 °C, cu săpun de calciu și gradul de consistență 3.

UM 170 Li 2 - unsoare multifuncțională, cu punctul de picurare de 170 °C, pe bază de săpun de litiu, cu gradul de consistență 2.

Lubrifianti solizi

În categoria lubrifiantilor solizi sunt incluse atât straturile subțiri de oxizi ce se formează la suprafețele cuplelor de frecare dar mai ales unele materiale ce au rolul de a reduce frecarea și uzarea.

Din această ultimă categorie fac parte:

- Straturi de suprafață cu caracteristici de protecție și de frecare superioare care se leagă fizic sau chimic de suprafețele metalice: grafitul, bisulfurile, sulfurile, nitrurile de bor, fluoruri, oxizi de Pb și Cu, siliciuri etc..
- Materiale plastice depuse în straturi pe suprafețe metalice: teflon (PTFE), nylon, polietilenă etc.
- Materiale metalice cu proprietăți antifricțiune depuse pe suprafețe metalice: argint, indiu, aur, unele aliaje antifricțiune utilizate în lagăre de alunecare.

Comportarea acestor materiale ca lubrifianti este diferențiată funcție de temperatură, regimul de solicitări, viteze etc.

Coeficienții de frecare ce-i caracterizează în combinație cu oțelul variază în limitele 0,04-0,15, iar temperaturile ce pot fi atinse acoperă următoarele valori: 350 °C la grafit în aer, 650 °C la MOS_2 în mediu cu vapori de apă și azot, 1000 °C la nitrura de bor în aer, 280 °C la PTFE, 80-120 °C la materiale plastice.

Aditivi

Sunt substanțe chimice introduse în uleiuri sau unsori cu rolul de

a îmbunătăți unele proprietăți fizico-chimice sau de performanță ale acestora.

Principalele tipuri de aditivi utilizați, efectul pe care-l produc și destinația lubrifianților aditivati sunt prezentate în tabelul 3.12.

Tabelul 3.12

Tipul aditivului și simbolul	Efectul	Utilizarea lubrifianțului
Ameliorator al indicelui de vâscozitate(AIV).	Îmbunătățirea indicelui de vâscozitate.	Motoare cu ardere internă, motoare navale, acționări hidraulice, uleiuri multigrade.
Anticoroziv (AC).	Prevenirea oxidării uleiurilor, a atacului coroziv asupra pieselor metalice.	Ghidaje, rulmenți, turbine, motoare cu ardere internă, compresoare, turbocompresoare, transmisii automate etc.
Antioxidant (AO)	Prevenirea oxidării uleiurilor, a atacului coroziv asupra pieselor metalice.	Rulmenți, angrenaje, lagăre, mecanisme, turbine hidraulice, compresoare, motoare cu ardere internă, trans. automate.
Antirugină (AR)	Protecția suprafețelor de oțel și fontă contra ruginii.	Angrenaje, pompe, turbine hidraulice, turbine, compresoare de aer cu piston, perforatoare, prelucrarea metalelor.
Antispumant (AS)	Prevenirea formării de spumă.	Angr., lagăre, pompe, compres., motoare cu ardere internă, turbomotoare, etc.
Antiuzură (AU)	Reducerea frecării și a uzurii normale și de gripaj incipient.	Ghidaje mașini-unelte, lagăre, angrenaje, motoare cu aprindere prin scânteie, pompe, perforatoare, transmisii automate, servomotoare, etc.
Extremă presiune (EP)	Prevenirea formării de microsuduri la EP sau reducerea rezistenței la forfecare a acestora.	Rulmenți, angrenaje, amortizoare, ghidaje mobile, pompe cu angrenaje, prelucrarea metalelor etc.
Onctuozitate (OT)	Mărirea adsorbției molec., a îngroșării și rezistenței filmului, reduc. coef. de frecare.	Ghidaje, glisiere, mecanisme, perforatoare pneumatice etc.
Polifuncțional	Acțiuni multiple de AU, AO, EP etc.	Motoare cu ardere internă, angrenaje, lagăre etc.

3.3 Elemente de teoria fiabilității

Funcția de fiabilitate $R(t)$ exprimă matematic, probabilitatea funcționării fără defectare a unui produs pe o durată de timp prestabilit, t , [11,12,30,32].

$$P(T > t) = R(t) \quad (3.89)$$

Se fac câteva ipoteze în vederea determinării expresiei analitice a fiabilității.

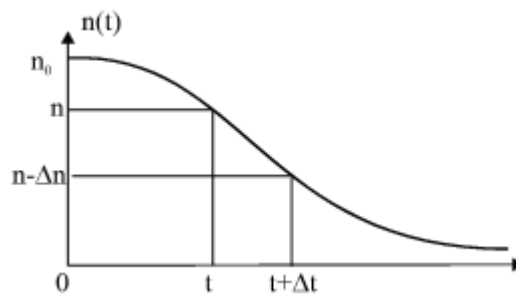


Figura 3.28

Se consideră că n_0 elemente, la timpul $t = 0$, se află în stare de funcționare. La un moment dat t_1 , aflat în intervalul $(t, t + \Delta t)$, se mai află în stare de funcționare un număr de N elemente. Numărul de elemente care se defectează în intervalul Δt , este Δn , figura 3.28.

Dacă considerăm $\lambda > 0, \lambda = ct.$, se poate scrie că $\Delta n = -\lambda \cdot n \cdot \Delta t$.

Semnul "-" arată că $n + \Delta n < n$.

În aceste condiții, se poate scrie [32]:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta n}{\Delta t} = \frac{dn}{dt} = -\lambda \cdot n \quad (3.90)$$

La integrare, ecuația (3.90) prezintă soluția:

$$\frac{n}{n_0} = e^{-\lambda \cdot t} \quad (3.91)$$

Raportul $\frac{n}{n_0}$ reprezintă proporția de elemente în stare de funcționare la momentul t , adică tocmai fiabilitatea:

$$R(t) = \frac{n}{n_0} = e^{-\lambda t} \quad (3.92)$$

În realitate, λ poate să varieze, caz în care relația generală a fiabilității, este:

$$R(t) = \frac{n}{n_0} = e^{-\int \lambda(t) dt} \quad (3.93)$$

Deci fiabilitatea $R(t)$ este o funcție de tip exponențial, a cărei variație este prezentată în figura 3.29 și are valorile extreme, $R(0) = 1$; $R(\infty) = 0$

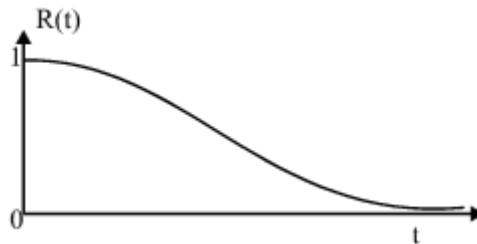


Figura 3.29

Dacă notăm: A = buna funcționare la timpul t , \bar{A} = defectarea, atunci se poate scrie:

$$P(\bar{A}) = 1 - P(A) = 1 - R(t) = F(t) \quad (3.94)$$

Funcția $F(t)$ se numește *funcția căderilor* cu următoarea expresie:

$$F(t) = 1 - e^{-\int_0^t \lambda(t) dt} \quad (3.95)$$

sau:

$$F(t) = 1 - R(t) = 1 - \frac{n}{n_0} = \frac{n_0 - n}{n_0} = \frac{r}{n_0} \quad (3.96)$$

unde, $r = n_0 - n$ reprezintă numărul elementelor defecte.

În funcție de densitatea de probabilitate, se poate scrie:

$$R(t) = 1 - F(t) = \int_0^{\infty} f(t)dt - \int_0^t f(t)dt = \int_t^{\infty} f(t)dt \quad (3.97)$$

Sau

$$F(t) = 1 - R(t) = 1 - \int_t^{\infty} f(t)dt \quad (3.98)$$

În aceste condiții *densitatea de probabilitate a repartiției timpului fără defecțiuni* este:

$$f(t) = \frac{d(1 - R)}{dt} = -\frac{dR}{dt} \quad (3.99)$$

Densitatea de probabilitate pe un interval Δt se poate calcula cu relația următoare:

$$f(t) = \frac{F(t + \Delta t) - F(t)}{\Delta t} = \frac{\Delta n}{n_0} \cdot \frac{1}{\Delta t} \quad (3.100)$$

În figura 3.30 sunt reprezentate grafic funcțiile $R(t)$, $F(t)$ și $f(t)$.

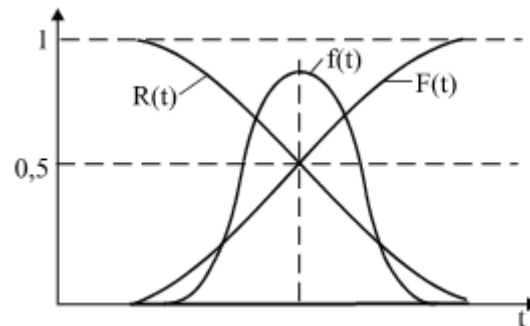


Figura 3.30

Factorul de proporționalitate $\lambda(t)$ reprezintă unul dintre cei mai importanți parametri ai fiabilității și se numește *rata căderilor*.

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = \frac{\Delta n}{n} \cdot \frac{1}{\Delta t} \quad (3.101)$$

Legi de repartiție

Indicatorii teoretici ai variabilei cu repartiție uniformă sunt dați în tabelul 3.13.

Repartiția exponențială.

Variabila aleatoare continuă x , cu repartiția exponențială negativă, are densitatea de probabilitate :

$$f(x) = \lambda e^{-\lambda x}; \lambda > 0, 0 \leq x \leq \infty \quad (3.102)$$

Funcția de repartiție este:

$$F(x) = 1 - e^{-\lambda x}, \text{ pentru } x > 0$$

$$F(x) = 0, \text{ pentru } x < 0$$

Tabelul 3.13

Denumirea indicatorului	Simbol	Relația de calcul
Media	μ	$M[x] = \int_a^b \frac{xdx}{b-a} = \frac{b+a}{2}$
Dispersia	σ^2	$D[x] = \mu_2' - \mu_1'^2 = \frac{(a-b)^2}{12}$
Momente	μ_k	$\mu_1' = \mu$ $\mu_2' = \int_a^b \frac{x^2 dx}{b-d}$

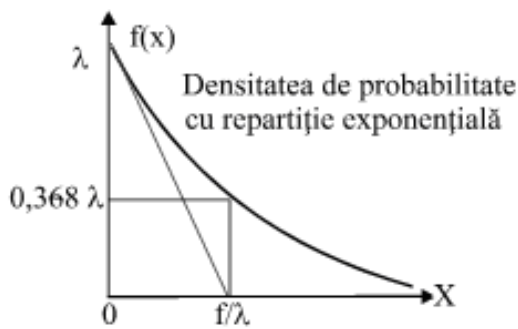


Figura 3.31

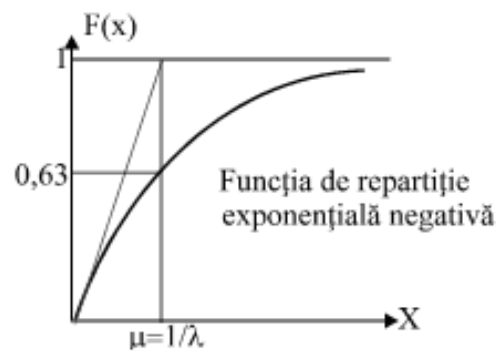


Figura 3.32

Graficele densității de probabilitate și al funcției de repartiție sunt prezentate în figurile 3.31 și respectiv 3.32. În acest caz se constată egalitatea dintre media teoretică și abaterea standard $\mu = \sigma = 1/\lambda$. Repartiția exponențială reprezintă cazul particular al repartițiilor *Poisson* și *Weibull*.

Repartiția normală.

Densitatea de probabilitate are expresia:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}. \quad (3.103)$$

Graficul densității de probabilitate are forma de clopot, figura 3.33:

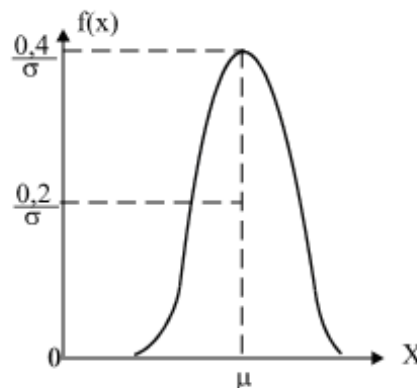


Figura 3.33

Are un maxim pentru $x = \mu$ și scade continuu la dreapta și la stânga.

Repartiția Weibull

Profesorul suedez *Walloddi Weibull* a propus (în 1951) pentru rata căderilor următoarea funcție:

$$\lambda(t) = \frac{d}{dt} \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^\beta = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta-1}, \quad (3.104)$$

unde η , β , γ sunt parametri respectiv de scară, de formă și de poziție, care definesc *legea Weibull*.

Densitatea de probabilitate, figura 3.34, este:

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} = \lambda(t) e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (3.105)$$

Expresia fiabilității este:

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (3.106)$$

și a funcției de repartiție:

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (3.107)$$

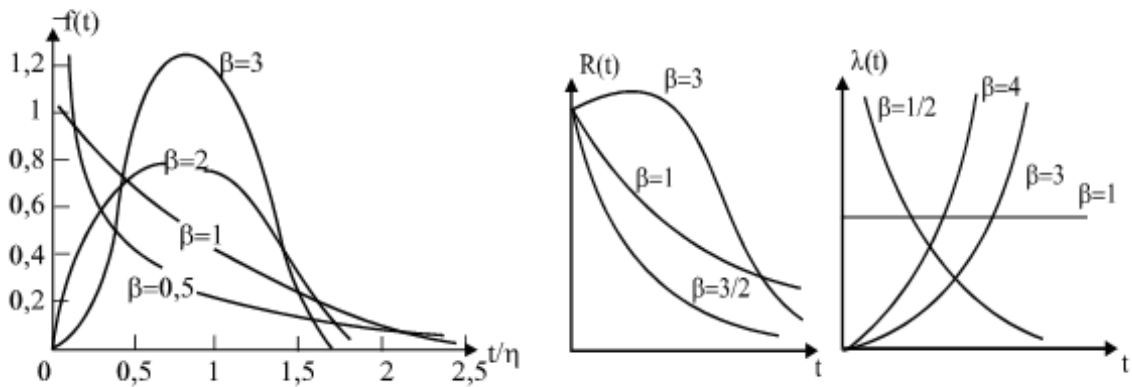


Figura 3.34 [32]

Cap. 4

PRECIZIA ORGANELOR DE MAȘINI

4.1 Precizia dimensională

Noțiuni fundamentale

Pentru a putea exprima precizia dimensională se definesc câteva noțiuni fundamentale [1, 7, 8, 9, 10, 26, 28].

Dimensiunea - exprimă, într-o unitate de măsură aleasă, valoarea numerică a unei caracteristici care determină mărimea unei piese (lungime, diametru, înclinare).

Dimensiunea nominală - reprezintă valoarea numerică a caracteristicii exprimate, stabilită de către proiectant și indicată în desenul de execuție.

Dimensiunea efectivă - reprezintă valoarea numerică a mărimii exprimate realizată de către executant și stabilită prin măsurare.

Dimensiunile limită - maximă, respectiv **minimă** - sunt valorile extreme între care trebuie să se găsească dimensiunea efectivă.

Abaterile limită - superioară, respectiv **inferioară** - sunt diferențele algebrice dintre dimensiunile limită și dimensiunea nominală a mărimii exprimate.

Toleranța - reprezintă diferența algebrică dintre dimensiunile limită, respectiv, dintre abaterile limită.

Domeniul de împrăștiere al diametrelor este proporțional cu rădăcina cubică din diametrul de reglaj. Această constatare practică a fost utilizată la alegerea mărimilor pentru toleranțe, cât mai aproape de domeniul de împrăștiere:

$$T_{D,d} = c \cdot \sqrt[3]{D, d} ; \quad (4.1.)$$

unde: T – toleranța piesei de diametru D , respectiv d și cu c – constanta specifică procedurii tehnologice.

Pentru a se opera mai comod cu mărimile toleranțelor (similar cu măsurarea) s-a convenit ca toleranțele să se exprime ca multipli întregi de toleranțe mici numite **unități de toleranță**. Relația 4.1. mai poate fi scrisă:

$$T_{D,d} = a \cdot \frac{c}{a} \cdot \sqrt[3]{D,d} = a \cdot i \quad (4.2.)$$

unde: $c/a \cdot \sqrt[3]{D,d}$ se notează cu i și se numește unitatea de toleranță.

Unitatea de toleranță, i , este caracteristică fiecărui interval de dimensiuni și se determină cu relația empirică:

$$i = 0,45\sqrt[3]{D,d} + 0,001(D,d), [\mu\text{m}] \quad (4.3.)$$

în care D, d este diametrul nominal al intervalului, în milimetri.

Câmpul de toleranță - în reprezentările grafice, este zona cuprinsă între dimensiunile limită, respectiv între abaterile limită.

Dimensiunile, abaterile și toleranțele, respectiv, câmpurile de toleranță, se definesc față de linia zero, figura 4.1

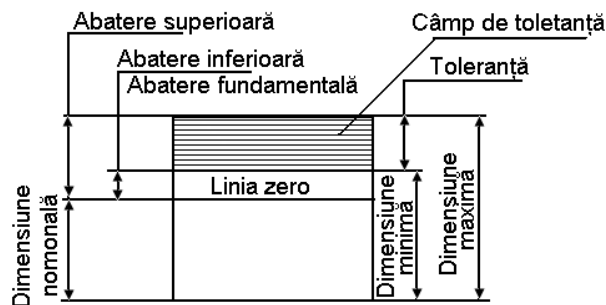


Figura 4.1

Abaterea fundamentală reprezintă abaterea limită aleasă, convențional, pentru definirea câmpului de toleranță în raport cu linia zero.

Arbore, alezaj - termeni utilizați pentru definirea oricărei dimensiuni exterioare, respectiv interioare, a unei piese, chiar dacă nu este cilindrică.

Ajustaj - relație rezultată din diferența dintre dimensiunile dinainte de asamblare a două piese.

Sistemul ISO de toleranțe și ajustaje, adoptat în țara noastră este reglementat printr-o serie standarde cum sunt: SR EN 20286-1:1997, SR EN 20286-2:1997 – Terminologie și simboluri; SR EN 22768-1:1995, SR EN 22768-1:1995 – Clase de toleranțe de uz general pentru arbori și alezaje; SRIS01 8291 997 - Selecție a câmpurilor de toleranțe pentru uz general; STAS 8100/5-90 - Sistemul de toleranțe și ajustaje pentru dimensiuni liniare. Toleranțe fundamentale, abateri fundamentale și clase de toleranțe pentru dimensiuni peste 3150 mm până la 10000 mm; STAS 8100/5-90 - Sistemul de toleranțe și ajustaje pentru dimensiuni liniare. Toleranțe fundamentale, abateri fundamentale și clase de toleranțe pentru dimensiuni peste 10000 mm până la 40000 mm; și altele.

Pentru restrângerea valorilor de unități de toleranță și a toleranțelor, diametrele pieselor se împart în intervale de dimensiuni. Fiecare interval va fi delimitat de două margini sub forma “peste d până la D ”.

Domeniul diametrelor de la 1 mm la 3150 mm este împărțit în 21 intervale principale. Fiecare interval își conține limita superioară.

Se definește dimensiune nominală a intervalului $d...D$, media geometrică a marginilor și cu aceasta se calculează unitatea de toleranță, i din relația 4.3. Marginile sunt ordonate în serie geometrică, așa cum se poate vedea în tabelele 4.2, 4.3, 4.4.

Orice interval de dimensiuni este definit de două margini și de o unitate de toleranță.

Treptele de precizie în sistemul ISO se numesc trepte de toleranțe. Între precizia cea mai mare ce poate fi obținută și cea mai scăzută s-au stabilit 20 trepte de precizie, simbolizate cu numere naturale: 01, 0, 1, 2, 3, ..., 18.

Pentru dimensiuni până la 3150 mm sunt standardizate 20 trepte de toleranțe (IT01, IT0, IT1,IT18) și câte 28 de abateri fundamentale pentru alezaje, respectiv arbori, simbolizate prin una sau două litere, figura 4.2:

- litere mari pentru alezaje (de la **A** la **Z** și **ZA**, **ZB**, **ZC**, fără I, L, O, Q, W);
- litere mici pentru arbori (de la **a** la **z** și **za**, **zb**, **zc**, fără i, l, o, q, w);

Clasa de toleranțe - este definită de o literă, care reprezintă abaterea fundamentală, urmată de un număr care reprezintă treapta de toleranțe standardizată (ex. H6; h7; ZA9).

Dimesiune tolerată - este dimensiunea nominală, urmată de simbolul clasei de toleranțe sau de valorile abaterilor limită (ex. $\phi 72 H7$ sau $\phi 42^{+0.18}_{+0,08}$).

Ajustajele, în funcție de poziția câmpurilor de toleranță ale alezajelor și arborilor, pot fi:

- **cu joc** - la care câmpul de toleranță al alezajului este în întregime deasupra câmpului de toleranță al arborelui, figura 4.3;
- **cu strângere**, la care câmpul de toleranță al arborelui este în întregime deasupra câmpului de toleranță al alezajului, figura 4.4;
- **intermediare**, la care după asamblare poate rezulta fie un joc, fie o strângere, respectiv, câmpurile de toleranță ale alezajului și arborelui se suprapun parțial sau total, figura 4.5.

Din considerente funcționale și tehnologice, se utilizează ansamblări sistematice de ajustaje între alezaje și arbori, numite *sisteme de ajustaje*.

Sistemul alezaj unitar (preferențial) este un ansamblu de ajustaje realizate prin asocierea unor arbori din diferite clase de toleranțe cu alezaje unitare dintr-o clasă de toleranțe unică (în sistemul ISO, este caracterizat de un alezaj a cărui abatere limită inferioară este nulă, câmpul H).

Sistemul arbore unitar este un ansamblu de ajustaje realizate prin asocierea unor alezaje din diferite clase de toleranțe cu arbori unitari dintr-o clasă de toleranțe unică (în sistemul ISO, este caracterizat de un arbore a cărui abatere limită superioară este nulă, câmpul h). Se utilizează numai în cazuri când, din considerente tehnologice, sistemul alezaj unitar este neeconomic:

- ansambluri cu arbori lungi ce nu pot fi prelucrați pe mașini unelte obinuite (în acest caz, arborii se execută din semifabricate laminate sau trase, alezajele prelucrându-se după arbori);
- ansambluri formate dintr-un arbore pe care se montează mai multe reperi mobile sau fixe.

Ajustajele se simbolizează prin dimensiunea nominală comună urmată de simbolurile claselor de toleranțe ale alezajului și arborelui (ex:

$\phi 42 H7/h6$; $\phi 44 \frac{H7}{e8}$; $\phi 35 H7-h6$).

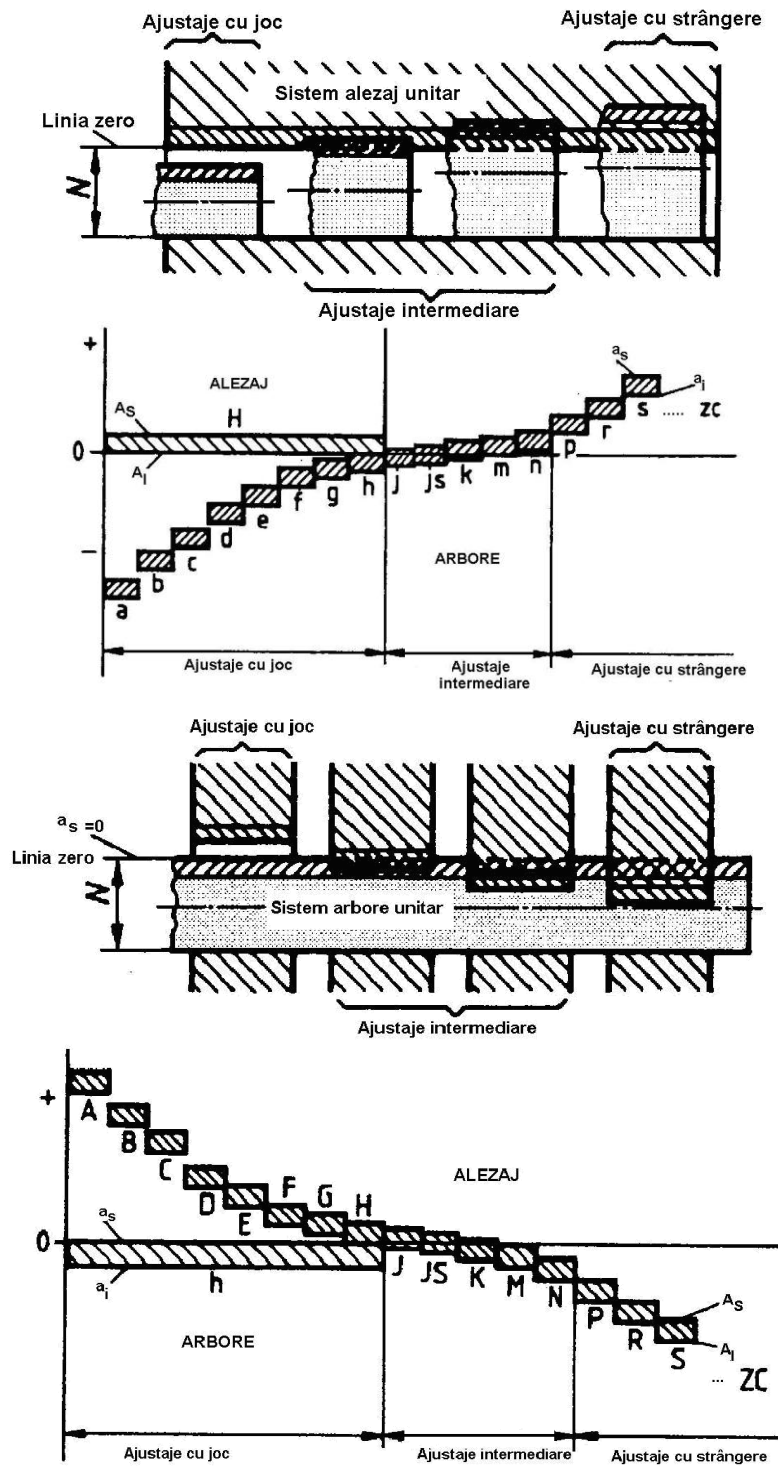


Figura 4.2

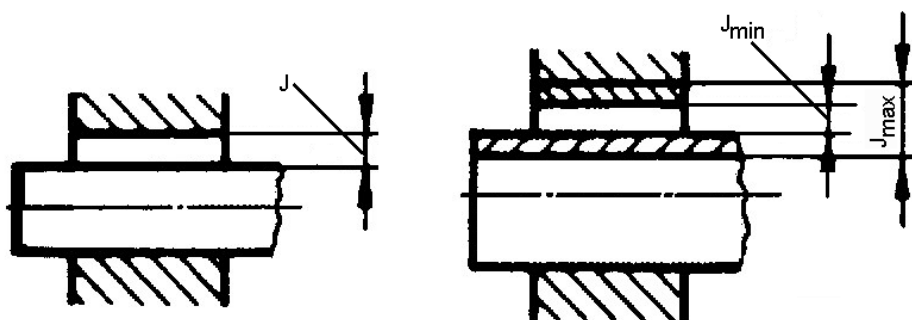


Figura 4.3

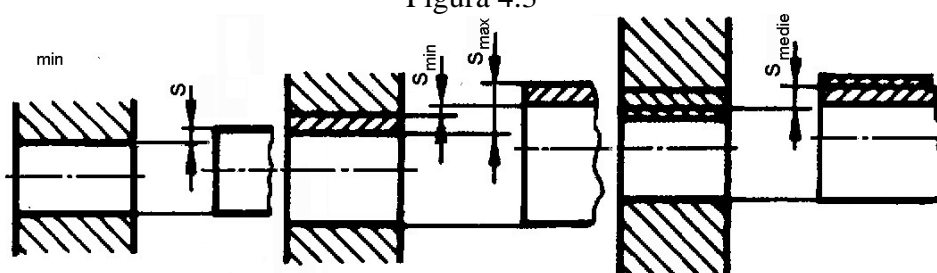


Figura 4.4

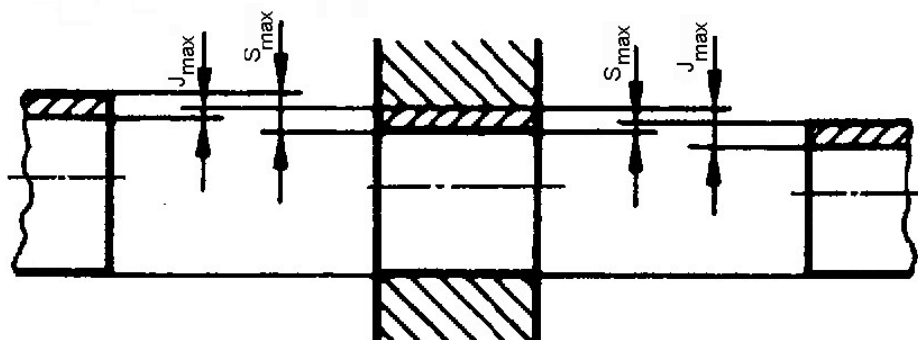


Figura 4.5

Alegerea treptelor de toleranțe și ajustajelor se face considerând:

- destinația și condițiile de funcționare ale ansamblului în componența căruia intră piesele care formează ajustajul, mediul de lucru, temperatura de funcționare, condițiile de montaj;
- costul prelucrării suprafețelor care formează ajustajul.

În tabelul 4.1 sunt date unele recomandări privind alegerea ajustajelor, respectiv a treptelor de toleranțe.

În tabelele 4.2, 4.3, 4.4 sunt date câteva exemple de abateri limită corespunzătoare claselor de toleranțe preferențiale.

Toleranțele la dimensiunile liniare și ajustajele se înscriu pe desenele de execuție conform ISO 406-91, figura 4.6.

Tabelul 4.1

Ajustajul	Caracterul ajustajului	Domenii de aplicare. Exemple
H6/e7 H7/e8 H8/e9 H68/d9 H11/d11	Jocuri mijlocii	Asamblări mobile în mașini grele (roți libere pe arbore, lagăre cu alunecare în turbine), arbori cu distanța mare între lagăre cu lubrifiere abundentă sau sprijiniți pe mai mult de două lagăre (arbori de distribuție la motoare diesel, arbori pentru pompe centrifuge sau pentru motoare electrice mari)
H7/f7 H8/f8	Jocuri mici	Lagăre cu alunecare cu viteze mijlocii și mari, cu lubrifiere normală (roți dințate libere pe ax, mecanisme de cuplare, lagăre pentru reductoare, pompe, motoare electrice mari)
H7/j6 H7/j7 H7/k6 H7/m6	Joc probabil foarte mic sau. strângere probabilă slabă	Asamblări fixe cu montare ușoară și demontări dese (roți melcate pe arbore, centrarea semicuplajelor, coroane de roți dințate montate cu șuruburi pe corpul roții, rulmenți pe arbori în cazul solicitărilor mici și variabile)
H7/n6 H8/n7	Joc probabil extrem de redus strângere probabilă slabă	Asamblări foarte precise (știfturi, șuruburi, alte elemente de fixare)
H7/r6	Strângeri mijlocii	Fixarea bușelor în lagăre, rulmenți pe arbori supuși la solicitări mari și șocuri
H7/s6	Strângeri mari	Asamblări permanente sau nepermanente; la dimensiuni mari, asamblarea face prin încălzirea alezajului sau răcirea arborelui (cămașa cilindrului motoarelor, inele de contact pe arborii mașinilor electrice)
H7/t6	Strângeri foarte mari	Asamblări permanente care asigură fixarea fără măsuri suplimentare (semicuplaje fretaie pe arbore)

Tabelul 4.2

D. nom. [mm]		Clasa de toleranțe, abateri limită [μm]														
De la	Pana la	h5	h6	h7	h8	h9	k5	k6	k7	m5	m6	m7	n6	n7	p6	t5
10	18	0 -8	0 -11	0 -18	0 -27	0 -43	+9 +1	+12 +1	+19 +1	+15 +7	+18 +7	+25 +7	+23 +12	+30 +12	+29 +18	- -
18	30	0 -9	0 -13	0 -21	0 -33	0 -52	+11 +2	+15 +2	+23 +2	+17 +8	+21 +8	+29 +8	+28 +15	+36 +15	+35 +22	+50 +41
30	50	0 -11	0 -13	0 -25	0 -39	0 -62	+13 +2	+18 +2	+27 +22	+20 +9	+25 +9	+34 +9	+33 +17	+42 +17	+42 +26	+65 +54
50	80	0 -13	0 -19	0 -30	0 -46	0 -74	+15 +2	+21 +2	+32 +2	+24 +11	+30 +11	+41 +11	+39 +20	+50 +20	+52 +32	+88 +75
80	120	0 -15	0 -22	0 -35	0 -54	0 -87	+18 +3	+25 +3	+38 +3	+28 +13	+35 +13	+48 +13	+43 +23	+58 +23	+59 +37	+119 +104
120	180	0 -18	0 -25	0 -40	0 -63	0 -100	+21 +3	+28 +3	+43 +3	+33 +15	+40 +15	+55 +15	+52 +27	+67 +27	+63 +43	+164 +146
180	250	0 -20	0 -29	0 -46	0 -72	0 -115	+24 +4	+33 +4	+50 +4	+37 +17	+46 +17	+63 +17	+60 +31	+71 +31	+79 +50	+304 +284
250	315	0 -23	0 -32	0 -52	0 -81	0 -130	+27 +4	+36 +4	+56 +4	+43 +20	+52 +20	+72 +20	+66 +34	+86 +34	+88 +56	+263 +240
315	400	0 -25	0 -36	0 -57	0 -89	0 -140	+29 +4	+40 +4	+61 +4	+46 +21	+57 +21	+78 +21	+73 +37	+94 +37	+98 +62	+319 +294

Tabelul 4.3

Dimensiunea nominală, [mm]		Clasa de toleranțe, abateri limită [μm]				
De la	Pana la	H6	H7	H8	H9	H10
10	18	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0	+70 0
18	30	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0	+84 0
30	50	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0
50	80	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+120 0
80	120	+22 0	+35 0	+54 0	+87 0	+140 0
120	180	+25 0	+40 0	+63 0	+100 0	+160 0
180	250	+29 0	+45 0	+72 0	+115 0	+185 0
250	315	+32 0	+52 0	+81 0	+130 0	+210 0

Tabelul 4.4

Dimensiuni nominale, [mm]		Clasa de toleranțe, abateri limită [μm]							
Peste	Până la (inclusiv)	a11	bl1	e11	d9	d11	e8	f7	g6
	3	-270 -330	-140 -200	-60 -120	-20 -15	-20 -80	-14 -28	-6 -16	-2 -8
3	6	-270 -345	-150 -215	-70 -145	-30 -60	-30 -105	-20 -38	-10 -22	-4 -12
6	10	-280 -370	-150 -240	-80 -170	-10 -76	-40 -130	-25 -47	-13 -28	-5 -14
10	18	-290 -100	-150 -260	-95 -205	-50 -93	-50 -160	-32 -59	-16 -34	-6 -17
18	30	-300 -430	-160 -290	-110 -240	-65 -117	-65 -195	-10 -73	-20 -41	-7 -20
30	40	-310 -470	-170 -330	-120 -250	-80	-80	-50	-25	-9
40	50	-320 -450	-180 -340	-130 -290	-142	-240	-89	-50	-25
50	65	-340 -530	-190 -380	-140 -330	-100	-100	-60	-30	-10
65	80	-360 -550	-200 -390	-150 -340	-174	-290	-106	-60	-29
80	100	-350 -600	-220 -140	-170 -390	-120	-120	-72	-36	-12
100	120	-410 -630	-240 -460	-180 -100	-207	-340	-126	-71	-34
120	140	-460 -710	-260 -510	-200 -450	-145	-145	-85	-43	-14
140	160	-520 -770	-280 -530	-210 -460	-245	-395	-148	-83	-39
160	180	-580 -830	-310 -560	-230 -480					
180	200	-660 -950	-340 -630	-240 -530	-170 -285	-170 -160	-100 -172	-50 -96	-15 -44

4.2 Precizia formei

Abaterile geometrice ale suprafețelor sunt clasificate în mod convențional în:

- a. Abateri de ordinul I: - abateri de la forma geometrică.
- b. Abateri de ordinul 2: - ondulații.
- c. Abateri de ordinul 3 și 4: - rugozitate.

Terminologia referitoare la abaterile de formă geometrică și poziție este reglementată prin STAS 7384-85, valorile toleranțelor prin STAS 7391/1-6-74, iar regulile pentru înscrierea pe desene prin STAS 7385/1-85.

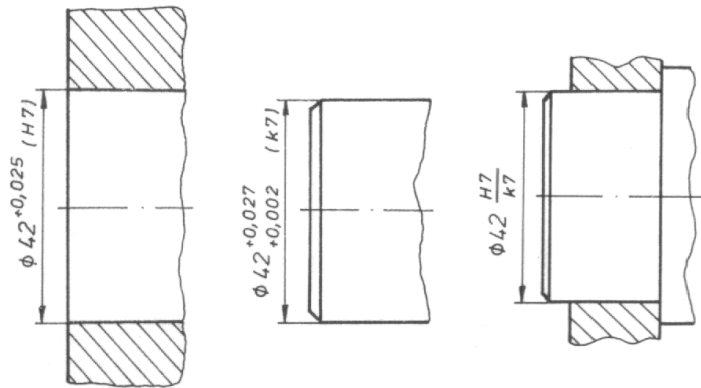


Figura 4.6

În figurile 4.7 și 4.8 sunt exemplificate abaterile geometrice, simbolizarea lor și modul de reprezentare pe desen.

În tablele 4.5, 4.6 și 4.7 sunt prezentate valori recomandate pentru aceste abateri geometrice.

Tabelul 4.5 Toleranțe la rectinilitate TFr, planitate TFp, forma dată a profilului TFf, forma dată a suprafeței TFs, paralelism TPI, perpendicularitate TPd, înclinare TPI, bătaia frontală TBf

Dimensiuni nominale, [mm]	TFr, TFp, TFf, TFs, TPI, TPd, TPI, TBf	Clasa de precizie									
		IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI		
			IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	
Toleranțe, [μm]											
Pana la 10		1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	
Peste 10 pana la 16		1.2	2	3	5	8	12	20	30	50	
Peste 16 până la 25		1.6	2,5	4	6	10	16	25	40	oC	
Peste 25 pana la 40		7	3	5	8	12	20	30	50	80	
Peste 40 până la 63		2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	
Peste 62 până la 100		3	6	8	12	20	30	50	80	120	
Peste 100 până la 160		4	6	10	16	25	40	60	100	160	
Peste 160 până la 200		5	8	12	20	30	50	80	120	200	

Tabelul 4.6 Toleranțe la circularitate TFc și cilindricitate TFI

Dimensiuni nominale, [mm]	Clasa de precizie							
	IV	V	VI	VII	VII	IX	X	XI
	Toleranțe, [μm]							
Până la 3	1,2	2	3	5	8	12	20	30
Peste 3 până la 6	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
Peste 6 până la 18	2	3	5	8	12	20	30	50
Peste 18 până la 50	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Peste 50 până la 120	3	5	8	12	20	30	50	80
Peste 120 până la 200	4	6	10	16	25	40	60	100

Tabelul 4.7 Toleranțe la coaxialitate și concentricitate TPc, simetrie TPS și bătaia radială TBr

Dimensiuni nominale, [mm]	Clasa de precizie							
	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
	Toleranțe, [μm]							
Până la 6	5	8	12	20	30	50	80	120
Peste 6 până la 18	6	10	16	25	40	60	100	160
Peste 18 până la 50	8	12	20	30	50	80	120	200
Peste 50 până la 120	10	16	25	40	60	100	160	250
Peste 120 până la 200	12	20	30	50	80	120	200	300

Abaterile de ordinul al II-lea, denumite **ondulații**, provin din procesul de prelucrare, cauza este vibrația ansamblului sculă-piesă-mașină;

Abaterile de ordinul al III-lea sunt **rugozitățile** de pe suprafețe iar în cele de ordinul al IV-lea sunt incluse smulgerile de material, microfisurile, porii etc.

Pentru o suprafață plană, netedă din punct de vedere teoretic, cele patru clase de abateri se prezintă ca în schema din figura 4.9, în conformitate cu SR ISO 4287:2000[23,31].

Dacă se notează cu W și S_w înălțimea respectiv pasul undulațiilor și cu R și S_R înălțimea și pasul rugozităților, limitele uzuale ale acestor mărimi se încadrează în următoarele domenii[23,31]:

$W = 2 \dots 800 \mu\text{m}$; $S_w \cong 0.5 \dots 8 \text{ mm}$;

$R = 0.02 \dots 500 \mu\text{m}$; $S_R \cong 0.05 \dots 50 \mu\text{m}$.

Rugozitatea suprafețelor este caracterizată de o serie de parametrii caracteristici. O imagine a unei porțiuni dintr-o suprafață prelucrată prin așchiere, mărită, este prezentată în figura 4.10.


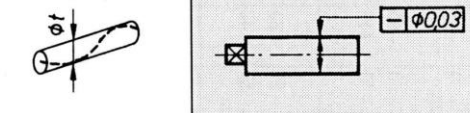

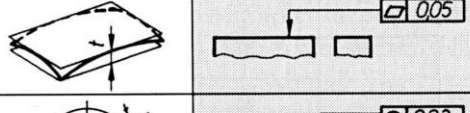

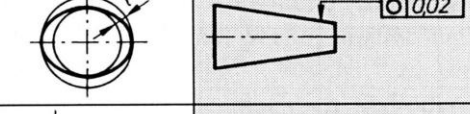

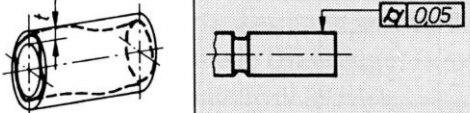



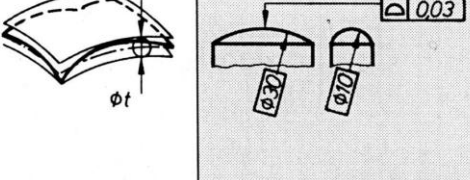
SIMBOLUL ȘI DENUMIREA TOLERANȚEI		TOLERANȚA	MODUL DE ÎNSCRIERE PE DESEN
Abateri de formă		Rectilinitate	
		Planeitate	
		Circularitate	
		Cilindricitate	
		Abatere de la forma profilului	
		Abatere de la forma dată a suprafeței	

Figura 4.7[1]

SIMBOLUL ȘI DENUMIREA TOLERANȚEI		TOLERANȚA	MODUL DE ÎNSCRIERE PE DESEN A TOLERANȚEI
Abateri de poziție	//	Paralelism	
	⊥	Perpendicularitate	
	∠	Poziție unghiulară	
	⊙	Poziționare	
	≡	Simetrie	
	◎	Coaxialitate	
	↗	Bătaie frontală	
Bătaie radială			

Figura 4.8[1]

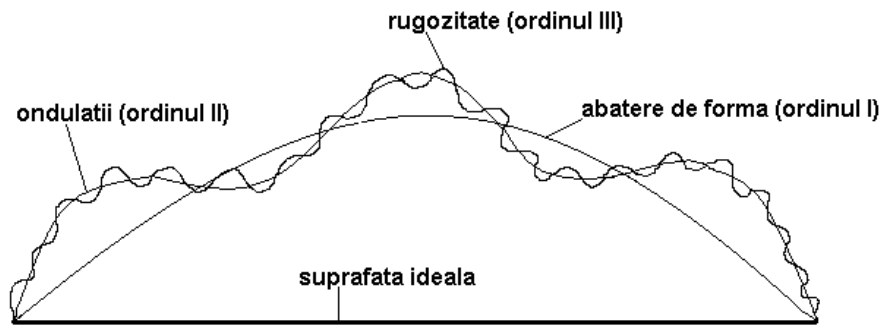


Figura 4.9

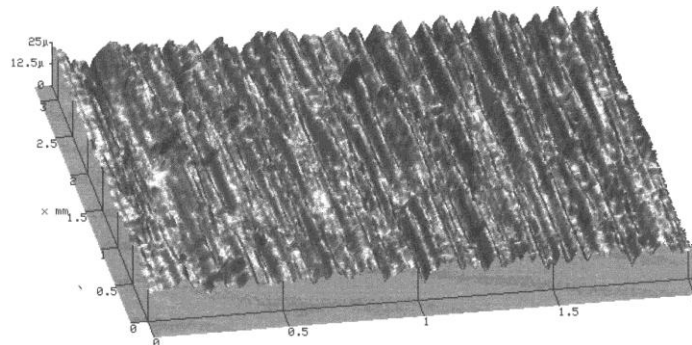


Figura 4.10[31]

Distribuția rugozităților este predominantă pe o direcție sau pe două direcții, funcție de procedeul de prelucrare.

Principalii parametri de caracterizare ai rugozităților definiți în standardul SR ISO 4287-2:2000 sunt :

a) *Linia medie* este linia care are forma profilului nominal și care, în limitele lungimii de referință, împarte profilul efectiv astfel încât suma pătratelor distanțelor de la linia medie la punctele situate pe profil să fie minimă, figura 4.11.

$$\int_0^L z^2(x)dx = \min . \tag{4.4}$$

b) *Linia centrală* este linia care are forma profilului nominal și care, în limitele lungimii de referință, împarte profilul efectiv astfel încât să fie îndeplinită condiția

$$\int_0^L y(x)dx = 0 \tag{4.5}$$

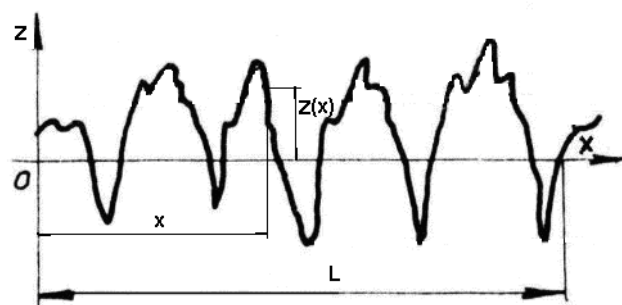


Figura 4.11

Condiția de mai sus, (4.5), aplicată unui profil real, fig. 4.12, conduce la împărțirea profilului astfel încât suma ariilor cuprinse între linia centrală și profilul situat deasupra acestei linii ($\sum A_{\oplus}$) să fie egală cu suma ariilor cuprinse între linia centrală și profilul situat sub această linie ($\sum A_{\ominus}$).

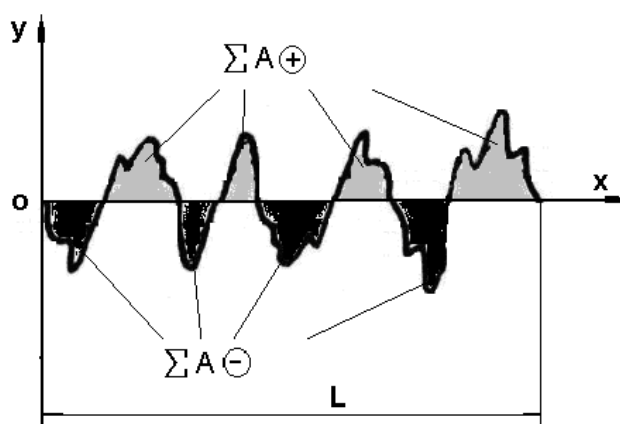


Figura 4.12

c) Înălțimea maximă a rugozităților, în limita lungimii de referință se stabilește, conform figura 4.13, cu relația:

$$R_{\max} = z_{\max} - z_{\min} \quad (\mu\text{m}) \quad (4.6)$$

În aplicațiile practice R_{\max} se măsoară direct pe profilogramă și se împarte la scara K_V :

$$R_{\max} = \frac{R_{\max}(\text{masurat})}{K_V}; [\mu\text{m}] \quad (4.7)$$

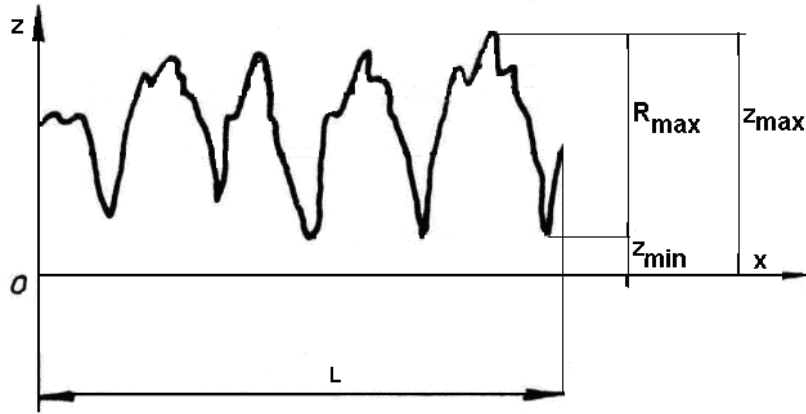


Figura 4.13

d) *Adâncimea de nivelare a rugozităților* este distanța de la vârful cel mai înalt până la linia centrală, în limitele lungimii de referință.

Se calculează cu relația:

$$R_p = \frac{1}{L} \int_0^L z(x) dx \quad (\mu\text{m}) \quad (4.8)$$

În figura 4.14, printr-un sistem de coordonate adecvat, relația (4.8) pune în evidență, cu ușurință, definiția adâncimii de nivelare.

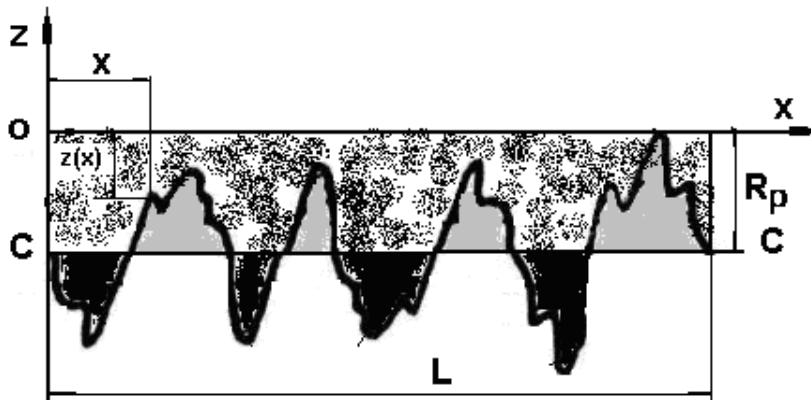


Figura 4.14

e) *Abaterea medie aritmetică a înălțimilor rugozităților R_a* se definește cu relația:

$$R_a = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L |z(x) - R_p| \cdot dx \quad (\mu\text{m}) \quad (4.9)$$

În practică R_a se stabilește ca o valoare medie a abaterilor rugozităților față de linia centrală:

$$R_a = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n |z_i| \quad (\mu\text{m}) \quad (4.10)$$

unde z_i sunt vârfurile abaterilor profilului față de linia centrală, figura 4.15

Între R_a și R_{\max} există următoarea legătură aproximativă:

$$R_a \cong \left(\frac{1}{3} \cdots \frac{1}{6}\right) \cdot R_{\max} \quad (4.11)$$

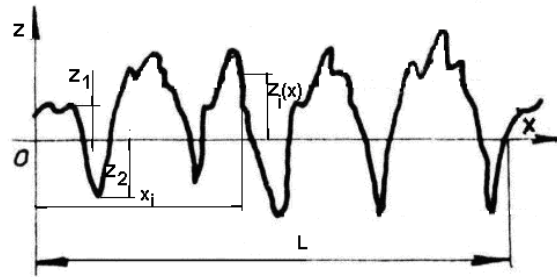


Figura 4.15

f) Adâncimea medie în zece puncte a rugozităților R_z definită prin relația:

$$R_z = \frac{1}{5} \cdot [(y_1 + y_3 + y_5 + y_7 + y_9) - (y_2 + y_4 + y_6 + y_8 + y_{10})] \quad (\mu\text{m}) \quad (4.12)$$

unde: y_1, y_3, y_5, y_7, y_9 sunt cele mai înalte cinci vârfuri de rugozități iar $y_2, y_4, y_6, y_8, y_{10}$ sunt cele mai joase vârfuri de rugozități, în limitele lungimii de referință.

Între R_z și R_a poate fi folosită, cu aproximație, relația:

$$R_z \cong 4.4 \cdot R_a^{0.97} \quad (4.13)$$

Mărimea rugozității depinde de procedeul de prelucrare. În tabelul 4.8 sunt date valori ale abaterii medii aritmetice a înălțimilor rugozităților R_a pentru diferite procedee de prelucrare[8].

Tabelul 4.8

Procedeul tehnologic	Ra [μ m]
Turnare -nisip	25 ... 100
- cochilă	6,3 ... 25
- coji de bachelită	12,5 ... 25
- sub presiune	0,8 ... 6,3
Rabotare	1,6 ... 25
Mortezare	3,2 ... 50
Frezare cu freză cilindrică frontală	3,2 ... 25
Strunjire exterioară interioară	0,8 ... 100
Rectificare cilindrică plană	0,1 ... 6,3
Rodare	0,1 ... 3,2
Lustruire	0,05 ... 0,1
Superfinisare	0,012 ... 0,4
Filetare:	
exterioară	0,2 ... 6,3
interioară	0,8 ... 6,3

Înscrierea pe desene a rugozității suprafețelor se face conform reglementarilor din SR ISO 1302-1995, utilizându-se un simbol de bază (figura 4.16, a) sau simbolurile derivate:

- pentru obligativitatea îndepărtării de material (figura 4.16, b);
- pentru menținerea suprafeței respective în starea obținută prin procedeul de fabricație inițial (figura 4.16, c).

Parametrul de profil se indică prin înscrierea valorii numerice a acestuia (în μ m) precedată de simbolul respectiv, cu excepția cazului în care parametrul ales este R_a (figura 4.16).

În cazul în care în afara parametrului de profil este necesară înscrierea unor date suplimentare referitoare la starea suprafeței respective, simbolurile din figura 4.16 se completează conform figurii 4.17 în care: a - reprezintă parametrul de profil; b - valoarea numerică (în mm) a lungimii de bază (dacă diferă de cea indicată în SR ISO 4287-1:1993) sau alți parametri de profil; c - simbolul orientării neregularităților (= - paralelă; \perp - perpendiculară; X - încrucișată; M - în direcții oarecare; C - circulară; R - radială), d - procedeul tehnologic; tratamentul termic; e - adaosul de prelucrare prescris (în mm).

În figura 4.18 sunt date exemple de notare a rugozității suprafețelor pe desenele de execuție.

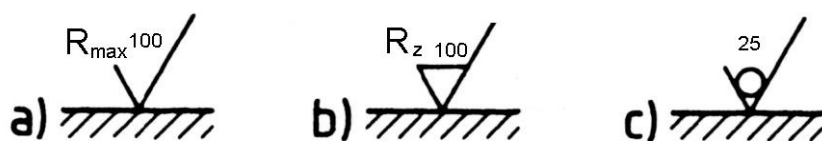


Figura 4.16

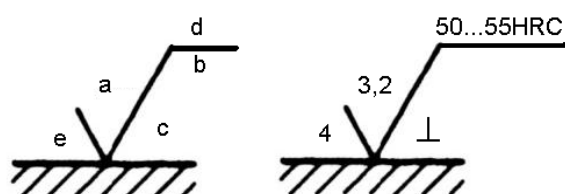


Figura 4.17

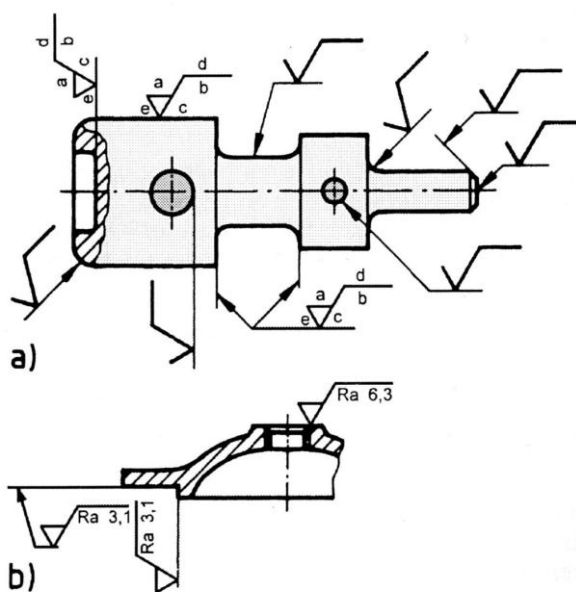


Figura 4.18

4.3 Aplicație

Să se determine ajustajul și toleranțele unei îmbinări cilindrice cu diametrul $\varnothing 110$ mm, cunoscând jocul maxim de $85 \mu\text{m}$ și strângerea maximă de $40 \mu\text{m}$.

Rezolvare

1. Se alege sistemului de toleranță și se desenează diagrama de toleranță. În acest caz se alege sistemul alezaj unitar pentru avantajele care decurg din faptul că arborii se obțin cu cheltuieli mult mai mici decât alezajele la aceleași precizii și dimensiuni din cauza procedurilor de execuție mult mai ieftine și măsurare simplă și precisă.

Pot rezulta situațiile prezentate în figura 4.19.

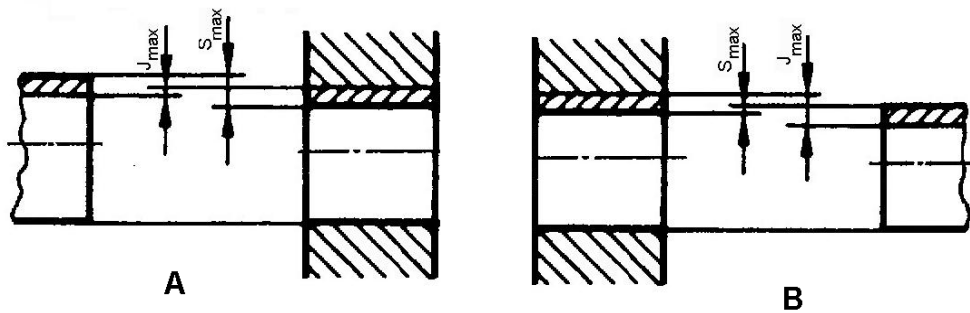


Figura 4.19.

Pentru exemplul considerat se alege varianta B pentru că $j_{\max} > s_{\max}$. ($85 > 40$).

2. Scrierea și analiza relațiilor prin care se exprimă datele problemei:

$$\begin{aligned} j_{\max} &= A_S - a_i \\ s_{\max} &= a_s - A_I \end{aligned} \quad (4.14)$$

Sistemul (4.14) este nedeterminat, conține trei necunoscute, ($A_I = 0$) și are doar două ecuații.

Toleranța ajustajului va fi:

$$T_j = j_{\max} + s_{\max} = T_D + T_d = 125 \mu\text{m} \quad (4.15)$$

Relația 4.15 nu îndepărtează nedeterminarea, dar ea duce la o nouă interpretare practică a problemei: suma $j_{\max} + s_{\max}$ trebuie repartizată celor două piese sub formă de toleranțe, T_D și T_d .

Ridicarea nedeterminării se face exprimând mărimile toleranțelor în funcție de treptele de precizie (factorul a) și unitatea de toleranță, i :

$$T_j = i \cdot (a_d + a_D), \text{ dar; } i = 2,25 \mu\text{m}; a_d = a_D = 25 \quad (4.16)$$

Folosind valorile a , i și tabelul 4.3, găsim că alezajul are clasa de toleranță H8 cu $A_s = 54\mu\text{m}$.

Pentru analiza combinații posibile pentru preciziile celor două piese prezentate la simbolizarea ajustajelor se completează tabelul următor:

Tabelul 4.9

Cazul		Precizia arborelui (a)	Precizia alezajului(a)	Ordinea preferințelor
I	$a_d = a_D$	IT 8 (25)	IT 8 (25)	2
II	$a_d < a_D$	IT 7 (16)	IT 8 (25)	3
III	$a_d \ll a_D$	IT 7 (16)	IT 9 (40)	1

Soluția optimă se obține prin compararea celor trei soluții în combinații de câte două, pe baza costurilor execuției pieselor.

Comparând cazurile I și II se observă că alezajele au aceeași precizie 8, deci costuri egale, iar arborii în cazul I se pot realiza cu precizie mai scăzută, deci mai ieftin, rezultă că se preferă soluția din cazul I. Aceasta se compară cu cea din cazul III. Se observă că la prelucrarea alezajelor se câștigă prin scăderea preciziei cu o treaptă, iar la arborii se pierde prin creșterea preciziei cu o treaptă în cazul III. Știind că arborii se execută la prețuri mult mai mici decât alezajele rezultă că pierderea este mai mică decât câștigul și de aceea este preferabilă soluția din cazul III. Ordinea preferințelor se înscrie în ultima coloană.

Astfel:

Corespunzător clasei de toleranță k7, pentru arbore $a_i = +3\mu\text{m}$ $a_s = +38\mu\text{m}$ (tabelul 4.2), iar pentru alezaj corespunzător clasei de toleranță H9, $A_s = 87\mu\text{m}$.

$$j_{\max} = A_s - a_i = 87 - 3 = 84\mu\text{m} .$$

$$s_{\max} = a_s - A_I = 38 - 0 = 38\mu\text{m} .$$

Ajustajul care se va înscrie pe desen va fi: $\phi 10 \frac{H9}{k7}$.

Cap. 5

ASAMBLĂRI NEDEMONTABILE

Asamblările nedemontabile sunt acele asamblări care nu pot fi demontate fără distrugerea a cel puțin uneia din părțile componente. Din această categorie fac parte: asamblările nituite, asamblările sudate, asamblările prin lipire, asamblările prin încleiere, asamblările prin coasere, ș.a.[1,7,8,9,10,13,26,28].

5.1 Asamblări nituite

Prin operația de nituire se realizează asamblarea rigidă a două sau mai multe table sau profile cu ajutorul unor piese intermediare numite nituri. Nitul are inițial o formă cilindrică, la unul din capete un cap, iar cel de-al doilea cap se obține prin deformare plastică folosind diverse procedee, figura 5.1, 5.2, 5.3[7,9,10].

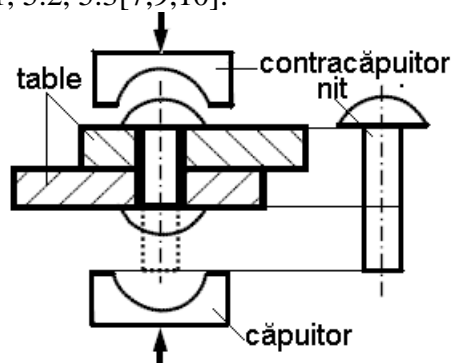


Figura 5.1

Sunt utilizate în special acolo unde din diverse motive nu sunt recomandate asamblările sudate: construcția de avioane, poduri,

grinzi cu zăbrele, tinichigerie, vagoane etc..

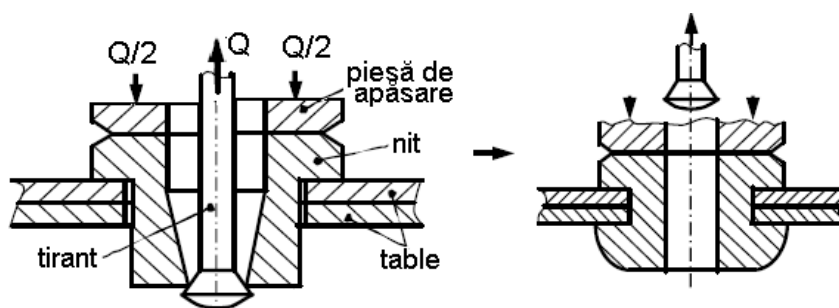


Figura 5.2

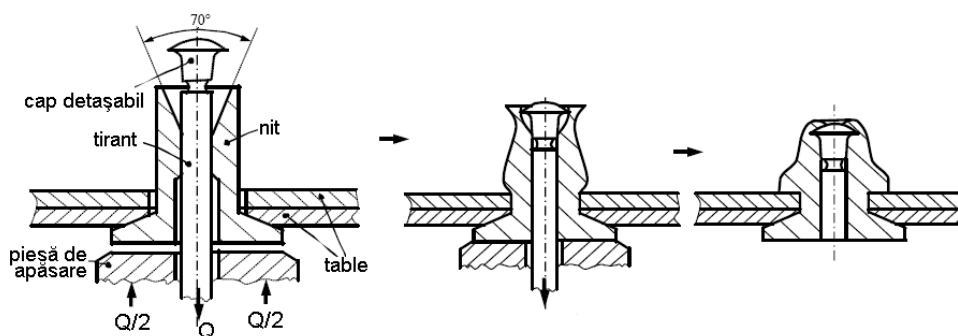


Figura 5.3

Al doilea cap al nitului, la niturile de dimensiuni mici, se formează la rece, iar la cele de dimensiuni mari prin încălzire. Pentru diverse aplicații (în industria de aviație, în industria de autovehicule, etc.) se utilizează tehnologii mai noi, ca cele prezentate în figurile 5.2 și 5.3.

Strângerea realizată la variantele prezentate este destul de puternică, încât să asigure și etanșeitatea asamblării.

5.1.1. Materiale pentru nituri și aspecte tehnologice

Materialele pentru nituri trebuie să îndeplinească mai multe cerințe: - formare ușoară; - umplerea completă a găurii; - menținerea strângerii în timp; - asigurarea strângerii în condiții variate de temperatură (coeficient de dilatare apropiat de cel al tablelor asamblate); - nitul și tablele asamblate trebuie să fie apropiate ca natură, pentru a nu se produce curenți galvanici cu efect de coroziune.

Pentru asamblări obișnuite, se utilizează nituri din: oțeluri moi – ușor de deformat (OL 34, OL 37, STAS 1257- 80, STAS 252- 86, STAS

1987- 80), aliaje de aluminiu (nituri pline SR EN 2070-9:1997, nituri tubulare SR EN ISO 14588:2002), aliaje de cupru (STAS 8734- 80, SR EN ISO 16582:2003, SR EN ISO 16583:2003 SR EN ISO 16584:2003).

În tabelul 5.1 sunt prezentate câteva valori ale rezistențelor admisibile folosite în calculele de proiectare[7,8].

Tabelul 5.1

Elementele îmbinării	Solicitarea	Simbol	Prelucrarea găurii	Valoarea rezistenței admisibile pentru material [MPa]	
				OL 34	OL 37
Nituri	Forfecare	τ_{af}	Poansonare Găurire	110 120	110 140
	Strivire	σ_{as}	Poansonare Găurire	240 280	280 320
Table	Forfecare	τ_{af}	Poansonare Găurire	80 100	90 120
	Strivire	σ_{as}	Poansonare Găurire	210 240	240 280
	Tracțiune	σ_{at}	Poansonare Găurire	110 140	130 160

Pentru nituri din oțel cu diametrul mai mic de 12 mm, nituirea se poate face la rece. Pentru diametre mai mari de 12 mm se recomandă nituirea la cald. Operațiile necesare sunt :

- pregătirea pieselor de asamblat (îndreptare, găurire, debavurare, poziționarea găurilor);
- introducerea niturilor;
- căpuirea.

Pentru asamblările tablelor și pieselor din aluminiu și aliaje de aluminiu se fac următoarele recomandări:

- găurirea cu burghiul pentru evitarea fisurării marginilor tablelor;
- nituirea la rece, pentru că la cald tablele din aluminiu își pierd din rezistență. Aliajele Al-Cu-Mg se durifică la temperatura camerei de la sine de aceea se recomandă ca înainte de nituire să fie depozitate la temperaturi joase sau tratate termic.

5.1.2. Forțe și solicitări în asamblările nituite

În cazul asamblărilor de etanșare preluarea forței F_1 se face de forța de frecare dintre table asigurată de forța de strângere N din tija nitului.

$$F_f = \mu \cdot N; \quad \mu - \text{coeficientul de frecare dintre table} \quad (5.1)$$

Solicitări:

- tija nitului este solicitată la întindere;
- capul nitului este solicitat la strivire pe suprafața de contact dintre nit și tablă și la forfecare pe direcția înălțimii capului, figura 5.4 a.

Inconvenientul acestui tip de asamblare este că strângerea nitului nu este controlabilă suficient de precis de aceea nu este garantată această funcționare.

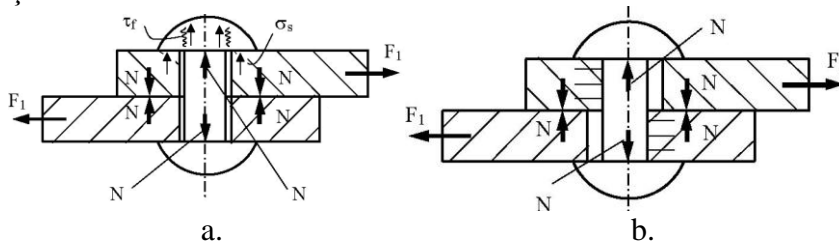


Figura 5.4

Dacă forța $F_1 > \mu \cdot N$, figura 5.4b, are loc o deplasare a tablelor pe direcția forței F_1 , în limita jocului dintre corpul nitului și peretele găurii.

În acest caz *solicitările* vor fi:

- corpul nitului va fi solicitat, în domeniul elastic la strivire, forfecare și încovoiere;
- tablele vor fi solicitate la strivire și forfecare;

În cazuri extreme există pericolul ca atunci când tensiunile din tija nitului depășesc limita de curgere nitul să se deformeze plastic figura 5.5a.

Dacă $F_1 > \mu \cdot N$, o parte din solicitare este preluată de frecarea dintre table iar alta de solicitarea de forfecare a niturilor figura 5.5b, astfel:

$$F_1 = F_f + F_{st} = \mu \cdot N + \sigma_s \cdot A_s; \quad (5.2)$$

unde: - σ_s tensiunea de strivire dintre nit și tablă

- A_s aria secțiunii strivite;

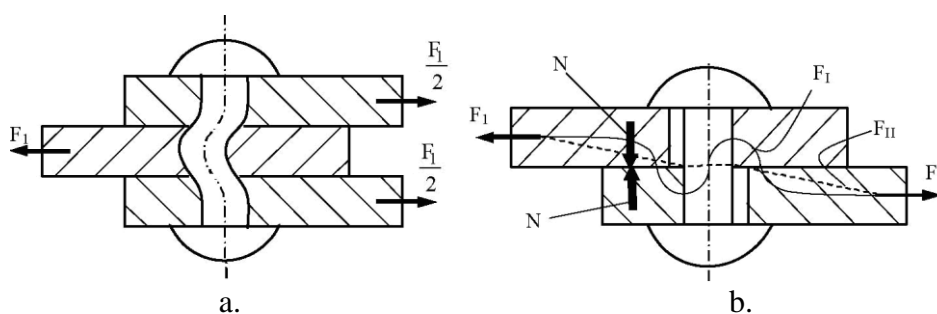


Figura 5.5

Deoarece atât valoarea strângerii N nu poate fi evaluată și există riscul ca această strângere să dispară în timp, componenta $\mu \cdot N$ se neglijează în calcul.

În mod convențional, pentru calculul asamblărilor nituite se fac următoarele ipoteze simplificatoare de calcul:

- forța exterioară se repartizează uniform pe toate niturile;
- transmiterea parțială a forței exterioare prin frecare nu se ia în considerare;
- transmiterea forței ce revine unui nit se face prin solicitarea acestuia la forfecare;
- se presupune ca tija nitului umple complet gaura din table;
- se neglijează încovoierea nitului;
- tensiunile se repartizează uniform pe secțiunea transversală a corpului nitului.

În aceste condiții, figura 5.6, solicitările nitului sunt:

- de forfecare a tijei nitului;
- de strivire a tijei nitului.

$$\tau_f = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq \tau_{af} \quad (5.3)$$

unde: - F_1 este forța care revine unui nit, d_1 diametrul tijei nitului;

$$\sigma_s = \frac{F_1}{s_{\min} \cdot d_1} \leq \sigma_{as}; \quad (5.4)$$

unde: - σ_{as} rezistența admisibilă la strivire pentru materialul cel mai moale (nit sau tablă), s_{\min} cea mai mică grosime de tablă din asamblare.

S-a considerat că tensiunea de strivire este distribuită uniform pe aria laterală a semicilindrului de înălțime s_{\min} și de diametru d_1 .

Tablele din asamblare, figura 5.7a, sunt solicitate la:

- forfecare;

- tracțiune.

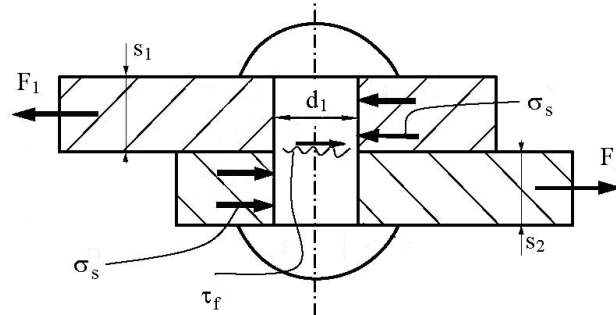


Figura 5.6

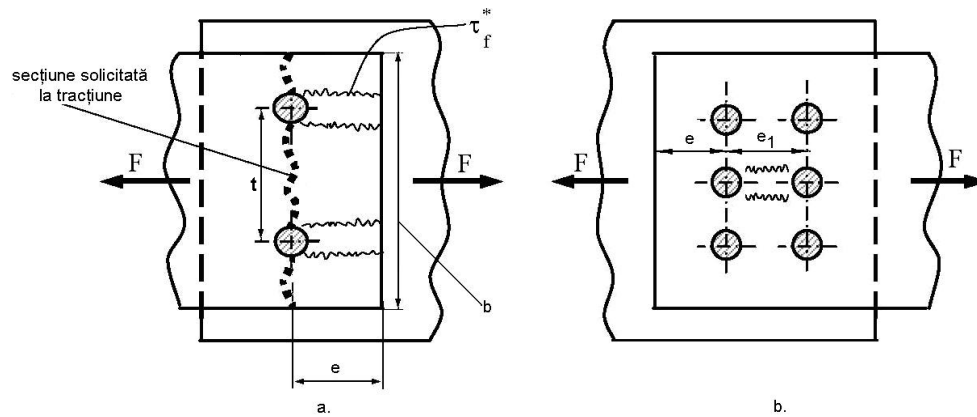


Figura 5.7

Forfecarea marginilor tablei:

$$\tau_f^* = \frac{F_1}{2 \cdot s_{\min} \cdot \left(e - \frac{d_1}{2}\right)} \leq \tau_{af}^* ; \text{ unde:} \quad (5.5)$$

τ_{af}^* - tensiunea admisibilă la forfecare a tablei mai subțiri;

Tracțiunea tablelor în secțiunea slăbită:

$$\sigma_t^* = \frac{F_1}{(b - d_1)} \leq \sigma_{at}^* ; \quad (5.6)$$

unde:

σ_{at}^* tensiunea admisibilă de tracțiune a tablelor ;

Dacă există mai multe rânduri de nituri, poate apare forfecarea tablelor între rânduri, figura 5.7b și atunci se impune verificarea tensiunii de forfecare a tablei între rândurile de nituri:

$$\tau_f^{**} = \frac{F_1}{2 \cdot s_{\min} \cdot (e_1 - d_1)} \leq \tau_{af}^{**}; \quad (5.7)$$

unde:

τ_{af}^{**} – tensiunea admisibilă de forfecare longitudinală a tablelor;

Cu relațiile 5.3, 5.4, 5.5, 5.6, 5.7, se pot face calcule de verificare a asamblărilor sau de dimensionare, determinând diametrul necesar pentru tija nitului, distanța până la marginea tablelor, distanța dintre nituri și respectiv distanța dintre rânduri.

Constructiv se fac următoarele recomandări dimensionale:

- $d_1 = (1,5 \dots 2)s$ (se aleg valori standardizate) ;
- $t = (2,5 \dots 3)d_1$; $e = (1,5 \dots 2)d_1$; și $e_1 = (2,5 \dots 3)d_1$;
- diametrul găurii $d_g = d_1 + 0,2$, pentru $d_1 < 5\text{mm}$, $d_g = d_1 + 0,5$, pentru $d_1 < 10\text{mm}$, $d_g = d_1 + 1$, pentru $d_1 > 10\text{mm}$, se recomandă de asemenea ca asamblarea să fie realizată cu nituri multe și de diametre mici (3 .. 6 mm).

5.1.3 Aplicație asamblări nituite

Două platbande cu lățimea $b = 120$ mm și grosimea $s = 10$ mm sunt nituite prin suprapunere, figura 5.8. Forța care soliciță platbandele are valoarea $F = 125$ KN. Platbandele sînt confecționate din OL 37 cu $\sigma_{at} = 130$ MPa, iar niturile, din OL 34 cu $\tau_{af} = 110$ MPa și $\sigma_{ast} = 240$ MPa. Să se dimensioneze și să se verifice asamblarea la strivire și tracțiune, știind că se folosesc nituri cu diametrul inițial al tije $d_1 = 19$ mm, [6].

Rezolvare

a. În acest caz niturile au o singură secțiune de forfecare și un nit va transmite forța F_1 .

Diametrul găurii în care se introduce nitul va fi:

$$d_g = d_1 + 1 = 20\text{mm};$$

După operația de nituire, conform ipotezelor de calcul diametrul tije nitului se deformează și va avea valoarea diametrului găurii.

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \tau_{af} = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} \cdot 110 = 34557,5 \text{ N}; \quad (5.8)$$

b. Numărul necesar de nituri va fi:

$$i = F/F_1 = 125.000/34.555,5 = 3,61, \text{ deci } i = 4 \text{ nituri}$$

c. Verificarea platbandelor la tracțiune (platbanda superioară), se face în secțiunile slăbite. Se admite că niturile se încarcă egal, în acest caz, în secțiunea AB acționează forța întreagă și atunci:

$$\sigma_t = \frac{F}{(b - d_g) \cdot s} = \frac{125.000}{(120 - 20) \cdot 10} = 125 \text{ MPa}; \quad (5.9)$$

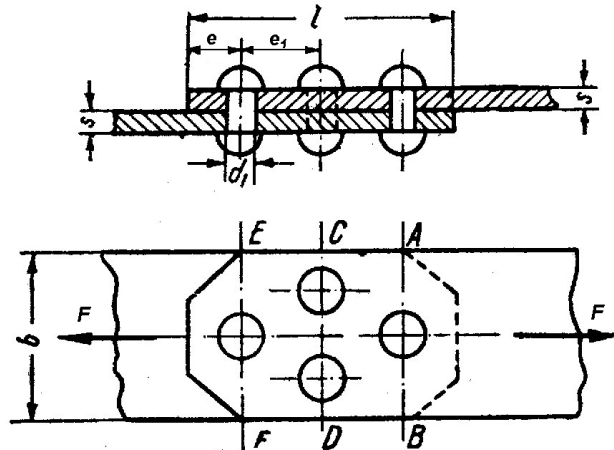


Figura 5.8

În secțiunea CD a platbandei superioare acționează o forță egală cu $\frac{3}{4}F$, deoarece, $\frac{1}{4}F$ s-a transmis prin nitul din secțiunea AB la platbanda inferioară, astfel pentru această secțiune:

$$\sigma_t = \frac{3F}{4(b - 2d_g) \cdot s} = \frac{3 \cdot 125.000}{4(120 - 2 \cdot 20) \cdot 10} = 117 \text{ MPa}; \quad (5.10)$$

În secțiunea EF a platbandei superioare acționează $\frac{1}{4}F$ și atunci în această tensiunea va fi:

$$\sigma_t = \frac{F}{4(b - d_g) \cdot s} = \frac{125.000}{4(120 - 20) \cdot 10} = 31,3 \text{ MPa}; \quad (5.11)$$

În toate secțiunile eforturile unitare sunt sub limita admisibilă (130MPa).

c. Verificarea la strivirea dintre nit și platbandă:

$$\sigma_{st} = \frac{F}{i \cdot d_1 \cdot s} = \frac{125.000}{4 \cdot 20 \cdot 10} = 156,25 \text{ MPa}; \quad \text{deci} \quad \sigma_{st} < \sigma_{ast} = 240 \text{ MPa}$$

(5.12) valoarea admisibilă pentru materialul nitului;

d. - Distanța dintre rândurile de nituri $e_1 = (2,5 \dots 3)d_1 = 3 \times 20 = 60$ mm;

- Distanța până la margine $e = (1,5 \dots 2)d_1 = 2 \times 20 = 40$ mm;

- Distanța dintre nituri $t = (2,5 \dots 3)d_1 = 2,5 \times 20 = 50$ mm.

5.2. Asamblări sudate

5.2.1. Definiere și domenii de utilizare

Operația tehnologică prin care se assemblează nedemontabil două piese din același material sau materiale diferite dar având compoziția chimică apropiată poartă denumirea de **sudare**. Pentru a putea fi realizată, este necesară aducerea în stare de topire sau cel puțin plasticizare a suprafețelor ce urmează a fi sudate [1,7,8,9,10,13,26,28].

Sudarea se poate face:

- cu sau fără adaos de material pentru formarea cusăturii;
- cu sau fără intervenția unor forțe de apăsare una asupra celeilalte suprafețe de sudat.

Datorită efectului termic, zona sudată, figura 5.9, prezintă o structură eterogenă formată din următoarele componente:

1- cordon de sudură, având caracterul unei structuri de turnare, cu rezistență scăzută;

2- zona de aliere prin difuzie, cu compoziția chimică între cea a cordonului de sudură și cea materialului de bază;

3- zona influențată termic, cu granulație grosolană datorată supraîncălzirii - fragilă;

4- materialul de bază cu structura practic nemodificată.

Caracterul eterogen al structurii este însoțit de proprietățile fizico-mecanice diferite. Zonele influențate termic, având o structură grosolană, prezintă rezistență mecanică scăzută și fragilitate accentuată.

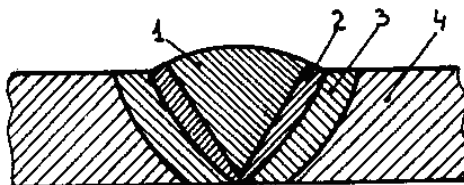


Figura 5.9

Omogenizarea structurală, având ca scop asigurarea aceleiași rezistențe ca și cea a materialului de bază, se obține în urma tratamentului termic de normalizare, ulterior sudării. Se recomandă ca tratamentul termic să urmeze rapid operației de sudare, pentru a nu se manifesta efectele tensiunilor interne (deformații și crăpături).

Avantajele procedurii de sudare:

- simplitate constructivă și tehnologică; - păstrarea rezistenței piesei;
- asigurarea etanșeității; - posibilitatea realizării pieselor cu geometrie complicată; - posibilitatea asamblării pe șantier; - economii de materiale, manoperă și energie.

5.2.2. Clasificarea și simbolizarea sudurilor

Asamblările sudate se pot clasifica după mai multe criterii [8,9,10]:

1. *După procedeul tehnologic* conform STAS 5555/2-80 în sudare:

a. prin topire:

- cu gaz;
- cu arc electric: (- descoperit; - acoperit; - în mediu cu gaz protector).
- turnare de metal topit;
- cu fascicol de electroni;
- cu fascicol de lumină.

b. prin presare:

- la rece;
- cu gaz;
- electrică: - prin suprapunere continuă; prin suprapunere în puncte; - cap la cap; - prin frecare; - prin forjare.

c. speciale: - cu jet de plasmă; - cu laser; - cu ultrasunete; - în vacuum.

2. *După forma cordonului de sudură*, figura 5.10.

3. *După poziția reciprocă a tablelor*, figura 5.11.

Reprezentarea convențională a îmbinărilor trebuie să furnizeze toate indicațiile necesare referitoare la asamblarea ce urmează a fi realizată, fără ca prin aceasta să se supraîncarce desenul, figura 5.11.

Formele și dimensiunile rosturilor la sudarea cu arc electric și cu gaze sunt prezentate în SR EN 29692:1994, iar pentru sudarea oțelurilor sub strat de flux în STAS 6726-85.

Simbolurile asamblărilor sudate se plasează pe desen prin intermediul următoarelor elemente, figura 5.12: o linie de indicație 1, executată cu linie continuă subțire, care se sprijină într-o săgeată pe cordonul de sudură, 4, o linie de referință formată dintr-o linie continuă,

2a și o linie întreruptă, 2b, subțiri și paralele. Linia de indicație, 1, poate avea o poziție oarecare față de asamblarea sudată. În cazul în care numai una dintre piese este prelucrată, linia de indicație, 1, trebuie să fie orientată obligatoriu spre aceasta. Linia de referință, 2, se trasează, de preferință, paralel cu baza desenului sau cu axa îmbinării sudate.

Simbolul, 3, se amplasează, în funcție de spațiul disponibil, fie deasupra, fie dedesubtul liniei de referință. Astfel, simbolul se amplasează: pe linia continuă de referință dacă suprafața exterioară a sudurii se află pe partea dinspre linia de indicație, pe linia întreruptă de referință dacă suprafața exterioară a sudurii se află pe partea opusă a liniei de indicație, simetric față de linia continuă de referință dacă sudura este simetrică.

Fiecare simbol este însoțit de cote care se dispun față de acesta astfel: la stânga, adică în fața simbolului, se plasează cota referitoare la dimensiunea sudurii în secțiune transversală, iar în dreapta, adică după simbol se plasează cotele referitoare la dimensiunea longitudinală a sudurii. În cazul sudurilor de colț, se indică două metode de cotare figura 5.13. Din această cauză valoarea numerică a cotei trebuie precedată, după caz, de simbolurile a (grosimea sudurii) sau z (cateta celui mai mare triunghi isoscel înscris în secțiune).

5.2.3. Considerații tehnologice

Aptitudinea materialelor de a putea fi sudate se numește *sudabilitate*. Este definită în STAS 7194-79 și depinde de compoziția chimică și starea structurală. Oțelurile se sudează cu atât mai ușor cu cât sunt mai sărace în carbon și în general în elemente de aliere, deoarece un oțel cu cât conține mai mult carbon și elemente de aliere, are tendința ca la răcirea din domenii supracritice să se călească[8,9].

Comportarea oțelurilor la sudare este apreciată prin valoarea coeficientului C_e - carbon echivalent. Carbonul echivalent reprezintă însumarea influențelor clementelor de aliere, din compoziția unui oțel, raportate la influența carbonului asupra caracterului structurii de răcire.

- pentru oțeluri carbon:

$$C_e = C + \frac{Mn + Si}{4} [\%]; \quad (5.13)$$

- pentru oțeluri aliate:

$$C_e = \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15} [\%]; \quad (5.14)$$

În figura 5.14 este prezentă aptitudinea de sudabilitate pe o scară de la 1 la 10 funcție de C_e . Oțelurile cu $C_e < 0,25$ [%], au sudabilitatea bună, necondiționată. Până la $C_e = 0,45$ [%], sudabilitatea se păstrează bună, dar condiționat de controlul procesului de răcire pentru a obține structuri de recoacere și nu de călire (tensionate, dure și fragile), de aceea se preîncălzește zona sudurii la o temperatură care depinde de mărimea lui C_e . Controlul vitezei de răcire se face prin răcire în nisip sau în cuptoare cu reglaj programat al temperaturii.



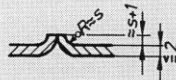


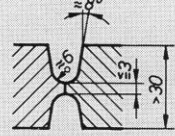


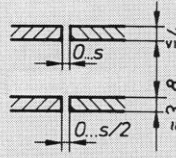


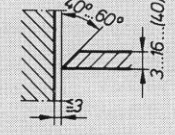


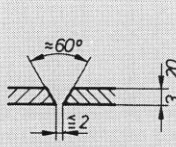
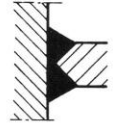

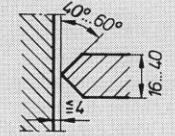


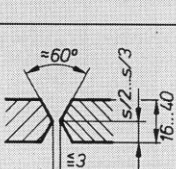
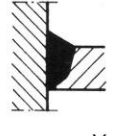

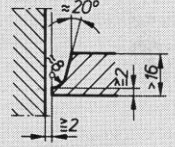


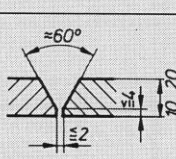





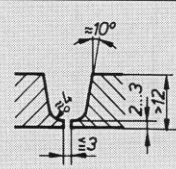


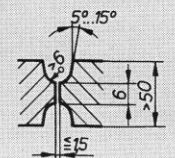
Forma cordonului de sudură	Simbolul	Forma semifabricatului pregătit pentru sudură	Forma cordonului	Simbolul	Forma semifabricatului pregătit pentru sudură
 Bordurat	 1		 Sudură în dublu U	 7-7	
 Sudură în I	 2		 De colț în V	 4	
 Sudură în V	 3		 De colț în K	 4-4	
 Sudură în X	 3-3		 De colț în Y	 8	
 Sudură în Y	 5		 Sudură în I	 1	
 Sudură în U	 7		 Sudură în dublu U	 4-4	

Figura 5.10[1]

Tipul și Simbolul	Schița sudurii	Mod de reprezentare pe desen	Tipul și Simbolul	Schița sudurii	Mod de reprezentare pe desen
Cap la cap 1			Sudură de colț 10		
Cap la cap 2	<i>Oberer Werkstückfläche</i> 				
Cap la cap 3					
Cap la cap 4			Prin suprapunere cusătură în găuri 11		
Cap la cap 5					
Cap la cap 6			Sudură în puncte 12		
Cap la cap 7			Prin suprapunere prin presare 13		
Cap la cap 8			Cap la cap combinată IV 14		
Cap la cap 8			Cap la cap combinată IY 15		
			Cu margini răsfrânte 16		

Figura 5.11[1]

Alegerea procesului de sudare se face funcție de: material (marcă), grosimea materialului, forma cordonului de sudură, poziția cordonului, scopul asamblării (de rezistență sau de rezistență-etanșare), caracterul producției, dotarea întreprinderii.

Materialul de aport trebuie să aibă compoziția chimică și structurală cât mai aproape de cea a metalului de bază. Materialul de aport se prezintă

sub formă de electrozi - în cazul sudării manuale, sau bobine din sârmă de sudură - în cazul sudării automate.

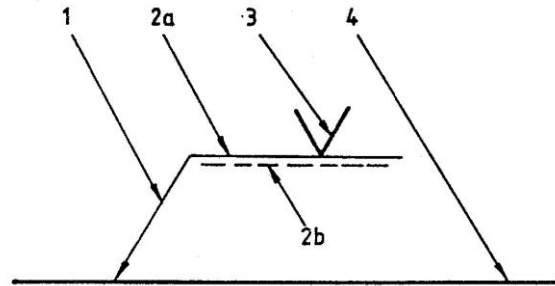


Figura 5.12

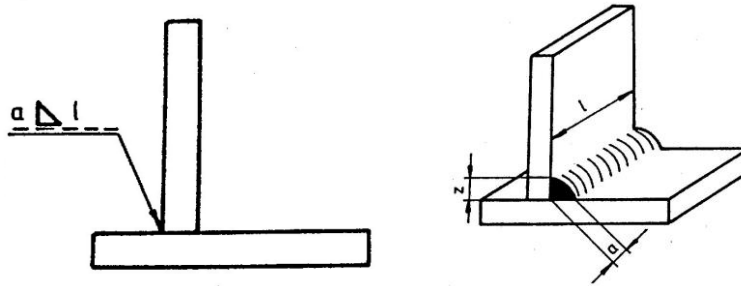


Figura 5.13

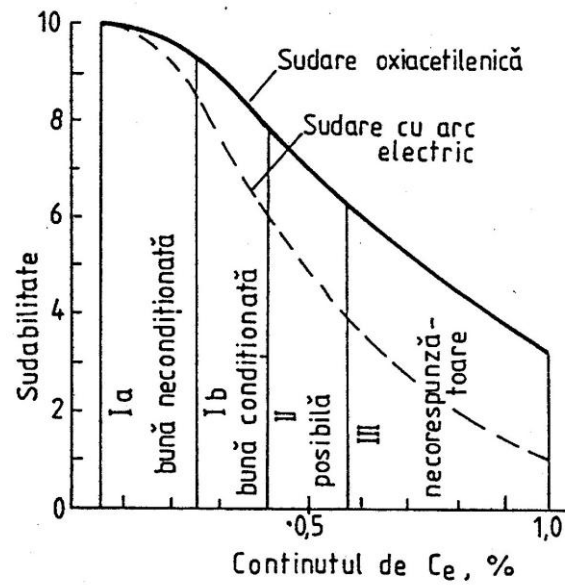


Figura 5.14

Violența procesului de sudare duce la modificarea compoziției chimice cât și la antrenarea sau absorbția de gaze (H_2 , N_2 , O_2) în baia metalică, care produc tensiuni interne, fragilitate, microfisuri și slăbirea rezistenței la oboseală statică și dinamică. Pentru a conserva compoziția chimică și caracteristicile fizico-mecanice ale cordonului de sudură se folosesc învelișuri pentru electrozi, sau fluxuri în cazul sudării automate. Învelișurile și fluxurile sunt amestecuri de substanțe care prin topire, produc o zgură protectoare deasupra băii de metal lichid.

Materialele de aport pentru sudură sunt standardizate:

1. Pentru sudura manuală:

- electrozii înveliți pentru sudarea oțelurilor SR EN 499:1997, SR EN 757: 1998;
- electrozi înveliți pentru sudarea fontei SR EN ISO 1071:2004;
- electrozi înveliți pentru sudarea aluminiului.

2. Pentru sudarea automată:

- sârmă din oțel pentru sudare;
- fluxuri topite pentru sudarea oțelurilor - SR EN 760:1997;
- sârmă de Al și aliaje de Al pentru sudare - SR EN 759:1998.

Alegerea materialelor de aport se face ținând seama de compoziția chimică a metalului de bază, scopul sudurii, procedeul de execuție al sudurii, poziția de sudare, mărimea și importanța producției.

Pregătirea suprafețelor constă din curățirea suprafețelor în contact și realizarea marginilor sudurii în geometria adecvată, figura 5.10.

Execuția sudurii impune așezarea pieselor în poziția de sudat în dispozitive, sau prinderea inițială (de probă) prin câteva puncte de sudură și respectarea materialului de aport, regimul de sudare (debit de gaze, tensiune-curent, mediu protector, viteză de înaintare, succesiunea depunerilor pentru evitarea de formațiilor).

Pentru eliminarea tensiunilor remanente, imediat după terminarea sudurii, piesa trebuie supusă unor operații de detensionare termică sau mecanică.

Controlul sudurilor se poate realiza:

- Nedistructiv: cu gaze sau lichide penetrante, cu ultrasunete, cu raze X.
- Distructiv: prin încercări mecanice de rezistență, reziliență, îndoire.

5.2.4. Calculul asamblărilor sudate

Datorită complexității solicitărilor, calculul sudurilor este un calcul convențional care are la bază următoarele ipoteze [1,8,9,15]:

1. Distribuția uniformă a eforturilor unitare în cordonul sudat;
 2. Neglijarea tensiunilor remanente rezultate după sudare;
 3. Neglijarea relației dintre calificarea sudorului și calitatea sudurii.
 4. Dacă se consideră a - înălțimea secțiunii periculoase (de rupere) și s - grosimea piesei celei mai subțiri, atunci, pentru sudura cap la cap $a = s$, iar pentru sudura de colț $a = 0,7s$;
 5. Se acceptă ideea că la capete, cordonul sudat nu are aceeași calitate ca restul cordonului, de aceea lungimea de calcul $l_c = l_s - 2a$, l_c - lungimea de calcul cordonului de sudură, l_s - lungimea totală a sudurii;
- Pentru a corecta aceste ipoteze se admite inegalitatea:

$$\sigma_{as} < \sigma_{ab}; \quad (5.15)$$

σ_{as} - efortul unitar admisibil în cordonul sudat, σ_{ab} - efortul unitar admisibil al materialului de bază.

Etapele de calcul:

1. Calculul eforturilor unitare efective din cordonul sudat σ_s , τ_s cu relațiile din figurile 5.15 și 5.16.
2. Pentru solicitări compuse se calculează tensiunea echivalentă:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_s^2 + 4\tau_s^2}; \quad (5.16)$$

3. Calculul tensiunii unitare admisibile din cordonul sudat σ_{as} , τ_{as} :

$$\sigma_{as} = V \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \frac{\sigma_{cb}}{c}; \quad (5.17)$$

$$\tau_{as} = V \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \frac{\tau_{cb}}{c}; \quad (5.18)$$

unde :

$V = 0,65 \dots 1$, coeficient dependent de tipul solicitării și al sudurii;

$K_1 = 0,8 \dots 1$, coeficient dependent de precizia cunoașterii încărcării exterioare;

$K_2 = 0,8$, când nu se execută control riguros;

$K_2 = 1$, când se execută control cu raze X;

$K_3 = 1$, pentru solicitări fără șocuri;

$K_3 = 0,9 \dots 0,3$, pentru solicitări cu șocuri;

σ_{cb} , τ_{cb} , limitele de curgere ale materialului de bază;

c , coeficient de siguranță al asamblării

La solicitări variabile:

Se calculează coeficientul de siguranță la oboseală cu una din relațiile, 3.11...3.14, sau pentru solicitări compuse, coeficientul de siguranță global cu relația 3.15.

Verificarea se face comparând tensiunile efective cu cele admisibile sau coeficienții de siguranță efectivi cu cei admisibili.

La calculul de dimensionare se determină lungimea necesară a cordonului de sudură sau înălțimea necesară a cordonului de sudură considerând tensiunile efective egale cu tensiunile admisibile.

Tipul solicitării	Schița solicitării	Înălțimea cordonului de sudură	Calculul tensiunii efective	Aria secțiunii solicitate sau modulul de rezistență
Tracțiune Compresiune			$\sigma_t = \frac{F}{A_t}$ $\sigma_c = -\frac{F}{A_t}$	$A_t = a \cdot l_c$ $l_c = l - 2a$
Forfecare			$\tau_f = \frac{F}{A_f}$	$A_f = a \cdot l_c$ $l_c = l - 2a$
Încovoiere			$\sigma_i = \frac{M_i}{W_z}$	A $W_z = a \cdot l_c^2 / 6$ B $W_z = l_c a^2 / 6$ $l_c = l - 2a$
Tracțiune și Încovoiere			$\sigma_{res} = \sigma_t + \sigma_i$	
Forfecare și Încovoiere			$\sigma_{ech} = 0,5 \cdot \left(\sigma_i + \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_f^2} \right)$	

Figura 5.15[1]

5.3. Îmbinări prin lipire

Sunt îmbinări nedemontabile a pieselor metalice, la care legătura se realizează prin difuzia metalului de adaus - adus în stare lichidă, în structura metalul pieselor - aflat în stare solidă.

Ca și la suduri, se folosește efectul termic pentru realizarea legăturii dintre materialul de lipit și cel de adaus, dar metalul de bază nu

se topește, metalul de adaus este diferit de cel de bază (are punctul de topire mai scăzut), nu se modifică structural materialul de bază, dar rezistența mecanică este mai mică decât la suduri [1,7,8,9,10,13,26,28].

Tipul solicitării	Schița solicitării	Înălțimea cordonului de sudură	Calculul tensiunii efective	Aria secțiunii solicitate sau modulul de rezistență
Tracțiune Compresiune			tracțiune $\sigma_t = \pm \frac{F_1}{A_t}$ $F_1 = F_2 = F \cdot \cos 45^\circ$ încovoiere $\sigma_i = \frac{M_f}{W_z}$ $M_f = F_2 \cdot e$ forfecare $\tau_f = \frac{F_2}{A_f}$ conf. teoriei efortului unitar maxim $\sigma_{ech} = 0,5(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau_f^2})$ $\sigma = \sigma_t + \sigma_i$	$A_t = a \cdot l_c$ $l_c = l - 2a$ pt. mai multe cordoane $A_t = \sum a \cdot l_c$ $W_z = l_c a^2 / 6$ $A_f = a \cdot l_c$ pt. mai multe cordoane $A_f = \sum a \cdot l_c$
Forfecare			$\tau_f = \frac{F}{A_f}$	$A_f = a \cdot l_c$ $l_c = l - 2a$ pt. mai multe cordoane $A_f = \sum a_1 \cdot l_{c1} + \sum a_2 \cdot l_{c2}$
Încovoiere			$\sigma_i = \frac{M_f}{W_z}$	A $W_z = a \cdot l_c^2 / 6$ B $W_z = l_c a^2 / 6$ $l_c = l - 2a$
Forfecare și Încovoiere			$\sigma_{ech} = 0,5(\sigma_i + \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_f^2})$ $W_z = \frac{1}{6(h+2a)} \cdot [(s+2a) \cdot (h+2a)^3 - s \cdot h^3]$	
Torsiune			$\tau_f = \frac{M_t}{W_p}$	$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d+2a)^4 - d^4}{(d+2a)}$
Torsiune și Încovoiere			$\sigma_i = \frac{M_f}{W_z}$ $\sigma_{ech} = 0,5(\sigma_i + \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_f^2})$	$W_z = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d+2a)^4 - d^4}{(d+2a)}$

Figura 5.16[1]

5.3.1 Clasificarea îmbinărilor prin lipire, materiale și tehnologia de execuție

Clasificarea se face în funcție de temperatura de topire a materialul de adaus:

- lipituri moi - la care $t_t < 500$ °C;
- lipituri tari - la care $t_t > 500$ °C.

Materiale și tehnologie de execuție

Materialele de adaus folosite în procesul de lipire, un material trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- să aibă în stare o tensiunea superficială cât mai mică, pentru a acoperi materialul de bază cât mai bine;
- temperatura de topire cât mai scăzută, de aceea se folosesc aliaje a căror compoziție este apropiată de cea eutectică sau eutectoidă;
- să aibă fluiditate cât mai mare în stare topită pentru ca materialul de adaus să pătrundă cât mai ușor în spațiul dintre suprafețele de lipit (cu cât grosimea stratului de lipitură este mai mică, cu atât ponderea de participare a forțelor de coeziune dintre atomii metalului de adaus și atomii metalului de bază la preluarea sarcinii este mai mare) și consumul de material de adaus să fie cât mai mic.

Aliaje pentru lipit:

- Aliaje Pb-Sn: folosite pentru lipituri moi;
- Aliaje Al-Si: folosite pentru lipirea aliajelor de Al;
- Aliaje Cu-Pb: folosite pentru lipirea aliajelor cu Cu;
- Aliaje Cu-Zn: SR EN 1044:2002 - folosite pentru lipirea oțelurilor, aliajelor de Ni, Cu-Ni și alamelor;
- Aliaje Ni-Cr: folosite pentru lipirea oțelurilor inoxidabile;
- Aliaje Cu-Ag: folosite pentru realizarea contactelor în electrotehnică și electronică, cât și la fabricarea bijuteriilor;
- Aliaje Ag-Sn-Cu: folosite pentru realizarea contactelor în electrotehnică și electronică, cât și la fabricarea bijuteriilor;
- Aliaje Cu-Au: folosite pentru realizarea contactelor în electrotehnică și electronică, cât și la fabricarea bijuteriilor.

Operații tehnologice:

1. Curățirea suprafețelor în contact de orice urme de oxizi, grăsimi sau murdării. Se poate executa:

- mecanic prin, polizare, frecare cu peria de sârmă, bandă sau pastă abrazivă;

- chimic cu trietanolamină, metilcloroform, silicat de sodiu sau acizi.

2. Protejarea suprafețelor de lipit împotriva oxidării cu ajutorul:

- fluxurilor - colofoniu, acid clorhidric sau clorură de zinc pentru lipitură moale și azotat de amoniu sau compoziții speciale pentru lipitură tare (pentru lipiturile a căror încălzire se face deschis);

- atmosferă controlată - amestec de gaze cu caracter ușor reducător;

- atmosferă rarefiată – vid, (atmosfera controlate sau vidul se folosesc pentru lipituri ce se execută în cuptor).

3. Așezarea suprafețelor de contact în poziția de lipire.

Dimensiunile rosturilor depind de calitatea materialului de bază și aliajului de lipire, câteva recomandări sunt făcute în tabelul 5.2.

Lipirea tablelor se face prin suprapunere. Lungimea de suprapunere $l = (4...12)s$. Lipirea țevilor se face prin introducerea capătului țevii cu diametrul mai mic în cea cu diametrul mai mare. Dispunerea suprafețelor de lipit se alege astfel încât solicitarea principală să fie forfecarea[8].

Tabelul 5.2

Tipul aliajului de lipit	Materialul de bază, dimensiunea rostului [mm]		
	Oțel	Aliaje ușoare	Aliaje sinterizate
Al-Si	-	0,15-0,6	-
Cu	0,05-0,10	-	-
Cu	0,25-0,40	-	-
Alamă	0,10-0,25	-	0,10-0,40
Alpaca	0,20-0,30	-	0,10-0,40
Cu-Pb	-	-	0,10-0,30
Ag-Cu-Pb	-	-	0,05-0,20
Ag	0,005-0,20	0,15-0,65	0,05-0,25

4. Încălzirea zonei de lipit se poate face separat sau împreună cu materialul de adaus în două moduri:

- deschis - cu ciocanul de lipit, lampă de benzină, suflaiul aparatului de sudură oxigaz, contact etc;

- închis - în cuptoare etanșe cu atmosferă controlată sau rarefiată (vid).

5. Se preferă o răcire controlată pentru reducerea tensiunilor datorate diferenței dintre coeficienții de dilatare a pieselor și aliajului de lipit.

5.3.2 Calculul asamblărilor lipite

De obicei asamblările lipite se folosesc acolo unde solicitările au valori reduse. Din acest motiv cele mai multe nu necesită un calcul de rezistență. Totuși la lipiturile tari se efectuează calcule de rezistență.

Asamblarea prin suprapunere:

În fig. 5.18, este indicată o îmbinare prin suprapunere simplă a două table supuse la tracțiune cu forța F .

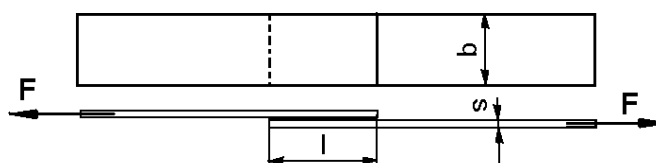


Figura 5.18

Tensiunea nominală de tracțiune din table, respectiv tensiunea nominală de forfecare din stratul de aliaj sunt :

$$\sigma_t = \frac{F}{sb} \leq \sigma_{at} \quad (5.19)$$

$$\tau_f = \frac{F}{lb} \leq \tau_{af} \quad (5.20)$$

unde b este lățimea tablelor (lățimea zonei lipite), iar σ_{at}, τ_{af} sunt tensiunile admisibile (de tracțiune a materialului tablelor, respectiv de forfecare a aliajului sau metalului de lipit).

Egalând forța din relația 5.20 cu forța din relația 5.21 se obține lungimea necesară pentru zona lipită:

$$l = \frac{\sigma_{at}}{\tau_{af}} s \quad (5.21)$$

În cazul lipirii cap la cap a două bare circulare, figura 5.19, supuse la tracțiune, valoarea tensiunii nominale va fi dată de relația 5.22.

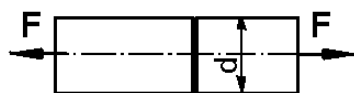


Figura 5.19

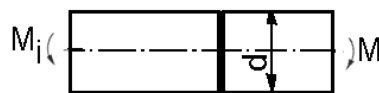


Figura 5.20

$$\sigma'_t = \frac{4F}{\pi d^2} \leq \sigma'_{at} \quad (5.22)$$

σ'_{at} este rezistența admisibilă la tracțiune a aliajului de lipit.

Pentru îmbinarea cap la cap supusă la încovoiere, figura 5.20, valoarea tensiunii nominale este:

$$\sigma'_i = \frac{M_i}{W_z} \leq \sigma'_{ai} \quad (5.23)$$

unde W_z este modulul de rezistență al secțiunii de îmbinare și σ'_{ai} este rezistența admisibilă la încovoiere a aliajului de lipit.

Pentru îmbinarea cap la cap solicitată la momentul de torsiune M_t , figura 5.21, tensiunea nominală de torsiune din lipitură este dată de relația:

$$\tau'_t = \frac{16M_t}{\pi d^3} \leq \tau'_{at} \quad (5.24)$$

în care τ'_{at} este rezistența admisibilă la torsiune a materialului de lipit.

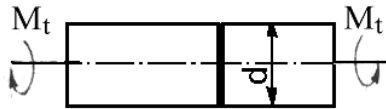


Figura 5.21

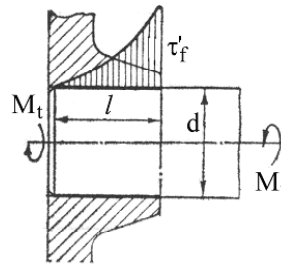


Figura 5.22

În cazul îmbinării arbore-butuc, figura 5.22, supusă acțiunii unui moment de torsiune, tensiunea nominală de torsiune din arbore, respectiv tensiunea nominală de forfecare din lipitură sunt date de relațiile:

$$\tau_t = \frac{16M_t}{\pi d^3} \leq \tau_{at} \quad (5.25)$$

$$\tau'_f = \frac{2M_t}{\pi d^2 l} \leq \tau'_{af} \quad (5.26)$$

unde τ_{at}, τ'_{af} sunt rezistențele admisibile la torsiune (pentru arbore), respectiv la forfecare (pentru materialul de lipit).

Egalând momentul de torsiune între cele două relații, rezultă relația pentru lungimea de lipire necesară:

$$\frac{l}{d} = \frac{\tau_{at}}{\tau'_{af}} \quad (5.27)$$

5.4 Asamblări prin încleiere

Asamblările prin încleiere se realizează cu ajutorul adezivilor pe bază de materiale sintetice și sunt utilizate în construcția de aparate, mecanica fină, dar și în construcția de mașini grele. Aproape toate metalele și aliajele pot fi încleiate între ele sau cu aproape orice material nemetalic – lemn, cauciuc, sticlă, plută, materiale plastice, ceramică, beton. Îmbinările rezultate sunt impermeabile și etanșe la presiune și la vid, iar stratul intermediar de clei are proprietăți de amortizare a vibrațiilor, de insonorizare și de izolație electrică. Dacă este necesar, prin amestec cu pulbere de nichel sau de argint, asemenea straturi pot deveni bune conducătoare de electricitate[1,7,8,9,10,13,26,28].

Îmbinările prin încleiere sunt sensibile la încovoiere, șocuri, umiditate, radiații, temperatură, acțiunea unor agenți chimici, „îmbătrânire”, ceea ce, în timp conduce la pierderea calităților mecanice ale îmbinării.

În componența cleiurilor intră următoarele tipuri de materiale:

- materiale de bază cu proprietăți de lianți;
- solvenți;
- materiale de umplură;
- catalizatori.

Materialele de bază asigură rezistența cleiului și constituie partea principală a masei lui. Din această categorie fac parte:

- rășini termorigide sau duroplaste (rășini fenol-formaldehidice, epoxidice, poliesteri nesaturați, resorcină), caracterizate prin rețeaua spațială a moleculelor și ireversibilitatea procesului de înmuiere-întărire la încălziri și răciri repetate;

- rășini termoplastice (rășini vinilice, nylon), cu molecule dispuse în fibre liniare, formând „lanțuri” de molecule care suportă înmuieri și întrări repetate în funcție de variația temperaturii, trecând succesiv prin stările elastică, plastică sau vâscoasă;

- elastomeri (compuși de tipul cauciucului natural sau sintetic), care au proprietăți similare rășinilor termoplastice dar sunt mai elastice.

Solvenții sunt materiale care modifică vâscozitatea cleiului în vederea aplicării sale sub forma unor straturi uniforme și continue.

Materialele de umplură (prafuri minerale, oxizi de metal, fibre), îmbunătățesc calitățile fizico-mecanice ale cleiului, măbind rezistența și vâscozitatea stratului dar micșorând contracția și dilatarea termică.

Catalizatorii (rășini termorigide, substanțe acide sau bazice, săruri, compuși pe bază de sulf), au rolul de acceleratori ai procesului de solidificare.

În prezent există și se utilizează cu bune rezultate o mare varietate de cleiuri cu proprietăți fizico-mecanice foarte variate în funcție de componența lor. Astfel, cleiurile duroplastice (din rășini sau din cauciuc și rășini), au în general o bună rezistență la tracțiune, la forfecare, la oboseală prin încovoiere, dar au o slabă rezistență la desprindere (cojire). Cleiurile termoplastice (în unele compoziții pe bază de rășini), dimpotrivă, au o slabă rezistență la oboseală, dar suportă pe perioade scurte de timp, solicitări mari de tracțiune și de forfecare. Cleiurile termoplastice pe bază de cauciuc au rezistență redusă la tracțiune și forfecare dar au rezistență ridicată la desprindere.

În principiu, la îmbinările prin încheiere cu adezivi trebuie avută în vedere rezistența redusă a cleiului față de cea a pieselor metalice la același tip de solicitare. De asemenea, se impune luarea unor măsuri constructive care să diminueze vârfurile de tensiuni ce pot apare în îmbinările prin încheiere.

Astfel, îmbinarea cap la cap a tablelor conform fig. 5.23a, nu este recomandabilă deoarece stratul de clei suportă o sarcină mult mai redusă decât metalul și necesită mărirea substanțială a suprafeței de contact.

Dintre îmbinările prin încheiere cu suprapunere simplă, varianta cu margini teșite (fig. 5.23.d), este superioară celei cu margini drepte (fig. 5.23.c) deoarece favorizează trecerea mai lină a liniilor de forță.

Dintre îmbinările cu eclise (fig. 5.23.e,f,g), varianta din fig. 5.23.g. este mai favorabilă din punct de vedere al rezistenței mecanice deoarece elimină solicitările suplimentare la încovoiere și reduce la minimum vârfurile de tensiuni. Îmbinarea cu o singură eclisă (fig. 5.23.e) introduce solicitări suplimentare datorită asimetriei, iar îmbinarea cu două eclise cu margini drepte (fig. 5.23.f) menține efectele de concentrare a tensiunilor. Îmbinarea prin încheiere cu dublă suprapunere (fig. 5.23.h), pe lângă o simetrie a încărcării și buna utilizare a materialului, asigură elasticitatea îmbinării și un preț scăzut[1,9].

Soluțiile constructive în trepte cu sau fără eclise (fig. 5.23.i,j) sunt mai scumpe, iar datorită pragurilor are loc o reducere importantă a capacității de încărcare la sarcină a îmbinării.

În fig. 5.24 sunt arătate variante constructive de îmbinare prin încheiere a tuburilor de grosimi egale sau diferite, supuse acțiunii forțelor axiale sau momentelor de răsucire.

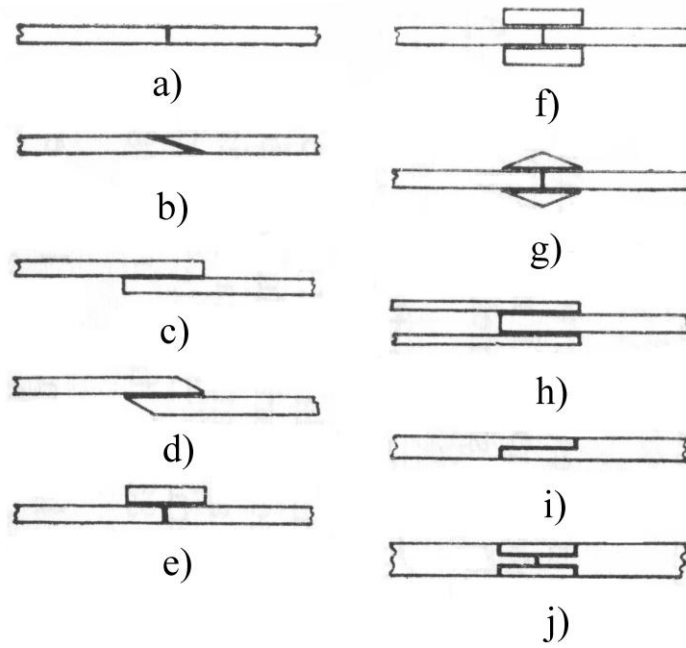


Figura 5.23[1]

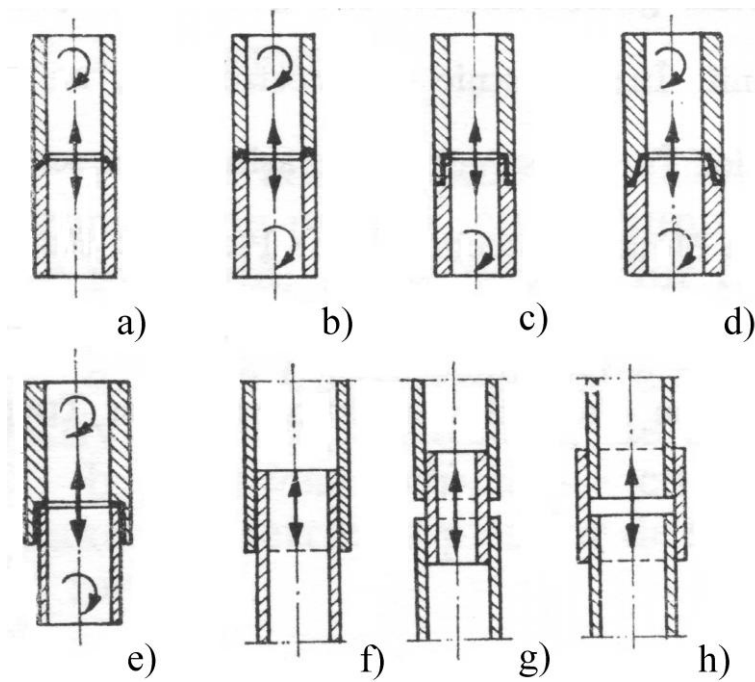


Figura 5.24[1]

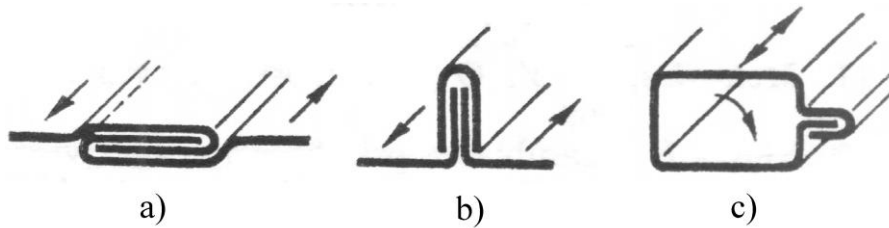


Figura 5.25[1]

Frecvent îmbinarea prin încleiere a tablelor subțiri este combinată cu fălțuirea acestora, în scopul îmbunătățirii caracteristicilor de rezistență mecanică, etanșeitate, etc. În alte situații, se combină efectul îmbinării prin încleiere cu efectul îmbinării prin șanț și pană (fig.5.26), rezultând deasemenea o îmbunătățire a caracteristicilor mecanice.

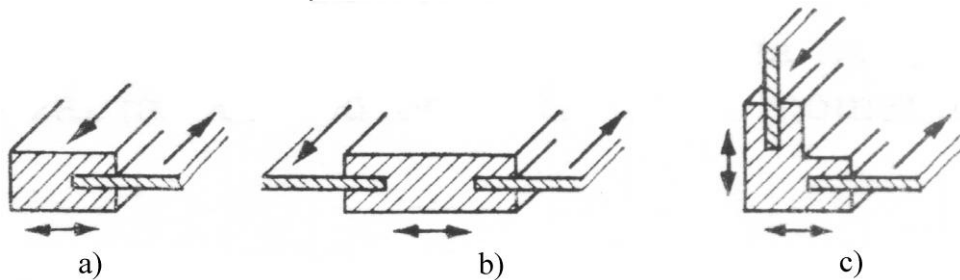


Figura 5.26[1]

Pentru preluarea solicitărilor de desprindere (cojire), uneori se combină îmbinările încleiate cu îmbinări realizate prin nituire, sudare prin puncte sau chiar asamblări cu șuruburi, ceea ce conduce la îmbunătățirea caracteristicilor mecanice (prin creșterea rigidității îmbinării), dar și la creșterea costurilor.

5.5. Aplicație

Să se verifice asamblarea din figura 5.17 știind că materialul tablelor este OL 37 cu $\sigma_c = 370\text{MPa}$, $F_1 = 25000\text{N}$ și $F_2 = 15000\text{N}$, $V = 0,8$; $K_1 = 0,8$; $K_2 = 0,8$; $K_3 = 1$; $c = 2,5$, [15].

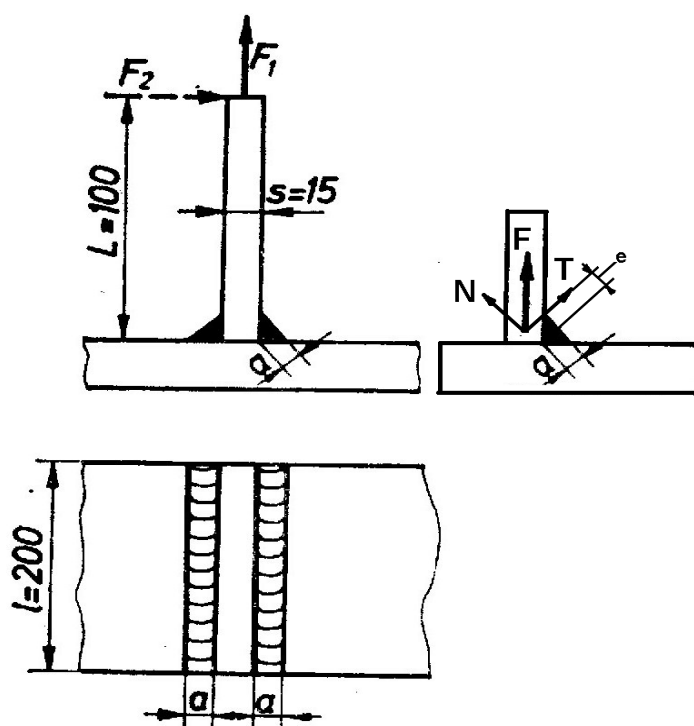


Figura 5.27

Rezolvare

1. Calculul tensiuni admisibile:

$$\sigma_{as} = V \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \frac{\sigma_{cb}}{c} = \frac{0,8 \cdot 0,80 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 370}{2,5} = 75,8 \text{ MPa}; \quad (5.28)$$

2. Stabilirea solicitărilor:

Forța F_1 se repartizează uniform pe cele două cordoane de sudură. Astfel pe fiecare cordon va acționa o forță $F = F_1/2$, care se descompune pe două direcții, în componentele T care solicită cordonul de sudură la forfecare și încovoiere și N care solicită cordonul de sudură la tracțiune și valoarea:

$$T = N = 0,7 \times F = 0,7 \times 25000 / 2 = 8750 \text{ N} \quad (5.29)$$

Grosimea cordonului de sudură va fi $a = 0,7 \times s = 0,7 \times 15 = 10,5 \text{ mm}$ și excentricitatea $e = 0,7 \times a = 0,7 \times 10,5 = 7,35 \text{ mm}$

3. Tensiunea datorată tracțiunii:

$$\sigma_t = \frac{N}{a \cdot l_c} = \frac{8750}{10,5 \cdot (200 - 2 \cdot 10,5)} = 4,65 \text{ MPa} \quad (5.30)$$

4. Tensiunea datorată forfecării:

$$\tau_f = \frac{T}{a \cdot l_c} = \frac{8750}{10,5 \cdot (200 - 2 \cdot 10,5)} = 4,65 \text{ MPa} \quad (5.31)$$

5. Tensiunea datorată încovoierii produsă de forța T:

$$\sigma_i = \frac{T \cdot e}{\frac{a^2 \cdot l_c}{6}} = \frac{8750 \cdot 7,35}{\frac{10,5^2}{6} \cdot (200 - 2 \cdot 10,5)} = 19,55 \text{ MPa} \quad (5.32)$$

6. Tensiunea datorată încovoierii produsă de forța F_2 :

$$\sigma_{i2} = \frac{F_2 \cdot 200}{W_z} = \frac{15000 \cdot 200}{37069,37} = 80,92 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

$$W_z = \frac{l_c}{6 \cdot (s + 2a)} [(s + 2a)^3 - s^3] = \frac{185}{6 \cdot 36} [36^3 - 15^3] = 37069,375 \text{ mm}^3 \quad (5.34)$$

7. Calculul tensiunii echivalente:

- tensiunea normală totală:

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_i + \sigma_{i2} = 4,65 + 19,55 + 80,92 = 105,12 \text{ MPa} \quad (5.35)$$

- tensiunea echivalentă:

$$\sigma_{ech} = \frac{1}{2} \sigma + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 0,5 \cdot 105,12 + 0,5 \cdot \sqrt{105,12^2 + 4 \cdot 4,65^2} = 105,32 \text{ MPa} \quad (5.36)$$

$$\sigma_{ech} = 105,32 \text{ MPa} > \sigma_{ai} = 75,8 \text{ MPa}$$

Deci, asamblarea nu rezistă la solicitarea celor două forțe, este necesară creșterea grosimii tablei.

Cap. 6

ASAMBLĂRI DEMONTABILE FILETATE

6.1. Definiere, clasificare și domenii de utilizare

O asamblare filetată este formată din cel puțin două elemente: **șurubul și piulița**. În multe cazuri piulița și mai rar șurubul, pot face parte integrantă din alt organ de mașină, dar sunt materializate prin filetul interior sau exterior realizat pe una din suprafețele piesei respective. Șurubul și piulița sunt denumite **piese conjugate**. Pe lângă șurub și piuliță asamblarea conține și alte elemente de asigurare contra deșurubării. În figura 6.1 sunt date câteva exemple de asamblări filetate. Elementul determinant al unei asamblări filetate este filetul [1,7,8,9,10,13,26,28].

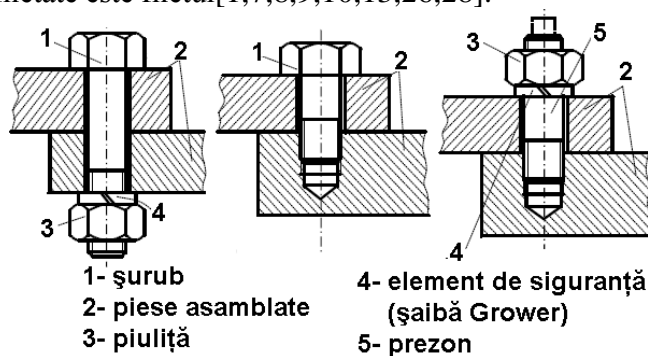


Figura 6.1

Filetul se obține prin înfășurarea unui profil (triunghiular, pătrat, trapezoidal s.a.) după o curbă numită elice, pe o suprafață cilindrică sau conică. *Elicea* este curba înfășurată pe o suprafață de revoluție (cilindrică, conică), la care tangenta în orice punct al ei, face același unghi cu o direcție perpendiculară pe axa cilindrului sau conului, figura 6.2.

Dacă, d_2 este - diametrul cilindului, α_2 - unghiul de înfășurare al elicei, format între tangenta geometrică în orice punct al elicei și baza cilindului, atunci, p este - pasul elicei, ca distanța dintre două puncte consecutive ale elicei situate pe aceeași generatoare a cilindului, figura 6.2 a sa ale aceleași elici 6.2 b, în cazul în care sunt înfășurate două sau mai multe elici pe același cilindru (filete cu mai multe începuturi), iar p_a este - pasul aparent, adică distanța între două elici diferite, măsurată pe aceeași generatoare a cilindului figura 6.2b.

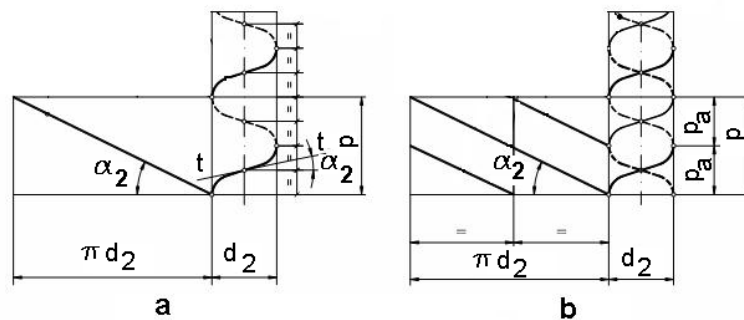


Figura 6.2

Considerând notațiile făcute se poate scrie:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{p}{\pi d_2} ; \quad (6.1)$$

$$p = p_a \cdot i \quad (6.2)$$

unde: d_2 este diametrul mediu al filetelui și i - numărul de începuturi.

Asamblările filetate se folosesc pentru strângere, reglaj, măsurare și transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație sau invers. Datorită acestor posibilități cât și datorită construcției și exploatații simple, asamblările filetate au o arie de aplicare deosebit de largă atât în construcția de mașini, cât și în alte industrii. Se poate afirma că nu există mașină care să nu cuprindă cel puțin o asamblare filetată. Larga aplicare a dus la diversificarea formelor filetelor și elementelor componente ale asamblării, cât și la standardizarea lor.

Utilizarea pe scară largă a asamblărilor filetate se justifică prin numeroasele **avantaje**:

- gabaritul redus, determinat de faptul că filetul este înfășurat pe corpul de revoluție;
- montări și demontări comode manuale, dar care se pretează și la automatizare;

- prețul de cost relativ scăzut, datorită posibilităților multiple de realizare a filetelui (manuală, pe mașini unelte universale) și prin tipizarea (normalizarea) pieselor filetate (care sunt produse în serie mare, deci mai ieftine);
- o varietate mare de piese filetate, care pot fi adaptate diverselor cerințe.

Dezavantaje ale asamblărilor filetate constau în:

- existența concentratorilor de tensiuni determinați de filet, de aceea asamblările filetate sunt sensibile la solicitările variabile;
- la asamblările de fixare:
 - sarcina din asamblare care apare, nu poate fi stabilită cu precizie: ea poate fi fie preamică (deci insuficientă funcționării), fie prea mare (provocând, astfel, suprasarcini);
 - este necesară aplicarea unor măsuri suplimentare de creștere a portanței asamblărilor cu importanță deosebită;
- la asamblările de mișcare:
 - randament scăzut;
 - apariția rapidă uzurii, care afectează precizia de mișcare;
 - inexistența centrării filetelor conjugate prin forma acestora; se impun măsuri constructive speciale la asamblările de precizie.

În figura 6.3 este prezentată o clasificare a filetelor folosite în construcția de mașini după mai multe criterii. În tabelul 6.1 este prezentat modul de simbolizare a principalelor tipuri de filete.

Filetul cilindric – realizat pe o suprafață de rostogolire cilindrică - are cea mai largă utilizare. **Filetul conic** – realizat pe o suprafață de rostogolire conică poate fi realizat în două variante: cu bisectoarea unghiului la vârful perpendiculară la axa conului sau cu bisectoarea unghiului la vârful perpendiculară pe generatoarea conului.

Filetul **exterior** are partea sa exterioară în afara suprafeței de revoluție. Spre deosebire, filetul **interior** are partea sa exterioară în interiorul suprafeței de rostogolire.

Filetul metric, normalizat prin standardul SR ISO 724:1996, este cel mai utilizat la asamblările de fixare. Elementele caracteristice, profilurile nominale ale filetelor metrice, sunt prezentate în figura 6.4.

Este un filet de tip triunghiular cu unghiul profilului filetelui $\beta = 60^\circ$, (are la bază un triunghi echilateral) și înălțimea profilului teoretic $H = 0,86603 p$. Vârful filetelui șurubului este tăiat la $H/8$, iar al piuliței la $H/4$ din profilul teoretic. Filetul metric este prevăzut cu un joc $a = H/16$ între fundul filetelui șurubului și vârful filetelui piuliței. Se execută în

varianta cu pas normal sau fin. Seria de diametre și pași sunt prescriși prin SR ISO 2904:1996, tabelul 6.2, în standard sunt date dimensiunile limită pentru organe de asamblare de uz general - ajustaj H6/G6. Filetul metric se poate executa teșit sau rotunjit pe fundul filetului. Construcția normală este cea teșită.

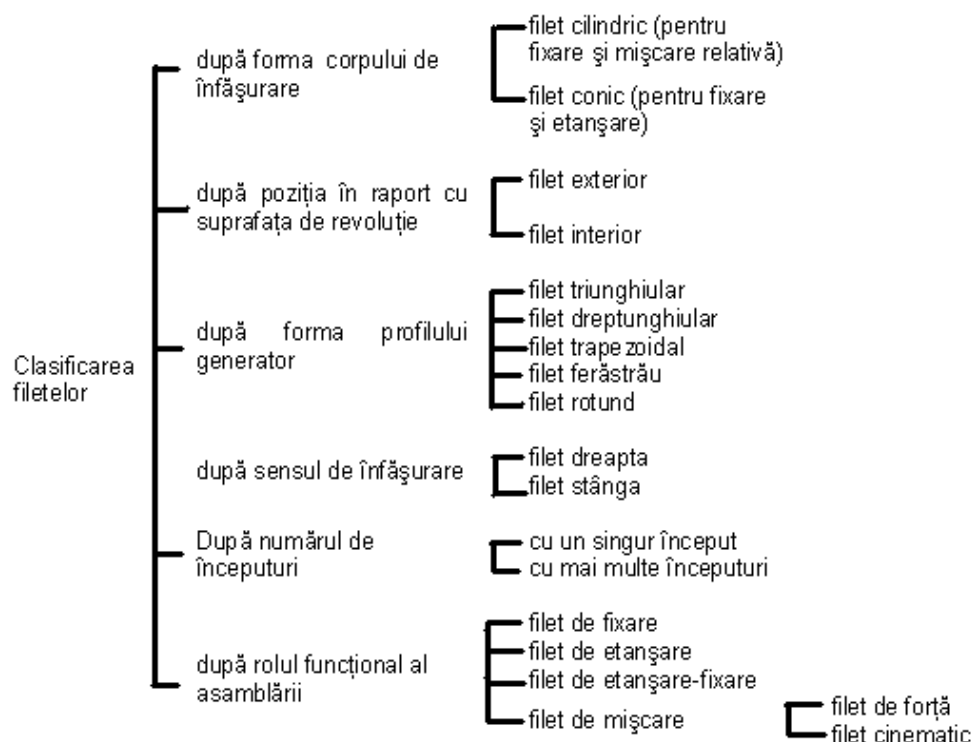


Figura 6.3

Varianta rotunjită se folosește pentru filetele intens solicitate la oboseală în scopul micșorării concentratorului de eforturi unitare. Filetele metrice exterioare se execută în majoritatea cazurilor prin deformare la rece.

Filetul Whitworth - este un filet triunghiular generat de un triunghi isoscel cu unghiul $\beta = 55^\circ$ și cu înălțimea teoretică $H = 0,960491 p$. Filetul Whitworth are dimensiunile în țoli (inch) și este folosit în țările anglo-saxone în paralel cu filetul metric. În țara noastră filetul Whitworth este tolerat pentru piesele de schimb ale mașinilor provenite din țările anglo-saxone. Profilul filetului șurubului și piuliței este teșit la $H/6$ de vârful teoretic și rotunjit cu o rază $r = 0,137329 p$. Nu prezintă joc de fund. Pentru filetul Whitworth pasul este definit ca numărul de spire pe țol $p = 25,4/z$. Acest profil de filet este folosit la filetele realizate pe

suprafețele țevelor și mufelor de îmbinare a țevelor, numite și filete Gas, a
căror elemente geometrice sunt prezentate în tabelul 6.3.

Tabelul 6.1[8]

Tipul filetelui	Simbol	ASRO	Diametrul care se indică și unitatea de măsură	Modul de indicare al pasului	Exemple de notare
Metric	M	SR ISO 724-1996	Diametrul exterior [mm]	-	M10
Metric fin	M	SR ISO 724-1996	Diametrul exterior [mm]	[mm]	M 20x1,5
Metric conic	KM	-	Diametrul exterior [mm]	[mm]	KM 50x1,5
Whitworth	W	-	Diametrul exterior [inch]	-	W1
Cilindric pt. țevi	G	SR ISO D-1:2002	Diametrul nominal al țevii [inch]	-	G2"
Conic pentru țevi	KG	SR ISO D-1:2002	Diametrul nominal al țevii [inch]	-	KG1/2
Conic în inci, cu unghiul între flancuri de 60° (Briggs)	Br	-	Diametrul exterior [inch]	-	B1"
Trapezoidal	Tr	SR ISO 2901-1996	Diametrul exterior [mm]	[mm]	Tr40x7
Ferăstrău	S	STAS 2234/2-75	Diametrul exterior [mm]	[mm]	S50x8
Rotund normal	Rd	STAS 668-86	Diametrul exterior [mm]	[inch]	Rd 75x1/6
Edison imund	E	-	Diametrul exterior [mm]	-	E20
Pentru valve	V	-	Diametrul exterior [mm]	-	V20

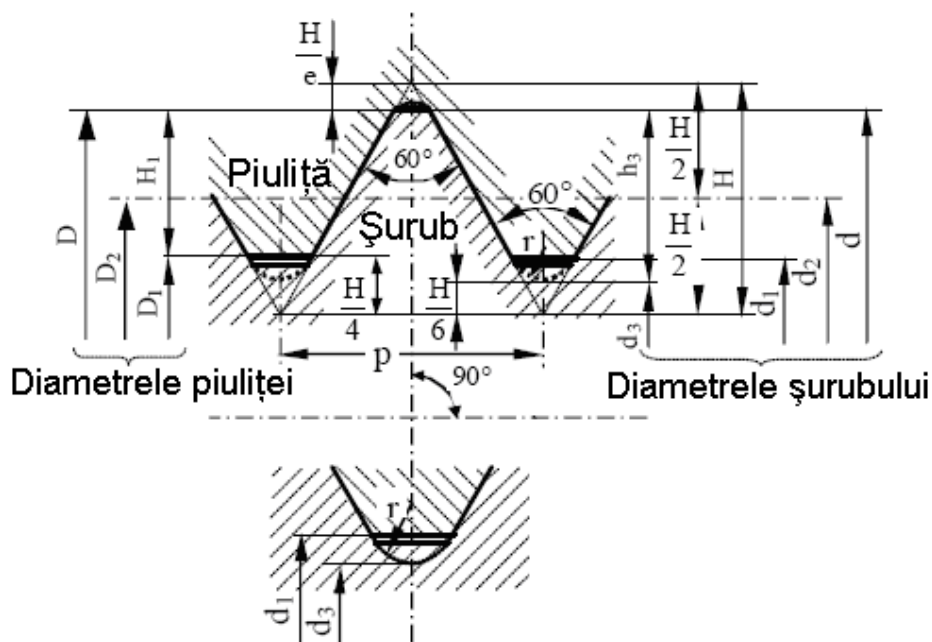


Figura 6.4

Tabelul 6.2[8]

Diametrul nominal al filetului $d = D$ [mm]		Pasul filetului p [mm]		Diametrul nominal al filetului $d = D$ [mm]		Pasul filetului p [mm]	
Șirul 1	Șirul 2	Normal	Fin	Șirul 1	Șirul 2	Normal	Fin
1; 1,2	1; 1,1; 1,2	0,25	-	12	12	1,75	1,25
1,2	1,2; 1,4	0,30	-	16	14; 16	2,00	1,50
1,6	1,6; 1,8	0,35	-	20	18; 20; 22	2,50	1,50
2	2	0,40	-	24	24; 27	3,00	2,00
2	2,2; 2,5	0,45	-	30	30; 33	3,5	2
3	3	0,5	-	36	36; 39	4	3
	3,5	0,6	-	42	42; 45	4,5	3
4	4	0,7	-	48	48; 52	5	3
	4,5	0,75	-	56	60	5,5	4
5	5	0,8	-	64	64; 68	6	4
6	6; 7	1	-	72	72; 76	-	6,4
8	8	1,25	1	80	80; 85	-	6,4
10	10	1,5	1,25	90	90; 95	-	6,4

Tabelul 6.3[8]

Simbolul filetului	Diametrele nominale ale țevilor [mm]	Diametrul filetului [mm]			Pasul filetului p [mm]	Număr de pași pe 25,4 [mm]
		Exterior $d=D$	Mediu $d_2 = D_2$	Interior $D_1 = d_1$		
G1/8	6	9,728	9,147	8,566	0,907	28
G1/4	8	13,157	12,301	11,445	1,337	19
G3/8	10	16,662	15,806	14,950	1,337	19
G1/2	15	20,995	19,793	18,631	1,814	14
G3/4	20	26,441	25,270	24,157	1,814	14
G1	25	33,249	31,770	30,291	2,309	11
G1 1/4	32	41,910	40,431	38,925	2,309	11
G1 1/2	40	47,803	46,324	44,845	2,309	11
G2	50	59,614	58,135	56,656	2,309	11
G2 1/2	65	75,184	73,705	72,226	2,309	11
G3	80	87,881	86,405	84,926	2,309	11

Filetul pătrat are elementele geometrice prezentate în figura 6.5. Caracteristic pentru filetul pătrat este profilul, la care înălțimea și lățimea filetului este $0,5p$. La acest filet jocul radial este prevăzut între vârful

filetului șurubului și fundul filetului piuliței. Este utilizat ca filet de strângere sau mișcare. Datorită uzurii capătă un joc axial care nu poate fi eliminat. Este motivul pentru care nu mai este standardizat. Are pierderi prin frecare mai mici decât filetul triunghiular.

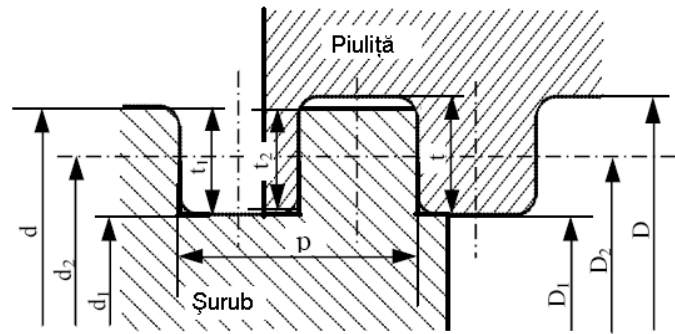


Figura 6.5

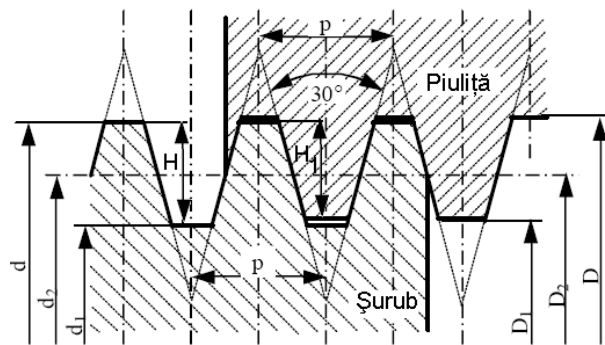


Figura 6.6

Filetul trapezoidal – este normalizat prin SR ISO 2901/1996 care prescrie profilul prezentat în figura 6.6. Profilul filetului trapezoidal este generat de un triunghi isoscel cu unghiul la vârf $\beta = 30^\circ$ și înălțimea teoretică $H = 1,866p$. Înălțimea efectivă a filetului (de contact) – $H_1 = 0,5p$. Filetul trapezoidal prezintă jocul - a - atât pe fundul filetului șurubului cât și pe cel al piuliței. Geometria filetului trapezoidal permite folosirea unei piulițe reglabile radial ce poate prelua uzura flancurilor. Are un randament mai bun ca filetele triunghiulare și se folosește ca filet de mișcare.

Filetul fierăstrău - STAS 2234/1,2,3-75 - este o variantă a filetului de mișcare trapezoidal. Filetul fierăstrău, figura 6.7, este generat de un triunghi dreptunghic cu unghiul $\beta = 30^\circ$, cu înălțimea teoretică

$t = 1,73205p$. Înălțimea efectivă a filetului (de contact) $t_2 = 0,75p$. Filetul fierăstrău preia sarcini numai într-un sens. Flancul activ al filetului prezintă o înclinație de 3° . Filetul fierăstrău prezintă joc pe flancurile inactive și fundul filetului șurubului a cărui racordare $r = 0,12427p$. Filetul fierăstrău se folosește la preluarea sarcinilor axiale mari.

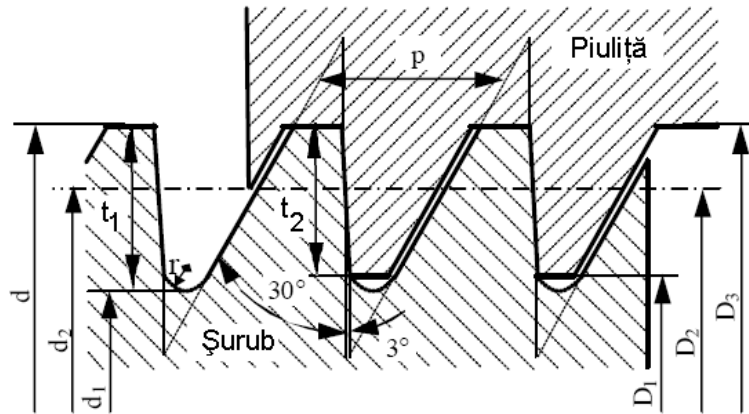


Figura 6.7

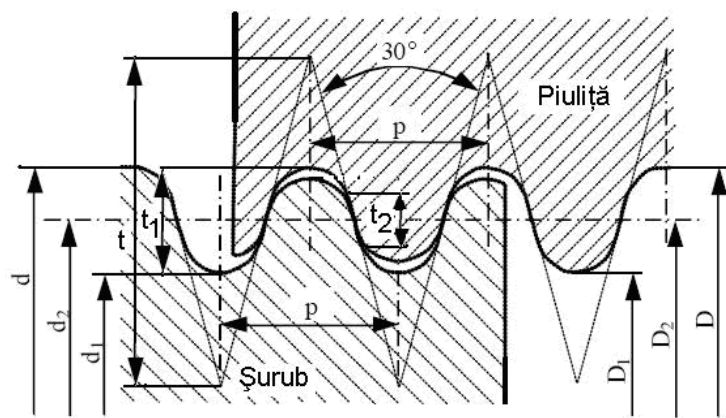


Figura 6.8

Filetul rotund - STAS 668-86 - provine dintr-un filet triunghiular având unghiul flancurilor $\beta = 30^\circ$ și înălțimea teoretică $t = 1,86603p$, cu elementele geometrice prezentate în figura 6.8. Vârfurile triunghiului au fost racordate prin arce de cerc de rază $r = 0,23851p$, pentru șurub și $r_1 = 0,255579p$, pentru piuliță, astfel încât înălțimea de contact a rămas $t_2 = 0,0835p$. Filetul rotund prezintă joc atât pe fundul

filetului șurubului cât și pe cel al piuliței. Filetele rotunde asigură etanșarea pe flancuri și se folosesc pentru lucrul în medii murdare, cu nămol, sau la tubulaturi etanșe. Pentru fiecare tip de filet standardul prezintă sistemul de toleranțe, dimensiunile limită și clasele de precizie în care poate fi executat.

Pentru filetele de strângere SR EN ISO 4759-1:2003 recomandă ajustaje 6H/6g la execuții precise sau semiprecise și 7H/8g la execuții grosolane. Pentru șuruburile de mișcare se prevăd ajustaje cu joc.

6.2. Organe de asamblare

Utilizarea pe scară largă a organelor de asamblare a condus la o mare diversitate a formelor constructive.

Datorită diversității lor organele de asamblare filetate sunt normalizate prin mai multe standarde:

- STAS 1450/1-89 Elemente constructive. Terminologie.
- STAS 1450/2-89- Cotare. Terminologie.
- STAS 1450/3-89 - Șuruburi, prezoane și știfturi filetate. Terminologie.
- STAS 1450/4-89- Piulițe. Terminologie.
- STAS 1450/5-89- Șaibe. Terminologie.

În tabelul 6.4 sunt prezentate câteva exemple de forme constructive la șuruburi. Șuruburile se execută în 3 serii de precizie: fină, mijlocie și grosolană. Găurile de trecere pentru șuruburi se execută în clasa de toleranță H12 pentru seria fină, în clasa de toleranță H13 pentru seria mijlocie și în clasa de toleranță H14 pentru seria grosolană. Dimensiunile găurilor de trecere sunt reglementate prin SR ISO 276-1994.

Șuruburile autofiletante se folosesc în scopul ieftinirii asamblării. Aceste șuruburi au filetul durificat prin tratamente termice sau termochimice. Ele se montează în găuri de diametru mai mic decât cel nominal al șurubului și prin înșurubarea realizează filetarea acestora. Șuruburile autofiletante se folosesc în general, la asamblarea tablelor subțiri și a pieselor din materiale moi.

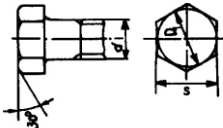
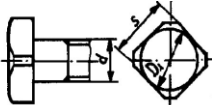
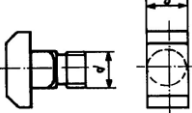
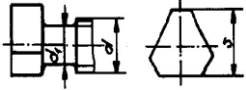

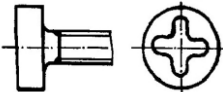
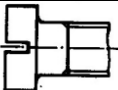
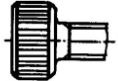


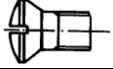
Șuruburile cu filet conic se folosesc pentru realizarea asamblărilor filetate etanșe - la îmbinarea țevelor sau la dopuri filetate.

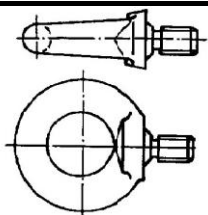
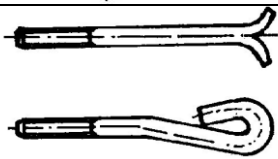
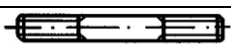
Știfturile filetate se folosesc de regulă pentru împiedicarea deplasărilor relative între două piese asamblate.

Piulița ca piesă conjugată a șurubului poate avea diverse forme constructive și de aceea s-a impus normalizarea acestora în funcție de

forma geometrică, modul de strângere, blocare și întrebuințare. Formele cele mai des utilizate sunt prezentate în tabelul 6.5.

Tabelul 6.4[8]

Forma capului		Execuție	Figura
Hexagonal		- grosolană - semiprecisă - precisă	
Pătrat		- grosolană - precisă	
Ciocan		- grosolană	
Triunghiular		- grosolană	
Cilindric	Locaș hexagonal	- precisă	
	Locaș în cruce	- semiprecisă	
	Crestat	- semiprecisă - precisă	
	Crenelat	- precisă	
Încat	Crestat	- semiprecisă - precisă	
	În cruce	- semiprecisă	
Semiîncat	Crestat	- semiprecisă	
	În cruce	- semiprecisă	

Cu ochi	- semiprecisă - precisă	
De fundație	- grosolană	
Fără cap: prezoane		

Cele mai utilizate sunt piulițele hexagonale. Pentru acestea s-au adoptat reglementări privind înălțimea piuliței astfel:

- piulițe cu înălțimea normală,
 $m = 0,8 d$ (6.3)

- piulițe înalte cu montări și demontări frecvente,
 $m = (1,21 - 6)d$ (6.4)

- piulițe din aliaje ușoare sau mase plastice înălțimea piuliței este,
 $m = (2 - 2,5)d$ (6.5)

- piulițe joase pentru asamblări ușor sollicitate sau când piulița are rolul de contrapiuliță,
 $m = (0,5 - 0,6)d$ (6.6)

În cazul șuruburilor și prezoanelor înfiletate direct în piesă lungimile minime de înșurubare se stabilesc în funcție de limita de curgere a materialului piesei și grupa de caracteristici mecanice a șurubului. STAS 9025-81 recomandă $l_p > 2d$. Strângerea piulițelor se face utilizând chei de forme și mărimi potrivite care depind de tipul și mărimea piuliței.

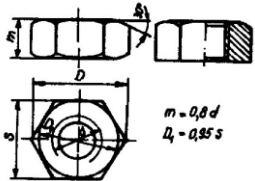
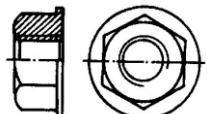
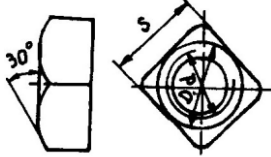

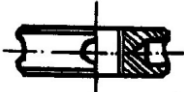

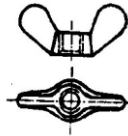
Pentru măsurarea forței sau momentului de strângere se folosesc chei dinamometrice.

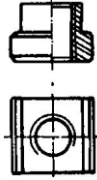
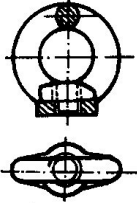
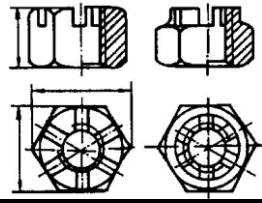
Asigurarea asamblărilor filetate împotriva deșurubării se face cu ajutorul șaiabelor sau șpliturilor. Șaibele sunt piese metalice sub formă de discuri sau inele, care se așează între piuliță și suprafața de strângere pentru următoarele scopuri:

a) Micșorarea efortului de strângere. În cazul rugozităților mari, între piuliță și suprafața de așezare se plasează o șaiabă plată în scopul micșorării frecării la strângere. Dacă piulița este prevăzută cu un alt

sistem de asigurare împotriva desfacerii, în timpul strângerii suprafața șaibeii poate fi ușor unsă.

Tabelul 6.5 [8]

Forma piuliței	Execuție	Figura
Hexagonală	- uzuală - precisă	 $m = 0,8d$ $L = 0,95s$
	- precisă cu guler	
Pătrată	- uzuală	
Cu caneluri	- precisă	
Cu găuri laterale	- precisă	
Cu găuri frontale	- precisă	
Fluture	- uzuală - semiprecisă	

Pentru canale T	- semiprecisă	
Inel	- semiprecisă	
Crenelată	- semiprecisă - precisă	

b) Asigurarea unei suprafețe de strângere perpendiculare pe axul șurubului.

c) Asigurarea piuliței împotriva desfacerii. Pentru aceasta se folosesc următoarele tipuri de șaibe:

- șaibe de siguranță STAS 2241/2-80;
- șaibe Grower STAS 7666/1,2-94;
- șaibe elastice cu dinți STAS 10481-78;
- șaibe elastice cu creștături STAS 1 |OI2-78;
- șaibe elastice profilate STAS 11012-78;
- șaibe conice elastice

Pe lângă asigurarea împotriva desfacerii cu șaibe fig. 6.9j, sunt folosite și alte soluții prezentate în figura 6.9, cum sunt: utilizarea șplinturilor fig. 6.9a, utilizarea piulițelor cu creneluri fig. 6.9b, șaibe deformabile fig. 6.9d, șaibe duble fig. 6.9c, legarea capurilor șuruburilor fig. 6.9e, piulițe cu pas diferit fig. 6.9g, piulițe cu inele din materiale plastice fig. 6.9i, contrapiuliță fig. 6.9f, piulițe elastice fig. 6.9h ș.a..

6.3. Materiale și tehnologie

Materialele folosite pentru realizarea șuruburilor și piulițelor pot avea o mare diversitate, în funcție de destinația scopul și condițiile de lucru la care sunt supuse organele de asamblare. Pentru pentru alegerea unui material se analizează caracteristicile materialului cum ar fi:

- a.- limita de curgere σ_c ;
- b.- valoarea raportului σ_c/σ_r , deoarece odată cu scăderea acestui raport crește aptitudinea de deformabilitate la rece;
- c.- prelucrabilitate;
- d.- proprietăți speciale;
- e.- preț de cost.

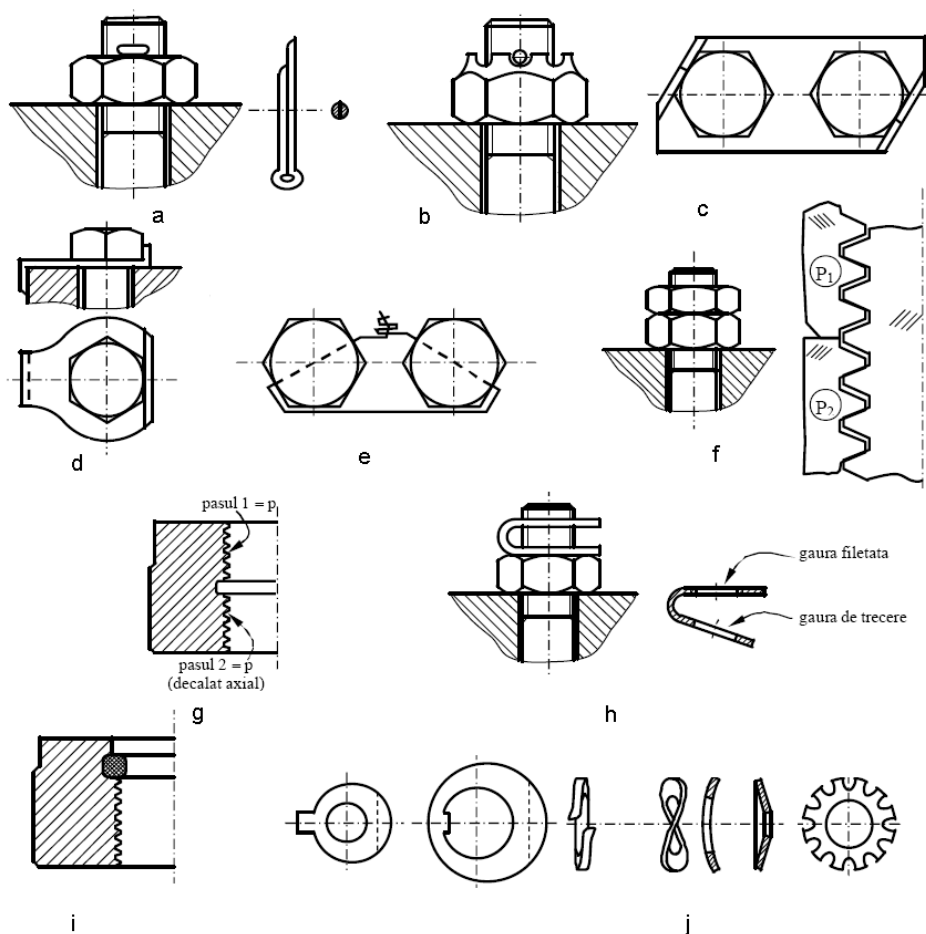


Figura 6.9[10]

În marea majoritate organele de asamblare se execută din oțeluri, dar pot fi executate și din aliaje neferoase (alama, aliaje ușoare de Al, Mg sau Ti), metale greu fuzibile (W, Mo, Ni) sau materiale plastice. În cazul

organelor de asamblare de uz general executate din oțeluri nu interesează compoziția chimică a mărcii respective, caracteristicile mecanice pe care le asigură. SR EN ISO 898-1:2002, SR EN ISO 898-2:1997, SR EN ISO 3269:2002 „Organe de asamblare filetate, Condiții tehnice de calitate”, cuprind în primul rând grupa de caracteristici mecanice minime și numai informativ marca oțelului, tabelul 6.6, de aceea, în coloana de materiale a tabelului de componentă a desenelor de șuruburi și piulițe se trece doar simbolul grupei de caracteristici mecanice - exemplu 6.8. Prima cifră reprezintă $\sigma_r/10^2$ și a doua $(\sigma_c/\sigma_r)10$. La piuliță se înscrie o singură cifră care indică $1/10^2$ din tensiunea de încercare. Execuția organelor de asamblare filetate se poate face prin deformare plastică, așchiere sau combinarea celor două procedee. Se preferă execuția prin deformare plastică deoarece:

- asigură o rezistență sporită pieselor prin realizarea unui fibraj continuu și micșorarea concentratorilor de eforturi unitare;
- este mai productivă și deci mai ieftină.

Tabelul 6.6[8]

Simbolul grupei de caracteristici		Rezistența la rupere σ_r [MPa]	Limita de curgere σ_c [MPa]	Categorია de execuție	Materiale posibile
Șurub	Piuliță				
4.6	4	400	240	Precise, semiprecise, grosolane	Oțeluri de construcție
4.8			320		
5.6	5	500	300	Precise	Oțeluri carbon de calitate
5.8			400		
6.6	6	600	360	Semiprecise	Oțeluri pentru călire și revenire
6.8			480		
6.9			540		
8.8	8	800	640	Precise	Oțeluri pentru călire și revenire
10.9	10	1000	900		
12.9	12	1200	1080		
14.9	14	1400	1260		

Prelucrarea prin deformare plastică se face la cald sau la rece. De obicei profilul filetelui șuruburilor se realizează prin metoda rulării cu bacuri plane sau cu role pe mașini speciale și este rentabilă numai la o producție de serie.

Prin așchiere, filetul se poate face prin strunjire, frezare sau manual cu ajutorul sculelor speciale, seturi de filiere pentru prelucrarea șuruburilor. Filetarea piuliței poate fi făcută pe strung, mașini speciale de filetat, sau manual cu ajutorul setului de tarozi.

Geometria semifabricatelor, respectiv a degajărilor și teșiturilor necesare pentru filetare, este prescrisă în STAS 3508/1.. .5-80 pentru filete metrice, filete pentru țevi, filete metrice conice, filete conice în inchi (Briggs) și filete trapezoidale.

6.4. Forțe și momente în asamblări cu șuruburi. Randamentul asamblării

Se consideră cazul general în care sarcina din asamblare forța axială F aplicată pe axa șurubului. Situație întâlnită atât la filetate de fixare figura 6.1, dar și la asamblările filetate de mișcare.

Se consideră pentru început cazul filetului pătrat la care suprafața flancului filetului este perpendiculară pe axa șurubului, $\beta = 0$, figura 6.5.

Mișcarea relativă în sarcină dintre șurub și piuliță este asemănată cu mișcarea unui corp (piulița) pe un plan înclinat (șurubul), figura 6.10. Planul înclinat este chiar desfășurata elicei medii, care face unghiul α_2 cu orizontala.

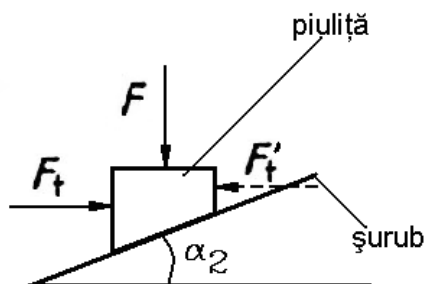


Figura 6.10

Se consideră cele două situații:

- la urcarea corpului pe planul înclinat, corespunzătoare strângerii asamblării filetate de fixare;
- la coborârea corpului pe planul înclinat, corespunzătoare deșurubării la aceeași asamblare filetată de fixare.

Există trei cazuri de echilibru figura 6.11:

- un caz pentru urcare figura 6.11a când asupra corpului acționează forța de strângere F , forța de acțiune F_t perpendiculară pe axa asamblării, forța de frecare F_f care se opune mișcării și forța de

reacțiune normală F_N perpendiculară pe suprafața filetului (a planului înclinat);

- două pentru coborâre (cu mari diferențe de frecare, arătate de practică).
- În prima situație, figura 6.11b, corpul coboară sub acțiunea forței de lucru F și pentru echilibru este nevoie de o forță de acționare F_t , dar mult mai mică decât la strângere.
- A doua situație prezentată în figura 6.11c, când pentru desfacere este nevoie să se acționeze cu o forță de sens contrar celei de la strângere notată cu F'_t .

Se consideră în acest echilibru că forța de frecare este conformă legii lui Amontons-Coulomb:

$$F_f = \mu N; \tag{6.7}$$

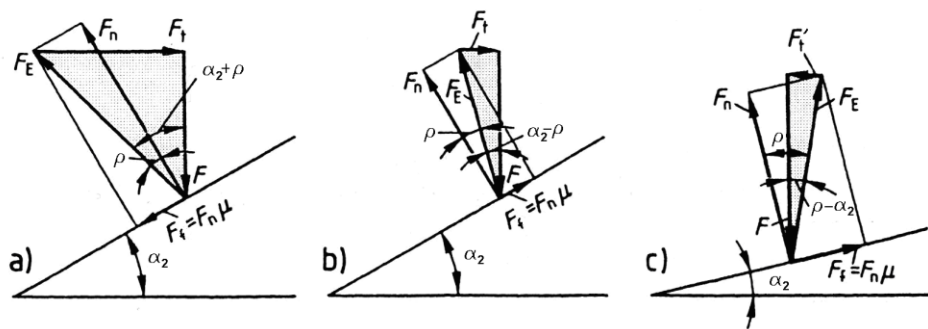


Figura 6.11[1]

Suma vectorială dintre reacțiunea normală \vec{F}_N și forța de frecare \vec{F}_f este rezultanta \vec{F}_E , care are direcția bine definită de unghiul de frecare ρ în raport cu direcția normală la planul înclinat. Acest unghi rezultă din expresiile:

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{F_f}{F_N} = \frac{\mu F_N}{F_N} = \mu \tag{6.8}$$

$$\rho = \operatorname{arctg} \mu \tag{6.9}$$

unde: μ - este coeficientul de frecare dintre șurub și piuliță, tabelul 6.7.

Tabelul 6.7

Materialul șurubului și piuliței	Coeficientul de frecare	
	Uns	Uscat
Oțel pe oțel	0,11...0,15	0,15...0,35
Oțel pe fontă	0,1...0,14	0,16...0,18
Oțel pe bronz	0,04...0,09	0,1...0,2

Ca urmare, se poate considera corpul încărcat de trei forțe: \vec{F} , \vec{F}_E și \vec{F}_t . Se utilizează ipoteza că aceste trei forțe sunt concurente (situație bine verificată în practică, considerând corpurile-model de mici dimensiuni). În acest caz, se evită folosirea ecuațiilor de echilibru de moment și se scrie doar ecuația de echilibru de forțe:

$$\vec{F} + \vec{F}_E + \vec{F}_t = 0. \quad (6.10)$$

Din poligoanele de forțe, figura 6.11 se determină mărimea forței de acționare \vec{F}_t , pentru următoarele situații:

- la înșurubare:

$$F_t = F \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho) \quad (6.11)$$

- la deșurubare:

$$F_t = F \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho) \quad (6.12)$$

atunci când forța de frecare este redusă, sau $\alpha_2 > \rho$;

$$F'_t = F \operatorname{tg}(\rho - \alpha_2) \quad (6.13)$$

atunci când forța de frecare este mare, sau $\alpha_2 < \rho$.

Cum $F_t = - F'_t$ se poate considera o singură relație:

$$F_t = F \operatorname{tg}(\alpha_2 \pm \rho) \quad (6.14)$$

în care semnul "+" reprezintă urcarea corpului-piuliță (înșurubarea), iar semnul "-" – coborârea corpului-piuliță (deșurubarea).

În cazul filetelui cu profilul înclinat cu unghiul la vârful profilului β normala la profil va fi F_N , ca în figura 6.12, iar unghiul dintre F_N și F'_N , va fi $\beta/2$.

Astfel se poate scrie relația 6.15:

$$F'_N = \frac{F_N}{\cos(\beta/2)} \quad (6.15)$$

Forța de frecare în acest caz va fi:

$$F_f = \mu F'_N = \mu \frac{F_N}{\cos(\beta/2)} = \frac{\mu}{\cos(\beta/2)} F_N = \mu' F_N \quad (6.16)$$

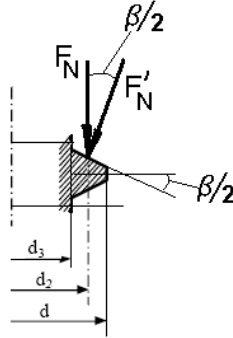


Figura 6.12

unde: μ' - coeficientul aparent de frecare:

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos(\beta/2)} = \text{tg } \rho' \quad (6.17)$$

iar ρ' - unghiul de frecare aparent.

$$\rho' = \text{arc tg } \mu' \quad (6.18)$$

În aceste condiții forța de acționare capătă forma generală:

$$F_t = F \text{tg}(\alpha_2 \pm \rho') \quad (6.19)$$

- "+" pentru urcarea corpului-piuliță sau înșurubare;
- "-" coborârea corpului-piuliță sau deșurubare.

Condiția de autofrânare

În cazul tendinței de coborâre a corpului-piuliță, condiția ca acesta să nu se deplaseze este ca mărimea algebrică a forței de acționare \vec{F}_t - figura 6.11 - să fie negativă:

$$F_t = F \text{tg}(\alpha_2 - \rho') \leq 0 \quad (6.20)$$

cum numai argumentul funcției poate fi negativ rezultă inegalitatea:

$$\alpha_2 \leq \rho' \quad (6.21)$$

Expresia 6.21 definește *condiția de autofrânare*.

Momentul de frecare din filet

În asamblarea filetată apare forța axială (centrală) \vec{F} . Piulița se va deplasa pe șurub sub sarcina \vec{F} , datorită acțiunii forței \vec{F}_t care acționează perpendicular pe axa asamblării la distanța $d_2/2$ față de axa asamblării. Ca urmare, această forță determină momentul de torsiune:

$$M_{t1} = F_t \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 \pm \rho') \quad (6.21)$$

Acest moment este denumit **momentul de frecare din filet** deoarece trebuie să învingă frecarea dintre spirele piuliței și ale șurubului.

Momentul de frecare dintre piuliță și piesa de contact

Este un alt moment care apare la asamblările filetate de fixare. Se consideră reprezentarea din figura 6.13, pentru contactul piuliței pe suprafața piesei strănse. Datorită rotunjirii conice a suprafețelor frontale ale piuliței, aceasta are o suprafață de contact inelară cu piesa de reazem, cu diametrele $d_w = 0,95 \cdot S$ (al cercului rezultat din rotunjire) și d_g diametrul găurii.

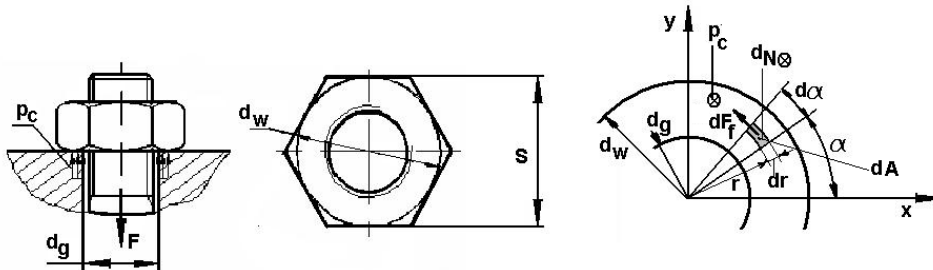


Figura 6.13

În ipoteza de calcul că, sarcina axială \vec{F} care acționează în șurub determină o distribuție de presiuni uniformă pe suprafața de contact a piuliței de diametre d_w și d_g , la mișcarea relativă dintre piuliță și piesa de reazem, această distribuție de presiuni determină forțe de frecare. Pe un element de suprafață acționează o forță normală elementară $d\vec{N}$, care determină o forță de frecare elementară $d\vec{F}_t$, tangențială la cercul cu raza curentă r . Folosind această forță se poate deduce momentul de frecare dintre piuliță și piesa de reazem:

$$M_{t2} = \int dM_{F_t} = \int r \cdot dF_t = \int r \cdot \mu \cdot dN = \int r \cdot \mu \cdot p_c \cdot dA = \int r \cdot \mu \cdot p_c \cdot (r \cdot d\alpha) \cdot dr \quad (6.22)$$

unde: dM_f - momentul de frecare elementar; dA – aria de suprafață elementară considerată de calcul. Prin impunerea limitelor corespunzătoare și extragerea constantelor în afara integralelor, se obține:

$$M_{t2} = \mu p_c \int_{d_g/2}^{d_w/2} r^2 dr \int_0^{2\pi} d\alpha = \mu p_c \left. \frac{r^3}{3} \right|_{d_g/2}^{d_w/2} \alpha \Big|_0^{2\pi} = \frac{1}{12} \pi \mu p_c (d_w^3 - d_g^3) \quad (6.23)$$

Expresia anterioară poate fi exprimată și în funcție de mărimea forței \vec{F} , și utilizând presiunea:

$$p_c = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_g^2)} \quad (6.24)$$

Rezultă:

$$M_{t2} = \frac{1}{3} \mu F \frac{d_w^3 - d_g^3}{d_w^2 - d_g^2} = \mu F r_m \quad (6.25)$$

expresie în care a apărut raza medie de frecare:

$$r_m = \frac{1}{3} \frac{d_w^3 - d_g^3}{d_w^2 - d_g^2} \quad (6.26)$$

Momentul aplicat la cheie

Momentul de acționare aplicat la cheia cu care se acționează capul șurubului sau piulița asamblării filetate va învinge o sumă de momente definite M_{t1} și M_{t2} în lungul elementului acționat prin cheie. Momentul total de acționare la cheie este:

$$M_{ta} = M_{t1} + M_{t2} \quad (6.27)$$

Prin utilizarea relațiilor 6.21 și 6.25, acest moment devine:

$$M_{ta} = F \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 \pm \rho') + \frac{1}{3} \mu \frac{d_w^3 - d_g^3}{d_w^2 - d_g^2} \right] = F l_F \quad (6.28)$$

Sau:

$$M_{ta} = F_a l_c \quad (6.29)$$

în care: F_a este forța de acționare la cheie; l_c – brațul forței, figura 6.14.

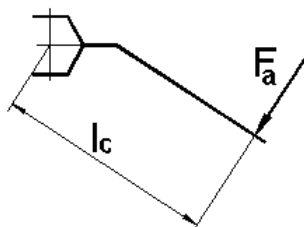


Figura 6.14

Folosind și relația 6.28 expresia anterioară, se scrie:

$$M_{ta} = F l_F = F_a l_c \quad (6.30)$$

Se poate obține acum expresia mărimii forței F în funcție de mărimea forței F_a aplicată la cheie:

$$F = F_a \frac{l_c}{l_F} \quad (6.31)$$

Atribuind valori celor două brațe, se poate observa că:

$$F = F_a \frac{l_c}{l_F} = F_a \frac{(12...15)d}{(0,15...0,2)d} = (60...100)F_a \quad (6.32)$$

Analiza rezultatului de mai sus dă imaginea mărimii relative a forței axiale F care apare în asamblare, în funcție de forța de acționare la cheie F_a . Se poate concluziona că:

- a) forța axială care apare în tija șurubului este foarte mare în raport cu forța aplicată la cheie, astfel se poate produce ușor ruperea șurubului, de aceea montajul trebuie să se realizeze cu o cheie dinamometrică la asamblările importante;
- b) chiar dacă montajul este controlat, valoarea forței F , se obține într-o anumită plajă de eroare, deoarece frecările în filet și pe suprafața de contact dintre piuliță și piesă se pot modifica în timpul strângerii:
 - frecările pot fi diminuate datorită ungerii sau în urma tasării suprafețelor de contact la funcționare repetată;

- frecările pot să fie mai mari ca urmare a coroziunii.

6.5. Randamentul asamblărilor filetate

Prin definiție, randamentul este raportul dintre lucrul mecanic util și cel consumat. Considerând ca lucru mecanic util, deplasarea forței axiale F cu un pas și lucru mecanic consumat deplasarea forței de acționare F_t pe lungimea planului înclinat $\pi \cdot d_2$ atunci putem scrie:

$$\eta = \frac{F \cdot p}{F_t \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{F \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{\pi \cdot d_2 \cdot F \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho')} \quad (6.33)$$

În figura 6.15 este reprezentată evoluția randamentului funcție de unghiul de înclinare a elicei filetelui.

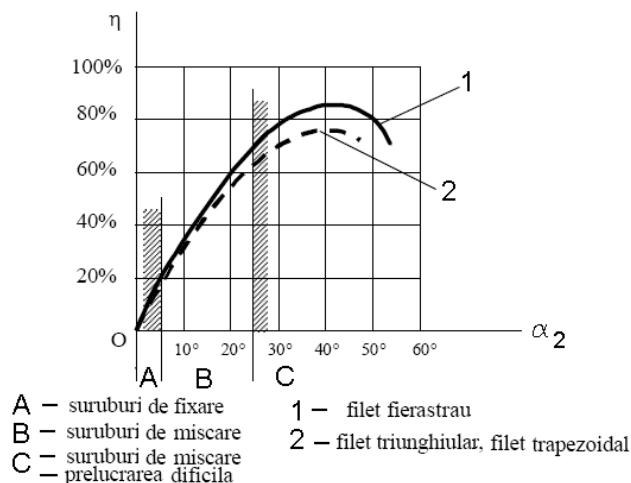


Figura 6.15

Datorită frecărilor mari dintre suprafețele filetelui piuliței și filetelui șurubului valorile randamentului sunt mici. În cazul șuruburilor de mișcare sunt realizate șuruburi și piulițe speciale, la care mișcarea de alunecare este înlocuită cu mișcarea de rostogolire, numite șuruburi cu bile, figura 6.16, cu randamente apropiate de cele ale rulmenților.

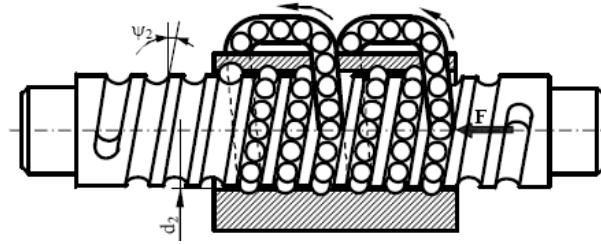


Figura 6.16

6.6. Solicităriile asamblărilor cu șuruburi

Solicitări principale în tija șurubului

În cazul șuruburilor de strângere tija șurubului este solicitată, în principal, la tracțiune de forța de strângere F . Pe lângă această solicitare de tracțiune se produce și o solicitare de răsucire cu momentul M_{t1} . Relațiile de verificare a tijeii la solicitare compusă, statică, sunt:

a. tracțiune, la care tensiunea este:

$$\sigma_t = \frac{F}{A_{\min}} = \frac{F}{\frac{\pi d_3^2}{4}} \leq \sigma_{at}; \quad (6.34)$$

b. torsiune, cu tensiunea:

$$\tau_t = \frac{M_{t1}}{W_p} = \frac{F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho')}{\frac{\pi d_3^2}{16}}; \quad (6.35)$$

Pentru calculul tensiunii echivalente se aplică o teoria efortului tangențial maxim:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \tau_t^2} \leq \sigma_a = \frac{\sigma_c}{c} \quad (6.36)$$

Valori recomandate pentru coeficientului de siguranță c :

$c = 1,25 \dots 1,75$ solicitări statice și calcule făcute precis, $c = 1,75 \dots 2,5$ când $d > 14$ mm solicitări statice și calcule făcute precis, $c = 2,5 \dots 3,0$,

când $d \leq 14$ mm pentru evitarea smulgerii șurubului la montaj, $c = 2,5 \dots 4$ pentru solicitări dinamice.

Pentru dimensionare se consideră din cazurile concrete studiate că:

$$\frac{\tau_t}{\sigma_t} \approx 0,355 \quad (6.37)$$

Și atunci:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_t^2} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4(0,355\sigma_t)^2} \approx 1,23 \sigma_t = \gamma \sigma_t \quad (6.38)$$

expresie în care a intervenit factorul de sarcină γ .

Pentru a ține seama de posibilitatea existenței altor solicitări suplimentare ale șurubului (de încovoiere, de flambaj), se admite pentru filetul metric o valoare mărită a factorului de sarcină, și anume $\gamma = 1,3$.

$$\sigma_e = \gamma \sigma_t = \frac{\gamma F}{\frac{\pi d_3^2}{4}} \leq \sigma_a = \frac{\sigma_c}{c} \quad (6.39)$$

Din această relație rezultă cea de dimensionare a șurubului:

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot \gamma \cdot F}{\pi \sigma_a}} \quad (6.40)$$

Valoarea calculată d_3 se rotunjește la cea superioară din standard.

În cazul șuruburilor de mișcare pot să apară momente suplimentare de solicitare, cum este în cazul preselor - momentul de frecare dintre capul șurubului rotitor și piesa presată. Dacă solicitările tijeii sunt de compresiune, atunci se impune o verificare la flambaj, ca în exemplul prezentat în aplicații.

Solicitările filetului

Asamblările filetate sunt încărcate în mod normal cu o forță axială. În această situație solicitările filetului sunt:

- de contact;
- de încovoiere;
- de forfecare.

Principala solicitare a filetului este cea de contact. Presiunea admisibilă de contact între spire are valori mult mai mici decât cele admise în mod normal între piesele fără mișcare relativă, pentru a evita uzura prematură. În funcție de destinația asamblării putem avea:

- în cazul asamblării de fixare dar cu tija șurubului prelucrată cu rol principal de poziționare:

$$p_a \approx 0,8 \sigma_c \quad (6.41)$$

- în cazul asamblării de fixare cu rol principal de strângere:

$$p_a \approx 0,2 \sigma_c \quad (6.42)$$

- în cazul asamblării de mișcare

$$p_a \approx (7...13) \text{MPa} \quad (6.43)$$

Ipotezele de calcul general acceptate sunt:

- sarcina este repartizată uniform pe numărul z al spirelor în contact;
- sarcina este uniform repartizată în lungul unei spire;
- spira se consideră a fi o *placă plană* inelară încastrată în tija șurubului, sau în corpul piuliței, fără a considera de înclinarea spirei cu unghiul α_2 .

Suprafețele și secțiunile solicitate sunt prezentate în figura 6.17 pentru filetul triunghiular, luat ca exemplu.

Verificarea la strivire (presiune de contact) se face folosind relația:

$$p = \frac{\frac{F}{z}}{\frac{\pi}{4}(d^2 - D_1^2)} \leq p_a \quad (6.44)$$

Verificarea la încovoiere se face calculând tensiunea de încovoiere după schema din figura 6.17:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_z} = \frac{\frac{F}{z} \left(\frac{H}{2} + a \right)}{\frac{\pi d_3 \cdot h^2}{6}} \leq \sigma_{ai}; \quad (6.45)$$

unde: $H = 0,541 \cdot p$, $a = 0,054 \cdot p$, $h = 0,85 \cdot p$.

Verificarea la forfecare se face calculând tensiunea de forfecare:

$$\tau_f = \frac{\frac{F}{z}}{\pi d_3 \cdot h} = \frac{F}{z \cdot \pi d_3 \cdot h} \leq \tau_{ai}; \quad (6.46)$$

Determinarea înălțimii piuliței

Notând cu z numărul de spire ale unei piulițe și punând condiția de egalitate a rezistenței la tracțiunea tijei șurubului cu rezistența la strivire a flancurilor active ale spirelor, adică eliminând F , între relațiile (6.44) și (6.34) obținem relația:

$$\frac{\pi d_3^2}{4} \cdot \sigma_{at} = \frac{\pi}{4} (d^2 - D_1^2) z \cdot p_a = \pi d_2 \cdot H \cdot z \cdot p_a \quad (6.47)$$

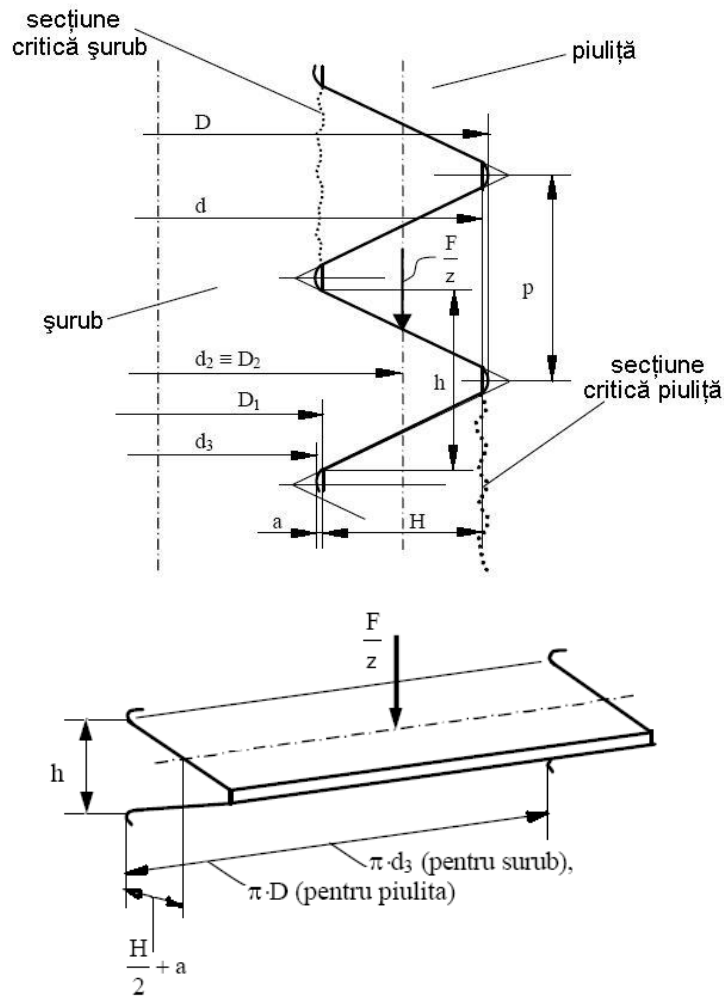


Figura 6.17

Pentru filetul metric $D_1=0,8 \cdot d$, $d_2=0,9 \cdot d$, $H=0,54 \cdot p$, pentru OL37 $\sigma_{at} = 80[\text{MPa}]$, $p_a = 35[\text{MPa}]$, înlocuind în relația 6.47 obținem:

$$m=0,75 \cdot d; \quad (6.48)$$

Punând condiția de egalitate a rezistenței la tracțiunea tijei șurubului cu rezistența la încovoiere a spirelor, adică eliminând F , între relațiile (6.45) și (6.34) obținem relația:

$$\frac{\pi d_3^2}{4} \cdot \sigma_{at} = \frac{\pi z d_3 h^2}{6 \left(\frac{H}{2} + a \right)} \cdot \sigma_{ai}; \quad (6.49)$$

Pentru filetul metric $d_3=0,8 \cdot d$, $d_2=0,9 \cdot d$, $H=0,54 \cdot p$, pentru OL37 $\sigma_{at} = 80[\text{MPa}]$, $p_a = 35[\text{MPa}]$, înlocuind în relația 6.49 obținem:

$$m=0,54 \cdot d; \quad (6.50)$$

Pentru piulițele normale conform SRISO 724:1996 se adoptă:

$$m=0,8 \cdot d; \quad (6.51)$$

De aceea, pentru piulițele normale standardizate nu se efectuează calcule de rezistență.

În calculele efectuate s-a considerat că forța F este preluată uniform de toate spirele piuliței. În realitate primele spire preiau cea mai mare parte a forței. În figura 6.18a este ilustrată distribuția forței pentru o piuliță cu 5 spire, respectiv cu 10 spire. Pentru îndepărtarea efectelor distribuției neuniforme sunt concepute diverse soluții constructive pentru uniformizarea distribuției pe cele z spire ale piuliței, ca cea prezentată în figura 6.18b[7, 9,10].

6.7. Asamblări cu șuruburi cu strângere inițială

Asamblările filetate cu strângere inițială se utilizează atunci când asupra acestora se acționează în timpul funcționării cu o forță care tinde să desfacă cele două piese asamblate. Exemplul tipic este asamblarea cu flanșe dintre capacul și corpul unui recipient în care se introduce un fluid sub presiune figura 6.19[1,7,8,9,10,13,26,28].

Cele i_s șuruburi sunt strânse inițial cu o forță axială de prestrângere F_0 , care determină deformația de tracțiune a șurubului Δl_s și deformația de compresiune a pieselor strânse Δl_p .

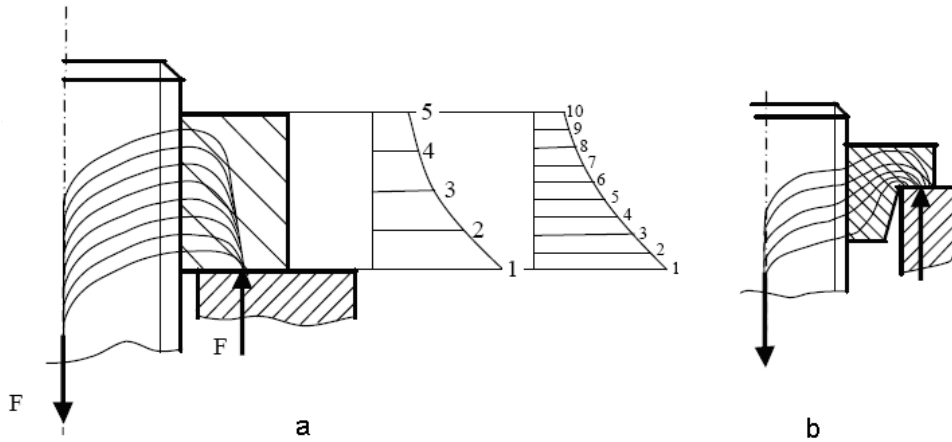


Figura 6.18

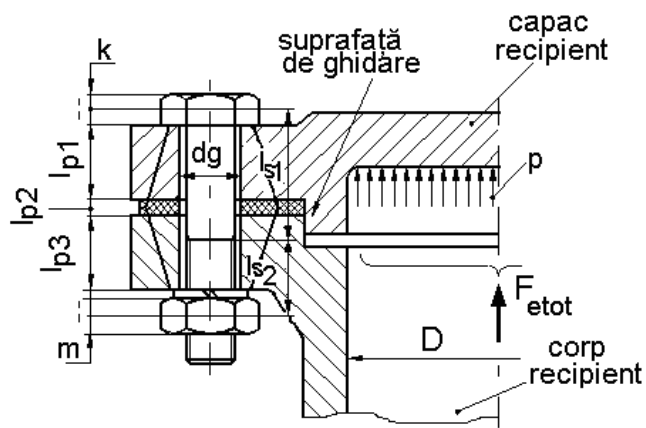


Figura 6.19

Fluidul sub presiune introdus în recipient determină forța de exploatare:

$$F_{e\text{tot}} = \frac{\pi D^2 \cdot p}{4} \quad (6.52)$$

Care se distribuie pe cele i_s șuruburi:

$$F_e = F_{e\text{tot}} / i_s \quad (6.53)$$

Această forță produce o deformație suplimentară la tracțiune $\Delta l'$ a șurubului și o decompresie a pieselor strânse cu aceeași valoare $\Delta l'$. În consecință, strângerea inițială se modifică: șurubul devine mai întins,

iar piesele strânse se decompimă. Acesta este motivul pentru care aceste asamblări filetate sunt denumite "cu prestrângere".

Aceste aspecte pot fi ilustrate în diagramele de caracteristici elastice ale acestor două elemente: șurubul și piesele strânse. Se utilizează ipoteza că deformațiile acestor elemente sunt numai elastice. În această ipoteză, diagramele caracteristicilor elastice sunt reprezentate în fig. 6.20 a. Dacă se consideră și deformația suplimentară $\Delta l'$ pe aceste caracteristici, se stabilesc grafic noile forțe care acționează în șurub pachetul de piese:

- F_t - forța totală pe șurub;
- F_0' - forța remanentă de strângere a pachetului de piese.

Ținând seama de observația că noile forțe se obțin pe caracteristicile elastice cu aceeași deformație $\Delta l'$, se poate face o reprezentare a celor două diagrame ca în figura 6.20 b, fără a considera un sens algebric pentru deformații. În noua diagramă se pot citi pe aceeași verticală forța din șurub F_t și respectiv din piesele strânse F_0' , cu care rămân strânse piesele după aplicarea forței de exploatare.

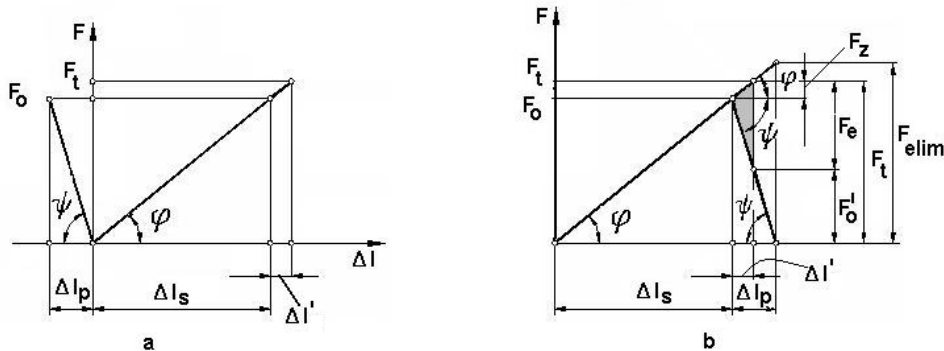


Figura 6.20

Folosind reprezentarea din figura 6.20 b, se deduc relațiile următoare:

1. Din echilibrul forțelor axiale care acționează în șurub după aplicarea forței de exploatare F_e este dat de expresia:

$$F_t = F_e + F_0' \quad (6.54)$$

2. Se constată ca forța remanentă de prestrângere a pieselor strânse F_0' se anulează când:

$$F_{t \text{ lim}} = F_{e \text{ lim}} \quad (6.55)$$

sau:

$$F_{t \text{ lim}} = (\Delta l_s + \Delta l_p) \operatorname{tg} \varphi = (\Delta l_s + \Delta l_p) c_s \quad (6.56)$$

în care:

$$c_s = \operatorname{tg} \varphi \quad (6.57)$$

este rigiditatea șurubului.

3. Expresia forței F_e este:

$$F_e = \Delta l' \operatorname{tg} \varphi + \Delta l' \operatorname{tg} \psi = \Delta l' (c_s + c_p) \quad (6.58)$$

unde: $c_p = \operatorname{tg} \psi$ și se numește rigiditatea pachetului de piese.

Din relația 6.58 rezultă deformația suplimentară a șurubului sau pieselor strânse după aplicarea forței de exploatare:

$$\Delta l' = \frac{F_e}{c_s + c_p} \quad (6.59)$$

4. Forța suplimentară care apare în șurub după aplicarea forței de exploatare este:

$$F_z = \Delta l' \cdot \operatorname{tg} \varphi = F_e \frac{c_s}{c_s + c_p} \quad (6.60)$$

5. Forța remanentă de prestrângere a pieselor are expresia:

$$F'_0 = F_0 - (F_e - F_z) = F_0 - \left(F_e - F_e \frac{c_s}{c_s + c_p} \right) = F_0 - F_e \frac{c_p}{c_s + c_p} \quad (6.61)$$

Această forță trebuie să fie suficient de mare, încât să asigure contactul permanent dintre piesele strânse, deci, menținerea etanșeității dintre acestea la acțiunea sarcinilor variabile. Se constată că această forță este mai mare atunci când piesele strânse sunt mai elastice în raport cu șurubul. Altfel spus, se impune prezența garniturii elastice pentru menținerea prestrângerii.

Calculul rigidității șurubului și pachetului de piese strânse

Se acceptă proporționalitatea dintre forțe și deformații, conform legii lui Hooke.

$$\Delta l_s = \sum_{i=1}^n \Delta l_{si} = \sum_{i=1}^n \frac{F_0 l_{si}}{E_s A_{si}} = \frac{F_0}{E_s} \sum_{i=1}^n \frac{l_{si}}{A_{si}} \quad (6.61)$$

în care: E_s este modulul de elasticitate longitudinală al șurubului;

l_{si} – lungimea curentă a porțiunilor de șurub de diferite diametre;

A_{si} – aria secțiunii de calcul curentă.

Observație:

Lungimile l_{s1} și l_{s2} , figura 6.19, cuprind și jumătate din înălțimea capului șurubului și respectiv, a piuliței, se ține seama de participarea acestor porțiuni la transmiterea fluxului de forțe.

Ariile secțiunilor pentru cazul din figura 6.19 vor fi:

$$A_{s1} = \frac{\pi d^2}{4} ; \quad A_{s2} = \frac{\pi d_3^2}{4} \quad (6.62)$$

Din relația 6.61, se obține rigiditatea șurubului:

$$c_s = \frac{F_o}{\Delta l_s} = \frac{E_s}{\sum_{i=1}^n \frac{l_{si}}{A_{si}}} \quad (6.63)$$

Pentru pachetul de piese strânse, determinarea rigidității se face utilizând de asemenea legea lui Hooke, astfel:

$$\Delta l_p = \sum_{i=1}^m \Delta l_{pi} = \sum_{i=1}^m \frac{F_o l_{pi}}{E_{pi} A_{pi}} \quad (6.64)$$

Se observă că în acest caz intervine problema precizării ariilor de secțiuni A_{pi} . Se admite ideea că fluxul de forțe se transmite în pachetul de piese printr-un volum de material tensionat dispus după două trunchiuri de con suprapuse pe baza mare la mijlocul înălțimii pachetului cu semiunghiul conului λ , figura 6.19. Acest semiunghi este recomandat de cercetări experimentale cu valori între $25^\circ \dots 45^\circ$. Se analizează, pentru început, piesa capac de grosime l_{p1} . Fie reprezentarea din figura 6.21. Pentru simplificarea calculelor, acest trunchi de con va fi înlocuit cu un cilindru echivalent, a cărui generatoare exterioară trece prin mijlocul generatoarei conului. Acest cilindru are diametrele d_g - al găurii - și d_{p1} , calculat astfel:

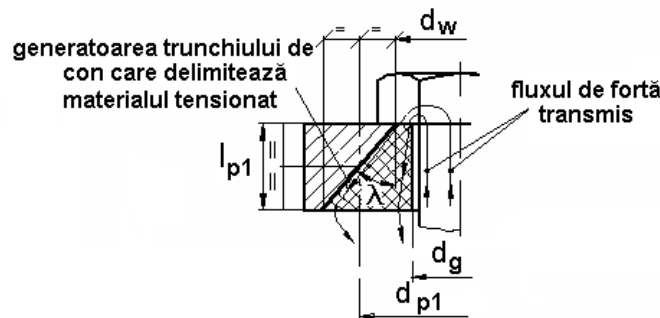


Figura 6.21

$$d_{p1} = d_w + 2 \frac{l_{p1}}{2} \operatorname{tg} \lambda = d_w + l_1 \operatorname{tg} \lambda \quad (6.65)$$

Aria echivalentă pentru secțiunea piesei strânse de grosime l_{p1} :

$$A_{p1} = \frac{\pi}{4} (d_{p1}^2 - d_g^2) \quad (6.66)$$

Se procedează în același mod și pentru piesa-flanșă având lungimea l_{p3} obținându-se:

$$d_{p3} = d_w + l_{p3} \operatorname{tg} \lambda \quad (6.67)$$

$$A_{p3} = \frac{\pi}{4} (d_{p3}^2 - d_g^2) \quad (6.68)$$

Pentru garnitura de lungimea l_{p2} se consideră cilindrul echivalent cu diametrul exterior:

$$d_{p2} = d_w + 2 \left(l_{p1} + \frac{l_{p2}}{2} \operatorname{tg} \lambda \right) \quad (6.69)$$

astfel că aria secțiunii este:

$$A_{p2} = \frac{\pi}{4} (d_{p2}^2 - d_g^2) \quad (6.70)$$

Se poate scrie acum întreaga deformație a pieselor strânse utilizând relația 6.71, de unde se obține rigiditatea căutată:

$$\frac{F_o}{\Delta l_p} = c_p = \frac{1}{\sum_i \frac{l_{pi}}{E_{pi} A_{pi}}} \quad (6.71)$$

Metodologia de calcul a asamblărilor cu strângere inițială

Etapele de lucru:

- 1) Se alege numărul de șuruburi, i_s .
- 2) Se calculează forța de exploatare pentru un șurub:

$$F_e = \frac{F_{e \text{ tot}}}{i_s} \quad (6.72)$$

- 3) Se apreciază forța remanentă de prestrângere:

- dacă solicitările sunt statice, această forță poate fi mai redusă:

$$F'_0 = (0,25 \dots 0,5) F_e \quad (6.73)$$

- dacă solicitările sunt dinamice, forța remanentă de prestrângere trebuie să fie mai mare:

$$F'_0 = (0,5 \dots 0,8) F_e \quad (6.74)$$

- 4) Forța totală din șurub după aplicarea forței de exploatare este:

$$F_t = F_e + F_0' \quad (6.75)$$

5) Se face dimensionarea șurubului în situația de exploatare, folosind expresia:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{\frac{\pi d_3^2}{4}} \leq \sigma_a = \frac{\sigma_c}{c} \quad (6.76)$$

unde: $c = 1,5 \dots 2,5$

Rezultă diametrul interior al filetului:

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 F_t}{\pi \sigma_a}} \quad (6.77)$$

Se alege filetul cu $d_3 \geq d_3$ calculat.

6) Se desenează schița asamblării.

7) Se calculează rigiditățile c_s și c_p ale celor două componente: șurubul și pachetul de piese strânse.

8) Se face verificarea la solicitări compuse la montaj, dar numai la asamblările supuse la solicitări statice. Pentru aceasta, se calculează mai întâi forța de prestrângere:

$$F_0 = F_t - F_z = F_t - F_e \frac{c_s}{c_s + c_p} \quad (6.78)$$

Se calculează tensiunile de tracțiune σ_t , de torsiune τ_t și, în final, cea echivalentă σ_e și se compară cu tensiunea echivalentă.

9) Se face verificarea la solicitărilor variabile în porțiunea filetată și în porțiunea nefiletată. Dacă se utilizează metoda Soderberg, se calculează coeficientul de siguranță pentru variația tensiunii normale:

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma} \sigma_v}{\varepsilon_\gamma \sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}} \geq c_a = 1,5 \dots 2,5 \quad (6.79)$$

Se poate accepta cazul variației periodice a acestei tensiuni. Forma de variație a tensiunii rezultă din cea de variație a forței, când forța de exploatare ia valori de la 0 și valoarea sa maximă F_e , figura 6.22.

În acest caz forța medie și respectiv, amplitudinea forței sunt date de relațiile:

$$F_m = \frac{F_0 + F_t}{2} \quad (6.80)$$

$$F_v = \frac{F_t - F_0}{2} \quad (6.81)$$

iar tensiunile vor fi:

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_{\min}}; \quad \sigma_v = \frac{F_v}{A_{\min}}; \quad (6.82)$$

unde: A_{\min} - secțiunea minimă a șurubului este:

- pentru porțiunea filetată:

$$A_{\min} = \frac{\pi d_3^2}{4}; \quad (6.83)$$

- pentru porțiunea nefiletată:

$$A_{\min} = \frac{\pi d^2}{4}; \quad (6.84)$$

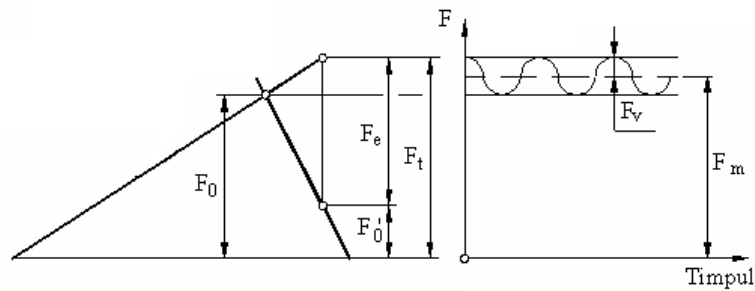


Figura 6.22

Factorii specifici care intervin, factorul concentratorului de tensiuni $\beta_{k\sigma}$, factorul de similitudine/dimensional ε și factorul de stare/calitate a suprafeței γ , sunt aleși din literatura de specialitate pentru filet.

6.8. Calculul asamblărilor cu șuruburi solícitate la forțe transversale

6.8.1. Asamblări cu șuruburi montate cu joc

În cazul asamblării din figura 6.23, șurubul, piulița și elementul de asigurare sunt standardizate. Asamblarea prezintă avantajul costului redus și al facilității montării și demontării. Prin strângerea piuliței se realizează în asamblare forța F care duce la întinderea tijei șurubului și la comprimarea flanșelor. Condiția de exploatare este aceea că piesele

strânse nu trebuie să se deplaseze sub efectul încărcării transversale T , adică:

$$F \cdot \mu \geq T \quad (6.83)$$

Se impune un coeficient de siguranță la alunecarea dintre table, $\beta = 1,3 \dots 1,5$ - pentru solicitări statice și $\beta = 1,8 \dots 2$ - pentru solicitări dinamice și atunci:

$$T \cdot \beta = F \cdot \mu \quad (6.84)$$

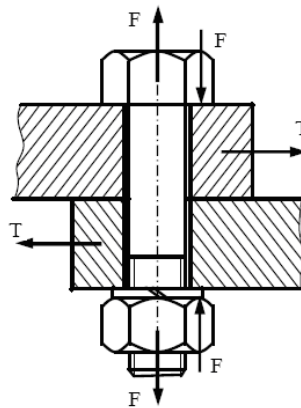


Figura 6.23

Cu valoarea F_s astfel obținută, se poate dimensiona diametrul tijei șurubului întindere cu relația 6.40.

6.8.2 Asamblări cu șuruburi montate fără joc (pășuite)

În acest caz, șuruburile nu sunt standardizate, sunt realizate în funcție de dimensiunile cerute de calculul specific. Costul șuruburilor respective este mai ridicat decât în cazul variantei de montaj cu joc prezentată anterior, volumului mare de manoperă. De asemenea, găurile din piesele strânse trebuie să fie alezate, ceea ce implică un cost ridicat al prelucrării. La această variantă, nu este necesar ca strângerea să fie controlată și nu există nici incertitudini privind modelul de calcul.

Șuruburile sunt montate cu o ușoară strângere în găurile alezate simultan în ambele piese, rezultă că tija șurubului este solicitată la forfecare, iar în zonele de contact cu piesele strânse apare tensiunea de strivire, figura 6.24.

Se face calculul de verificare la forfecare :

$$\tau_f = \frac{4T}{\pi d} \leq \tau_{af} \quad (6.85)$$

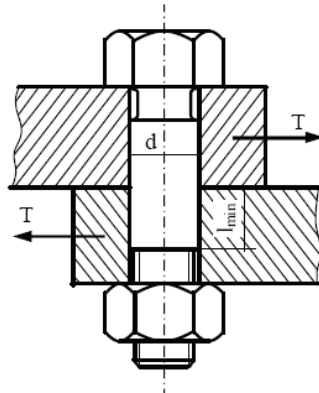


Figura 6.24

Verificarea la strivire, în ipoteza că tensiunea de contact este distribuită uniform pe suprafața laterală a semicilindrului, se face pentru tronsonul cel mai scurt din zona de asamblare, astfel:

$$\sigma_s = \frac{T}{l_{\min} d} \leq \sigma_{as} \quad (6.86)$$

Pentru dimensionarea asamblării, se pornește de la solicitarea de strivire, urmând, apoi, verificarea la forfecare.

6.9. Calculul asamblărilor cu șuruburi solicitate la încovoiere

Solicitarea de încovoiere se poate produce datorită lipsei de paralelism ale suprafețelor pieselor strânse, figura 6.25. Încovoierea este, periculoasă, pentru că tija șurubului are concentratori de tensiune importanți. Această abatere de formă poate conduce ușor la ruperea șurubului, [7, 9].

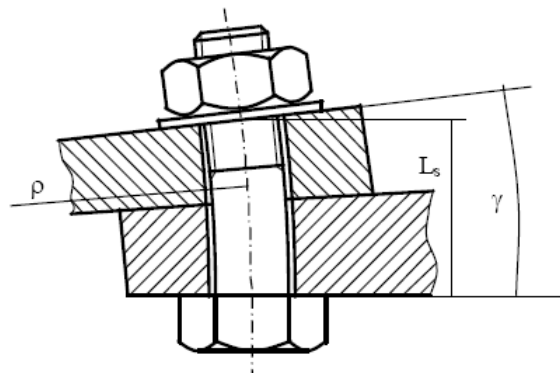


Figura 6.25

Calculul tijei șurubului:

$$\rho = \frac{L_s}{\gamma}; \quad M_i = \frac{E \cdot I}{\rho} = W \cdot \sigma_i; \Rightarrow \sigma_i = \frac{\gamma \cdot E \cdot d_1}{2 \cdot L_s}; \quad (6.87)$$

Exemplu de calcul pentru o abatere unghiulara de 1°:

$$\gamma = \frac{1}{180} \text{ rad}; E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}; d_1 = 10 \text{ mm}; L_s = 50 \text{ mm} \Rightarrow \sigma_i = 367 \text{ Mpa.}$$

Rezultatul la care s-a ajuns este edificator pentru a impune condiții severe de execuție și de montaj pentru piesele strânse.

6.10. Calculul asamblărilor cu șuruburi solicitate solicitare prin șoc

O asemenea solicitare apare, de exemplu, la șuruburile care realizează asamblarea capetelor de bielă ale motoarelor cu ardere internă. În figura 6.26, este prezentată diagrama efort unitar– deformație relativă, liniară pe prima parte, reflectând legea lui Hooke. Aria de sub curba ($\sigma - \varepsilon$) reprezintă energia cumulată prin șoc pe unitatea de volum (W_s / V), în domeniul elastic de solicitare [1,7,28].

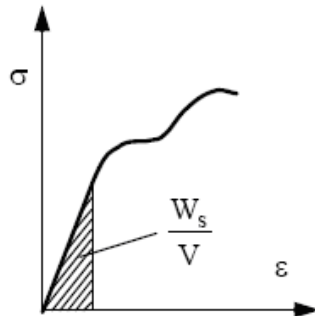


Figura 6.26

$$\frac{W_s}{V} = \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot \varepsilon; \quad \varepsilon = \frac{\sigma}{E}; \quad \frac{W_s}{V} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma^2}{E} \Rightarrow \sigma = \sqrt{\frac{2 \cdot W_s \cdot E}{V}}; \quad (6.88)$$

unde σ reprezintă solicitarea de tracțiune în tija șurubului, iar $V = l_s \cdot A_s$ este volumul tijei acestuia. Cu cât l_s este mai mare, cu atât scade σ . Deci, șuruburile elastice rezistă la șoc.

6.11. Aplicații

1. Cricul din figura 6.23, reprezentat în poziție maximă de ridicare, trebuie să preia o sarcină maximă de 50000 N. Coeficientul de frecare dintre cupă și capul șurubului, precum și din cupla elicoidală este $\mu = \mu_1 = 0,1$. Se cere: să se verifice la flambaj – șurubul cricului:

- să se verifice presiunea de contact dintre spirele șurubului și piuliței; să se determine randamentul șurubului și să se verifice condiția de auto-frînare; să se determine forța necesară, care trebuie aplicată la brațul de acționare știind că pentru filetul Tr 55x9, $d_1 = 45$ mm, $d_2 = 50,5$ mm și $p = 9$ mm,[6].

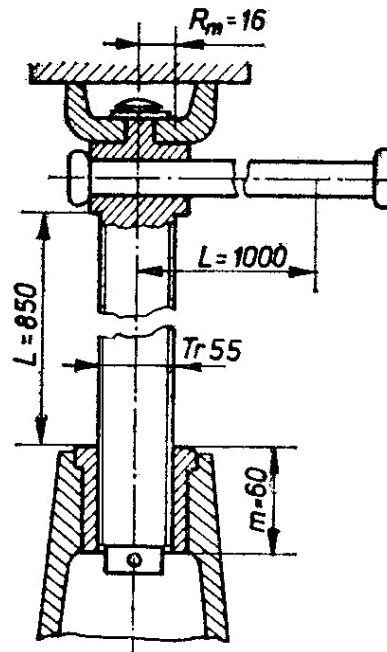


Figura 6.23

Rezolvare :

Pentru cazul cricului din figură, bara încastrată la un capăt și liberă la celălalt, lungimea de flambaj $l_f = 2l = 2 \cdot 850 = 1700$ mm.

Coeficientul de zveltețe se determină cu relația :

$$\lambda = \frac{l_f}{i} = \frac{1700}{11,25} = 151,11 \quad (6.85)$$

$$i = \sqrt{\frac{I}{A_s}} = \sqrt{\frac{\pi d_1^4}{64} \frac{4}{\pi d_1^2}} = \sqrt{\frac{d_1^2}{16}} = \sqrt{\frac{45^2}{16}} = 11,25 \text{ mm.} \quad (6.86)$$

unde:

Pentru OL 50 : $\lambda_0 = 89$, deci $\lambda > \lambda_0$ se aplică relația lui Euler pentru calculul forței critice de flambaj, iar coeficientul de siguranță c_f va fi:

$$c_f = \frac{\pi^2 EI}{F l_f^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 20,13 \cdot 10^4}{50000 \cdot 1700^2} = 2,88 \quad (6.87)$$

coeficientul se încadrează în limitele recomandate $c_{fa} = 2.. 4$.

Numărul de spire: (din înălțimea piuliței scădem valoarea teșiturilor 4mm)

$$z = \frac{m}{p} = \frac{60 - 4}{9} = 6 \text{ spire,} \quad (6.88)$$

iar presiunea de contact

$$P^* = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)z} = \frac{4 \cdot 50000}{3,14(55^2 - 45^2)6} = 10,61 \text{ N/mm}^2, \quad (6.89)$$

$p_a^* = 7.....13 \text{ N/mm}^2$, pentru contactul oțel pe bronz, putem considera că se încadrează în limitele admisibile.

Randamentul transmisiei cu șurub

$$\eta = \frac{\text{tg} \alpha_2}{\text{tg}(\alpha_2 + \rho')} = \frac{0,05675}{0,156} = 0,36 \quad (6.90)$$

unde : $\alpha_2 = 3^\circ 15'$, $\mu' = 0,1035$ și $\rho' = 5^\circ 55'$, calculate folosind relațiile:

$$\text{tg} \alpha_2 = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{9}{3,14 \cdot 50,5} = 0,05675; \quad (6.91)$$

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos(\beta/2)} = \text{tg} \rho'; \quad \beta = 30^\circ, \text{ pentru filetul trapezoidal,}$$

Prin urmare se verifică și condiția de autofrânare:

$$\alpha_2 = 3^\circ 15' < \rho' = 5^\circ 55'.$$

Se determină momentul care trebuie învins (momentul de frecare din filet la care se adună momentul de frecare dintre șurub și cupă:

$$M_{\text{tot}} = F \left[\frac{d_2}{2} \text{tg}(\alpha_2 + \rho') + \mu_1 R_M \right] = 5 \cdot 10^4 \left[\frac{50,5}{2} \cdot 0,161 + 0,1 \cdot 16 \right] = 283262,5 \text{ Nmm;}$$

rezultând forța cu care trebuie să se acționeze cricul

$$Q = \frac{M_{\text{tot}}}{L} = \frac{283262,5}{1000} = 283,26 \text{ N.} \quad (6.92)$$

2. Să se determine forța maximă care poate fi preluată de șurubul principal al unui cric. Șurubul are dimensiunea Tr 40x6, fiind executat dintr-un material din grupa 5.6, piulița este din bronz și are 10 spire, diametrul mediu de frecare dintre șurub și cupă $D_m=32$ mm, $d_1=33$ mm, $d_2=37$ mm, $p=6$ mm, coeficientul de siguranță $c=2$, [6].

Rezolvare :

Efortul unitar echivalent se calculează conform teoriei efortului unitar tangențial maxim: $\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}$, după înlocuiri se obține:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left[\frac{F \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho') + \mu_1 \frac{D_m}{2}\right]}{0,2d_1^3}\right]^2} \leq \sigma_{ac}, \quad (6.93)$$

sau :

$$F = \frac{\sigma_{ac}}{\sqrt{\left(\frac{4}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left[\frac{d_2 \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho') + \mu_1 D_m}{0,4d_1^3}\right]^2}}. \quad (6.94)$$

Din caracteristicile grupei de material folosit obținem:

$$\sigma_{ac} = \sigma_c/c = 300/2 = 150 \text{ N/mm}^2; \quad \mu = 0,1 \text{ (pentru cuplul oțel/bronz);}$$

$$\text{Se obține: } \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{p}{\pi d_2} = 0,0516 \quad \text{și} \quad \alpha_2 = 2^\circ 55', \text{ iar}$$

$\operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho') = 0,1494$; diametrul mediu al suprafeței de contact dintre cupă și capul șurubului $D_m = 32$ mm; $\mu_1 = 0,11$ pentru cuplul oțel/oțel.

Rezultă:

$$F = \frac{150}{\sqrt{1,366 \cdot 10^{-6} + 1,56 \cdot 10^6}} = 87481,77 \text{ N.}$$

De asemenea, din condiția de rezistență la contact dintre șurub și piuliță:

$$F = \frac{\pi}{4} z (d^2 - d_1^2) p_a^* = \frac{3,14}{4} \cdot 10 \cdot (40^2 - 33^2) \cdot 10 = 40113,5 \text{ N}, \quad (6.95)$$

Presiunea admisibilă la contact $p_a^* = 10 \text{ N/mm}^2$.

Se consideră ca admisibilă valoarea cea mai mică.

Cap. 7

ASAMBLĂRI ARBORE BUTUC

7.1. Definiție și clasificare

Asamblările de tip arbore - butuc sunt asamblări demontabile având rolul de a transmite mișcarea de rotație și momentul de torsiune de la arbore la butuc sau invers și de a permite sau nu deplasarea axială a butucului [1,7,8,9,10,13,26,28].

Clasificarea asamblărilor de tip arbore butuc

Se poate face după relația arbore butuc:

I. Asamblări fără strângere între arbore și butuc:

- cu știfturi cilindrice transversale;
- cu bolțuri;
- cu pene paralele;
- cu pene disc;
- cu pene cilindrice;
- cu caneluri;
- cu arbori profilați poligonali;
- cu inele elastice.

II. Asamblări prin strângere între arbore și butuc cu elemente auxiliare:

- cu pene longitudinale cu strângere;
- cu pene transversale cu strângere
- conice
- cu inele tronconice
- cu brățară

- cu strângere elastică prin inele sau bucle ondulate;

III. Asamblări prin strângere elastică proprie între arbore și butuc:

- prin presare la rece;
- prin presare la cald;

7.2. Asamblări cu știfturi și bolțuri

Știfturile și bolțurile sunt piese cilindrice sau tronconice cu conicitate mică care au rolul de a poziționa și de a solidariza arborele de butucul unei roți, în vederea transmiterii momentului de torsiune. Bolțurile sunt, de fapt, știfturi dimensiuni mai mari.

Materialele din care sunt realizate știfturile și bolțurile sunt, de obicei: OL50, OL60, OLC35, OLC45.

Aceste organe de mașini sunt simple și ușor de realizat tehnologic, permit montări repetate și asigură centrarea și poziționarea butucului pe arbore.

De regulă, știfturile sunt obținute prin tragere la rece sau prin matrițare și când este cazul, sunt rectificat, iar găurile în care intră sunt alezate.

7.2.1 Asamblarea cu știft transversal

Asamblarea este utilizată pentru cazul în care turația arborelui este redusă, pentru că la turații mari o ușoară excentricitate a știftului ar putea conduce la forțe centrifuge importante.

Ajustajele ansamblului pot fi:

- a) știft-arbore: ajustaj intermediar sau cu strângere;
știft-butuc: ajustaj cu strângere.
- b) știft-arbore: ajustaj intermediar sau cu strângere;
știft-butuc: ajustaj cu joc.

Prima variantă este varianta preferabilă, ca model de calcul, pentru o mai mare siguranță. Calculul pentru cazul se face aproximând distribuția trapezoidală de tensiuni cu una medie, σ_{s2m} , figura 7.1[1,8].

Știftul, arborele și butucul sunt solicitate la strivire, iar tija știftului și la forfecare.

$$\frac{1}{2} \cdot \sigma_{s1max} \cdot \frac{d}{2} \cdot d_s \cdot \frac{2}{3} \cdot d = M_{tc} \Rightarrow \sigma_{s1max} \leq \sigma_{sa} \text{ (știft - arbore)} \quad (7.1)$$

$$\sigma_{s2m} \cdot \frac{D-d}{2} \cdot d_s \cdot \frac{D+d}{2} = M_{tc} \Rightarrow \sigma_{s2m} \leq \sigma_{sa} \text{ (știft - butuc)} \quad (7.2)$$

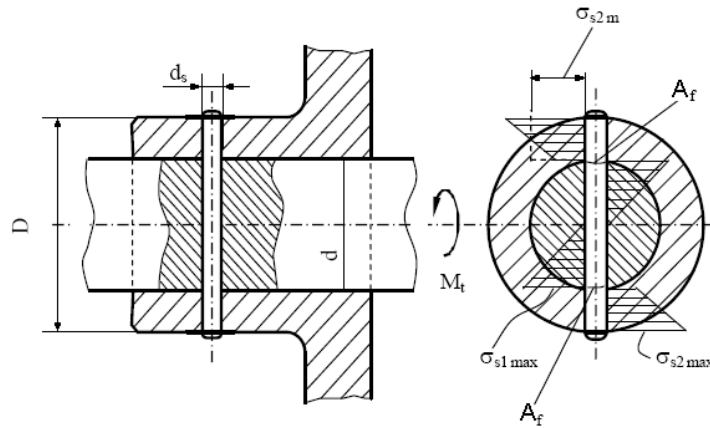


Figura 7.1

$$\tau_f \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_s^2 \cdot d = M_{tc} \Rightarrow \tau_f \leq \tau_{af} (\text{\textit{știft}}) \quad (7.3)$$

Relațiile se pot folosi pentru verificare sau pentru dimensionare.

Recomandări constructive:

$$\frac{d_s}{d} = 0,2 \dots 0,3; \quad \frac{D}{d} = 2; \text{ (oțel/oțel); } \quad \frac{D}{d} = 2,5; \text{ (fontă/oțel)}$$

7.2.2 Asamblarea cu bolț de articulație

Bolțul se va monta în furcă cu joc și fără joc în tirant, sau invers. Între furcă și tirant există joc lateral ceea ce face ca tirantul să se poată roti în jurul axei bolțului, obținându-se astfel articulația dintre furcă și tirant. În aceste condiții bolțul este supus la solicitările de strivire și încovoiere.

Pe baza schemei din figura 7.3 se pot calcula tensiunile de strivire și de încovoiere [7,8,10].

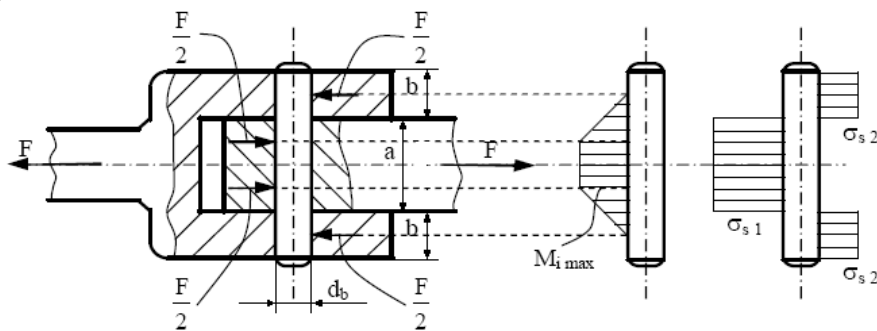


Figura 7.3

Strivirea dintre bolț și furcă:

$$2 \cdot \sigma_{s2} \cdot d \cdot b = F \Rightarrow \sigma_{s2} \leq \sigma_{s2amin} \quad (7.4)$$

Strivirea dintre bolț și tirant:

$$\sigma_{s1} \cdot d \cdot a = F \Rightarrow \sigma_{s1} \leq \sigma_{s1amin} \quad (7.5)$$

Încovoierea bolțului:

$$\frac{F}{2} \cdot \left(\frac{a}{4} + \frac{b}{2} \right) = M_{imax} \Rightarrow \sigma_i = \frac{M_{imax}}{\frac{\pi \cdot d_b^3}{32}} \leq \sigma_{ai} \quad (7.6)$$

Tensiunea de strivire admisibilă σ_{s1amin} , respectiv σ_{s2amin} este cea mai mică valoare dintre cele corespunzătoare materialului bolțului, respectiv al piesei conjugate.

7.3 Asamblarea cu pană paralelă

Asamblarea cu pană paralelă este una dintre cele mai cunoscute modalități de transmitere a momentului de torsiune. Sunt două tipuri de asamblări, figura 7.4:

- Fixe - care nu permit deplasarea axială a butucului la care pana paralelă se montează cu strângere laterală în canalul practicat prin frezare în arbore și cu joc lateral în canalul butucului, în vederea montării și demontării ușoare;
- Mobile - la care butucul se poate deplasa axial, iar penele sunt fixate de arbore cu șuruburi;

Dimensiunile penelor paralele sunt date în STAS 1004-81, un extras din acest standard este dat în tabelul 7.1, penele cu capete rotunjite prevăzute cu găuri pentru prinderea cu șuruburi pe arbore sunt standardizate în STAS 1006-90[9,10].

Canalul de pană din arbore este un puternic concentrator de tensiuni.

Formele constructive uzuale (pană cu capete rotunjite, respectiv cu capete drepte) sunt prezentate în figura 7.5.

Canalul de pană pentru penele cu capete rotunjite se execută cu freze deget, iar pentru cele cu capete drepte cu freză disc.

Penele sunt elemente puternic solicitate și trebuie executate din oțeluri rezistente. Se obișnuiește folosirea oțelurilor de construcție, care asigură o rezistență $\sigma_r = 600-700\text{MPa}$. Penele se execută din oțel laminat

sau tras la rece, prin frezare și mortezare. Penele de dimensiuni mari se execută din semifabricate forjate. Pentru a ușura montajul toate muchiile penelor sunt teșite.

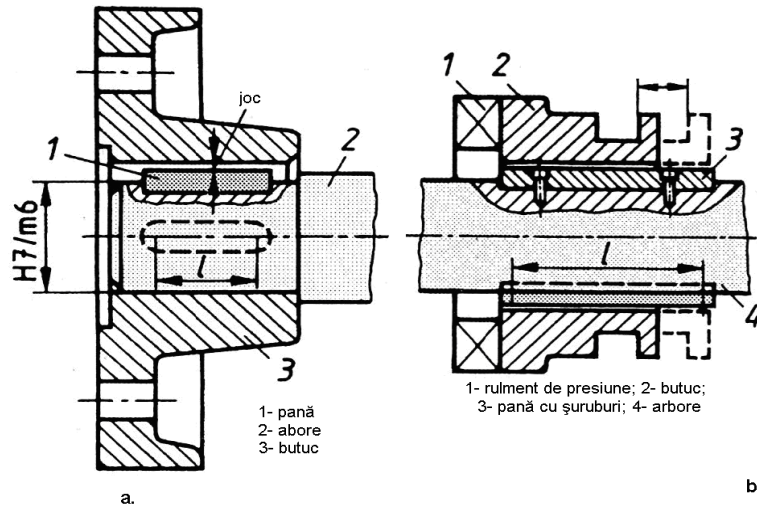


Figura 7.4

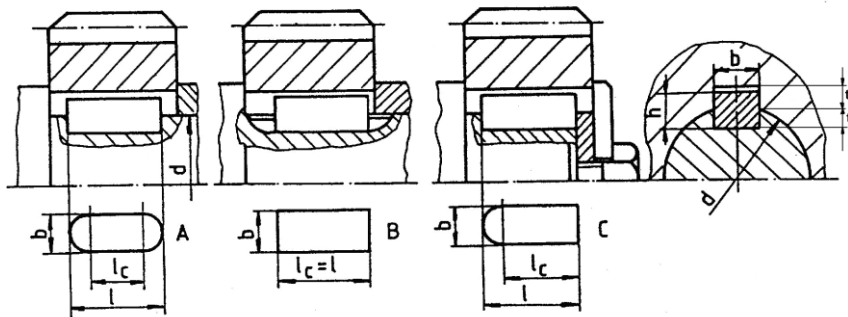


Figura 7.5

Sarcina exterioară se transmite de la arbore la pană și în continuare la butuc prin contact pe fețele laterale ale penei. Ca urmare, solicitarea principală a asamblării este cea de strivire pe suprafețele de contact, o altă solicitare, mai puțin importantă, fiind cea de forfecare a penei. Schema de calcul a asamblării prin pană paralelă este prezentată în figura 7.6.

Calculul se efectuează în următoarele ipoteze:

- presiunea pe fețele laterale, active, ale penei este uniform distribuită;
- pana este montată jumătate în arbore și jumătate în butuc;
- brațul rezultantei F care acționează pe fiecare din fețele active ale penei este egal cu $d/2$.

Verificarea la strivire a asamblării se efectuează cu relația:

$$\sigma_s = \frac{F}{A} = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{\frac{h}{2}l_c} = \frac{4M_t}{dhl_c} \leq \sigma_{as} \quad (7.7)$$

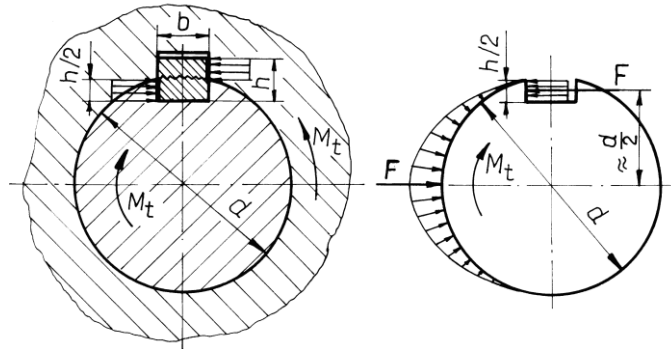


Figura 7.6

de unde rezultă lungimea de calcul necesară a penei:

$$l_c = \frac{4M_t}{dh\sigma_{as}} \quad (7.8)$$

Verificarea la forfecare a penei se efectuează cu relația:

$$\tau_f = \frac{F}{A} = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{bl_c} \leq \tau_{af} \quad (7.9)$$

În relațiile de mai sus s-au notat cu: M_t – momentul de torsiune transmis de asamblare; d – diametrul arborelui, b – lățimea penei, h – înălțimea penei, l_c – lungimea de calcul a penei, σ_{as} – rezistența admisibilă la strivire a materialului mai slab (de regulă materialul penei, pentru ca să se evite deteriorarea arborelui sau butucului), τ_{af} – rezistența admisibilă la forfecare a materialului penei.

În cazul asamblărilor fixe, rezistența admisibilă la strivire recomandată este:

- $\sigma_{as} = 100...120$ MPa, pentru sarcină constantă, fără șocuri;
- $\sigma_{as} = 65...100$ MPa, pentru sarcini pulsatorii; $\sigma_{as} = 35...50$ MPa, pentru

sarcini alternante, cu șocuri. Se lucrează cu rezistențe admisibile micșorate atunci când, datorită sarcinii variabile, există tendința ieșirii penei din locaș.

În cazul asamblărilor mobile, în locul tensiunii de strivire σ_s , se calculează presiunea p care trebuie limitată la o presiune admisibilă p_a , pentru a se evita expulsarea lubrifianțului dintre suprafețele în mișcare relativă. Se recomandă valori $p_a = 10 \dots 30$ MPa.

Pentru verificarea la forfecare se recomandă rezistențe admisibile la forfecare $\tau_{af} = 100$ MPa. Deoarece dimensiunile secțiunii transversale ale penei (b și h) sunt standardizate astfel încât solicitarea de strivire să fie solicitarea principală, verificarea de forfecare nu este necesară.

7.4. Asamblarea cu pană disc

Penele disc au forma mărginită de trei fețe plane, două câte două perpendiculare între ele, închise de o suprafață cilindrică (segment de disc). Pana se montează în arbore cu fața cilindrică într-un canal frezat, orientat axial. Fața opusă celei cilindrice se montează cu joc în canalul practicat în butuc figura 7.7. Penele disc se folosesc pentru transmiterea momentelor de torsiune relativ mici, atunci când sunt posibile și ușoare oscilații față de poziția nominală. În tabelul 7.2 este dat un extras din STAS 1012-77 „Pene disc. Pene și canale pentru pene. Dimensiuni” [7,8].

Verificarea la strivire a asamblării se efectuează cu relația:

$$\sigma_s = \frac{F}{A} = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{D \cdot c} = \frac{4M_t}{dhl_c} \leq \sigma_{as} \quad \text{unde } c = h - t_1 ; \quad (7.10)$$

Verificarea la forfecare a penei se efectuează cu relația:

$$\tau_f = \frac{F}{A} = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{b \cdot D} \leq \tau_{af} \quad (7.11)$$

În relațiile de mai sus s-au notat cu: M_t – momentul de torsiune transmis de asamblare; d – diametrul arborelui, b – lățimea penei, h – înălțimea penei, σ_{as} – rezistența admisibilă la strivire a materialului mai slab (de regulă materialul penei, pentru ca să se evite deteriorarea

Tabelul 7.1[8]

<i>d</i>		Pană						Canal												
		<i>b</i>		<i>h</i>		<i>l</i>		<i>c</i> sau <i>r_l</i>		<i>b</i> (în arbore și butuc-ajustaj liber)		<i>t₁</i> (în arbore)		<i>t₂</i> (în arbore)		<i>r</i>				
Peste	Până la	Nominal	Abateri	Limita h ₉	Nominal	Abateri	Limita	De la	Până la	Max.	Min.	Nominal	Abateri	Limita	Nominal	Abateri	Limita	Max.	Min.	
6	8	2	0	0	2	0	0	6	20	0.25	0.1	2	+0.025	+0.060	1.2	+0.10	1.0	+0.1	0.16	0.08
8	10	3	-0.025	-0.09	3	-0.09	6	36	36		6	3	0	+0.020	1.8		1.4			
10	12	4	0	0	4	0	8	45	45		4	4	+0.030	+0.078	2.5		1.8			
12	17	5	-0.0305	-0.0305	5	-0.0305	10	56	56	0.40	0.2	5	0	+0.030	3.0		2.3		0.25	0.16
17	22	6			6		14	70	70		5	6		3.5	3.5		2.8			
22	30	8	0	0	7	0	18	90	90		8	8	+0.036	+0.098	4.0	+0.20	3.3	+0.2		
30	35	10	-0.036	-0.090	8	-0.090	22	110	110	0.60	0.4	10		5.0	5.0		3.3		0.40	0.25
35	44	12	0		8		28	140	140		0	12	+0.043	+0.120	5.0		3.8			
44	50	14	-0.043		9		36	160	160			14	0	+0.050	5.5		4.3			
50	58	16			10		45	180	180			16			6.0		4.4			
58	65	18			11	0	50	200	200			18			7.0		4.9		0.60	0.40
65	75	20	0	-0.110	12	-0.110	56	220	220	0.80	0.60	20	+0.052	+0.149	7.5		5.			
75	85	22	-0.052		14		63	250	250			22	0	+0.065	9.0		4			

arborelui sau butucului), τ_{af} – rezistența admisibilă la forfecare a materialului penei.

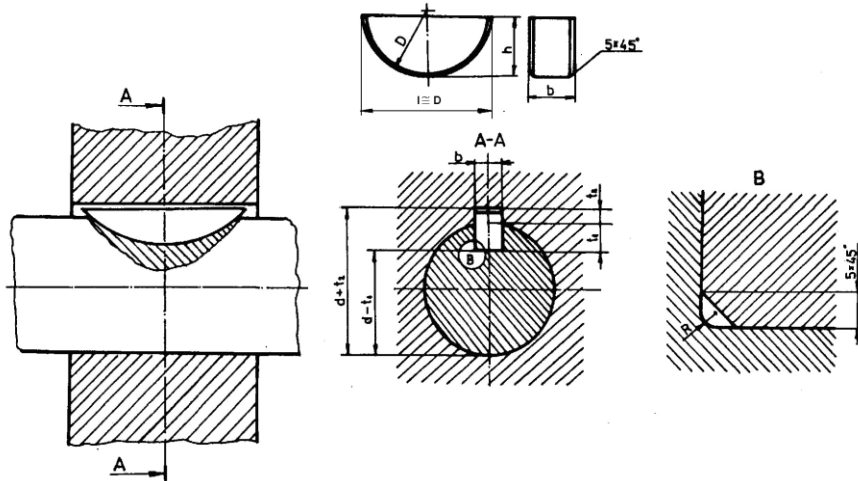


Figura 7.7

7.5 Asamblarea cu pene cilindrice

Tensiunea de strivire dintre pana cilindrică și piesele conjugate este considerată ca cea reprezentată în figura 7.8b, dar pentru ușurința calcului se admite că distribuția tensiunii de strivire este cea prezentată în figura 7.8a.

Verificarea la strivire a asamblării se efectuează cu relația:

$$\sigma_s \cdot \frac{d_s}{2} \cdot l \cdot \frac{d}{2} = M_{tc} \Rightarrow \sigma_s \leq \sigma_{sa} \quad (7.12)$$

Verificarea la forfecare a penei se efectuează cu relația:

$$\tau_f \cdot d_s \cdot l \cdot \frac{d}{2} = M_{tc} \Rightarrow \tau_f \leq \tau_{af} \quad (7.13)$$

Recomandări constructive: $\frac{d_s}{d} = 0,13 \dots 0,16$;

Tabelul 7.2 [8]

d	Până la				Până				Canal				r										
	Peste	Nominal	Abateri limită hg	Nominal	h	Abateri limită	Nominal	Abateri limită	c sau r	Max.	Min.	Ø	Abateri N9	Butuc JS9	f2 (în arbore)	Abateri limită	Nominal	f2 (în butuc)	Abateri limită	Nominal	Max.	Min.	
4	5	1.5	0	2.6	0	0	7	0	0.25	0.1	0.1	1.5	-0.004	+0.012	2.0	+0.10	0.8	+0.1	0.8	0.16	0.16	0.08	0.08
5	6	2.0	0.025	2.6	-0.060	-0.15	7	-0.15	6	6	6	2.0	-0.012	-0.012	1.8		1.0		1.0				
6	7	2.0		3.7	0		10					2.0	-0.029		2.9		1.0		1.0				
7	8	2.5		3.7	-0.075		10					2.5			2.7		1.2		1.2				
8	10	3.0		5.0		0	13	0				3.0			3.8	+0.20	1.4		1.4				
10	12	3.0		6.5	0	-0.18	16	-0.18				3.0			5.3		1.5		1.5				
12	14	4.0	0	6.5	-0.090		16		0.40	0.2	0.2	4.0	0	+0.015	5.0		1.8		1.8		0.25	0.16	0.16
14	16	4.0	-0.030	7.5			19	0		5	5	4.0	-0.030	-0.015	6.0		1.8		1.8				
16	18	5.0		6.5		-0.21	16	-0.21				5.0			4.5		2.3		2.3				
18	20	5.0				-0.18						5.0			5.5		2.3		2.3				
20	22	5.0		7.5		0	19	0				5.0			7.0	+0.30	2.3		2.3				
22	25	6.0		9.0		-0.21	22	-0.21				6.0			6.5		2.8		2.8				
22	25	6.0		9.0			22					6.0			7.0		3.3		3.3				
25	28	6.0		10.0	0		25	0				8.0	0	+0.018	8.0		3.3		3.3				
28	32	8.0	0	11.0	-0.110		28	0	0.60	0.4	0.4	10.0	-0.036	-0.018	10.0		3.3		3.3		0.40	0.25	0.25
32	35	10.0	-0.036	13.0		-0.25	32	-0.25		0	0	0			0		0		0				

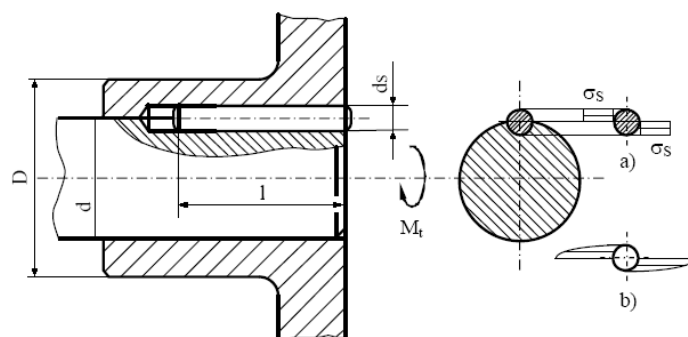


Figura 7.8

7.6. Asamblarea prin caneluri

7.6. 1. Formă, clasificare, dimensiuni

Asamblările prin caneluri sunt caracterizate de existența canalelor longitudinale profilate practicate pe toată suprafața de contact dintre arbore și butuc, astfel încât proeminențele rezultate pe suprafața arborelui pătrund în golurile butucului și invers, figura 7.9[1,7,8,9,10,13,26,28].

Asamblările prin caneluri sunt asemănătoare ca funcționare cu asamblările prin pene paralele multiple, cu deosebirea că preiau momente de torsiune mari în condițiile unor presiuni specifice reduse, oferă posibilitatea de deplasare axială a butucului și a unei centrici care asigură o bună coaxialitate asamblării, utilizate în mod special la cutii de viteză.

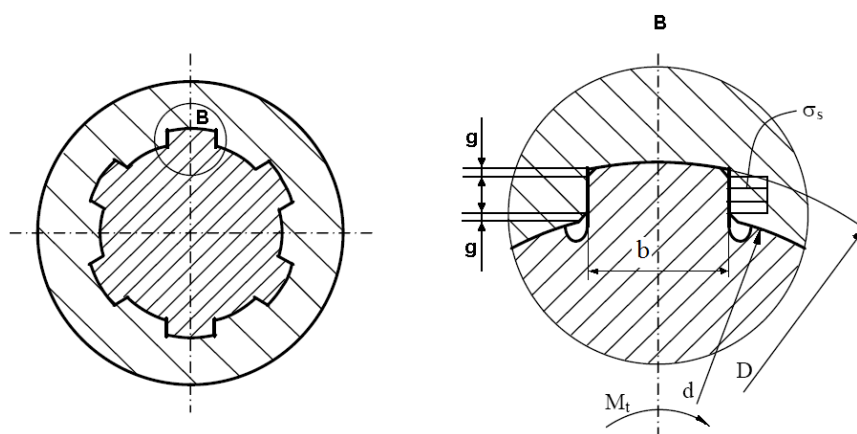


Figura 7.9

Clasificare

a. După forma canelurilor:

- dreptunghiulară-STAS 1768-86: 1769-86: 1770-86 ;
- triunghiulară - STAS 7346-83;
- evolventică - STAS 6858-85.

Cele mai des utilizate sunt canelurile dreptunghiulare datorită tehnologiei simple de execuție. În tabelul 7.3 sunt date câteva exemple de dimensiuni pentru asamblări cu caneluri dreptunghiulare standardizate. Canelurile triunghiulare și evolventice pot transmite momente alternative datorită efectului de centrare pe flancuri.

b. După modul de centrare:

- pe diametrul interior, fig. 7.10c, (cea mai precisă centrare);
- pe diametrul exterior, fig. 7.10b;
- pe flancuri, fig. 7.10a, (folosită în cazul transmiterii momentelor de torsiune cu schimbare de sens).

c. După poziția relativă a butucului față de arbore:

- asamblări fixe;
- asamblări mobile.

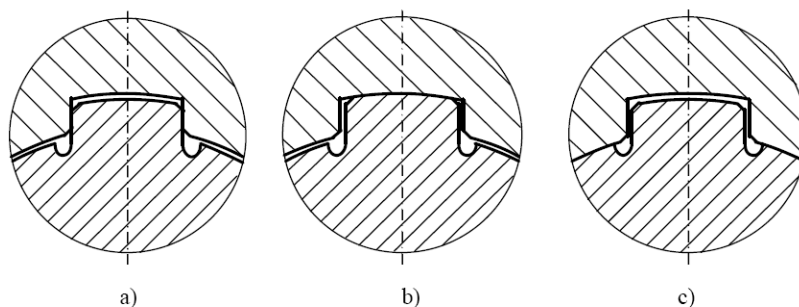


Figura 7.10

7.6.2. Materiale și tehnologie de execuție

De obicei asamblările canelate sunt mobile (cutii de viteze) sau oscilante (ex. asamblarea arborilor cardanici ai autocamioanelor). Acest specific funcțional impune necesitatea unor materiale ce prezintă rezistență înaltă la uzură.

Pentru execuția arborilor canelați, manșoanelor canelate sau butucilor canelați, se folosesc oțeluri carbon și aliate de îmbunătățire ca: C 45, C 50, 40 Cr 10, 41MoCr1 1 etc. Caracteristicile acestor materiale se aduc la valori maxime prin îmbunătățire, urmată de prelucrările

mechanice de finisare și călire superficială în curenți de înaltă sau medie frecvență a zonei profilate.

Tabelul 7.3

D	Seria ușoară STAS 1768-86				Seria mijlocie STAS 1769-86				Seria grea STAS 1770-86			
	D	b	z	Centrarea	D	b	z	Centrarea	D	b	z	Centrarea
11	-	-	-	-	14	3			-	-		
13	-	-	-	-	16	3,5			-	-		
16	-	-	-	-	20	4			20	2,5		
18	-	-	-	-	22	5			23	3		
21	-	-	-	-	25	5			26	3		
							6	Interioară				
23	26	6			28	6			29	4		
26	30	6	6	Interioară	32	6			32	4		
28	32	7			34	7			35	4		
											10	
32	36	6			38	6			40	5		
36	40	7			42	7			45	5		
42	46	8			48	8			52	6		
46	50	9			54	9			56	7		
			8	Interioară sau pe flancuri								
52	58	10			60	10			60	5	6	16
56	62	10			65	10	8	Interioară sau pe flancuri	72			
62	68	12			72	12						
			10						82	7		
72	78	12			82	12			92	6		
82	88	12			92	12			102	7		
92	98	14			102	14	10		115	8		
102	108	16			112	16			125	9		
112	120	18			125	18					20	

Prelucrarea canelurilor pe arbori se poate face prin:

- cu freză profilată și divizare;
- cu freza melc folosind metoda rostogolirii;
- deformare plastică la rece.

Prelucrarea canelurilor din butuc se realizează prin:

- mortezare;
- broșare.

7.6.3. Calculul asamblărilor canelate

Calculul urmărește dimensionarea asamblării canelate.

Date inițiale: puterea și turația, sau momentul de torsiune și condițiile funcționale.

Conform STAS 1767-67, calculul parcurge următoarele etape:

a) Considerând momentului de torsiune la care este supusă asamblarea se determină diametrul interior al arborelui canelat, d , din condiția de rezistență la torsiune. Se consideră de concentratorul de tensiune β_K la baza canelurii:

$$\beta_K M_t = W_p \cdot \tau_{at} = 0,2d^3 \cdot \tau_{at} \quad (7.14)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{5\beta_K M_t}{\tau_{at}}} [\text{mm}] \quad (7.15)$$

unde:

$\beta_K = 2...3$ pentru pene paralele; $\beta_K = 3...5$ pentru caneluri dreptunghiulare; $\beta_K = 2...2,5$ pentru caneluri triunghiulare; $\beta_K = 1,5...2$ pentru caneluri în evolventă.

b) Se alege din STAS tipul de caneluri și geometria asamblării canelate funcție de condițiile funcționale și diametrul arborelui.

c) Se alege materialul pe baza rezistenței admisibile la strivire.

d) Se determină din condiția de rezistență la strivire cu notațiile din figura 7.9, suprafața portantă și suprafața portantă specifică:

- suprafața portantă:

$$A = \frac{F_t}{\sigma_{as}} = \frac{4M_t}{(D+d)\sigma_{as}} [\text{mm}^2] \quad (7.16)$$

- suprafața portantă specifică:

$$A = k \left(\frac{D-d}{2} - 2g \right) z [\text{mm}^2 / \text{mm}] \quad (7.17)$$

unde: $k = 0,75$ –coeficientul distribuției neuniforme a forței tangențiale F_t pe cele z caneluri; z - numărul de caneluri.

e) Se determină lungimea de calcul necesară a asamblării:

$$l_c = \frac{A}{A_{sp}} [\text{mm}] \quad (7.18)$$

f) Se execută calculul de verificare la forfecare a proeminențelor:

$$\tau_f = \frac{4M_t}{(D+d) \cdot b \cdot l_c \cdot z \cdot k} \leq \tau_{af} \quad (7.19)$$

g) Se determină lungimea butucului canelat după recomandările din tabelul 7.4

h) pentru asamblări mobile se determină lungimea canelată a arborilor:

$$l = l_c + c [\text{mm}] \text{ unde: } c - \text{ cursa } [\text{mm}]. \quad (7.20)$$

Tabelul 7.4

Seria	Domeniul de utilizare		Lungimea butucului
	Momentul transmis comparativ cu cel transmis de arborele de diametru (d)	Tipul Asamblării	
Ușoară STAS 1768-86	Inferior	Fixă	$l=1,5d$
Mijlocie STAS 1769-86	Egal	Fixă sau mobilă cu deplasarea butucului fără sarcină	$l = (1,5...2,5)d$
Grea STAS 1770-86	Egal	Mobilă cu deplasarea butucului sub sarcină	$l = (1,5...2,5)d$

7.7. Asamblări cu arbori poligonali

Spre deosebire de asamblarea prin caneluri, această modalitate de asamblare a butucului cu arborele nu prezintă concentratori de tensiune prea ridicați, pentru că în arbore nu mai există canale adânci ca în cazul penei paralele. De asemenea, prin forma asamblării este asigurată și centrarea pieselor conjugate. Costul prelucrării este foarte ridicat, pentru că realizarea alezajului poligonal din butuc se face prin broșare, iar arborele se prelucrează prin frezare și ulterior prin rectificare. Se realizează, în general, ajustaje cu joc mic, destul de scumpe $\frac{H7}{g6}$, $\frac{H7}{h7}$,

$\frac{H7}{f7}$, mai ales, că asamblarea este destinată pentru transmiterea momentelor de torsiune foarte mari. Secțiunile transversale ale arborelui pot fi cele din figura 7.11: profil triunghiular, profil poligonal curb, profil pătrat sau profil hexagonal [1,7,8,9,10,13,26,28].

Exemplele din figura 7.12 sugerează că existența jocului dintre arbore și butuc duce la o repartiție asimetrică a tensiunii de strivire.

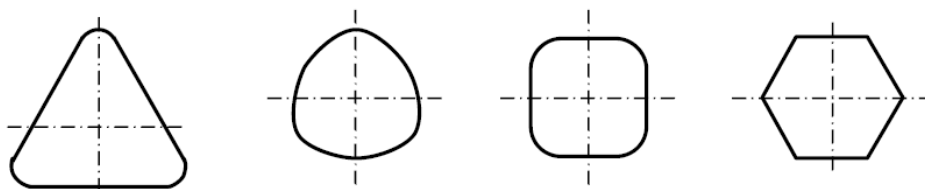


Figura 7.11

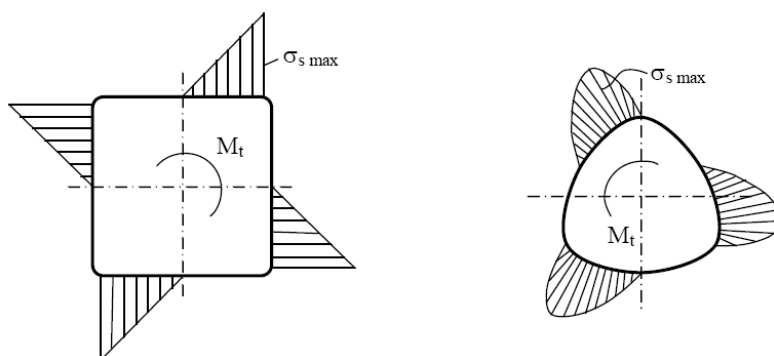


Figura 7.12

Pentru arborele cu secțiune patrata, calculul sumar este:

$$2 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \sigma_{s \max} \cdot \frac{a}{2} \cdot l \cdot \frac{2}{3} \cdot a \right) = M_{tc} \Rightarrow \sigma_{s \max} \leq \sigma_{sa} \quad (7.21)$$

unde: a - este latura pătratului; l - este lungimea asamblării.

Calculul complex trebuie să ia în considerare tensiunile compuse din arbore cât și din butuc (σ_r și τ_t).

Calculul depinde, însă, de ajustaj. În figura 7.13, sunt prezentate următoarele situații:

- asamblarea este realizată cu ajustaj cu strângere, fără încărcare exterioară;
- se aplică un mic moment de torsiune asamblării montate cu strângere;
- momentul de torsiune are valoare ridicată;
- în cazul montajului fără prestângere, cu joc, aplicarea momentului de torsiune mic sau mediu produce o distribuție puternic asimetrică a tensiunilor de strivire;
- când jocul dintre arbore și butuc este mare, la aplicarea momentului de torsiune, tensiunea de strivire prezintă un maxim extern de periculos.

Ca urmare, modelul de calcul este puternic influențat de felul ajustajului.

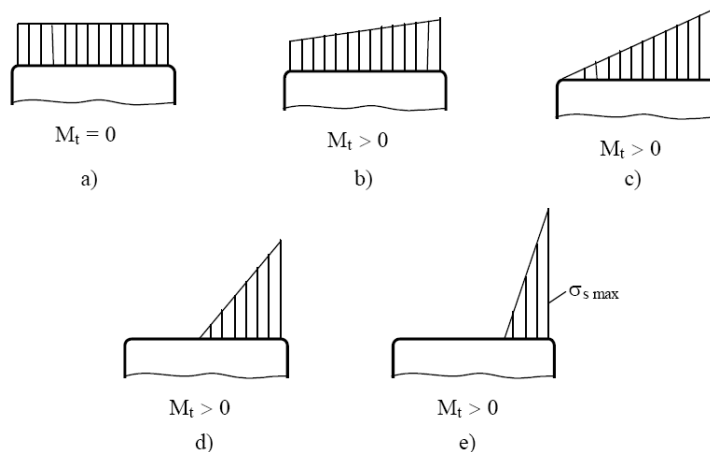


Figura 7.13

7.8. Asamblări prin inele elastice

7.8.1. Forme constructive și domenii de utilizare

Inelele elastice sunt organe de mașini folosite la eliminarea deplasărilor axiale ale pieselor montate pe arbori sau în alezaje. Ele au varietate mare de forme constructive, o parte sunt prezentate în figura 7.14 [1,7,8,10].

Clasificarea inelelor elastice se poate face după forma constructivă:

- a. Inele de siguranță excentrice pentru arbori STAS 5848/2-88 (figura 7.14a).
- b. Inele de siguranță excentrice pentru alezaje STAS 5848/3-88 (figura 7.14b).
- c. Inele de siguranță din sârmă pentru arbori și alezaje STAS 8436-88 (figura 7.14i,j).
- d. Inele elastice speciale (figura 7.14 k,l,m,n,o,p,q).

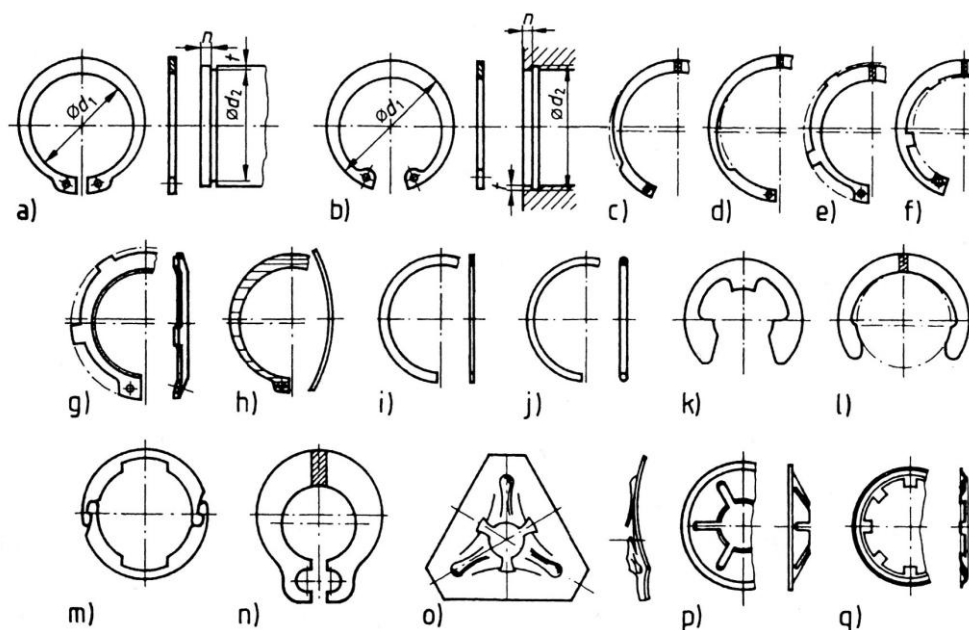


Figura 7.14

Tabelul 7.5

Inele pentru arbori STAS 8436-88 (N 471)										Inele pentru alezeje STAS 8436-88 (N 472)									
d_1	s	a	b	d_2	d_1	s	a	b	d_2	d_1	s	a	b	d_2	d_1	s	a	b	d_2
	h11	≤	≈			h11	≤	≈			h11	≤	≈			h11	≤	≈	
10	1	3,3	1,8	9,6	50	2	6,9	5,1	47	10	1	3,2	1,4	10,4	50	2	6,5	4,6	53
12	1	3,3	1,8	11,5	55	2	7,2	5,4	52	12	1	3,4	1,7	12,5	55	2	6,8	5	58
14	1	3,5	2,1	13,4	60	2	7,4	5,8	57	14	1	3,7	1,9	14,6	60	2	7,3	5,4	63
16	1	3,7	2,2	15,2	65	2,5	7,8	6,3	62	16	1	3,8	2	16,8	65	2,5	7,6	5,8	68
18	1,2	3,9	2,4	17	70	2,5	8,1	6,6	67	18	1	4,1	2,2	19	70	2,5	7,8	6,2	73
20	1,2	4	2,6	19	75	2,5	8,4	7	72	20	1	4,2	2,3	21	75	2,5	7,8	6,6	78
22	1,2	4,2	2,8	21	80	2,5	8,6	7,4	76,5	22	1	4,2	2,5	23	80	2,5	8,5	7	83,5
24	1,2	4,4	3	22,9	85	3	8,7	7,8	81,5	24	1,2	4,4	2,6	25,2	85	3	8,6	7,2	88,5
25	1,2	4,4	3	23,9	90	3	8,8	8,2	86,5	25	1,2	4,5	2,7	26,2	90	3	8,6	7,6	93,5
26	1,2	4,5	3,1	24,9	95	3	9,4	8,6	91,5	26	1,2	4,7	2,8	27,2	95	3	8,8	8,1	98,5
28	1,5	4,7	3,2	26,6	100	3	9,6	9	96,5	28	1,2	4,8	2,9	29,4	100	3	9	8,4	103,5
30	1,5	5	3,5	28,6	110	4	10,1	9,6	106	30	1,2	4,8	3	31,4	110	4	10,4	9,2	114
32	1,5	5,2	3,6	30,3	115	4	10,6	9,8	111	32	1,2	5,2	3,2	33,7	115	4	10,5	9,3	119
35	1,5	5,6	3,9	33	120	4	11	10,2	116	35	1,5	5,4	3,4	37	120	4	10,5	9,7	124
38	1,75	5,8	4,2	36	125	4	11,4	10,4	121	38	1,5	5,5	3,7	40	125	4	11	10	129
40	1,75	6	4,4	37,5	130	4	11,6	10,7	126	40	1,75	5,8	3,9	42,5	130	4	11	10,2	134
42	1,75	6,5	4,5	39,5	140	4	12	11,2	136	42	1,75	5,9	4,1	44,5	140	4	11,2	10,7	144
48	1,75	6,9	5	45,5	145	4	12,2	11,5	141	48	1,75	6,4	4,5	50,5	145	4	11,4	10,9	149

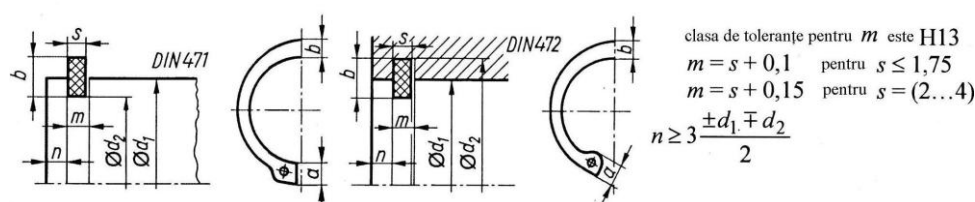


Figura 7.15

Cel mai des se folosesc inelele de siguranță excentrice pentru arbori și alezaje, a căror dimensiuni constructive pentru inel și locaș sunt prezentate în tabelul 7.5 și figura 7.15.

7.8.2. Materiale și tehnologie de execuție

Inelele elastice se execută din:

- Oțel de arc pentru inelele excentrice, inelele de siguranță din sârmă și o parte din inelele speciale;
- bronz fosforos, bronz cu beriliu și aliaje de aluminiu pentru inelele elastice speciale.

Execuția inelelor elastice excentrice și speciale se face din tablă sau bandă, prin ștanțare. Inelele de siguranță din sârmă se execută prin rulare. După execuția formei inelele elastice sunt supuse tratamentelor termice de călire urmată de revenire, pentru dobândirea unei structuri elastice.

După tratamentul termic urmează finisarea fețelor active prin rectificare.

7.8.3. Calculul asamblărilor prin inele elastice

Dacă piesa fixată axial ar avea muchiile cu colț la 90° , iar inelul nu ar prezenta joc în locașul său, solicitarea ar fi forfecare pură. În realitate toate piesele montate pe arbori sau în alezaje au muchiile teșite sau rotunjite. În plus, între grosimea inelului și lățimea canalului din arbore sau alezaj există o diferență care determină un joc de 0,1-0,5 mm. Din aceste motive inelele elastice vor fi supuse la forfecare și încovoiere, solicitarea principală fiind încovoierea (figura 7.16).

Din calcule se determină forța axială maximă pe care o poate prelua inelul elastic.

$$M_i = \frac{F_a \cdot b}{4} = w_z \cdot \sigma_{ai} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot s^2}{6} \sigma_{ai} \quad (7.22)$$

$$F_a = \frac{2\pi \cdot d_1 \cdot s^2}{3 \cdot b} \sigma_{ai} K_1 \cdot K_2 \quad (7.23)$$

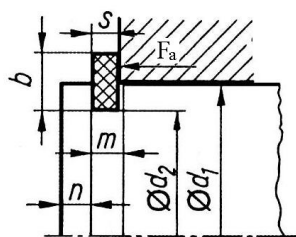


Figura 7.16

unde:

- $K_1 = 0,5$ - coeficient ce ține seama de scăderea rigidității inelului din cauza formei;
- $K_2 = 0,1 - 0,3$ - coeficient de siguranță împotriva smulgerii inelului din locașul său.

În cazul sarcinilor axiale cu șoc, la forța axială maximă calculată cu relația 7.23 se aplică coeficientul de impact.

7.9 Asamblări cu pene longitudinale cu strângere

7.9.1 Rol funcțional, formă, clasificare, materiale

Penele longitudinale montate cu strângere sunt folosite pentru asamblarea butucilor pe arbori fără a exista pericolul unui joc tangențial la pornire sau oprire ca în cazul penelor paralele. Dar, prin baterea penei, apăsările pe fețele de contact ale arborelui și butucului produc o dezaxare a asamblării, care conduce la efecte dinamice în timpul funcționării. De aceea, folosirea asamblărilor cu pene longitudinale montate cu strângere este limitată la viteze de rotație relativ reduse. Au forma unor prisme cu una din fețe înclinată figura 7.17[1,7,8,9,10,13,26,28].

Se montează cu strângere prin batere în locașul dintre arbore și butuc, preluarea mișcării de rotație și a momentelor de torsiune realizându-se prin intermediul forțelor de frecare dintre cele trei elemente aflate în contact.

Asamblările prin pene longitudinale montate cu strângere se pot clasifica după forma geometrică a penei:

1. cu pene înclinate înalte STAS 1007-81, figura 7.17 a,b,c. Penele au forma de prismă înclinată și pot fi cu nas sau fără nas. În tabelul 7.6 se prezintă un extras din STAS 1007-81 cu dimensiuni pentru pene și canal.

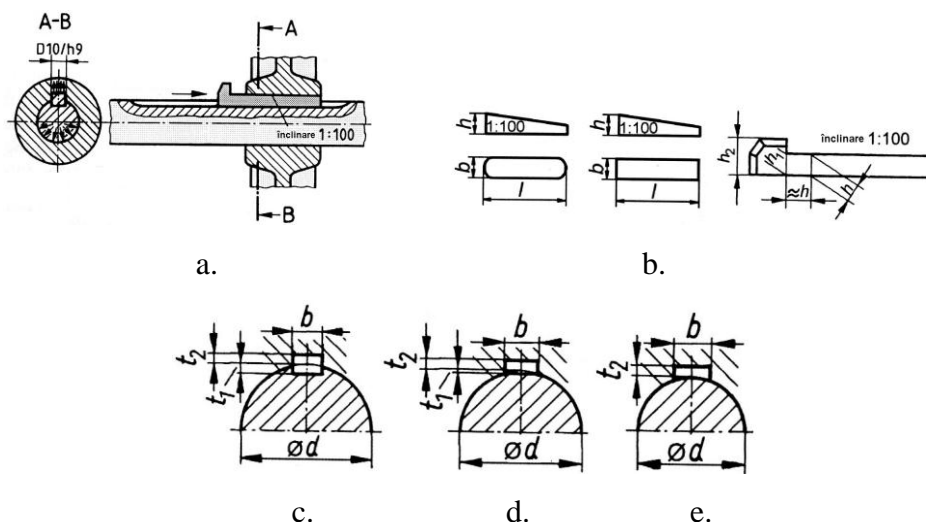


Figura 7.17

2. cu pene înclinate subțiri STAS 431-81 figura 7.17d. Penele înclinate subțiri au forma asemănătoare cu penele înclinate, dar înălțimea mai redusă. Se folosesc atunci când datorită dimensionării la limită a arborelui, nu se recomandă a realiza canal de pană în arbore. Specific îmbinărilor prin pene înclinate subțiri este faptul că arborele nu mai prezintă canal de pană, ci numai o teșitură.

3. cu pene înclinate concave STAS 9234-73, figura 7.17e. Pana are fața de contact cu arborele prelucrată cilindric, la aceeași rază ca acesta, iar fața opusă înclinată. Prezintă pericolul alunecării între pană și arbore la suprasarcini sau la slăbirea strângerii. Nu sunt folosite la transmiterea momentelor de torsiune mari (se limitează la arbori de max. 130 mm diametru).

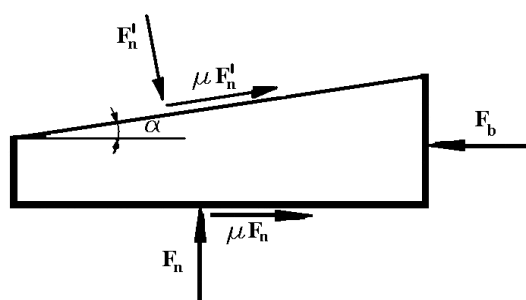
4. cu pene tangențiale STAS 1010-80 care au forma de prismă înclinată și se montează perechi așezate în opoziție, cu contactul pe fețele înclinate. Cele două pene se bat din direcții opuse. Canalul de pană se

realizează tangențial la arbore, astfel că locașele din arbore și butuc cuprind câte două laturi. Se folosesc pentru transmiterea momentelor de torsiune mari.

Penele sunt elemente puternic sollicitate și trebuie executate din oțeluri rezistente. În mod obișnuit se folosesc oțeluri de construcție, care asigură o rezistență $\sigma_r = 600-700 \text{ MPa}$. Penele se execută din semifabricate laminate sau trase la rece, prin frezare și mortezare. Penele de dimensiuni mari se execută din semifabricate forjate.

7.9.2 Forța de batere

Forțele care acționează asupra unei pene înclinate sunt ilustrate în figura 7.18 [9,10].



F_b – forța de batere;
 F_n - rezultanta presiunilor pe fața de contact dintre pană și arbore;
 F'_n -rezultanta presiunilor pe fața de contact dintre pană și butuc;
 μ - coeficientul de frecare.

Se scriu ecuațiile de echilibru pe cele două direcții principale, direcția forței F_n și F_b :

$$F_n = F'_n \cos \alpha - \mu F'_n \sin \alpha \Rightarrow F'_n = \frac{F_n}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}; \quad (7.24)$$

$$F_b = \mu F_n + F'_n \sin \alpha + \mu F'_n \cos \alpha \Rightarrow F_b = \mu F_n + F'_n (\sin \alpha + \mu \cos \alpha); \quad (7.25)$$

Forța de batere este suportată de pană, mărimea ei depinde de forța F_n necesară pentru preluarea momentului de torsiune M_t . Se admite ca puterea se transmite datorită forței de frecare dintre cele trei elemente, arbore, butuc pană, generată de forța de apăsare datorată baterii penei.

Pentru cazul penelor înclinate, calculele de dimensionare consideră ipoteza cea mai defavorabilă, repartiția triunghiulară a presiunilor pe lățimea penei, figura 7.19. În această situație se pot scrie următoarele relații:

1. Forța F_n – de contact a penei:

$$F_n = \frac{b \cdot l \cdot p}{2} \quad (7.26)$$

unde: b - lățimea penei [mm];
 l - lungimea penei [mm];
 p - presiunea de contact [MPa].

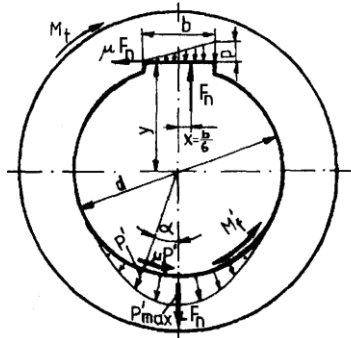


Figura 7.19

Punctul de aplicație forței F_n se consideră în centrul de greutate al triunghiului presiunilor, adică la distanța $x = b/6$, iar forța de frecare μF_n la distanța $y = (d/2) + (t/2)$.

2. Forța F_n de la contactul dintre arbore și butuc în zona opusă penei, ca rezultat al presiunilor p' dispuse radial va fi:

$$F_n = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p' \cdot \cos \alpha \cdot l \frac{d}{2} d\alpha \quad \text{dar } p' = p'_{\max} \cdot \cos \alpha; \quad (7.27)$$

După înlocuire:

$$F_n = p'_{\max} d \cdot l \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \alpha^2 d\alpha \quad (7.28)$$

După integrare:

$$F_n = \frac{\pi}{4} p'_{\max} d \cdot l \quad (7.29)$$

3. Momentul de torsiune ce trebuie transmis este notat cu M_t

4. Momentul de frecare datorat presiunii dintre arbore și butuc M'_f va fi:

$$M'_f = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \mu p' \cdot l \cdot \frac{d}{2} d\alpha \quad (7.30)$$

Înlocuind $p' = p'_{\max} \cdot \cos \alpha$ și integrând se obține:

$$M'_f = \mu p'_{\max} \cdot l \cdot \frac{d^2}{2}, \text{ dar } p'_{\max} = \frac{4F_n}{\pi d \cdot l} = \frac{4 \cdot \frac{b \cdot l \cdot p}{2}}{\pi d \cdot l}; \quad (7.31)$$

Astfel se obține:

$$M'_f = \frac{2}{\pi} \mu \cdot d \cdot F_n \quad (7.32)$$

Forța de frecare care generează acest moment va fi:

$$F'_f = \frac{4}{\pi} \mu \cdot F_n \quad (7.33)$$

Scriind ecuația de echilibru a momentelor se obține:

$$M_t = F_n \cdot x + \mu F_n \cdot y + M'_f \quad (7.34)$$

După înlocuiri se obține:

$$M_t = F_n \left(\frac{b}{6} + \mu \cdot \frac{d+t}{2} + \frac{4}{\pi} \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \right) \quad (7.35)$$

Și forța de batere va avea expresia:

$$F_b = \mu \cdot \frac{M_t}{\left(\frac{b}{6} + \mu \cdot \frac{d+t}{2} + \frac{4}{\pi} \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \right)} + \frac{M_t}{\left(\frac{b}{6} + \mu \cdot \frac{d+t}{2} + \frac{4}{\pi} \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \right)} \cdot \frac{(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}{(\cos \alpha - \mu \sin \alpha)}; \quad (7.36)$$

7.9.3 Calculul asamblărilor cu pene longitudinale montate cu strângere

Date inițiale de proiectare:

- *momentul de torsiune necesar a fi transmis M_t ;*
- *informații asupra construcției pieselor ce urmează a fi asamblate.*

Etape de calcul :

- Se alege materialul pentru arbore.
- Se dimensionează arborele.
- Pe baza considerentelor de funcționare se alege tipul de pană.

d) Din STAS, pentru un anumit diametru al arborelui se determină secțiunea penei și canalului de pană (geometria asamblării).

e) Se determină forța normală F_n necesară pentru a transmite momentul de torsiune M_t astfel:

- pentru pene înalte:

$$F_n = \frac{M_t}{\left(\frac{b}{6} + \mu \cdot \frac{d+t}{2} + \frac{4}{\pi} \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}\right)} \quad (7.37)$$

- pentru pene concave:

$$F_n = \frac{M_t}{\left(\frac{b}{6} + 1,14\mu \cdot d\right)} \quad (7.38)$$

- pentru pene tangențiale:

$$F_n = \frac{M_t}{\left(\frac{d}{2} - \frac{t}{2} + \frac{4}{\pi} \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}\right)} \quad (7.39)$$

f) Se alege materialul penei cu $\sigma_{\min} = 590$ [MPa].

g) Se determină lungimea necesară a penei din condiția de rezistență la strivire pe suprafața de contact:

- în cazul penelor înalte și concave:

$$l > \frac{F_n}{b \cdot \sigma_{as}} \quad (7.40)$$

- în cazul penelor tangențiale:

$$l > \frac{F_n}{t \cdot \sigma_{as}} \quad (7.41)$$

unde t - înălțimea penei tangențiale, σ_{as} - tensiunea admisibilă la strivire pană – butuc sau pană- arbore(valoarea cea mai mică).

7.10. Asamblări cu pene transversale cu strângere

7.10.1. Domeniul de utilizare

Penele transversale cu strângere sunt utilizate destul de puțin în ultimul timp, deoarece nu sunt recomandate la transmiterea mișcării de

rotație, se folosesc în special pentru asamblarea a doi arbori solicitați dominant de forțe axiale, pentru reglări sau asigurări. Pot fi realizate cu una sau cu ambele fețe înclinate. Montajul se realizează prin batere. Prin efectul de pană, se asigură strângerea între pană și piesele îmbinate[9,10].

Ca materiale pentru execuția penelor se recomandă oțelurile OL 50, OL 70, 2C 35 și 2C 45.

Tehnologia de prelucrare este similară cu a penelor longitudinale înclinate.

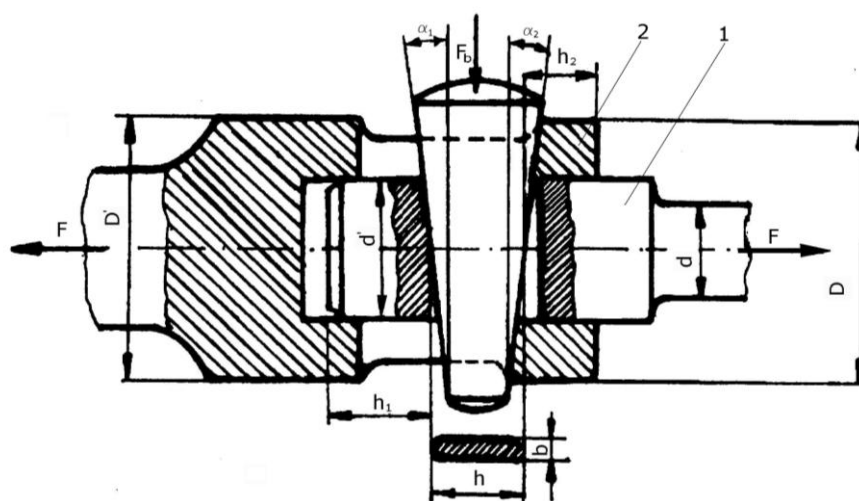


Figura 7.20 [8]

7.10.2. Forța de batere

Pentru determinarea forței de batere se consideră cazul general al unei pene transversale cu unghiuri de înclinare diferite a celor două fețe de lucru, figura 7.20.

Se consideră forțele normale care acționează pe suprafețele de lucru a penei în contactul cu tirantul 1, cât și cu gulerul manșonului 2.

Se scrie ecuația de echilibru pe direcția forței de batere pentru cazul asamblării și în final rezultă că forța de batere are expresia:

$$F_b = F[\operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)] \quad (7.42)$$

În cazul defacerii asamblării când se schimbă sensul forței de batere relația de calcul va fi:

$$F_d = F[\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)] \quad (7.43)$$

Condiția ca pana să nu se defacă sub sarcină este ca forța de defacere $F_d < 0$, sau $() < (\rho_1 + \rho_2)$ unde α_1 și α_2 sunt unghiurile de

înclinare ale penei, care de obicei sunt egale la penele cu ambele fețe înclinate. ρ_1 și ρ_2 sînt unghiurile de frecare, care în mod obișnuit sunt egale, $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, și pentru frecarea oțel/oțel $\operatorname{tg} \rho = \mu = 0,1 \dots 0,2$.

Se fac următoarele recomandări :

- pentru penele de fixare demontate des $\operatorname{tg} \alpha = 1/20$, iar pentru cele demontate rar $\operatorname{tg} \alpha = 1/50 \dots 1/100$;
- pentru penele de reglare cu autofixare $\operatorname{tg} \alpha = 1/50 \dots 1/100$, iar pentru cele asigurate cu șuruburi $\operatorname{tg} \alpha = 1/5 \dots 1/10$.

7.10.3. Calculul penelor transversale

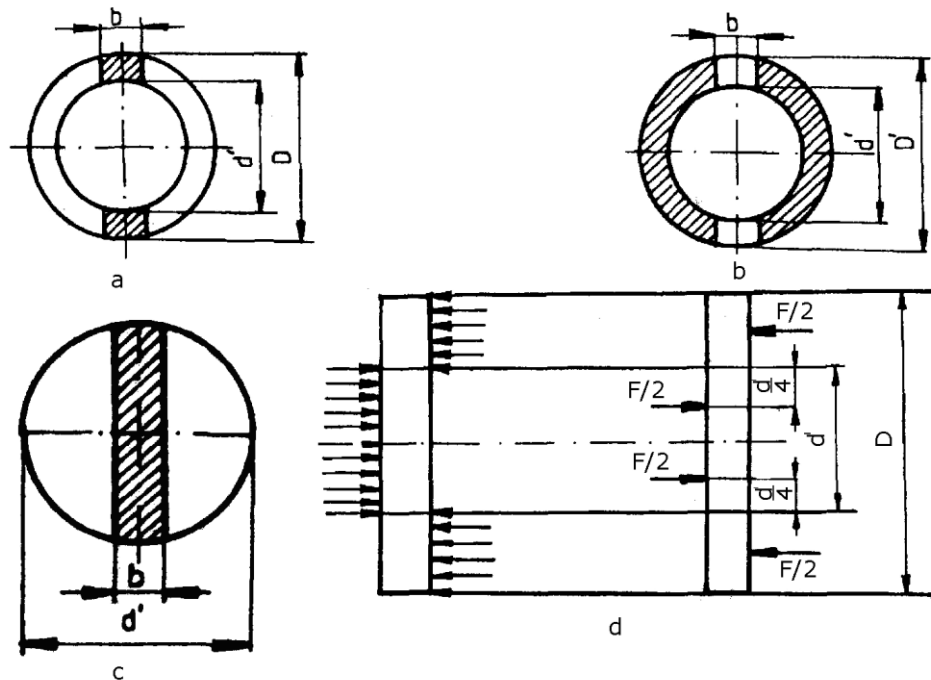


Figura 7.21[8]

Calculul asamblării cu pană transversală constă în determinarea dimensiunilor elementelor caracteristice care intră în structura asamblării și constă în:

1. Dimensionarea diametrului d , din condiția de rezistență la tracțiune:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{at}}} \quad (7.44)$$

2. Determinarea mărimii diametrului capului tije d' și grosimii penei b din condiția de rezistență la strivire figura 7.21c.

Forța F acționează pe porțiunea hașurată:

$$F = b \cdot d' \cdot p_{\text{adm}} \quad (7.45)$$

unde: p_{adm} - presiunea admisibilă la strivire dintre pană și tirant [MPa].

Din considerente constructive se admite raportul:

$$\frac{b}{d'} = \frac{1}{3} \div \frac{12}{4} \quad (7.46)$$

diametrul capului de arbore va fi dat de relația:

$$d' = \sqrt{\frac{(3 \div 4) \cdot F}{p_{\text{adm}}}} \quad (7.47)$$

Secțiunea slăbită a manșonului se verifică la tracțiune:

$$\sigma'_t = \frac{F}{\frac{\pi d'^2}{4} - b d'} \leq \sigma_{\text{at}} \quad (7.48)$$

3. Dimensionarea diametrului manșonului D din condiția de rezistență la strivire în zona contactului cu pana, figura 7.21a:

$$F = (D - d) b p_{\text{adm}} \quad (7.49)$$

unde: p_{adm} - presiunea admisibilă la strivire a materialului din care este confecționat manșonul [MPa]. Din relația de mai sus se determină diametrul D .

4. Dimensionarea diametrului manșonului D' în condițiile în care acesta diferă de D , din condiția de rezistență la tracțiune, figura 7.21b:

$$F = \left[\frac{\pi}{4} (D' - d') - b(D' - d') \right] \sigma_{\text{at}} \quad (7.50)$$

unde: σ_{at} - rezistența admisibilă la tracțiune a materialului manșonului [MPa].

Din relația de mai sus se extrage valoarea D' .

5. Dimensionarea penei se face din condiția de rezistență la încovoiere. Se consideră pana ca o grindă supusă la încovoiere conform schemei din figura 7.21c.

Făcând echilibrul momentelor față de axa de simetrie se obține:

$$M_1 = \frac{F}{2} \left(\frac{D + d'}{4} - \frac{d'}{4} \right) = W \sigma_{\text{ai}} \quad (7.51)$$

Considerând: $W = \frac{b h^2}{6}$ și $\frac{F \cdot D}{8} = \frac{b h^2}{6} \sigma_{\text{ai}}$ se determină h :

$$h = \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \frac{FD}{b\sigma_{ai}}} \text{ [mm]} \quad (7.52)$$

Dimensiunile h_1 și h_2 se aleg constructiv.

7.11. Asamblări prin strângere pe con

Sunt asamblări demontabile, care fac parte din categoria *asamblărilor prin strângere între arbore și butuc cu elemente auxiliare*, cu rolul de transmitere a momentelor de torsiune prin intermediul forțelor de frecare existente pe întreaga suprafață de contact dintre cele două piese [1,7,8,9,10,13,26,28].

Asamblările prin forțe de frecare prezintă următoarele avantaje:

- simplitate constructivă;
- permit montări și demontări repetate, majoritatea cu o deosebită ușurință;
- asigură centrarea perfectă a arborelui și butucului;
- au posibilitatea ca din proiectare să se regleze mărimea forței de strângere și în consecință la depășirea acesteia pot funcționa ca elemente de siguranță.

Dezavantaj:

- pretind respectarea cu strictețe a condițiilor de execuție și montaj.

În afară de asamblările prin strângere pe con din această categorie mai fac parte și asamblările:

- cu inele tronconice,
- cu inele ondulate,
- cu brățară.

La asamblările prin strângere pe con, presiunea necesară pe suprafața de contact pentru transmiterea momentului de torsiune M_t , se realizează prin intermediul forței de strângere a piuliței F_a , figura 7.22.

Datorită strângerii pe direcție axială F_a , pe suprafața de contact apare forța F_n și respectiv forța de frecare: $F_f = \mu F_n$, μ - coeficientul de frecare pe direcție axială. Pe direcție tangențială forța F_n determină o forță de frecare notată cu F_u numită și forță utilă care generează un

moment de frecare, $M_f = \mu_1 F_n \cdot \frac{d_m}{2} = F_u \cdot \frac{d_m}{2}$, μ_1 coeficientul de frecare

pe direcție tangențială. Acest moment de frecare trebuie să satisfacă condiția $M_f > M_t$, pentru ca asamblarea să poată funcționa sau $M_f = c \cdot M_t$, unde, c este numit coeficient de siguranță.

În figura 7.22 s-a notat cu $\frac{\alpha}{2}$ semiunghiul conului și în tabelul

7.7 sunt prezentate valori recomandate, $\rho = \arctg \mu$ și este numit unghiul

de frecare pe direcție axială, F_w suma vectorială dintre F_n și F_f și are valoarea $F_w = F_n / \cos \rho = F_u / (\mu_1 \cos \rho)$.

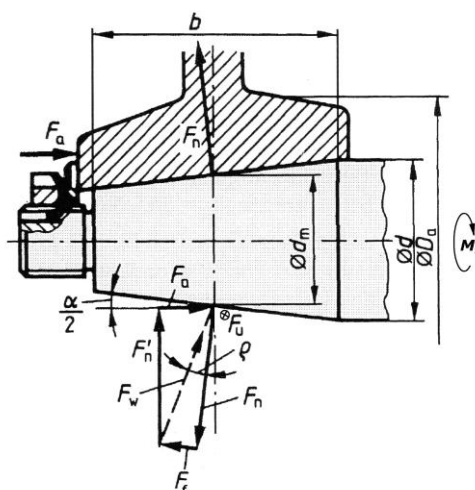


Figura 7.22

Pentru determinarea forței de strângere axială realizată prin strângerea piuliței se face echilibrul pe direcția axului asamblării și se consideră ultima expresie pentru F_w .

$$F_a = \frac{F_u}{\mu_1 \cdot \cos \rho} \cos \left[\left(90 - \frac{\alpha}{2} \right) - \rho \right]; \quad (7.53)$$

iar forța minimă necesară pentru transmiterea momentului M_t va fi:

$$F_{a \min} = \frac{2 \cdot c \cdot M_t}{d_m} \cdot \frac{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu_1 \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{\mu}; \quad (7.54)$$

Sau o relație aproximativă de calcul:

$$F_{a \min} \approx \frac{30 \cdot c \cdot M_t}{d_m} \quad (7.55)$$

Pentru determinarea lungimii tronsonului conic al arborelui, b , se determină presiunea normală pe suprafața de contact considerând suprafața cilindrică echivalentă cu diametrul d_m plecând de la expresia momentului de frecare:

$$M_f = \mu_1 F_n \cdot \frac{d_m}{2} = \mu_1 \cdot p \cdot \pi \cdot d_m \cdot b \cdot \frac{d_m}{2} = \mu_1 \cdot p \cdot \pi \cdot b \cdot \frac{d_m^2}{2} \quad (7.56)$$

Tabelul 7.7

Cuplul de materiale	Asamblări fără autoblocare		Asamblări cu autoblocare	
	Conicitatea	Unghiul înclinării $\frac{\alpha}{2}$	Conicitatea	Unghiul înclinării $\frac{\alpha}{2}$
Oțel pe oțel, oțel pe fontă sau fontă pe fontă	1: 1,866	15°	1:5	5°42'38"
	1: 1,666	16°42'	1: 10	2°51'45"
	1: 1,207	22°30'	1: 20	1°25'56"
			1: 30	57' 17"
			1: 50	34'23"
Oțel pe bronz	1: 1,866	15°	1:5	5°42'38"
	1: 1,666	16°42'	1: 10	2°51'45"
	1: 1,207	22°30'	1: 20	1°25'56"
			1: 30	57' 17"
			1: 50	34'23"
Oțel pe aliaj de aluminiu	1:5	5°42'38"	1: 10	2°51'45"
	1: 1,866	15°	1: 20	1°25'56"
	1: 1,666	16°42'	1: 30	57' 17"
	1: 1,207	22°30'	1: 50	34'23"

Din această expresie rezultă:

$$p_{\min \text{ necesar}} = \frac{2 \cdot c \cdot M_t}{\mu_1 \cdot b \cdot \pi \cdot d_m^2} \leq p_a \quad (7.57)$$

În aceste condiții:

$$b = \frac{2 \cdot c \cdot M_t}{\mu_1 \cdot \pi \cdot d_m^2 \cdot p_a} \quad (7.58)$$

unde p_a - presiunea admisibilă pe suprafețele în contact [MPa].

Atât mărimea forței axiale, cât și lungimea asamblării sunt invers proporționale cu coeficientul de frecare, acest aspect conduce la tendința ca aceasta să fie cât mai mare. Teoretic cu cât suprafețele de contact sunt mai riguroase, cu atât forța de strângere F_a poate fi mai mică. În realitate datorită șocurilor la pornire, oprire și în funcționare există tendința de forfecare a vârfurilor asperităților și prin aceasta de slăbire a asamblării, de aceea se recomandă finisarea suprafețelor în contact.

7.12. Asamblări cu inele tronconice

Asamblările cu inele tronconice, au rolul de a transmite momente de torsiune între un arbore și un butuc prin intermediul setului de inele tronconice și a forțelor de frecare ce acționează la nivelul suprafețelor de contact a arborelui și butucului și respectiv între inelele tronconice. Inelele tronconice - interioare și exterioare - sunt montate în opoziție, contactul făcându-se pe suprafața conică. O asamblare poate avea una sau mai multe perechi de inele tronconice montate în serie, figura 7.23a – asamblare cu o singură pereche de inele, figura 7.23b– asamblare cu patru perechi de inele [1,7,8,9,10,13,26,28].

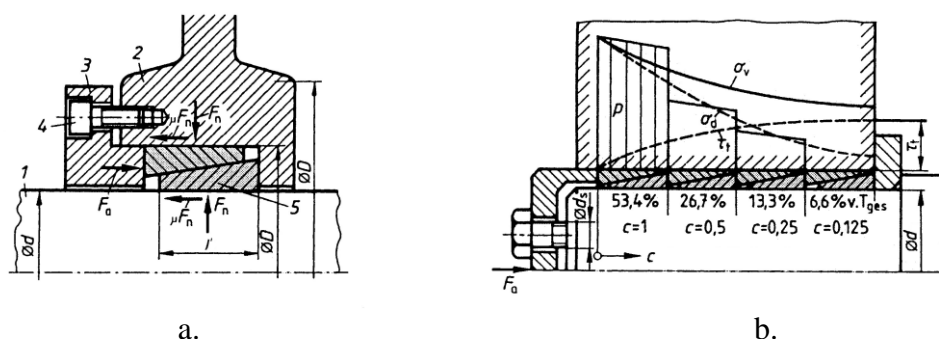


Figura 7.23

Forța normală care acționează pe suprafața arborelui, 1 și a butucului, 2, figura 7.23a, se realizează prin presarea pachetului de inele tronconice, 5 cu ajutorul presetupei, 3, prin acționarea șuruburilor, 4. Între suprafața inelului interior și arborelui, respectiv inelului exterior și butucului și între suprafețele celor două inele apar forțe de frecare. Forța de apăsare a presetupei F_a trebuie să asigure deformarea elastică a inelelor, întindere la cele exterioare și comprimare cele interioare, până la contactul cu suprafața arborelui respectiv butucului - componenta F_0 și strângerea necesară pe aceste suprafețe - componenta F_1 .

$$F_a = F_0 + F_1 \tag{7.59}$$

Forța F_0 se determină din condiția de anulare a jocurilor inelelor tronconice, confecționate din oțel de arc, față de arbore, respectiv butuc:

$$F_0 = \frac{2 \cdot A \cdot j \cdot E}{d} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \tag{7.60}$$

unde: - A - secțiunea unui inel,

- j - jocul radial la nivelul diametrului D, respectiv d, $d_m = (D + d)/2$,

- ρ - unghiul de frecare pe suprafața conică de contact a inelelor,
- α - unghiul de înclinare al suprafețelor conice.

Forța F_1 se determină asimilând inelele conice cu niște pene longitudinale cu strângere.

Pentru asamblarea cu o singură pereche de inele conice, figura 7.24a, echilibrul pe direcția forței de strângere conduce la relația 7.61:

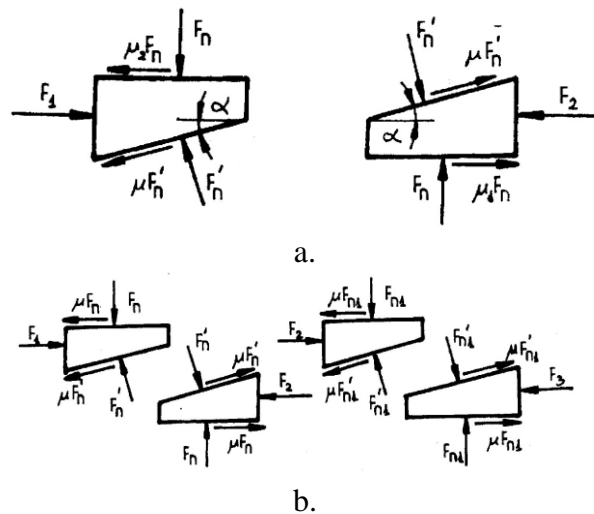


Figura 7.24[8]

$$F_1 = F_n [\tan \rho_2 + \tan (\alpha + \rho_1)] \quad (7.61)$$

unde:

- F_n - forța normală pe suprafața de asamblare a arborelui și butucului,

- ρ_2 - unghiul de frecare pe suprafața de contact a inelelor exterioare și butucului,

- ρ_1 - unghiul de frecare pe suprafața de contact a inelelor interioare și arborelui.

Deoarece elementele asamblării se execută de obicei toate din oțel:

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu \text{ și } \rho_1 = \rho_2 = \rho \quad (7.62)$$

Astfel:

$$F_n = \frac{F_1}{\operatorname{tg} \rho + \operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \quad (7.63)$$

Momentul de frecare va fi:

$$M_f = \mu \cdot F_n \cdot \frac{d}{2} = \frac{\mu \cdot F_n \cdot d}{2[\operatorname{tg}\rho + \operatorname{tg}(\alpha + \rho)]} \quad (7.64)$$

Pentru ca asamblarea să funcționeze este necesară condiția:

$$M_f \geq c \cdot M_t \quad (7.65)$$

unde: $c = 1,5 \dots 3$ - coeficient de siguranță.

Considerând relația 7.65 se obține:

$$F_1 = \frac{2 \cdot c \cdot M_t \cdot [\operatorname{tg}\rho + \operatorname{tg}(\alpha + \rho)]}{\mu \cdot d} \quad (7.66)$$

Pentru asamblarea cu mai multe perechi de inele, figura 7.23b și figura 7.24b - forța F_2 necesară celei de a doua perechi de inele este forța cu care apasă inelul interior al primei perechi asupra inelului exterior al celei de doua perechi de inele. Această forță va fi mult mai mică decât cea care apasă pe prima pereche de inele și așa mai departe, procentul de preluare a momentului de torsiune pe fiecare pereche este ilustrat în figura 7.23b. Forțele care acționează pe fiecare inel sunt prezentate în figura 7.24b, astfel:

$$F_2 = F_n [\tan(\alpha + \rho) - \tan \rho] \quad (7.67)$$

$$F_{n1} = \frac{F_2}{\operatorname{tg}\rho + \operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \quad (7.68)$$

$$F_{n1} = F_n \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) - \operatorname{tg}\rho}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \operatorname{tg}\rho} \quad (7.69)$$

Pentru trei perechi de inele se va obține:

$$F_{n2} = \frac{F_3}{\operatorname{tg}\rho + \operatorname{tg}(\alpha + \rho)} = F_{n1} \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) - \operatorname{tg}\rho}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \operatorname{tg}\rho} = F_n \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) - \operatorname{tg}\rho}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \operatorname{tg}\rho} \right]^2 \quad (7.70)$$

Expresia se poate generaliza pentru n perechi de inele, iar momentul pe care poate să-l transmită asamblarea cu n perechi de inele este:

$$M_f = \sum_1^n M_{fi} \quad (7.71)$$

Cum momentul de frecare preluat scade la fiecare pereche de inele se recomandă ca asamblările cu inele tronconice să cuprindă maxim

două perechi. În tabelul 7.8 sunt date dimensiunile inelelor tronconice normalizate.

Pentru asamblările cu inele tronconice este foarte importantă microgeometria de suprafață. O suprafață conică cu rugozitate mare, în timpul funcționării poate să slăbească strângerea datorită deformării sau forfecării asperităților. De aceea pe suprafețele conice se recomandă finisări ale suprafețelor de contact.

Tabelul 7.8

d	D	l	d	D	l'	d	D	l'
12	15	4.5	40	45	8	85	98	11
14	18	6.3	42	48	8	90	98	11
16	20	6.3	45	52	8	95	102	11
18	22	6.3	48	55	8	100	108	11
20	25	6.3	50	56	8	120	130	12
22	26	6.3	55	62	9	140	150	12
25	30	6.3	56	63	9	160	172	14
28	32	6.3	60	67	9	180	192	16
30	35	6.3	63	70	9	200	212	16
32	36	6.3	65	72	9	220	234	18
35	40	7	71	78	10	250	264	20
36	42	7	75	82	10	260	296	22
38	44	7	80	89	10	300	316	22

7.13 Asamblări cu brățară

Asamblările prin strângere cu brățară fac parte din categoria asamblărilor cu elemente auxiliare și se folosesc pentru transmiterea unor momente de torsiune mici sau pentru poziționarea unor piese montate pe arbori, conducte sau suporturi.

Forța de frecare este realizată prin strângere cu ajutorul a două semibrățări, figura 7.25a, sau al unei singure brățări elastice figura 7.25b,c, pe o suprafață cilindrică netedă sau zimțată [1, 7, 8, 9, 10, 13, 26, 28].

Materialele folosite depind de destinația ansamblului, de mărimea solicitărilor și mediul de lucru. Se poate folosi orice material elastic.

Presiunea pe suprafața de contact se realizează prin strângerea șuruburilor cu piuliță executată direct în brățară sau piuliță independentă.

Momentul de torsiune necesar a fi transmis M_t determină mărimea asamblării, soluția aleasă și materialele folosite.

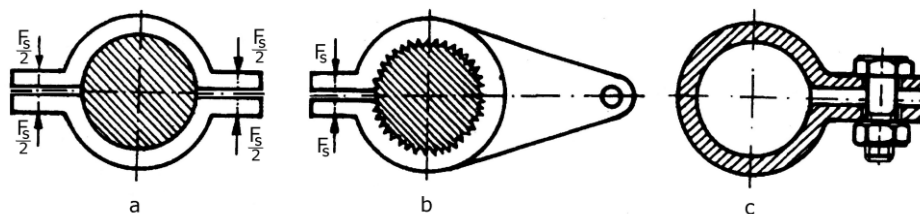


Figura 7.25

Calculul asamblării cuprinde următoarele etape:

a) Pe baza momentului de torsiune M_t și a celorlalte solicitări la care este supus arborele se determină diametrul minim necesar al arborelui d .

b) Se determină momentul de calcul, adică momentul de frecare minim necesar în asamblare:

$$M_{tc} = M_f = c \cdot M_t = \mu \cdot F_n \cdot \frac{d}{2} \quad (7.72)$$

în care: μ - coeficientul de frecare pentru cuplul de materiale arbore-brățară;

- F_n - forța normală (rezultanta presiunilor de strângere) care produce frecarea pe suprafața de contact;

c) Se calculează forța de strângere F_s :

$$F_s = F_n = \frac{2M_{tc}}{\mu d} = d \cdot l \cdot p \quad (7.73)$$

unde: p - presiunea de contact dintre arbore și brățară.

d) Se determină lungimea necesară, l , a asamblării:

$$l = \frac{2M_{tc}}{\mu \cdot d^2 \cdot p_{adm}} \quad (7.74)$$

unde: p_{adm} - presiunea admisibilă de contact dintre arbore și brățară.

e) Se face dimensionarea șuruburilor de strângere din condiția de rezistență la tracțiune. Pentru dimensionare se consideră o forță remanentă de strângere $F'_0 = 0.35 \cdot F_s$. Forța totală pe șurub va fi:

$$F_{tot} = 1,35 \cdot F_s = i \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_{at} \quad (7.75)$$

Din relația anterioară se determină diametrul interior al filetului șurubului d_1 pentru un anumit număr de șuruburi i ales din considerente constructive.

7.14 Asamblări cu șaibe elastice conice și buçe ondulate

Aceste tipuri de asamblări se folosesc pentru transmiterea unor momente de torsiune mici. Prezintă avantajul unor montări și demontări ușoare și rapide. Forța normală de strângere este realizată prin deformarea elastică a acestor elemente cu ajutorul șuruburilor de strângere, a preștupei figura 7.26b, d sau a piuliței pe capătul filetat de arbore figura 7.26c, e [1,10].

Forma constructivă a șaiabelor conice este prezentată în figura 7.26a. În cataloagele firmelor constructoare sunt date dimensiunile normalizate și valoarea momentului nominal de torsiune pe care îl poate transmite fiecare tip de șaibă.

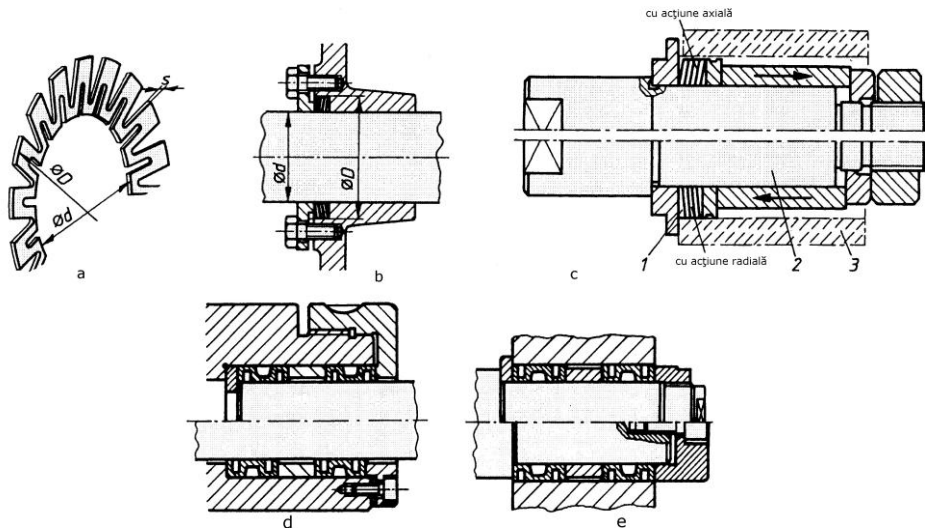


Figura 7.26[1]

Bucșele ondulate sunt realizate în diverse forme constructive în funcție de producător. Câteva exemple și caracteristicile lor de portanță sunt prezentate în figura 7.27.

Atât în cazul șaiabelor conice cât și în cazul bușelor ondulate, dimensionarea asamblării se face considerând un moment de calcul, M_{tc} , astfel încât:

$$M_{tc} = c \cdot M_t \leq i \cdot M_n \quad (7.76)$$

unde: $c = 1,5 \dots 3$ - coeficient de siguranță,

M_t – momentul de transmis,

M_n – momentul nominal pe care îl poate transmite o șaibă sau o bucă ondulată dat de catalog,

i - numărul de șaibe din pachet sau numărul de bușe folosite în asamblare.

d_1 H 6	d_2 h 5	K	L	F N	ADK și IDK		ADL și IDL	
					Mn Nm	F_a N	Mn Nm	F_a N
10	15	12	19	18000	10	2350	18	4200
14	20	12	19	18000	18	3300	32	5900
16	22	12	19	18000	24	3750	43	6750
20	32	16	26	22000	65	7000	110	12600
25	37	16	26	22000	100	8700	180	15600
30	42	16	26	22000	150	10400	270	18700
35	52	21	35	32500	230	14100	410	25300
40	56	21	35	32500	290	15850	520	28500
45	68	26	42	60000	430	20800	770	37400
50	72	26	42	60000	520	22600	930	40600

clasa de toleranțe pt. butuc H 6 ... H 7
clasa de toleranțe pt. arbore h 5 ... h 6

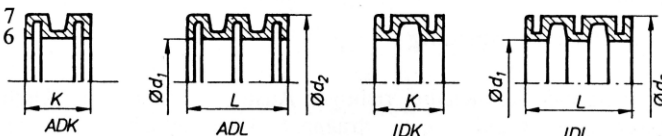


Figura 7.27[1]

7.15 Asamblări prin strângere elastică proprie (Asamblări presate)

7.15.1 Definiție și elemente caracteristice

Aceste asamblări pot transmite forțe axiale sau momente de torsiune prin intermediul forțelor de frecare ce iau naștere în ajustajul cu strângere dintre piesa cuprinsă, arbore și cea cuprinzătoare, butuc. Ajustajul cu strângere se alege în clasele de toleranțe ISO, de preferință în sistemul alezaj unitar, diametrul arborelui d_a fiind mai mare decât diametrul suprafeței cuprinzătoare a butucului, d_b , figura 7.28 [1, 7, 8, 9, 10, 13, 26, 28].

Montajul se poate realiza prin presare pe direcție axială - la rece, sau radială - la cald. În urma montajului se produce lărgirea diametrului alezajului cu Δb și micșorarea diametrului arborelui cu Δa astfel încât ajustajul va avea diametrul d . Deformațiile arborelui și butucului pot fi de natură elastică, elasto-plastică sau plastică. În urma montajului se realizează ajustajul în care $d_b < d < d_a$ și care produce strângerea:

$$S = d_a - d_b = \Delta a + \Delta b. \tag{7.77}$$

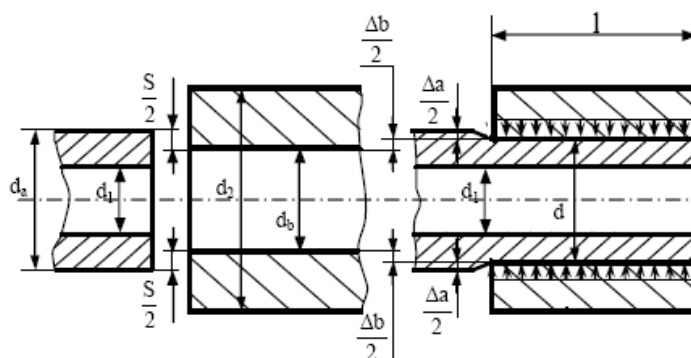


Figura 7.28

Asamblările presate au o largă aplicare datorită următoarelor **avantaje**:

- construcție simplă,
- pot transmite forțe axiale sau momente de torsiune de valori mari, variabile și chiar în condiții de funcționare cu șocuri;
- asigură o centrare perfectă, condiție importantă pentru piesele în mișcare de rotație, în special la turații ridicate;
- concentrator de eforturi unitare mult mai mic decât asamblările prin pene longitudinale.

Dezavantaje:

- tehnologie specifică de montaj;
- demontări greoaie cu deteriorarea suprafețelor de contact și modificarea caracterului ajustajului atunci când nu se iau măsuri constructive (demontarea sub presiune de ulei);
- necesitatea selectării pieselor ce se împerechează în vederea realizării strângerii prescrise;
- posibilitatea slăbirii strângerii în timp datorită coroziunii de fretaj (aplatizarea vârfurilor microrizurilor de suprafață datorită solicitărilor ciclice și șocurilor).

În cazul în care asamblarea se poate face prin presare longitudinală, pentru a evita producerea unor deformații plastice sau producerea unor fisuri la introducerea arborelui în butuc cu ajutorul preselor mecanice, hidraulice sau alte metode, se impun câteva operații pregătitoare:

- se teșesc piesele de asamblat sau se teșește butucul și se rotunjește capul arborelui, exemple prezentate în figura 7.29;

- se ung suprafețele spre a se micșora forța axială necesară montării;
- se caută ca viteza de presare să fie suficient de mare (max. 5 mm/s), deoarece rezistența la alunecare scade cu creșterea vitezei.

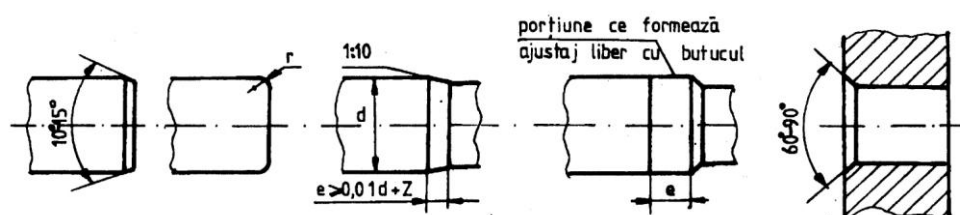


Figura 7.29

Asamblarea prin presare radială se poate realiza dilatând butucul prin încălzire sau contractând arborele prin răcire, caracterul ajustajului cu strângere se modifică devenind liber, ceea ce facilitează montajul. Dilatarea butucului prin încălzire la 200-250 °C, poate fi făcută prin diverse metode: în băi de ulei, încălzite cu flacără, electric sau în cuptor. Montajul prin contracția arborilor la temperaturi negative se poate face în zăpadă carbonică (-72 °C), sau în aer lichid (-190 °C).

Prelucrarea pieselor ce urmează a realiza o asamblare presată se face cu rugozități mari în cazul presării radiale pentru a folosi efectul de împănare și cu finisarea suprafețelor în cazul presării axiale.

Demontarea asamblărilor fretate se face cu ajutorul preselor sau folosind lubrifianți sub presiune dacă în arbore au fost prevăzute canale cu acest scop.

7.15.2. Calculul asamblărilor presate

Prin teama de proiectare se specifică forța axială, F_a , sau momentul de torsiune, M_t , care trebuie transmis prin asamblare. Calculul asamblării presate se face în ipoteza deformațiilor elastice ale arborelui și butucului.

În cazuri mai rare asamblarea fretată este solicitată în același timp de către o forță axială și un moment de torsiune.

Calculul parcurge următoarele etape:

1. Determinarea presiunii minime necesare

În tabelul 7.9 sunt date relațiile de calcul în funcție de tipul solicitării:

Tabelul 7.9

Solicitarea	Valoarea maximă a solicitării pe care o poate prelua asamblarea	Presiunea minimă necesară p_{min}
F_a	$F_{f \max} = \mu \pi d l p_a$	$p_{min} = \frac{c \cdot F_a}{\mu \pi d l}$
M_t	$M_{f \max} = \frac{\pi}{2} \mu d^2 l p_a$	$p_{min} = \frac{2 \cdot c \cdot M_t}{\mu \pi d^2 l}$
F_a și M_t	$F_{f \text{ech} \max} = \sqrt{\left(\frac{2M_{t \max}}{d}\right)^2 + F_{a \max}^2} = \mu \pi d l p_a$	$p_{min} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot c \cdot M_t}{d}\right)^2 + c \cdot F_a^2}}{\mu \pi d l}$

μ - coeficientul de frecare pentru cuplul de materiale fus-butuc, exemple date în tabelul 7.10);
 d - diametrul asamblării [mm];
 l - lungimea asamblării [mm];
 c - coeficient de siguranță $c=1,5...3$

Tabelul 7.10

Materialul piesei		Modul de utilizare a asamblării						
		Presare axială			Presare radială			
Arbore	Butuc	Starea de ungere	μ	μ_p	μ_d	Starea de ungere	μ	μ_d
Oțel	Oțel	Ungere cu ulei la montare	0,09 ...0,17	0,06 ...0,22	0,08 ..0,2	Fără ungere la montare	0,14 ...0,16	0,14 ...0,16
Oțel	Fontă	Ungere cu ulei la montare	0,07 ...0,12	0,06 ...0,14	0,09 ...0,17	Fără ungere la montare	0,07 ...0,09	0,13 ...0,18
Oțel	Aliaje ușoare	Fără ungere la montare	0,02 ...0,06	0,02 ..0,08	0,03 ...0,08	Fără ungere la montare	0,05 ...0,06	0,1 ...0,15

După determinarea presiunii minime necesare pentru transmiterea forței axiale și/sau momentului de torsiune se calculează strângerea necesară.

2. Calculul strângerii necesare

Strângerea minimă teoretică se calculează cu ajutorul relațiilor Lamé din teoria elasticității, $S = d_a - d_b = \Delta a + \Delta b$:

$$\Delta a = p_{\min} \cdot \frac{k_a}{E_a} \cdot d \cdot 10^3 [\mu\text{m}] \quad (7.78)$$

$$\Delta b = p_{\min} \cdot \frac{k_b}{E_b} \cdot d \cdot 10^3 [\mu\text{m}] \quad (7.79)$$

unde: $k_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_a$; $k_b = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_b$; ν_a, ν_b - coeficienții Poisson

(de contracție transversală) ai materialelor din care se confecționează arborele și butucul (pentru oțel: $\nu = 0,3$; fontă: $\nu = 0,25$; bronz: $\nu = 0,33$);

d_1 - diametrul interior al arborelui [mm];

d_2 - diametrul exterior al butucului [mm];

p - presiunea de strângere necesară în [MPa]

E_a, E_b - modulul de elasticitate al arborelui, respectiv al butucului

$E=(2,1...2,2) \times 10^5$ [MPa] pt. oțel, $E=(1,2...1,8) \times 10^5$ [MPa] pt. fontă, $E=(1...1,1) \times 10^5$ [MPa] pt. Bronz.

Dacă butucul și arborele sunt confecționați din același tip de material atunci modulul de elasticitate al materialului arborelui și respectiv butucului $E_a = E_b = E$, se poate scrie:

$$S = \Delta a + \Delta b = p_{\min} \cdot \frac{(k_a + k_b)}{E} \cdot d \cdot 10^3 [\mu\text{m}] \quad (7.80)$$

La strângerea minimă teoretică se adaugă corecția care ține seama de aplatisarea rugozităților de suprafață în timpul asamblării (nu se face la asamblările fretate montate prin presare radială) și corecția datorată dilatărilor termice, astfel, $S_{\min \text{ nec}}$ se calculează cu relația:

$$S_{\min \text{ nec}} = S + S_R + S_t + S_d \quad (7.81)$$

unde: $S_R = 1,2(R_{a \text{ max}} + R_{b \text{ max}}) [\mu\text{m}]$; - corecția de rugozitate, $R_{a \text{ max}}$ și $R_{b \text{ max}}$, înălțimile maxime ale microrizurilor de suprafață depind de felul prelucrării, exemple date în tabelul 7.11;

$S_t = (\alpha_a - \alpha_b) \cdot (t_f - t_0) \cdot d \cdot 10^3 [\mu\text{m}]$ - corecția datorată dilatărilor termice se face când asamblarea funcționează la o temperatură diferită de temperatura t_0 la care s-a făcut montajul, α_a și α_b - sunt coeficienții de dilatare termică lineară ai materialelor din care se execută arborele, respectiv butucul;

S_d - corecție care ține seama de deformațiile elastice radiale ale pieselor asamblate sub acțiunea sarcinilor exterioare, de obicei $S_d = 0$.

Funcție de mărimile strângerii minime și maxime se calculează, ca în exemplul din capitolul 3, ajustajului și toleranțele de execuție a arborelui și butucului ce compun asamblarea și se calculează:

$$S_{\max}=(d_{a \max}-d_{b \min})10^3 [\mu\text{m}]; \quad (7.82)$$

$$S_{\min}=(d_{a \min}-d_{b \max})10^3 [\mu\text{m}]; \quad (7.83)$$

$$S_{\text{med}}=(S_{\max}+S_{\min})/2 [\mu\text{m}]; \quad (7.84)$$

Se verifică dacă:

$$S_{\text{med}} \geq S_{\min \text{ nec}} \quad (7.85)$$

Tabelul 7.11

Prelucrare prin:	R_{\max} [μm]	Prelucrare prin:	R_{\max} [μm]
Strunjire:- grosolană - obișnuită - fină - cu diamant	30...100	Alezare:	
	10...30	- obișnuită	4...10
	2,5...10	- fină	1...4
	1,0...2,5	Broșare	2,5...10
Frezare: - obișnuită - fină	10...30	Rectificare:	
	4...10	- obișnuită	4...10
		- fină	1...4
		- foarte fină	0,1...1
Rabotare: - grosolană - obișnuită	30...100	Honuire	0,1...1
	10...30	Lustruire	0,1...0,4

3. Calculul temperaturii de montaj

Pentru asamblările presate radial este necesar acest calcul. Se face din condiția asigurării prin dilatare a unui joc J care să acopere strângerea maximă S_{\max} și jocul de montaj J_{mont} :

$$J = S_{\max} + J_{\text{mont}} = \alpha \cdot (t - t_0) \cdot d \cdot 10^3 [\mu\text{m}] \quad (7.86)$$

unde: t - temperatura piesei dilatate sau contractate termic [$^{\circ}\text{C}$],

t_0 -20 $^{\circ}\text{C}$,

α - coeficientul de dilatare liniară [$1/^{\circ}\text{C}$],

În aceste condiții rezultă:

$$t = \frac{J}{\alpha \cdot d \cdot 10^3} + t_0; [^{\circ}\text{C}] \quad (7.87)$$

4. Calculul eforturilor unitare datorate strângerii

În condițiile deformațiilor elastice ale pieselor asamblate, calculul eforturilor unitare, se face cu relațiile prezentate în tabelul 7.12 și considerând distribuția din figura 7.30.

Tabelul 7.12

Tensiunea tangențială		Tensiunea radială	
Butuc	Arbore	Butuc	Arbore
$\sigma_{tdb} = p \frac{1 + \left(\frac{d_b}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_b}{d_2}\right)^2}$	$\sigma_{td1} = -p \frac{2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_a}\right)^2}$	$\sigma_{rdb} = -p$	$\sigma_{rd1} = 0$
$\sigma_{td2} = p \frac{2 \left(\frac{d_b}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_b}{d_2}\right)^2}$	$\sigma_{tda} = -p \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_a}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_a}\right)^2}$	$\sigma_{rd2} = 0$	$\sigma_{rda} = -p$
$\sigma_{tdb} = \sigma_{tb\max} \leq \sigma_{ab}$	$\sigma_{td1} = \sigma_{ta\max} \leq \sigma_{aa}$		
<p>p - presiunea medie se va calcula cu relația: $\sigma_{aa} = \frac{\sigma_{ca}}{c}$ și $\sigma_{ab} = \frac{\sigma_{cb}}{c}$, în care: σ_{ca} - limita de curgere a materialului arborelui; σ_{cb} - limita de curgere a materialului butucului; c- coeficient de siguranță c= 1,1... 1,3 pentru oțel, c= 2... 3 pentru fontă.</p>			
$p = \frac{S_{med} - S_R}{\left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b}\right) \cdot d \cdot 10^3} \text{ [MPa]}$			

5. Calculul presiunii și strângerii critice

Pentru a se evita apariția deformațiilor plastice este necesar să calculăm valorile maxime ale presiunilor critice și ale strângerilor critice:

Pentru arbore:

$$p_{cra} = \frac{1}{2} \sigma_{aa} \frac{d^2 - d_1^2}{d^2} \text{ [MPa]} \tag{7.88}$$

$$S_{cra} = S \frac{p_{cra}}{p_{min}} + S_R \tag{7.89}$$

Pentru butuc:

$$p_{\text{crb}} = \frac{1}{2} \sigma_{\text{ab}} \frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2} [\text{MPa}] \quad (7.90)$$

$$S_{\text{crb}} = S \frac{p_{\text{crb}}}{p_{\text{min}}} + S_R \quad (7.91)$$

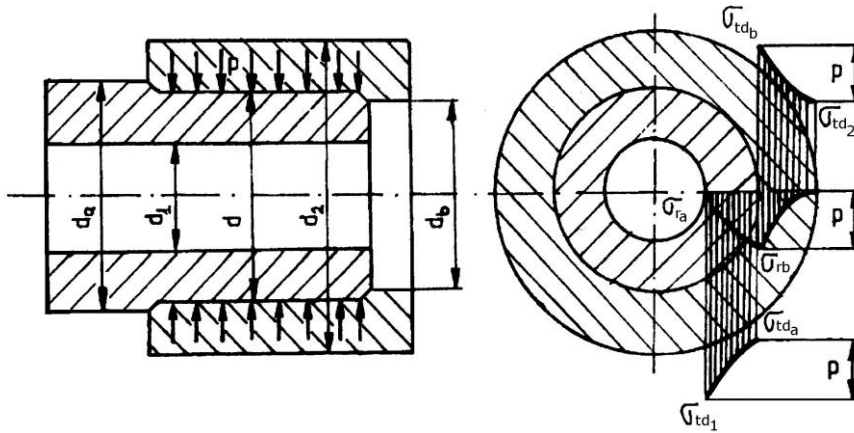


Figura 7.30

6. Calculul deformațiilor pentru suprafețele cu dimensiunea d_1 și d_2

Mărimea acestor deformații se determină pe baza legii Hooke, cu presiunea p dată de relația din tabelul 7.12 și relațiile 7.92 și 7.93:

$$\Delta l = 2p \frac{d_1 \cdot 10^3}{E_A \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right]} [\mu\text{m}] \quad (7.92)$$

$$\Delta l_2 = 2p \frac{d_2 \cdot 10^3}{E_b \left[\left(\frac{d_2}{d} \right)^2 - 1 \right]} [\mu\text{m}] \quad (7.93)$$

Aceste deformații pot influența buna funcționare a ansamblului din care face parte această asamblare presată.

7. Calculul forței de presare, depresare

$$F_p = \mu_p \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p'_{\text{med}} \quad (7.94)$$

$$F_d = \mu_d \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p'_{med} \quad (7.95)$$

$$\text{unde: } p'_{med} = \frac{S_{med}}{\left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b}\right) \cdot d \cdot 10^3} \text{ [MPa]} \quad (7.96)$$

μ_p , μ_d , coeficientul de frecare la presare, respectiv depresare, tabelul 7.10.

7.16. Aplicație

Să se calculeze asamblarea presată dintre piulița și corpul unui cric cu șurub figura 7.31. Se cunosc: momentul din cupla elicoidală șurub-piuliță $M_t = 300000 \text{ N}\cdot\text{mm}$; $d_2 = 102 \text{ mm}$; $d = 72 \text{ mm}$; $d_1 = 52 \text{ mm}$; $l = 60 \text{ mm}$; materialul din care este executat corpul Fc 200, cu $\sigma_{ab} = 200 \text{ N/mm}^2$; materialul din care este executată piulița CuAl 9T, cu $\sigma_{aa} = 100 \text{ N/mm}^2$; $\mu = 0,05$. Presarea se execută la rece, temperatura de exploatare fiind identică cu temperatura de montare[6].

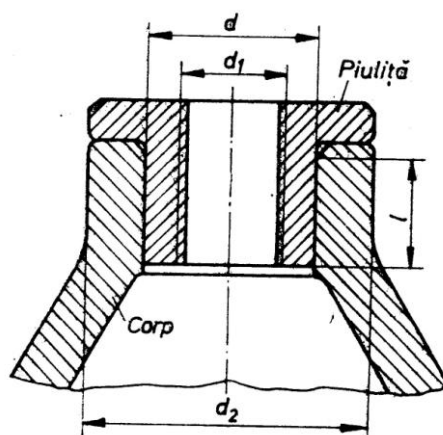


Figura 7.31

Rezolvare:

Se calculează presiunea de contact necesară:

$$p_{min} = \frac{2M_t}{\mu \pi d^2 l} = \frac{2 \cdot 300000}{0,05 \cdot 3,14 \cdot 72^2 \cdot 60} \approx 12,3 \text{ N/mm}^2. \quad (7.97)$$

Se calculează strângerea teoretică necesară:

$$S = pd \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) 10^3 = 12,3 \cdot 72 \left(\frac{2,85}{1,05 \cdot 10^5} + \frac{3,24}{1,3 \cdot 10^5} \right) 10^3 \approx 46 \mu\text{m}, \quad (7.98)$$

unde:

$$K_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_a = \frac{72^2 + 52^2}{72^2 - 52^2} - 0,25 = 2,85 \quad (7.99)$$

$$K_b = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_b = \frac{102^2 + 72^2}{102^2 - 72^2} + 0,3 = 3,24 \quad (7.100)$$

Se calculează strângerea corectată:

$$S_{\min \text{ nec}} = S + S_R = 46 + 24 = 70 \mu\text{m}, \quad (7.101)$$

$$\text{unde: } S_R \approx 1,2(R_{a\max} + R_{b\max}) = 1,2(10 + 10) = 24 \mu\text{m}. \quad (7.102)$$

Considerând că suprafețele pieselor se realizează printr-o strunjire de finisare, rezultă: $R_{a\max} = R_{b\max} = 10 \mu\text{m}$; (v. tab. 7.11) corecția $S_t = 0$, deoarece temperatura de lucru este cea a mediului ambiant $S_d = 0$.

În funcție de strângerea corectată $S_{\min \text{ nec}}$ se alege ajustajul H6/t5, rezultând toleranțele pentru alezaj: $\Phi 72_{-0}^{+0,019}$; pentru arbore: $\Phi 72_{+0,075}^{+0,088}$.

Strângerea maximă și minimă a ajustajului ales:

$$S_{\max} = (d_{a\max} - d_{b\min}) 10^3 = (72,088 - 72) 10^3 = 88 \mu\text{m}; \quad (7.103)$$

$$S_{\min} = (d_{a\min} - d_{b\max}) 10^3 = (72,075 - 72,019) 10^3 = 56 \mu\text{m}, \quad (7.104)$$

Strângerea medie fiind

$$S_{\text{med}} = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{88 + 56}{2} = 72 \mu\text{m} > S_{\text{cor}} = 71 \mu\text{m}. \quad (7.105)$$

Se calculează presiunile critice de contact

$$P_{\text{cra}} = \frac{1}{2} \sigma_{aa} \frac{d^2 - d_1^2}{d^2} = \frac{1}{2} 100 \frac{72^2 - 52^2}{72^2} = 23,9 \text{ N/mm}^2 \quad (7.106)$$

$$P_{\text{crb}} = \frac{1}{2} \sigma_{ab} \frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2} = \frac{1}{2} 200 \frac{102^2 - 72^2}{102^2} = 50,2 \text{ N/mm}^2 \quad (7.107)$$

și strângerile critice corectate:

$$S_{\text{cra}} = S \frac{p_{\text{cra}}}{p_{\text{min}}} + S_n = 47 \frac{23,9}{12,3} + 24 \approx 115 \mu\text{m}; \quad (7.108)$$

$$S_{\text{crb}} = S \frac{p_{\text{crb}}}{p_{\text{min}}} + S_n = 47 \frac{50,2}{12,3} + 24 \approx 216 \mu\text{m}, \quad (7.109)$$

condiția $S_{\text{max}} < S_{\text{crmin}}$ este îndeplinită.

Se calculează deformațiile elastice ale pieselor asamblate:

$$\Delta_1 = 2p_{\text{med}} \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} \cdot \frac{d_1}{E_a} \cdot 10^3 = 2 \cdot 12,8 \frac{72^2}{72^2 - 52^2} \cdot \frac{52}{1,05 \cdot 10^5} \cdot 10^3 \approx 26,5 \mu\text{m}; \quad (7.110)$$

$$\Delta_2 = 2p_{\text{med}} \frac{d^2}{d_2^2 - d^2} \cdot \frac{d_2}{E_b} \cdot 10^3 = 2 \cdot 12,8 \frac{72^2}{102^2 - 72^2} \cdot \frac{102}{1,3 \cdot 10^5} \cdot 10^3 \approx 20 \mu\text{m}, \quad (7.111)$$

cu:

$$p_{\text{med}} \frac{S_{\text{med}} - S_n}{d \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) \cdot 10^3} = \frac{72 - 24}{72 \left(\frac{2,85}{1,05 \cdot 10^5} + \frac{3,24}{1,3 \cdot 10^5} \right) 10^3} = 12,8 \text{ N/mm}^2. \quad (7.112)$$

Se calculează forța necesară de presare

$$F_p = \mu_p \pi d l p_{\text{med}} = 0,07 \cdot 3,14 \cdot 72 \cdot 60 \cdot 19,2 = 18230 \text{ N}; (\mu_p = 0,07 - \text{v.tab.7.10}) \quad (7.113)$$

$$p_{\text{med}} = \frac{S_{\text{med}}}{d \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) \cdot 10^3} = \frac{72}{72 \left(\frac{2,85}{1,05 \cdot 10^5} + \frac{3,24}{1,3 \cdot 10^5} \right) 10^4} = 19,2 \text{ N/mm}^2. \quad (7.114)$$

Eforturile unitare maxime:

$$\sigma_{\text{amax}} = 2p_{\text{med}} \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} = 2 \cdot 12,8 \frac{72^2}{72^2 - 52^2} = 53,5 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{02a} = 100 \text{ N/mm}^2;$$

$$\sigma_{\text{bmax}} = p_{\text{med}} \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} = 12,8 \frac{102^2 + 72^2}{102^2 - 72^2} = 38,2 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{rb}} = 200 \text{ N/mm}^2. \quad (7.115)$$

Cap. 8

ASAMBLĂRI ELASTICE

8.1. Definiere, clasificare, materiale și tehnologie

Asamblările elastice permit asamblarea diferitelor organe de mașini prin intermediul unor elemente elastice numite arcuri. Arcurile funcționează prin acumulare și redare de energie. Ele acumulează energie prin deformare sub acțiunea unei sarcini și o cedează total sau parțial prin revenirea la forma inițială la înlăturarea sarcinii care a produs deformarea. Forma constructivă și materialul din care sunt confecționate arcurile permit deformații mari [1, 7, 8, 9, 10, 13, 26, 28].

Scopul pentru care sunt utilizate arcurile:

- amortizarea șocurilor și vibrațiilor (arcurile vehiculelor, arcurile montate sub fundații);
- acumularea energiei în vederea redării ei treptat sau în scurt timp (arcurile mecanismelor de ceasornic);
- exercitarea unor forțe elastice permanente (arcurile supapelor, arcurile cuplajelor cu fricțiune);
- reglarea și limitarea forțelor (arcurile cuplajelor de siguranță);
- măsurarea forțelor și momentelor (dinamometre);
- modificarea pulsației proprii a unor organe de mașini sau mecanisme.

Clasificarea arcurilor

a. După forma constructivă:

- arcuri lamelare, figura 8.1c;
- arcuri cu foi multiple, figura 8.1i;
- arcuri elicoidale, figura 8.1a,b;
- arcuri disc, figura 8.1c;
- arcuri inelare;
- arcuri spirală plană, figura 8.1e,f;

- arcuri bară de torsiune, figura 8.1d;
 - arcuri speciale, figura 8.1g.
- b. După direcția și sensul forțelor exterioare:
- arcuri de tracțiune, figura 8.1a;
 - arcuri de compresiune, figura 8.1b;
 - arcuri de torsiune, figura 8.1d;
 - arcuri de încovoiere, figura 8.1c.
- c. După secțiunea semifabricatului:
- arcuri cu secțiunea rotundă, figura 8.1a,b;
 - arcuri cu secțiunea dreptunghiulară, figura 8.1c;
 - arcuri cu secțiunea pătrată;
 - arcuri cu secțiunea profilată.
- d. După materialul din care sunt executate:
- arcuri din oțel, figura 8.1a, b, c, d;
 - arcuri din materiale neferoase, figura 8.1g;
 - arcuri din materiale nemetalice(cauciuc), figura 8.1j.
- e. După rolul lor funcțional:
- arcuri de amortizare, figura 8.1j;
 - arcuri de acumulare de energie;
 - arcuri pentru exercitarea unei forțe permanente;
 - arcuri de reglare;
 - arcuri de măsurare.
- f. După rigiditatea arcurilor:
- arcuri cu rigiditate constantă;
 - arcuri cu rigiditate variabilă.

Materialele folosite pentru confecționarea arcurilor trebuie să satisfacă anumite condiții:

- să aibă proprietăți elastice stabile în timp;
- rezistență mare și plasticitate suficient de mare;
- rezistență la oboseală.

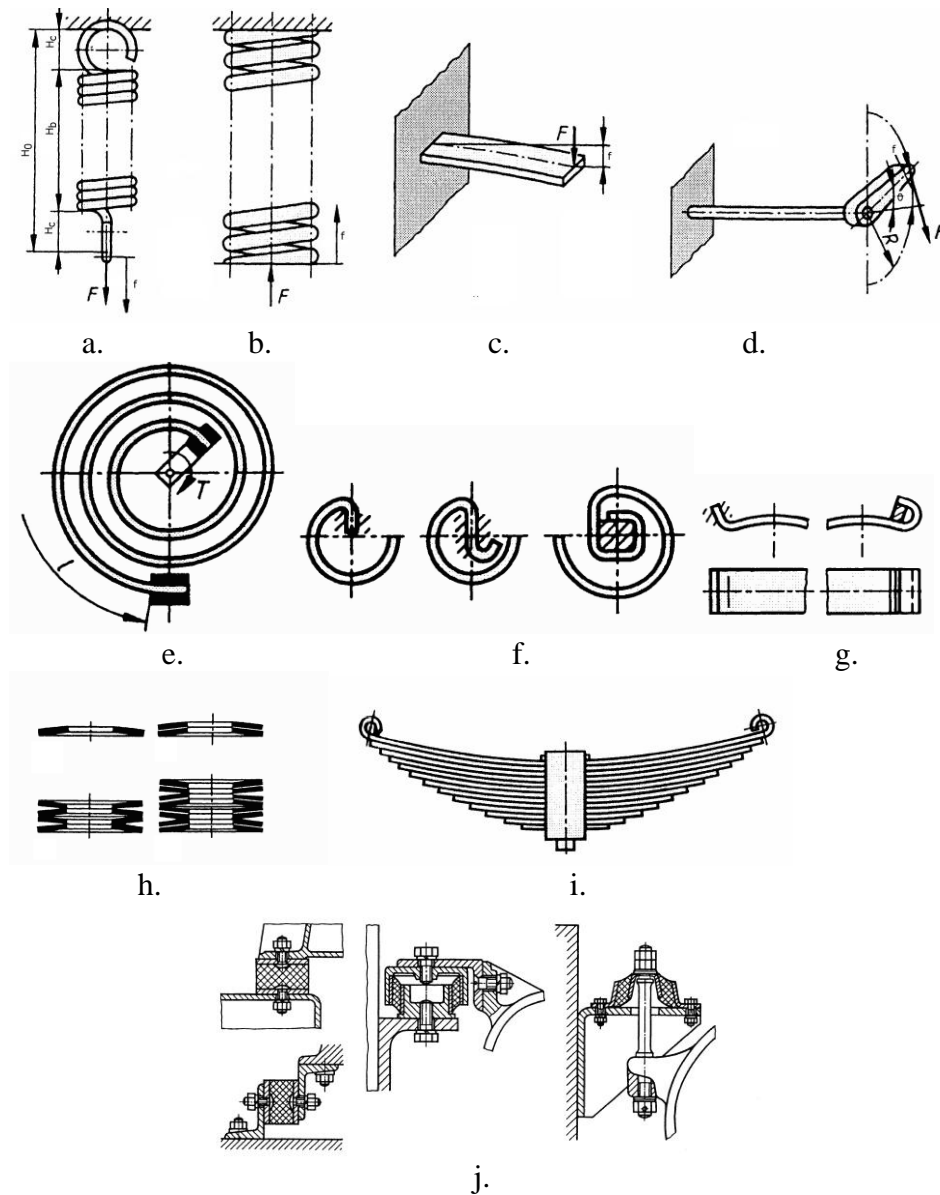
Între energia acumulată de arc și pătratul rezistenței admisibile este o dependență proporțională. Acest lucru impune utilizarea materialelor cu caracteristici mecanice ridicate.

Semifabricatele folosite la confecționarea arcurilor pot fi sub formă de bare, bandă, tablă sau sârmă cum sunt:

- sârmă din oțel carbon de calitate, mărcile RR, RM, RS-STAS 893-89
- oțeluri aliate pentru arcuri SR EN 10089:2003;
- sârmă trasă din oțel aliat pentru arcuri STAS 892-89;
- oțel laminat-canelat pentru arcuri SR EN 10092-2:2004;
- oțel lat pentru foi de arcuri SR EN 10092-1:2004;

- bare din oțel cojit pentru arcuri de supape STAS 8371-80;
- aliaje speciale cu nichel;
- materiale neferoase (exemplu bronz cu beriliu);
- materiale nemetalice (exemplu cauciuc).

Exemple de oțeluri pentru arcuri precum și câteva proprietăți mecanice ale lor sunt prezentate în tabelul 8.1.



j.
Figura 8.1

Tabelul 8.1[8]

Marca oțelului	Limita de curgere min. σ_c [MPa]	Rezistența de rupere la tracțiune min. σ_r [MPa]	Duritatea Brinell [MPa]		Indicații generale de utilizare
			Oțel laminat	Oțel recopt	
C55A	880	1080	285	229	Arcuri pentru solicitări mici, de tip spiral și în foi.
C65A	780	980	285	229	Arcuri spirale elicoidale și arcuri foi pentru solicitări mici.
C75A	880	1080	321	241	Arcuri foi, elicoidale, disc și inelare pentru vehicule grele.
C85A	980	1130	363	229	
51Si17A	1080	1180	321	241	Arcuri foi și elicoidale pentru vehicule de cale ferată.
51VCr11A	1180	1320	363	235	Arcuri foi și elicoidale sau spirale puternic solicitate.
60Si15A	1270	1470	363	255	Arcuri foi, elicoidale, disc, inelare pentru vehicule grele.
56Si17A	1080	1270	321	235	Arcuri foi, elicoidale, plăci elastice, pentru solicitări medii.

Materialele metalice neferoase care se utilizează pentru execuția arcurilor care trebuie să îndeplinească condițiile de elasticitate și caracteristici mecanice mai ridicate decât aliajele neferoase folosite în alte aplicații. Deoarece posibilitățile de creștere a acestor performanțe sunt limitate la aceste materiale, ele sunt folosite doar unde sunt impuse condiții de conductibilitate electrică și termică ridicată, rezistență la coroziune sau comportare antimagnetice.

În tabelul 8.2 sunt prezentate câteva materialele neferoase folosite la confecționarea arcurilor.

Tabelul 8.2[8]

Material	Compoziție chimică [%]	Limita de proporționalitate [MPa]	Limita de curgere σ_c [MPa]	Rezistența la rupere σ_r [MPa]	Modul de elasticitate longitudinal $E \times 10^4$ [MPa]	Modul de elasticitate transversal $G \times 10^4$ [MPa]	Duritatea Brinell [HB]	Alungirea δ_5 [%]	Observații
Alamă specială	Cu 72 Ni 6 Al 1,5 Zn 20,5	400	700	850	11	4	157	20	Tratate termic. Arcuri cu proprietăți anticorozive și caracteristici mecanice bune.
Bronz cu crom	Cr 0,6...0,85 Cu 99...99,4	230 ... 400	555	555	12	4.5	150	10	Tratate termic.
Bronz cu aluminiu	Cu 88,9 Al rest	450	800	800	11.6	5	200	7	Tratate termic. Arcuri cu proprietăți anticorozive ieftine.
Bronz cu beriliu	Be 2 Co 0,5 Cu 97,5	750	1000	1160 ... 1400	11.6...13	5.5	350	10	Tratate termic. Arcuri cu proprietăți anticorozive până la 150 C.
Monel K	Ni 66 Cu 29 Al 5	620	930 ... 1160	1160 ... 1300	16.8	6	330	-	Tratate termic. Arcuri cu rezistență înaltă. Proprietăți anticorozive (rezistență la apa de mare, vapori supraîncălziți, CO ₂ , Cl, substanțe alcaline, soluții slab acide ale acidului sulfuric.)
Nichel z	Ni 98 Cu, Mn, Fe, Si2	730	1140	1400	21	5	-	-	Tratate termic. Păstrează proprietățile mecanice și elastice chiar și la temperatură ridicată.
Alamă	Cu 70 Zn 30	310	545	680	9.5	3.25	180	20	Tras sau laminat la rece. Proprietăți anticorozive (rezistență la vapori supraîncălziți, CO ₂). Nu rezistă la acid sulfuric.

Materialele nemetalice cele mai des utilizate la confecționarea arcurilor sunt: cauciucul (natural și sintetic), pluta și masele plastice. Temperatura de lucru normală pentru arcurile de cauciuc este între $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ și $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. La confecționarea unor arcuri de tip membrană și burduf se utilizează materiale plastice care prezintă avantaje față de cauciuc privind rezistența la acizi și medii oxidante. Dezavantajul maselor plastice constă în instabilitatea proprietăților mecanice în timp și la variații ale temperaturii.

Rezistența la oboseală a arcurilor este foarte puternic influențată de starea materialului folosit. Din acest motiv se acordată o atenție deosebită stării suprafeței semifabricantului. Aceasta trebuie să fie fără fisuri, netedă și nedecarburată.

Arcurile elicoidale se execută din sârmă, prin înfășurare. Înfășurarea se poate executa la rece pentru dimensiuni ale semifabricatului până la 8-10 mm, sau la cald pentru dimensiuni mai mari.

Tratamentul termic conferă arcurilor proprietăți elastice și rezistența necesară în funcționare. Pentru arcurile executate din sârmă și care au diametre mai mici de 8 mm se procedează astfel:

1. Arcurile confecționate din sârmă patentată, după înfășurare se supun unui tratament termic de detensionare la temperatură de $250\text{-}300\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2. Pentru celelalte materiale înaintea operației de înfășurare sârma este călită și revenită la o duritate de 55-66 HRC pentru diametre ale sârmei de 0,2 mm și 46 HRC pentru diametre ale sârmei de 7-8 mm.

3. După operația de înfășurare se face o revenire la $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ iar după ecrusare cu jet de alicie arcul este detensionat la $250\text{ }^{\circ}\text{C}$.

În cazul arcurilor cu diametrul sârmei sau grosimea materialului mai mare de 8 [mm] înfășurarea se face la cald. Barele sunt încălzite la $850\text{-}920\text{ }^{\circ}\text{C}$ în cuptoare cu atmosferă neutră pentru evitarea decarburării. După înfășurarea pe dorn, arcului i se aplică un tratament termic de călire urmată de revenire.

În tabelul 8.3 sunt date temperaturile pentru tratamente termice ale oțelurilor pentru arcuri.

După tratamentul termic arcurile de compresiune sunt rectificat frontal pentru obținerea unor suprafețe de reazem plane.

Supratensionarea este operația prin care arcul este supus la o sarcină alternantă sau este menținut timp îndelungat (2...24 ore) la o sarcină ce depășește cu 10...20% sarcina maximă de lucru. În urma

acestei operații arcul dobândește o deformare plastică, iar materialul se ecrusează mărindu-și domeniul de elasticitate.

Protecția anticorosivă se face prin acoperire galvanică sau vopsire. Controlul arcurilor presupune verificarea aspectului exterior, verificarea geometriei și a caracteristicilor mecanice.

Tabelul 8.3[8]

Marca oțelului	Temperatura[C]		
	Călire	Mediu de răcire	Revenire
C55A	830.....850	Ulei	400.....460
C65A	830..... 850	Ulei	450.....510
C75A	810.....830	Ulei	450.....510
C85A	810.....830	Ulei	450.....510
51Si17A	860.....880	Ulei sau apă	430.....490
51VCr11A	830.....850	Ulei	450.....520
56Si17A	860.....880	Ulei sau apă	430.....490
60Si15A	850.....870	Ulei	430.....490

După alegerea materialului, pentru calculul arcurilor este necesar să se aprecieze rezistența admisibilă. Ea depinde de limita de rupere, σ_r , de regimul de lucru, de tratamentul termic aplicat, de calitatea suprafeței și de gradul de decarburare a stratului superficial.

În condițiile unei încărcări statice, STAS 7067 - 87 stabilește pentru arcurile din oțel carbon de calitate înfășurate la rece valori ale rezistenței la rupere, prezentate în tabelul 8.4.

8.2 Caracteristica arcurilor

Relația dintre solicitarea și deformația elastică a unui arc se reprezintă grafic și se numește *curbă caracteristică*.

Forma caracteristicii depinde de proprietățile fizice ale materialului din care este confecționat arcul și de construcția acestuia.

Arcurile, confecționate din materiale care respectă legea de proporționalitate a lui Hooke și care nu prezintă frecări interne sau între elementele componente, au caracteristica liniară, figura 8.2 curba a.

Pentru arcurile confecționate din materiale ce prezintă fenomene de frecare internă cum sunt cele din cauciuc, masele plastice sau cele care au geometrie variabilă cum sunt arcurile conice, parabolice,

elicoidale cu secțiune variabilă, sau cele care din construcție prezintă fenomene de frecare externă cum sunt pachetele de arcuri inelare sau disc, arcurile cu foi multiple, caracteristica se prezintă sub forma unei curbe progresive figura 8.2, curba b sau regresive figura 8.2, curba c1 sau c2.

Tabelul 8.4[8]

Diametrul nominal al sârmei [mm]	Marca sârmei(conform STAS 893-89)					
	RS		RM		RR	
	σ_r [MPa]	τ_a [MPa]	σ_r [MPa]	τ_a [MPa]	σ_r [MPa]	τ_a [MPa]
0,45	1700....2100	850	2100....2550	1050	2550....2900	1280
0,5			2100....2500		2500....2850	
0,55	1700....2050	830	2050....2500	1030	2450....2800	1230
0,6			2050....2450			
0,7	1650....2000	830	2000....2450	1000	2400....2750	1200
0,8			2000....2400			
0,9	1600....1950	800	1950....2350	980	2350....2750	1180
1						
1,1	1550....1900	780	1900....2300	950	2300....2700	1150
1,2						
1,3						
1,4						
1,5	1500....1900	750	1850....2200	930	2250....2700	1130
1,6					2250....2600	
1,8	1500....1800	730	1800....2200	900	2200....2600	1100
2	1450....1750		1750....2150	880	2150....2500	1080
2,2	1450....1700	700	1700....2100	850	2100....2500	1050
2,4	1400....1700		1700....2050		2050....2400	1030
2,5	1400...1650		1650....2000	830	2000....2350	1000
2,8						
3	1400....1600		1600....1900	800	1900....2300	950
3,5	1350....1550	680	1550....1800	780	1800....2150	900
4	1300....1550	650	1550....1750		1750....2100	880
4,5	1250....1500	630	1500....1700	750	1700....2050	850
5	1200....1450	600	1450....1650	730	1650....2000	830
5,5	1150....1400	580	1400....1600	700	1600....1950	800
6	1150....1350		1350....1550	680	1550....1850	780
7	1100....1300	550	1300....1500	650	1500....1800	750

La arcurile care sunt caracterizate de curba a, cu caracteristica liniară rigiditatea arcului va fi:

$$K_a = \frac{F_1}{f_1} = \frac{F_2}{f_2} = \dots = \frac{F_n}{f_n} = \operatorname{tg} \alpha = \text{ct.} \quad (8.1)$$

Pentru cele solícitate la torsiune va fi:

$$K_a = \frac{M_{t1}}{\theta_1} = \frac{M_{t2}}{\theta_2} = \dots = \frac{M_{tn}}{\theta_n} = \operatorname{tg} \alpha = \text{ct.} \quad (8.2)$$

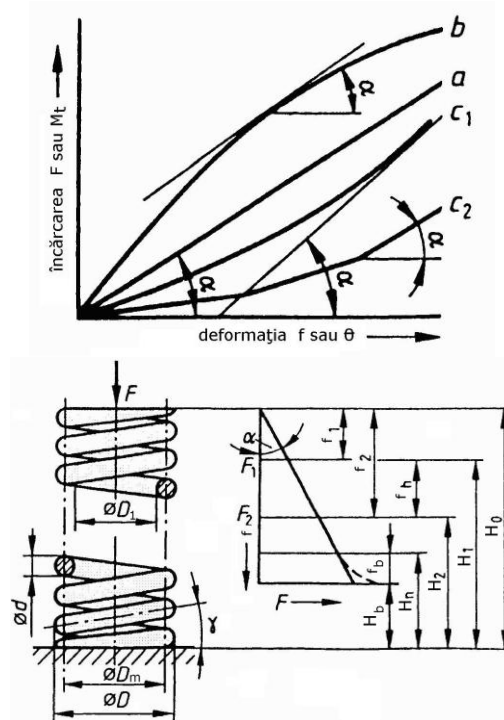


Figura 8.2

unde: F - forța care solícită arcul, M_t – momentul de torsiune care solícită arcul, f - deformația liniară a arcului (săgeata arcului), θ - deformația unghiulară, k_a - reprezintă rigiditatea arcului, α - unghiul de înclinare al caracteristicii.

La arcurile care sunt caracterizate de curba b , c_1 și c_2 , cu caracteristica neliniară rigiditatea arcului este instantanee și va fi dată de valoarea tangentei unghiului α :

$$K_a = \frac{dF}{df} = \operatorname{tg} \alpha \neq \text{ct.} \quad (8.3)$$

Pentru cele solícitate la torsiune va fi:

$$K_a = \frac{dM_t}{d\theta} = \operatorname{tg} \alpha \neq \text{ct.} \quad (8.4)$$

Rigiditatea se exprimă în N/mm pentru arcuri la care se măsoară săgeata în mm și Nmm/rad pentru arcurile de torsiune. Inversul rigidității se numește flexibilitatea arcului.

Lucrul mecanic de deformare a arcului poate fi exprimat prin următoarele relații:

$$dL_d = F \cdot df ; \text{ sau } dL_d = M_t \cdot d\theta \quad (8.5)$$

Prin integrarea relațiilor, pentru arcurile cu caracteristica liniară se obține:

$$L_d = \frac{1}{2} \cdot F \cdot f = \frac{1}{2} \cdot k_a \cdot f^2 ; \text{ sau } L_d = \frac{1}{2} \cdot M_t \cdot \theta = \frac{1}{2} \cdot k_a \cdot \theta^2 \quad (8.6)$$

Iar pentru cele cu caracteristica neliniară lucrul mecanic de deformare va fi:

$$L_d = \int_0^{f_n} F \cdot df ; \text{ sau } L_d = \int_0^{\theta_n} M_t \cdot d\theta \quad (8.7)$$

Între energia acumulată de arc prin deformare E_0 și energia cedată de arc la destindere E , există o diferență notată cu E_f și reprezintă energia pierdută prin frecare internă sau externă.

$$E_0 - E = E_f \quad (8.8)$$

Acest aspect face ca să existe o diferență între caracteristica arcului la deformare și cea de la revenire, rezultând pe diagramă un histerezis, figura 8.2 a,b.

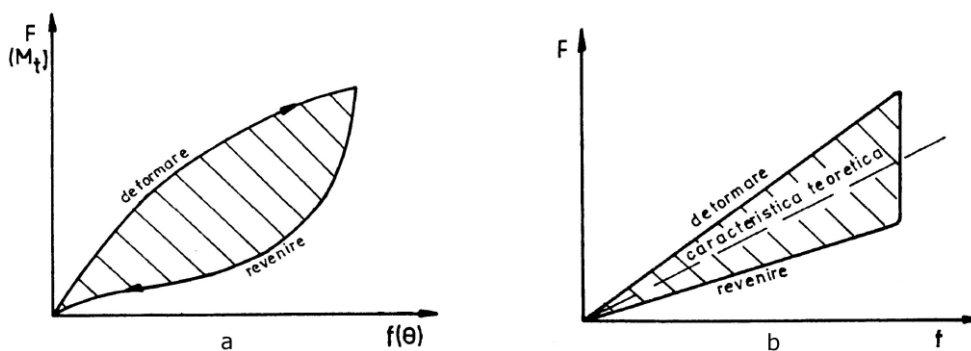


Figura 8.2

Pe diagramă se crează un contur închis numit histerezis. Suprafața cuprinsă în interiorul conturului închis reprezintă energia pierdută prin

frecare. Fenomenul este interesant în special la arcurile ce prezintă frecare externă, spre exemplu la arcurile cu foi multiple. Datorită frecării între lamele de arc, deformația este frânată. Caracteristica reală de încărcare, va fi deplasată față de cea teoretică figura 8.2b.

La descărcare forțele de frecare se opun revenirii foilor, fenomen ce deplasează caracteristica sub cea teoretică. Cu cât conturul închis este mai mare, cu atât pierderile energetice sunt mai importante. La unele tipuri de arcuri, spre exemplu cele înelare, interesează acest lucru.

Aceasta face ca la proiectare să se ia toate măsurile de intensificare a frecării. La arcurile lamelare în cele mai multe cazuri există interesul diminuării pierderilor prin frecare. Pentru aceasta se iau măsuri ca suprafețele lamelor să fie cât mai netede, iar în construcțiile mai noi se introduc între lame folii de material plastic pentru a micșora frecarea.

Cantitatea de energie pe care o poate acumula un arc sub forma lucrului mecanic de deformație depinde de tipul arcului. Pentru arcuri cu caracteristica de forma prezentată în figura 8.2 b, relațiile de calcul vor fi:

$$L_d = W = \frac{1}{2} \eta_w \frac{\sigma_{\max}^2}{E} V; \text{ sau } L_d = W = \frac{1}{2} \eta_w \frac{\tau_{t\max}^2}{G} V; \quad (8.9)$$

unde: W - energia înmagazinată în arc;

σ_{\max} - efortul unitar maxim de încovoiere;

$\tau_{t\max}$ - efortul unitar maxim de torsiune;

E - modulul de elasticitate longitudinal al materialului din care se confecționează arcul;

G - modulul de elasticitate transversal al materialului din care se confecționează arcul;

η_w - coeficient de utilizare specifică - definește eficiența folosirii materialului din care este confecționat arcul privind acumularea energiei;

Combinarea arcurilor

Combinările de arcuri se folosesc atunci când din anumite condiții de gabarit, de montaj sau când se urmărește obținerea unei anumite caracteristici, care nu se poate obține cu un singur arc. Câteva modalități de combinare sunt prezentate în figura 8.3.

Pentru arcurile cuplate în paralel la care axele arcurilor coincid și cu direcția de acțiune a forței, figura 8.3 a, b se poate scrie:

$$F - k_{a1} \cdot f - k_{a2} \cdot f = 0; \quad F = (k_{a1} + k_{a2}) \cdot f = \sum (k_{an} \cdot f) \quad (8.10)$$

$$k_{\text{arez}} = \frac{F}{f} = (k_{a1} + k_{a2}) = \sum k_{an} \quad (8.11)$$

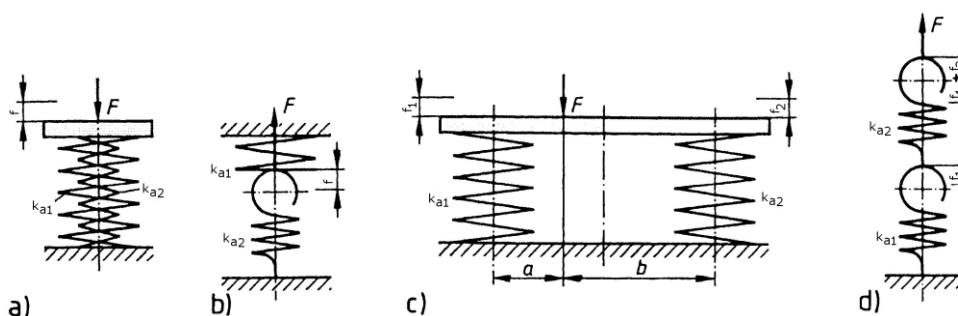


Figura 8.3

Pentru arcurile cuplate în paralel la care axele arcurilor nu coincid și au caracteristici diferite, direcția de acțiune a forței, nu este la mijlocul distanței dintre axele celor două arcuri, ci la distanța a față de arcul 1 și b față de arcul 2, figura 8.3 c, în condițiile în care trebuie ca $f_1=f_2=f$, se poate scrie:

$$\frac{F \cdot b}{a + b} - k_{a1} \cdot f = 0; \tag{8.12}$$

$$\frac{F \cdot a}{a + b} - k_{a2} \cdot f = 0; \tag{8.13}$$

Cunoscând rigiditățile celor două arcuri, din relațiile anterioare se pot determina valorile a și b.

$$k_{arez} = \frac{F}{f} = (k_{a1} + k_{a2}) \tag{8.14}$$

Pentru arcurile cuplate în serie figura 8.3 d, se poate scrie:

$$f_{rez} = f_1 + f_2 = \frac{F}{k_{a1}} + \frac{F}{k_{a2}} \tag{8.15}$$

$$k_{arez} = \frac{F}{f_{rez}} = \frac{F}{f_1 + f_2} = \frac{F}{\frac{F}{k_{a1}} + \frac{F}{k_{a2}}} = \frac{k_{a1} \cdot k_{a2}}{k_{a1} + k_{a2}} \tag{8.16}$$

Pentru, n, arcuri se poate scrie:

$$f_{rez} = f_1 + f_2 \cdots f_n = \sum f_n \tag{8.17}$$

$$\frac{1}{k_{arez}} = \frac{1}{k_{a1}} + \frac{1}{k_{a2}} + \cdots \frac{1}{k_{an}} = \sum \frac{1}{k_{ai}} \tag{8.18}$$

8.3. Arcuri elicoidale

Arcurile elicoidale se realizează din sârmă sau bandă, cu secțiune rotundă, dreptunghiulară sau pătrată, prin înfășurare pe o suprafață

generatoare cilindrică, conică, dubluconică, paraboloidală etc., câteva exemple sunt date în figurile 8.4, 8.5 [1, 7, 8, 9, 10, 13, 26, 28].

Arcurile elicoidale au o arie mare de răspândire și de aceea sunt standardizate prin anumite standarde cum sunt:

- STAS 6917-88 - Arcuri elicoidale cilindrice de compresiune, tracțiune, torsiune. Reguli și metode pentru verificarea calității;
- STAS 7066-87 - Arcuri elicoidale cilindrice de compresiune din oțel cu secțiune rotundă. Condiții tehnice de calcul;
- STAS 7067-87 - Arcuri elicoidale cilindrice de compresiune și tracțiune cu secțiune rotundă. Calculul arcurilor;
- STAS 8216-68 - Arcuri disc. Calculul arcurilor;
- STAS 8217-84 - Arcuri elicoidale cilindrice de tracțiune din oțel cu secțiune rotundă. Condiții tehnice de calcul;
- STAS 8488-81 - Arcuri elicoidale cilindrice de torsiune din oțel cu secțiunea rotundă. Condiții tehnice.

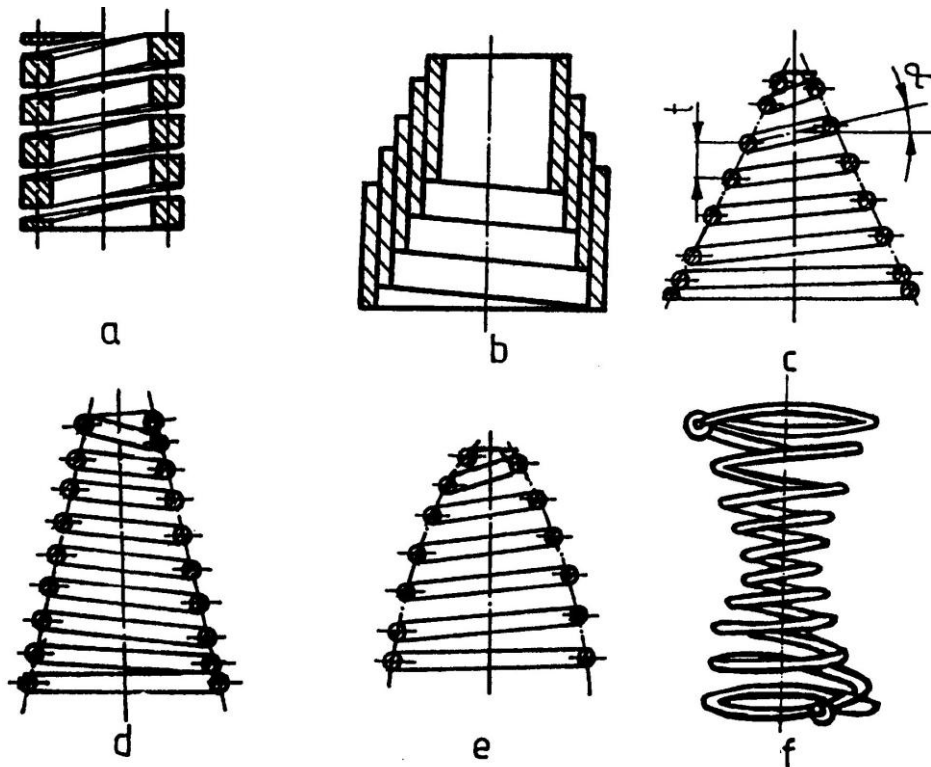


Figura 8.4

8.3.1. Elemente constructive

Elementele constructive pentru arcul elicoidal cilindric de compresiune cu secțiune circulară, sunt date în figura 8.5. Prelucrarea capetelor arcului îmbunătățește centrarea sarcinii, micșorând solicitările suplimentare ale spirelor. Numărul de spire de reazem (spire inactive) este, după STAS 7067-76, $n_r > 1,5$, recomandându-se: $n_r = 1,5$ pentru un număr activ de spire $n < 7$ și $n_r = 1,5 \dots 3,5$ pentru $n > 7$.

Numărul total de spire $n_1 = n - n_r$.

Pasul spirelor active în stare liberă t se ia astfel:

$$D_m/4 + 0,2 \leq t \leq 2/3 D_m \text{ și } t > 1,5d. \tag{8.19}$$

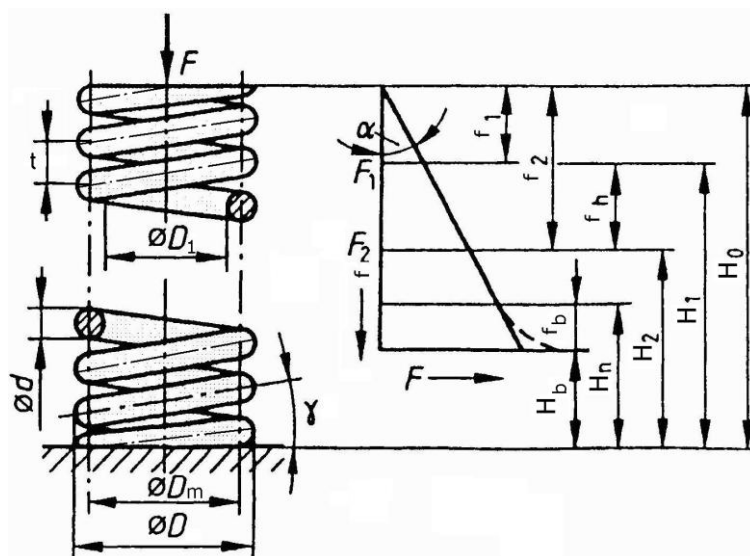


Figura 8.5

Înălțimea H_0 a arcului în stare liberă se determină în funcție de tipul capătului, figura 8.8 astfel:

- la arcuri cu capete închise neprelucrate, $H_0 = tn + (n_r + 1)d$;
- la arcuri cu capete închise prelucrate, $H_0 = tn + (n_r - 0,5)d$;
- la arcuri cu capete deschise neprelucrate, $H_0 = tn + d$;

La blocare, înălțimea H_b și diametrul exterior D_b sînt date prin relațiile:

- la arcuri cu capete prelucrate, $H_b \approx n_1d$;
- la arcuri cu capete neprelucrate $H_b \approx (n_1 + 1,5)d$.

$$D_b \approx \sqrt{D^2 + 0,1t^2}; \tag{8.20}$$

8.3.2. Solicitățile arcului elicoidal

Pentru analiza solicitărilor care apar într-un arc elicoidal, datorită simetriilor, se consideră doar un sfert din spira unui arc elicoidal de compresiune, sollicitată de o forță axială F , figura 8.6 [1, 7, 8, 9, 10, 13, 26, 28].

Această forță se reduce în centrul secțiunii normale a spirei, rezultând un torsesor format dintr-o forță paralelă cu axa arcului și un vector moment perpendicular pe axă.

Se proiectează acești vectori pe direcția axei spirei și pe una perpendiculară pe ea, obținându-se următoarele componente:

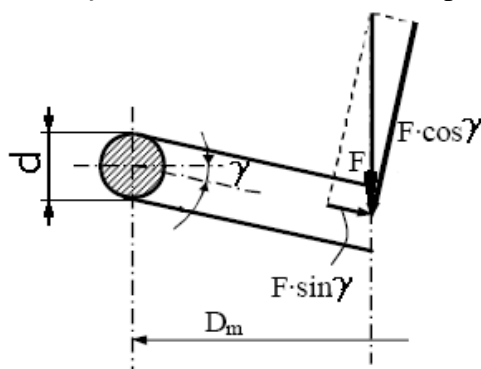


Figura 8.6

- momentul de torsiune

$$M_t = \frac{F \cdot D_m}{2} \cdot \cos \gamma \quad (8.21)$$

- momentul de încovoiere

$$M_i = \frac{F \cdot D_m}{2} \cdot \sin \gamma \quad (8.22)$$

- forța tăietoare

$$F_T = F \cdot \cos \gamma \quad (8.23)$$

- forța normală

$$F_N = F \cdot \sin \gamma \quad (8.24)$$

Se poate face o aproximare prin care se neglijează efectul curburii și înclinării spirei arcului deoarece unghiul $\gamma = 6^\circ \dots 9^\circ$ în stare destinsă a arcului și scade odată cu comprimarea lui, astfel se pot neglija efectele momentului încovoietor M_i și forței normale F_N .

Se consideră de asemenea că la diametre mari ale spirei, când γ are valori foarte mici, spira se poate asimila cu o bară dreaptă supusă acțiunii momentului de torsiune:

$$M_t = \frac{F \cdot D_m}{2} \quad (8.25)$$

și forței tăietoare:

$$F_T = F \quad (8.26)$$

Cu aceste aproximări se poate scrie:

$$\tau_{t \max} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{8 \cdot F \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot F \cdot i}{\pi \cdot d^2}; \quad (8.27)$$

s-a notat $i = \frac{D_m}{d}$ - raportul de înfășurare a arcului (indicele arcului), $i=4 \dots 16$ pentru arcuri înfășurate la rece și $i=4 \dots 10$ pentru arcuri înfășurate la cald.

$$\tau_f = \frac{F}{A_s} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \quad (8.28)$$

efortul unitar total va fi:

$$\tau_{\text{tot}} = \tau_{\max} + \tau_f = \frac{8 \cdot F(2i+1)}{\pi \cdot d^2} \quad (8.29)$$

De obicei se neglijează valoarea tensiunii τ_f pentru că este foarte mică în comparație cu τ_{\max} , dar se corectează relația de calcul pentru τ_{\max} astfel:

$$\tau_{t \max} = \frac{8 \cdot c_f \cdot F \cdot i}{\pi \cdot d^2} \quad (8.30)$$

unde: c_f - este coeficientul de formă al arcului, dependent de indicele arcului, $c_f=1+(1,6/i)$;

8.3.3. Deformația arcului

Arcul se comprimă cu săgeata f ca efect al deformației unghiulare suferită de bară pe lungimea spirelor active, sub acțiunea forței F . În figura 8.7 este reprezentată deformația unghiulară și săgeata corespunzătoare lungimii desfășurate a sârmei arcului.

$$l = \pi \cdot D_m \cdot n \quad (8.31)$$

$$f = \frac{D_m \cdot \theta}{2} = \frac{D_m \cdot M_t \cdot l}{2 \cdot G \cdot I_p} = 8 \cdot F \cdot \frac{D_m^3}{G \cdot d^4} \cdot n = 8 \cdot F \cdot \frac{i^3 \cdot n}{G \cdot d} \quad (8.32)$$

unde: l - lungimea desfășurată a arcului [mm];

n - numărul de spire active;

G - modulul de elasticitate transversal [MPa].

Rigiditatea arcului, definită ca raportul dintre forța care produce deformația și această deformație va fi:

$$k_a = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_m^3 \cdot n} \quad (8.33)$$

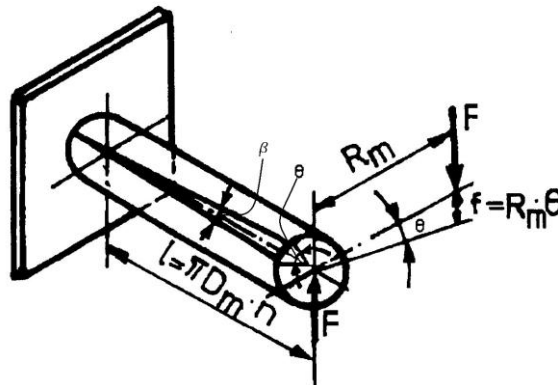


Figura 8.7

Lucrul mecanic de deformare va fi:

$$L_d = \frac{F \cdot f}{2} \quad (8.34)$$

După înlocuiri se obține:

$$L_d = \frac{\pi^2 \cdot d^2 \cdot D_m \cdot \tau_{\max}^2 \cdot n}{16 \cdot G} = \frac{\tau_{\max}^2 \cdot V}{4 \cdot G} \quad (8.35)$$

unde: V – volumul materialului tensionat.

8.3.4. Elemente de calcul și proiectare

Pentru proiectarea unui arc de compresiune se consideră ca elemente date în tema de proiectare[10]:

- rigiditatea arcului (forța nominală sau maximă și săgeata aferentă);
- condiții de funcționare (frecvența solicitărilor, temperatura mediului, nivelul vibrațiilor etc);
- condițiile de gabarit sau montaj.

Proiectarea se face cu parcurgerea următoarelor etape:

a) Alegerea materialului funcție de solicitări, condiții de funcționare, importanța asamblării elastice, nivelul producției, condiții speciale etc..

b) Se adoptă diametrul mediu D_m din condiții constructive. Funcție de acesta și de modul de înfășurare a arcului (la rece sau la cald), se va stabili și valoarea coeficientului de înfășurare, i . Se calculează diametrul necesar pentru sîrma din care se va confecționa arcul:

$$d = \sqrt{i \cdot \frac{8 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot \tau_{ta}} c_f} \quad (8.36)$$

Valoarea obținută se rotunjește la diametrul de sîrmă standardizat, cel mai apropiat, tabelul 8.4. Cu valoarea standardizată pentru, d , se recalculează D_m .

c) Se determină numărul de spire active:

$$n = f_{\max} \cdot \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot F_{\max} \cdot D_m^3} \quad (8.37)$$

d) Se alege tipul constructiv al arcului de compresiune. Arcurile pot fi cu capetele închise figura 8.8 c, d sau cu capetele deschise figura 8.8 a, b.

Capetele pot fi prelucrate figura 8.8 b, d sau neprelucrate figura 8.8 a, c.

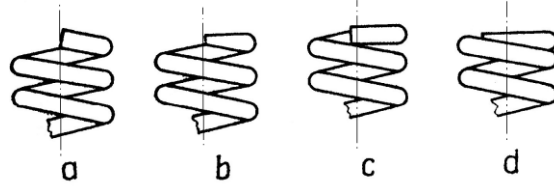


Figura 8.8

Se determină numărul total de spire ale arcului cu relația:

$$n_1 = n + n_r$$

unde: n_1 - numărul total de spire;

n_r - numărul spirelor de rezem.

e) Se determină pasul arcului cu relația:

$$t = d + \frac{f_{\max}}{n} + \Delta; \quad \Delta > 0,1d \quad (8.38)$$

f) Se determină lungimile arcului: H_0 și H_b cu relațiile de la elemente constructive.

g) Unghiul de înclinare a spirei nedeformate:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{t}{\pi D_m} \quad (8.39)$$

h) Lungimea semifabricatului l_s (desfășurata arcului):

$$l_s = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_1}{\cos \gamma} \quad (8.40)$$

i) Se verifică arcul la oboseală, flambaj și vibrații.

8.3.5. Verificarea la oboseală

Majoritatea arcurilor de compresiune funcționează în condiții de solicitări dinamice. Dacă frecvența solicitărilor este redusă, arcul se calculează ca și în cazul solicitărilor statice, cu o reducere corespunzătoare a rezistențelor admisibile. Dacă frecvența solicitărilor este ridicată, spre exemplu la arcurile de supapă ale motoarelor cu combustie internă, este necesară verificarea la oboseală. Aceasta constă

în determinarea coeficientului de siguranță cu ajutorul relațiilor prezentate în capitolul 3. Valorile limită ale tensiunilor tangențiale se aleg din diagramele recomandate de standardele în vigoare.

Valoarea coeficientului de siguranță se face funcție de:

- calitatea materialului și tratamentul termic;
- volumul producției;
- importanța arcului;
- fiabilitate.

8.3.6. Verificarea la flambaj

Verificarea la flambaj a arcurilor supuse la sollicitarea de compresiune are o metodologie specifică. În cazul arcurilor elicoidale cilindrice cu secțiune circulară, dacă lungimea liberă a unui arc de compresiune depășește de patru ori diametrul lui, stabilitatea sub sarcină devine critică, adică arcul poate flamba. Pe lângă raportul dintre lungimea arcului și diametrul mediu al său, raport numit coeficient de sveltețe, stabilitatea este dependentă de modul în care este fixat arcul, cu ghidare sau fără ghidare, cu axa geometrică pe direcția forței de încărcare sau nu. Verificarea la flambaj se face ajutorul diagramei prezentate în figura 8.9. Arcul nu va flamba dacă punctul definit de coordonatele, λ și a , se află sub curba 1 pentru arcuri cu spire de capăt ghidate și suprafețele de reazem rectificat paralel sau sub curba 2, pentru alte arcuri. În cazul în care punctul efectiv, definit de coordonatele λ și a , se găsește deasupra curbei 1, respectiv 2, arcul va flamba pentru îmbunătățirea rigidității se impune fie recalcularea arcului, fie ghidarea acestuia pe un dorn sau într-un tub.

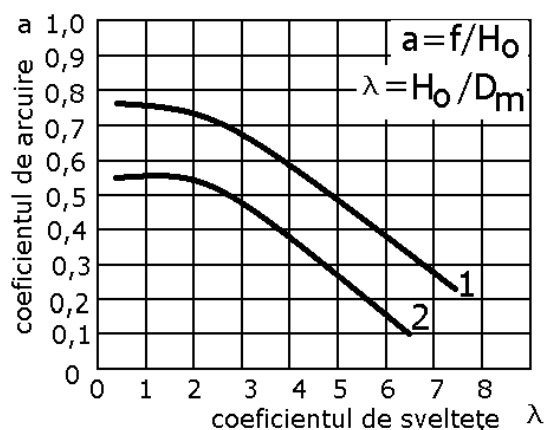


Figura 8.9

8.3.7. Verificarea la vibrații

Prezintă importanță vibrațiile longitudinale, la care mișcarea se execută pe direcția axei arcului. Pentru determinarea pulsațiilor proprii ale arcului elicoidal, considerat ca un sistem cu masă distribuită, se vor aplica metodele de calcul specifice vibrațiilor longitudinale ale barelor drepte. În acest scop arcul elicoidal cilindric este echivalat cu o bară dreaptă cu lungimea l_b , secțiunea A_b , densitatea ρ_b și modulul de elasticitate E_b . Masa și rigiditatea barei vor fi egale cu mărimile corespunzătoare arcului. Pentru obținerea ecuației de mișcare se separă din bară un element de lungime dx , limitat de două plane paralele A-A și B-B, perpendiculare pe axa barei[10].

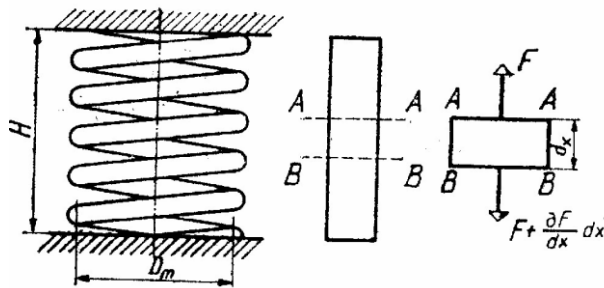


Figura 8.10

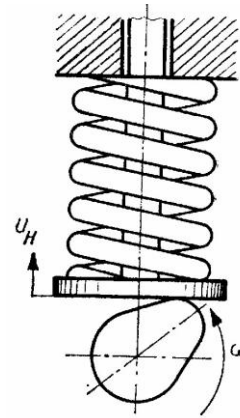


Figura 8.11

Bara executînd numai vibrații longitudinale, pe fața A-A acționează o forță F , iar pe fața B-B forța $F + (\partial dF/\partial x)dx$. Asupra întregului element acționează și forța de inerție $dF_i = -\rho_b dx A_b \partial^2 u / \partial t^2$, unde u este deplasarea longitudinală a elementului. Aplicînd principiul lui D'Alembert elementului dx , se obține:

$$\frac{\partial F}{\partial x} dx - \rho_b A_b dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad (8.41)$$

Exprimînd forța F în funcție de deplasare, $F = A_b E_b \partial u / \partial x$ și înlocuind, se obține:

$$\frac{E_b}{\rho_b} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (8.42)$$

Soluția ecuației 8.42 este o funcție u de forma:

$$u(x, t) = X(x) T(t) \quad (8.43)$$

în care $X(x)$ este o funcție numai de x iar $T\{t\}$ este o funcție numai de t .

Înlocuind și separînd variabilele, se obține:

$$X = B \sin \frac{\omega_j}{\sqrt{\frac{E_b}{\rho_b}}} x + C \cos \frac{\omega_j}{\sqrt{\frac{E_b}{\rho_b}}} x \quad (8.44)$$

$$T = D \cos (\omega_j t + \theta_j) \quad (8.45)$$

Sistemul, fiind cu masă distribuită, are un număr infinit de pulsații proprii ω_j , soluția completă a ecuației 8.43 este:

$$u = \sum_{j=1}^{j=\infty} \left[B_j \sin \frac{\omega_j}{\sqrt{\frac{E_b}{\rho_b}}} x + C_j \cos \frac{\omega_j}{\sqrt{\frac{E_b}{\rho_b}}} x \right] \cos(\omega_j t + \theta_j) \quad (8.46)$$

Constantele se determină în funcție de condițiile la limită ale barei și de condițiile inițiale ale mișcării vibratorii. De exemplu, în cazul unui arc fixat rigid, ce se echivalează cu o bară încastrată figura 8.10, condițiile la limită sînt: pentru $x = 0$, $u(0) = 0$ și pentru $x = l_b$, $u(l_b) = 0$, care înlocuite în ecuația 8.44 conduc la:

$$C = 0 \quad \text{și} \quad \sin \frac{\omega_j}{\sqrt{\frac{E_b}{\rho_b}}} l_b = 0 \quad (8.46)$$

Din ultima ecuație se determină pulsațiile proprii:

$$\omega_j = j\pi \sqrt{\frac{E_b}{\rho_b}} \frac{1}{l_b} \quad j = 1, 2, 3 \dots \quad (8.47)$$

Egalându-se rigiditatea k_b și masa m_b a barei echivalente cu mărimile similare ale arcului (k_a și respectiv m), se determină modulul de elasticitate E_b și densitatea ρ_b . Lungimea barei echivalente se poate considera egală cu înălțimea liberă H_0 a arcului:

$$E_b A_b / H_0 = k_a; \quad E_b = k_a H / A_b; \quad (8.48)$$

$$A_b H \rho_b = m; \quad \rho_b = m / A_b H_0. \quad (8.49)$$

înlocuind mărimile E_b și ρ_b în ecuația 8.47, rezultă:

$$\omega_j = j\pi \sqrt{\frac{k_a}{m}} \quad j = 1, 2, 3 \dots \quad (8.50)$$

Pentru un arc liber la un capăt, analog se obține:

$$\omega_j = (2j-1) \frac{\sqrt{E_b}}{l_b} = (2j-1)\pi \sqrt{\frac{k_a}{m}}; \quad j = 1, 2, 3 \dots \quad (8.51)$$

Vibrații forțate.

Un caz tipic îl reprezintă arcurile supapelor de la motoarele cu ardere internă, figura 8.11, la care un capăt este fixat rigid, iar celălalt este acționat de o camă ce execută o mișcare periodică, cu perioada T . Din punct de vedere practic sînt importante pulsațiile la care apare fenomenul de rezonanță mecanică. Deplasarea u_H se poate scrie ca o sumă de mișcări armonice:

$$u_H = C_0 + \sum_{q=1}^n C_q \sin(q\omega t + \varphi_q) \quad (8.52)$$

Înlocuind, ca în cazul vibrației libere, arcul cu o bară dreaptă echivalentă, se obține pentru ecuația diferențială a mișcării aceeași expresie, 8.42, soluția fiind adusă la forma:

$$u = D_0 + \sum_{q=1}^n D_q \sin \left(\frac{q\omega}{\sqrt{\frac{E_b}{\rho_b}}} x \right) \sin(q\omega t + \theta_q); \quad (8.53)$$

Luînd $x = H_0$ și egalând 8.52 cu 8.53, rezultă

$$D_0 = C_0; \quad D_q = \frac{C_q}{\sin \frac{q\omega H_0}{\sqrt{\frac{E_b}{\rho_b}}}} = \frac{C_q}{\sin q\omega \sqrt{\frac{m}{k_a}}} \quad (8.54)$$

Rezonanța are loc când pulsația, $q\omega$, a componentei armonice a excitației are valoarea

$$q\omega = j\pi\sqrt{\frac{k_a}{m}} \quad j=1,2,3 \dots \quad (8.55)$$

Pulsațiile de rezonanță coincid cu valori ale pulsațiilor proprii ale arcului cu capetele fixe, relația 8.50.

8.3.8. Arcuri elicoidale cilindrice cu secțiune dreptunghiulară

Pentru creșterea gradului de utilizare a materialului, respectiv creșterea cantității de energie înmagazinată se utilizează arcuri elicoidale cilindrice cu secțiune dreptunghiulară, care permit introducerea unei cantități mari de material într-un volum dat. Ele se execută în două variante[10]:

- a) cu latura mică paralelă cu axa folosite în cazurile în care se cere ca raportul săgeții la înălțimea arcului să fie mare;
- b) cu latura mare paralelă cu axa folosite atunci când se urmărește realizarea unei caracteristici elastice liniare.

Arcurile elicoidale cilindrice cu secțiune dreptunghiulară au aria de răspândire restrânsă datorită următoarelor dezavantaje:

- diagrama de variație a eforturilor unitare, τ_t , prezintă un maxim la nivelul diametrului mediu și minime pe fețele laterale, ceea ce duce la un coeficient de utilizare a materialului scăzut;
- în timpul înfășurării materialul se întinde pe diametrul exterior și se comprimă pe cel interior de aceea trebuie folosită sârmă cu secțiunea trapezoidală.

8.3.9. Arcuri elicoidale de tracțiune

Arcurile elicoidale de tracțiune sunt realizate în două variante:

- Arcuri cu pretensionare, la care spirele din construcție sunt apăsată una pe cealaltă, astfel încât pentru despriderea lor este nevoie să se acționeze asupra arcului cu forță F_0 [10];
- Arcuri fără pretensionare, la care spirele sunt libere în starea inițială.

Caracteristicile celor două tipuri de arcuri sunt prezentate în figura 8.12. Dacă asupra arcului cu pretensionare acționează o forță de întindere F lungimea H_0 nu se schimbă până când forța F atinge valoarea F_0 , în schimb se reduce apășarea între spire.

Comportarea ulterioară a acestui arc este identică cu cea a unui arc fără tensionare inițială.

Tehnologic este imposibil să se asigure o valoare constantă a apăsării pe toată lungimea arcului. Din acest motiv este posibil ca porțiunea inițială a caracteristicii, la sarcini apropiate de F_0 , să fie neliniară. Forța F_0 se poate determina cu relația:

$$F_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{8c_f D_m} \cdot \tau_0; \quad (8.56)$$

pentru care STAS 7067-87 recomandă tensiunea tangențială de pretensionare τ_0 , în limitele:

$$\frac{30}{i} \leq \tau_0 \leq \left(\frac{30}{i} + 6 \right) \text{ [MPa]}; \quad (8.57)$$

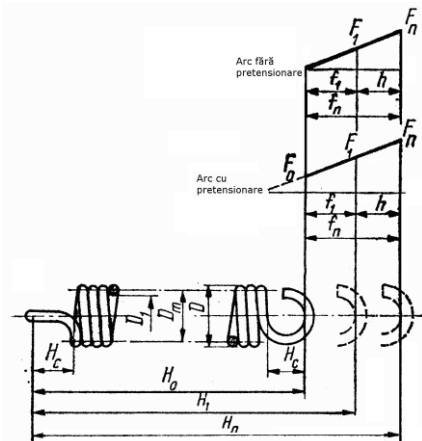


Figura 8.12

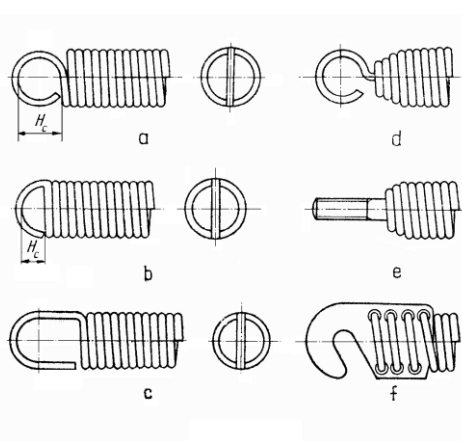


Figura 8.13

Pasul arcului pretensionat $t=d$, pe când la arcurile fără pretensionare $t \leq 1,25 d$. Calculul de rezistență al arcurilor elicoidale de tracțiune folosește aceleași relații ca și arcurile elicoidale de compresiune.

Înălțimea liberă a arcului:

$$H_0 = (n + 1)d + 2H_c; \quad (8.58)$$

unde: H_c - este înălțimea ochiului de prindere, figura 8.13.

Lungimea sârmei necesare execuției arcului:

$$l_s = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_1}{\cos \gamma} + 2l_c \quad (8.59)$$

unde: l_c - este lungimea desfășurată a ochiului de prindere.

În figura 8.13 sunt prezentate câteva forme constructive de capete de prindere pentru arcurile elicoidale de tracțiune.

8.3.10. Arcuri elicoidale de torsiune

Arcurile elicoidale de torsiune sunt asemănătoare ca și construcție cu cele de compresiune sau tracțiune, cu excepția capetelor de prindere, care trebuie să asigure stabilitatea arcului. Spre deosebire de celelalte sunt solicitate de către un moment de torsiune, care tinde să rotească arcul în jurul axei sale, de aceea de obicei se montează pe un dorn care să nu vină în contact cu spirele, pentru a evita frecarea și uzura suplimentară, figura 8.14 [8,10,].

Se pot confecționa atât din semifabricate cu secțiunea rotundă cât și dreptunghiulară sau pătrată.

Sunt folosite în special la mecanismele din sistemele de închidere, zăvorâre sau mecanisme de aducere la poziția inițială.

Caracteristica unui astfel de arc este prezentată în figura 8.15.

S-au făcut următoarele notații:

M_{tmin} – momentul de torsiune minim introdus la montaj;

θ_1 - unghiul de torsiune produs de M_{tmin} ;

M_{tmax} momentul de torsiune maxim de calcul;

Momentul de torsiune M_t care solicită arcul la un moment dat, poate fi descompus la nivelul secțiunii transversale a sârmei în două componente, figura 8.16:

$$M_i = M_t \cos \gamma \quad (8.60)$$

$$M_T = M_t \sin \gamma \quad (8.61)$$

Cum unghiul γ are valori mici se pot face aproximările, $M_i = M_t$; $M_T = 0$.

Se poate astfel observa că principala solicitare a spirelor arcului elicoidal de torsiune este încovoierea, astfel:

- pentru sârmă cu secțiunea rotundă:

$$\sigma_i = \frac{M}{W} = \frac{32M_t}{\pi d^3} \quad (8.62)$$

- pentru sârmă cu secțiunea dreptunghiulară:

$$\sigma_i = \frac{M}{W} = \frac{6M_t}{hb^2} \quad (8.63)$$

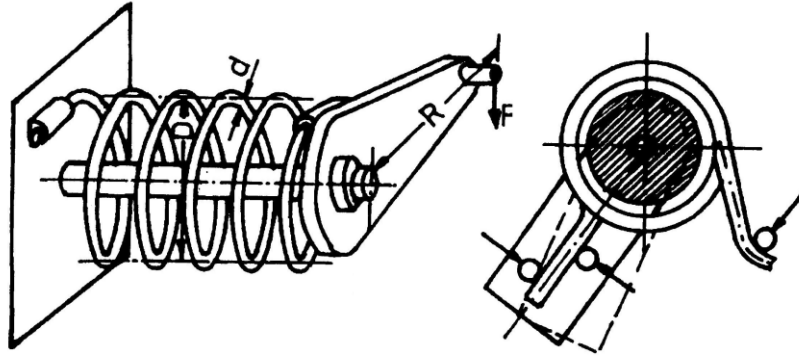


Figura 8.14

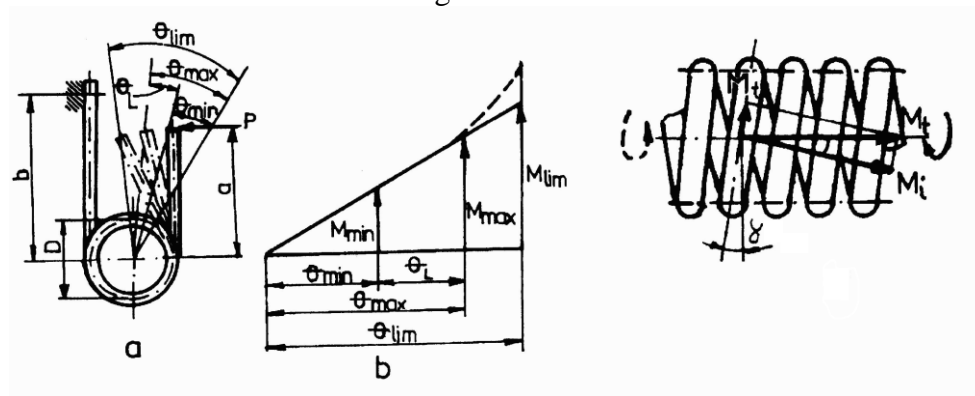


Figura 8.15

Figura 8.16

Tensiunea maximă, care are valori mai mari pe fața interioară se calculează folosind un coeficient de corecție:

$$\sigma_{\max} = K_0 \cdot \sigma_i ; \quad (8.64)$$

iar $K_0 = 1,06 \dots 1,6$ în funcție de raportul D/d sau D/h ;

Unghiul de rotire la capătul arcului:

- pentru sârmă cu secțiunea rotundă:

$$\theta = \frac{M_i \cdot l}{E \cdot I} = \frac{W \cdot \sigma_i \cdot l}{E \cdot I} = 2 \frac{\sigma_i \cdot l}{E \cdot d} \quad (8.65)$$

- pentru sârmă cu secțiunea dreptunghiulară:

$$\theta = 2 \frac{\sigma_i \cdot l}{E \cdot h} \quad (8.66)$$

Înlocuind valoarea tensiunilor și lungimea $l = \pi \cdot D_m \cdot n$, se obține:

- sârma circulară:

$$\theta = 64 \cdot n \cdot \frac{M_t}{E} \cdot \frac{D_m}{d^4} \text{ [rad]} \quad (8.67)$$

- sârma dreptunghiulară:

$$\theta = 64 \cdot n \cdot \frac{M_t}{E} \cdot \frac{D_m}{hb^3} \text{ [rad]} \quad (8.68)$$

Lucrul mecanic de deformare pentru arcurile elicoidale de torsiune din:

- sârma circulară:

$$L = \frac{1}{2} \cdot M_t \cdot \theta = \frac{1}{8} \cdot \frac{\sigma_i^2}{E} \cdot V \quad (8.69)$$

- sârma dreptunghiulară:

$$L = \frac{1}{2} \cdot M_t \cdot \theta = \frac{1}{6} \cdot \frac{\sigma_i^2}{E} \cdot V \quad (8.70)$$

Se observă o utilizare mai eficientă a materialului în cazul folosirii sârmei cu secțiune dreptunghiulară.

8.4. Arcul bară de torsiune

8.4.1. Definiție, elemente constructive domeniului de utilizare

Arcurile bară de torsiune sunt organe de mașini elastice formate din bare drepte, cu secțiune plină, figura 8.17a sau inelară figura 8.17b (arcul de lungime l_1), solicitate la torsiune [1,7,8,9,10,13,26,28].

În principiu barele de torsiune (exemplu din figura 8.17a) sunt formate din bara de torsiune propriu-zisă 1, pârghia de încărcare 2, dispozitivul de prindere la capătul fix 3 și lagărul de susținere 4.

În figura, figura 8.17b, este dat un exemplu de cuplare a două arcuri bară de torsiune, unul de lungime l_1 cu secțiune inelară și unul de lungime l_2 cu secțiunea circulară plină. Se poate observa că în funcție de soluția constructivă aleasă, pot lipsi unele elemente ale structurii clasice a arcului bară de torsiune.

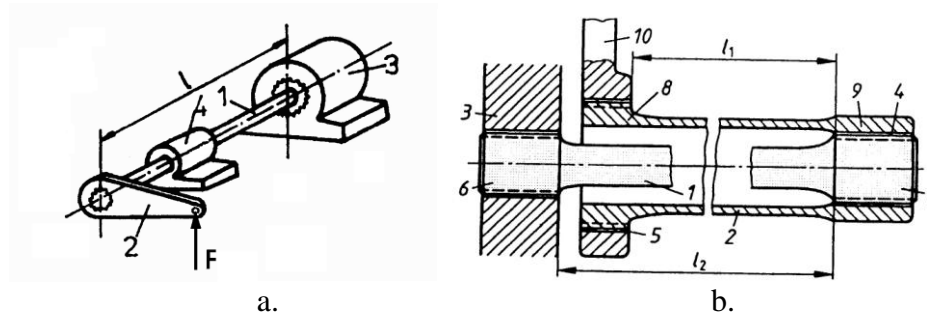


Figura 8.17

Barele de torsiune prezintă următoarele **avantaje**:

- gabarit redus;
- montaj și întreținere ușoară;
- lipsa frecărilor interne (se pretează la construcții închise).

Au și unele **dezavantaje**:

- solicitări mari în dispozitivul de prindere al capătului fix;
- necesită cuplarea lor cu amortizoare în majoritatea aplicațiilor.

Ca domenii de utilizare putem enumera:

- suspensii de autovehicule;
- la echipamentul mobil al aparatelor de măsură;
- chei dinamometrice;
- la construcția unor cuplaje elastice cu jocuri torsionale etc.

Barele de torsiune se execută în general din oțel pentru arcuri călit și revenit la 47-50 HRC.

8.4.2. Elemente de calcul

În general, pentru calculul barelor de torsiune se parcurge aceleași etape ca și pentru calculul arcurilor elicoidale. În figura 8.18 este prezentată schema de calcul pentru acest tip de arc.

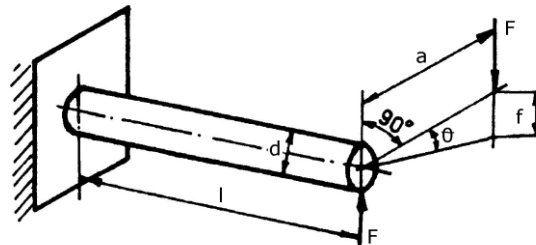


Figura 8.18

Asupra brațului de lungime a se aplică forța F . În bara de lungime l și diametru d se produce o tensiune de torsiune:

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{at} \quad (8.71)$$

Relația 8.71, poate fi folosită atât pentru verificare, cât și pentru dimensionare, calculând d necesar:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{at}}}; \quad (8.72)$$

Deformația unghiulară:

$$\theta = \frac{l \cdot M_t}{G \cdot I_p}; \quad \theta_{\max} = 2 \frac{l}{d} \cdot \frac{\tau_{at}}{k_a} \quad (8.73)$$

Barele de torsiune au caracteristica elastică liniară, rigiditatea va fi:

$$k_a = \frac{M_t}{\theta} = \frac{G \cdot I_p}{l} \quad (8.74)$$

Lucrul mecanic de deformare:

$$L = \frac{1}{2} M_t \theta = \frac{1}{4} \frac{\tau_{at}}{G} \cdot V \quad (8.75)$$

unde : V - este volumul activ al barei de torsiune.

8.5. Arcuri disc

8.5.1. Geometria și caracteristica arcurilor disc

Arcurile disc au forma unor șaibe tronconice și sunt confecționate din tablă de arc prin ștanțare. Ele pot fi folosite individual, un singur arc (destul de rar) sau combinate în mai multe moduri de așezare, funcție de scopul urmărit. Arcul este supus la compresiune și are loc o aplatizare și respectiv o revenire la înlăturarea forței[8,9,10].

Sunt standardizate două tipuri de arcuri disc: arcuri de tip A la care $D_e/s \approx 18$ și $h/s \approx 0,4$, care au rigiditatea mare față de arcurile de tip B la care $D_e/s \approx 28$ și $h/s \approx 0,75$.

Dimensiunile caracteristice arcurilor disc sunt grosimea s , înălțimea h , diametrul exterior D_e , diametrul interior D_i , figura 8.19.

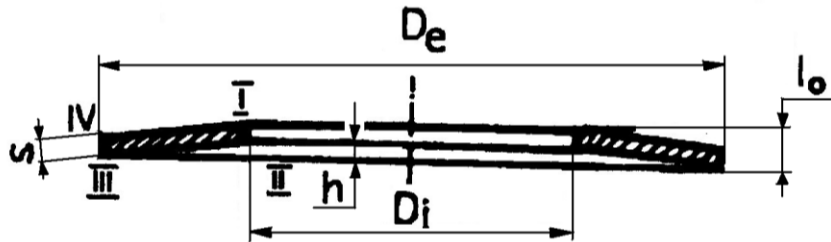


Figura 8.19

STAS 7215-96 prezintă valorile acestor dimensiuni funcție de tipul de arc, pentru arcurile de tip A, în tabelul 8.5, pentru arcurile de tip B, în tabelul 8.6.

Tabelul 8.5

Grupa	D_e	D_i	s	h	l_0	F [daN]	f [mm]
						$l_{af} = 0,75 h$	
1	8	4,2	0,4	0,2	0,6	21	0,15
	10	5,2	0,5	0,25	0,75	34	0,19
	12,5	6,2	0,7	0,3	1	67	0,22
	14	7,2	0,8	0,3	1,1	81	0,22
	16	8,2	0,9	0,33	1,25	103	0,26
	18	9,2	1	0,4	1,4	128	0,30
2	20	10,2	1,1	0,45	1,55	155	0,34
	22,5	11,2	1,25	0,5	1,75	195	0,37
	25	12,2	1,5	0,55	2,05	298	0,41
	28	14,2	1,5	0,65	2,15	290	0,49
	31,5	16,3	1,75	0,7	2,45	398	0,52
	35,5	18,3	2	0,8	2,8	528	0,60
	40	20,4	2,25	0,9	3,15	600	0,67
	45	22,4	3	1	3,5	790	0,75
	50	25,4	3	1,1	4,1	1220	0,82

Tabelul 8.6

Grupa	D_e	D_i	s	h	l_0	F[daN]	f[mm]
						$l_{af} = 0,75 h$	
1	8	4,2	0,3	0,25	0,55	12	0,19
	10	5,2	0,4	0,3	0,7	21	0,22
	12,5	6,2	0,5	0,35	0,85	30	0,26
	14	7,2	0,5	0,4	0,9	28	0,30
	16	8,2	0,6	0,45	1,05	42	0,34
	18	9,2	0,7	0,5	1,2	58	0,37
	20	1,2	0,8	0,55	1,35	76	0,41
	22,5	11,2	0,8	0,65	1,45	72	0,49
	25	12,2	0,9	0,7	1,6	88	0,52
2	28	14,2	1	0,8	1,8	113	0,60
	31,5	16,3	1,25	0,9	2,15	194	0,67
	35,5	18,3	1,25	1	2,25	173	0,75
	40	20,4	1,5	1,15	2,65	267	0,86
	45	22,4	1,75	1,3	3,05	372	0,97
	50	25,4	2	1,4	3,4	485	1,05

Caracteristica elastică a arcurilor disc depinde de raportul dintre înălțimea inițială h și grosimea s.

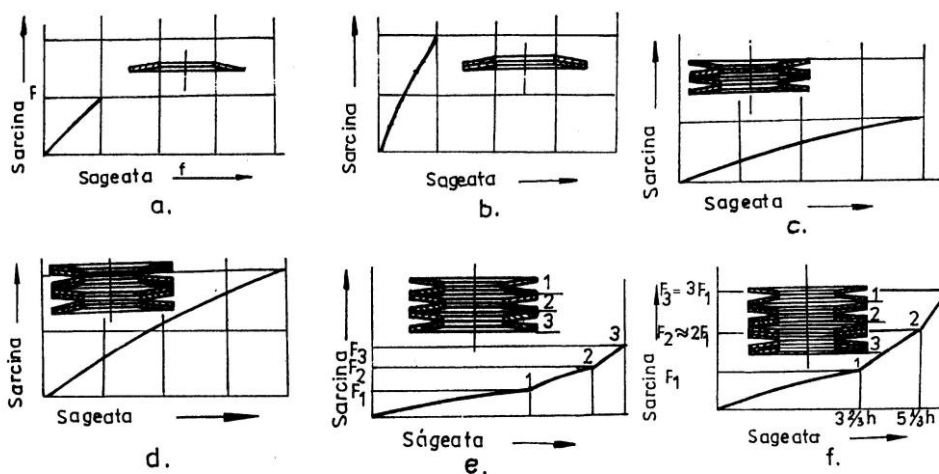


Figura 8.20

Caracteristica arcurilor disc depinde și de combinațiile de așezare ale discurilor astfel:

a) Arcuri disc formate dintr-un singur disc figura 8.20 a - deformația este proporțională cu sarcina aplicată.

b) Arcuri disc în pachet formate din mai multe discuri așezate în același sens figura 8.20b - la aceste arcuri sarcina la aceeași săgeată este proporțională cu numărul de discuri din pachet.

c) Arcuri disc în coloană de pachete, formate din mai multe pachete cu același număr de discuri așezate alternativ în sensuri opuse figura 8.20 d. La aceste discuri sarcina este proporțională cu numărul de discuri din pachet, iar deformația este proporțională cu numărul de pachete din coloană.

d) Arcuri disc în coloană, formate din mai multe discuri așezate alternativ în sensuri opuse figura 8.20c sarcina este proporțională cu numărul de discuri din coloană.

e) Arcuri disc în coloană cu discuri de grosimi variabile fig. 8.20e,

f) Arcuri în coloană de pachete cu număr variabil de discuri fig. 8.20f.

La aceste arcuri diagrama de sarcină prezintă discontinuități între porțiuni, cu forme corespunzătoare numărului de discuri intrate în acțiune.

La așezarea discurilor în același sens trebuie luat în considerare forța de frecare dintre discuri:

$$F_f = \pm c_f \cdot n \cdot F \quad (8.75a)$$

unde: $c_f = 0,02 \dots 0,03$; valoarea 0,02 se introduce pentru $n = 1$, iar cea maximă pentru $n=3$, n - numărul de discuri suprapuse. Nu se recomandă pachete mai mari de trei discuri pentru a nu avea diferențe prea mari față de portanta calculată a arcului.

8.5.2. Elemente de calcul și proiectare

Arcurile disc preiau forțe pe direcția axială, care teoretic se repartizează uniform pe diametrele D_e și D_i . Materialul arcului este supus unor solicitări de compresiune la interior și de întindere la exterior, figura 8.21, efortul unitar maxim fiind în punctul I.

Pentru calculul arcurilor disc se folosește metoda aproximativă standardizată și bazată pe ipoteza că secțiunea radială a arcului nu se modifică în timpul deformației. După această metodă forța F care produce o deformație f este dată de relația:

$$F = \frac{4E}{1-\nu^2} \cdot \frac{s^4}{\alpha D_e^2} \cdot \frac{f}{s} \left[\left(\frac{h}{s} - \frac{f}{s} \right) \cdot \left(\frac{h}{s} - \frac{f}{2s} \right) + 1 \right] \quad (8.75)$$

unde: ν - coeficientul lui Poisson;

E - modulul de elasticitate longitudinală al materialului;

α - coeficientul care ține seama de raportul D_e/D_i , $\alpha=0,35...0,8$

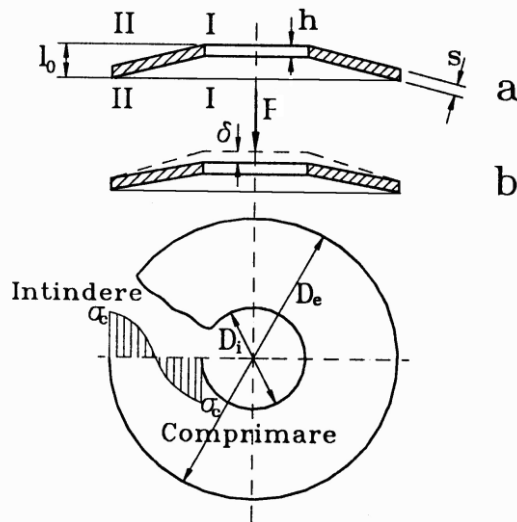


Figura 8.21

Forța F_h aplicată arcului până la aplatizare:

$$F = \frac{4E}{1-\nu^2} \cdot \frac{s^3 \cdot h}{\alpha D_e^2} \quad (8.76)$$

Efortul unitar maxim σ_{max} corespunzător deformației arcului cu săgeata f în punctele I, II:

$$\sigma_{I,II} = \frac{4E}{1-\nu^2} \cdot \frac{s^2}{\alpha D_e^2} \cdot \frac{f}{s} \left[-\beta \cdot \left(\frac{h}{s} - \frac{f}{2s} \right) \pm \gamma \right] \quad (8.77)$$

Coeficienții $\beta = 1,0...1,7$ și $\gamma = 1,05...2,3$, în funcție de raportul D_e/D_i .

Lucrul mecanic de deformare:

$$L_d = \int_0^f Fdf = \frac{2E}{1-\nu^2} \cdot \frac{s^5}{\alpha D_e^2} \cdot \left(\frac{f}{s} \right)^2 \left[\left(\frac{h}{s} - \frac{f}{2s} \right) + 1 \right] \quad (8.78)$$

Rigiditatea arcului:

$$k_a = \frac{dF}{df} = \frac{hE}{1-\nu^2} \cdot \frac{s^3}{\alpha D_e^2} \cdot \left[\left(\frac{f}{s} \right)^2 - 3 \frac{hf}{s^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{f}{s} \right)^2 + 1 \right] \quad (8.79)$$

Pentru rezistențele admisibile se recomandă:

- $\sigma_a = (2000 \dots 2400)$ [MPa] pentru $f = 0,75h$;
- $\sigma_a = (2600 \dots 3000)$ [MPa] pentru $f = h$.

8.6. Arcuri lamelare

Arcurile lamelare se utilizează ca elemente elastice de apăsare în construcția mecanismelor, dispozitivelor și aparatelor. Au o arie largă de răspândire în industria electrotehnică. Sunt formate dintr-o lamelă încastrată la un capăt și solicitată de către o forță la capătul opus. Arcurile lamelare pot avea fibra medie dreaptă sau curbă și secțiunea constantă sau variabilă, câteva exemple sunt date în figura 8.22 [1, 7, 8, 9, 10, 13, 26, 28].

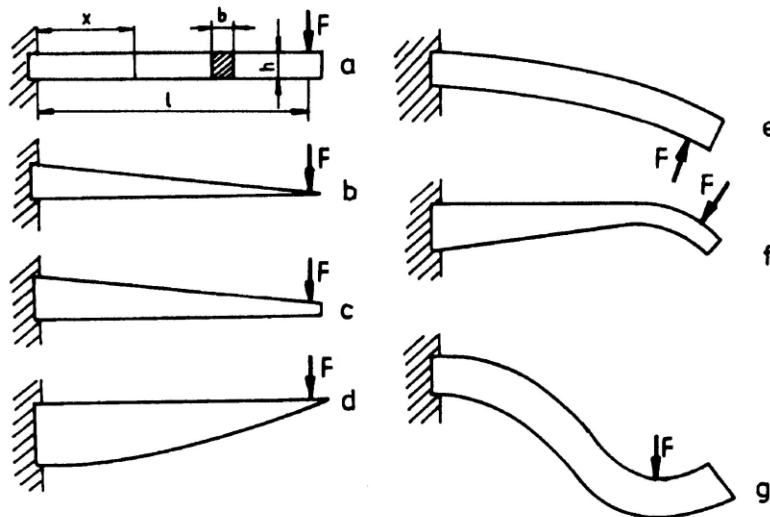


Figura 8.22

Arcurile lamelare sunt solicitate la încovoiere. Pentru calcul considerăm forma cea mai simplă, figura 8.22a. Efortul unitar într-o secțiune oarecare situată la distanța x de încastrare va fi:

$$\sigma_{ix} = \frac{M_i}{W} = \frac{6 \cdot F \cdot l \left(1 - \frac{x}{l}\right)}{bh^2} \quad (8.80)$$

la limită:

$$\begin{aligned}
 x=0, \sigma_{i0} &= \frac{M_i}{W} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{bh^2} = \sigma_{i \max} \\
 x=l, \sigma_{il} &= 0
 \end{aligned}
 \tag{8.81}$$

Deoarece tensiunile variază de la zero la o valoare maximă folosirea secțiunii constante este nerațională. Folosirea rațională a materialului impune o grinda de egală rezistență, în scopul apropierii de aceasta se folosesc grinzi de secțiune variabilă figura 8.22 b, c, d, f.

Valoarea forței maxime pe care o poate suporta arcul va fi:

$$F_{\max} = \frac{bh^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{i \max}}{l} \tag{8.82}$$

La grinzile încastrate, săgeata va fi:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \tag{8.83}$$

Sau după înlocuiri se obține:

$$f = \frac{2}{3} \cdot \frac{\sigma_{i \max} \cdot l^2}{E \cdot h} \tag{8.84}$$

Lucrul mecanic de deformare:

$$L_d = \frac{F \cdot f}{2} = \frac{1}{18} \cdot \frac{\sigma_{i \max} \cdot bhl}{E} = \frac{1}{18} \cdot \frac{\sigma_{i \max}}{E} \cdot V \tag{8.85}$$

În tabelul 8.7 sunt prezentate relațiile de calcul pentru diferite forme de arcuri lamelare drepte, iar în tabelul 8.8 relațiile de calcul pentru arcuri lamelare curbe dar având secțiunea constantă.

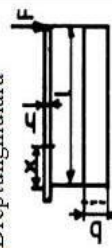

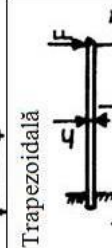

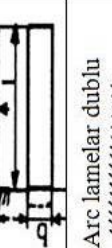
Din analiza relațiilor cuprinse în aceste tabele se poate concluziona :

a) Arcul lamelar de formă triunghiulară are cel mai bun coeficient de utilizare a materialului, însă la aceleași valori l , h și $\sigma_{i \max}$ prezintă o săgeată de 1,5 ori mai mare decât arcul lamelar dreptunghiular, prin urmare necesită un spațiu de montaj sporit.

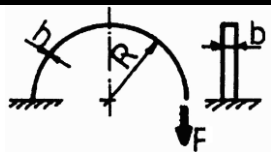
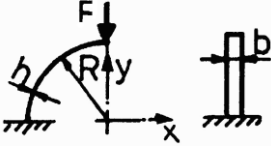
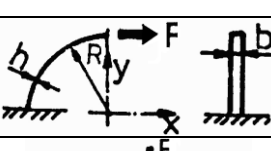
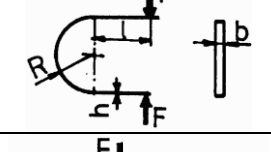
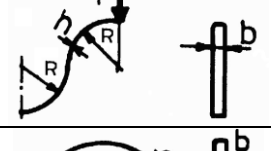
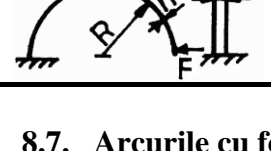
b) Arcul lamelar de formă dreptunghiulară și cu secțiune constantă are caracteristica cea mai defavorabilă - dar este cel mai utilizat deoarece se confecționează ușor.

c) Arcul lamelar de formă trapezoidală și având secțiune constantă are caracteristici superioare celui de formă dreptunghiulară fiind destul de simplu de executat. Se folosește în cazul producțiilor de serie mare când un bun coeficient de utilizare a materialului aduce economii importante.

Tabelul 8.7[10]

Nr.crt.	Forma	Efortul unitar $\sigma_{i\max}$	Săgeata maximă	Lucrul mecanic de deformare	Coef. de utilizare specific
1	Dreptunghiulară 	$\frac{6F1}{bh^2}$ pentru $x=0$	$\frac{2}{3} \cdot \frac{\sigma_{i\max}}{E} \cdot \frac{l^2}{h}$	$\frac{1}{18} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot bhl = \frac{1}{18} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot V$	$\frac{1}{18}$
2	Triunghiulară 	$\frac{6F1}{bh^2}$ Constant pe lungime	$\frac{2}{3} \cdot \frac{\sigma_{i\max}}{E} \cdot \frac{l^2}{h}$	$\frac{1}{12} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot bhl = \frac{1}{16} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot V$	$\frac{1}{6}$
3	Trapezoidală 	$\frac{6F1}{b_2h^2}$	$\frac{2}{3} \cdot C_0 \cdot \frac{\sigma_{i\max}}{E} \cdot \frac{l^2}{h}$ $C_0 = C_0 \left(\frac{b_1}{b_2} \right) \approx \frac{3}{2 + \frac{b_1}{b_2}}$	$\frac{C_0}{18} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot b_2hl = \frac{C_0}{9} \cdot \frac{1}{1 + \frac{b_1}{b_2}} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot V$	$\frac{1}{9} \cdot \frac{C_0}{1 + \frac{b_1}{b_2}}$
4	Dreptunghiulară 	$\frac{6F1}{bh^2}$	$\frac{4}{3} \cdot \frac{\sigma_{i\max}}{E} \cdot \frac{l^2}{h}$	$\frac{1}{9} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot bhl = \frac{1}{6} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot V$	$\frac{1}{6}$
5	Arc lamelar dublu 	$\frac{6F1}{bh^2} = \frac{3Q1}{bh^2}$	$\frac{2}{3} \cdot \frac{\sigma_{i\max}}{E} \cdot \frac{l^2}{h}$	$\frac{1}{9} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot bhl = \frac{1}{18} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot V$	$\frac{1}{18}$

Tabelul 8.8[10]

Forma arcului	Tensiunea de încovoiere	Săgeata
	$\sigma_i = \frac{12FR}{bh^2}$	$f = 56,5 \frac{FR^3}{Ebh^3}$
	$\sigma_i = \frac{6FR}{bh^2}$	$f_y = 7,4 \frac{FR^3}{Ebh^3}$ $f_x = 6 \frac{FR^3}{Ebh^3}$
	$\sigma_i = \frac{12FR}{bh^2}$	$f_x = 4,27 \frac{FR^3}{Ebh^3}$
	$\sigma_i = \frac{6F(l-R)}{bh^2}$	$f = \frac{24F}{Ebh^3} \left[\frac{l^3}{3} + R \left(\frac{\pi}{2} \cdot l^2 + \frac{\pi}{4} R^2 + 2lR \right) \right]$
	$\sigma_i = \frac{12FR}{bh^2}$	$f = 56,5 \frac{FR^3}{Ebh^3}$
	$\sigma_i = \frac{6FR}{bh^2}$	$f = 18,8 \frac{FR^3}{Ebh^3}$

8.7. Arcurile cu foi multiple

Arcurile cu foi multiple sunt formate din mai multe arcuri lamelare suprapuse, care lucrează împreună. Scopul suprapunerii este asigurarea unei capacități de acumulare a energiei, la un volum minim de material. Arcurile cu foi multiple funcționează ca idee în formă apropiată de grinda de egală rezistență. Acest lucru este posibil prin suprapunerea mai multor lame de lungimi și chiar secțiuni diferite, strânse la mijloc cu ajutorul unor bride numite legături de arc. Din punct de vedere constructiv, arcurile cu foi multiple pot prelua sarcina pe un braț, numit și sfert de arc, figura 8.23a, pe două brațe, arcul pe jumătate, figura 8.23b, pe legături, figura 8.23d numit arc întreg, singur sau cuplat în paralel sau arcul cantilever, soluția prezentată în figura figura 8.23c. Indiferent de

formele constructive arcurile cu foi au ca solicitare principală încovoierea [1,7,8,9,10,13,26,28].

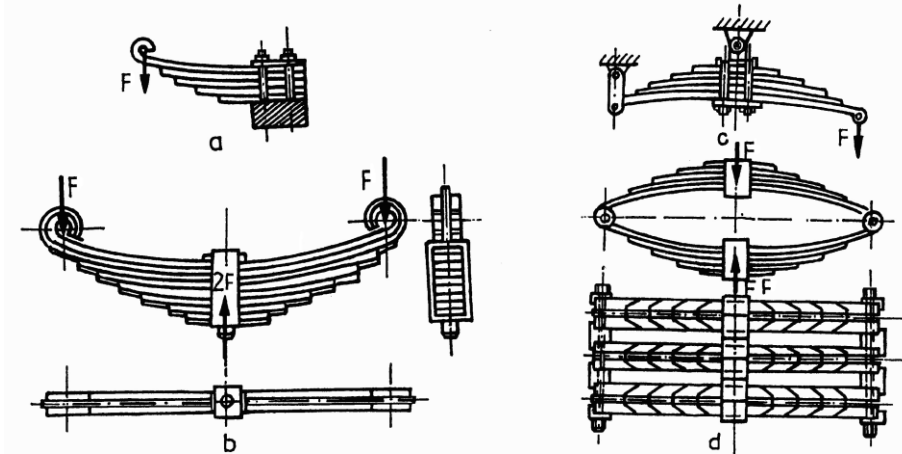


Figura 8.23

Funcționarea arcurilor cu foi multiple depinde de forța de încărcare. După ce aceasta depășește forța de frecare dintre foi, arcul începe să acumuleze lucrul mecanic prin deformare, în domeniul deformărilor caracteristica arcului este liniară.

Forța de încărcare a foilor depinde de calitatea suprafețelor și starea de ungere dintre foi. Șocurile provocate de variația solicitării și care sunt inferioare forței de frecare nu sunt amortizate deoarece până la acea forță de încărcare, arcul se comportă ca un rigid. Pentru înlăturarea acestui neajuns se pot folosi următoarele soluții:

- Introducerea unui arc suplimentar mai mic în serie cu arcul principal.
- Arc cu foi multiple cu cap alunecător sprijinit pe un arc suplimentar.
- Arcuri cu foi având profil variabil. Asigurarea corpului de egală rezistență la aceste arcuri se face prin variația secțiunii fiecărei lame. Prin construcție între lamele cu secțiune variabilă se introduc folii de plastic care micșorează valoarea forței de frecare la cea. 20% față de arcurile obișnuite. Coeficientului înalt de utilizare a materialului la arcurile cu foi cu profil variabil determină ca greutatea lor să fie de circa două ori mai mică la aceeași capacitate portantă decât la arcurile clasice.
- Arcuri lamelare formate dintr-o singură foaie cu profil variabil. Este o soluție modernă.

Pentru calculul arcurilor cu foi multiple se întrebuițează relațiile deduse pentru arcurile lamelare la care se fac corecții ce țin seama de influența noilor condiții: forma geometrică a foilor, prezența brățării de strângere, frecare dintre foi etc.

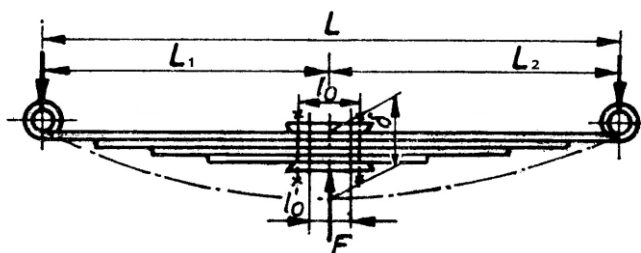


Figura 8.24

Făcând notațiile din figura 8.24, în tabelul 8.9 sunt prezentate relațiile de calcul pentru principalele tipuri de arcuri cu foi, în care: L, l_1, l_2 - lungimi [mm]; I_k - momentul de inerție [mm⁴], W_k - modulul de rezistență al secțiunii considerate [mm³]; I_0 - momentul de inerție global - în zona brățării [mm⁴]; n - numărul total de foi din componența arcului, l_0, l'_0 - lungimea respectiv lungimea efectivă a încastrărilor $l'_0 = 2l_0/3$; L - lungimea efectivă a arcului $L' = L - l'_0$; l'_1, l'_2 - lungimea efectivă a brațelor, $l'_{1,2} = l_{1,2} - l_0^{1/2}$; F - sarcina [N]; χ - factor de corecție funcție de forma arcului; lățimea b' a foii principale și b - lățimea celorlalte foi. Factorul de corecție χ se exprimă și funcție de numărul foilor principale n' și al foilor totale n , cu valori $\chi = 1,0 \dots 1,5$.

Arcurile cu foi multiple cu secțiune variabilă urmăresc forma solidului de egală rezistență pentru fiecare foaie în parte. Neglijând forțele de frecare se poate spune că fiecare foaie preia în mod egal solicitarea. Dacă F reprezintă solicitarea totală și n numărul foilor de arc, fiecare foaie preia F/n din solicitare, iar fiecare cap de foaie $F/2n$, o reprezentare schematică în figura 8.25.

Condiția de egală rezistență pentru barele cu lățime constantă solicitate la încovoiere este:

$$W_{(x)} = \frac{M_i(x)}{\sigma_a} \tag{8.86}$$

care pentru bara de secțiune dreptunghiulară având înălțimea (y) variabilă ia forma:

$$W_{(x)} = \frac{by^2}{6} = \frac{F}{\sigma_a} \cdot x \quad (8.87)$$

de unde:

$$y = \sqrt{\frac{3 \cdot F \cdot x}{n \cdot b \cdot \sigma_{ai}}} \text{ [mm]} \quad (8.88)$$

Tabelul 8.9[10]

Tipul arcului	Sageată statică, [mm]	Rigiditatea[N/mm]	Efortul unitar maxim[MPa]
Semieliptic simetric:			
1	$f = \chi \frac{FL^3}{48EI_0}$	$k_a = \frac{48 EI_0}{\chi L^3}$	$\sigma_k = \frac{12 EI_{kf}}{\chi L^2 W_k}; \sigma_k = \frac{1 FL I_{kf}}{4 W_k I_0};$
2	$f = \chi \frac{FL^3}{4Enbh}$	$k_a = \frac{4 nbh^3 E}{\chi L^3}$	$\sigma_k = \frac{6 Ehf}{\chi L^2}; \sigma_k = \frac{3 FL}{2 nbh^2};$
Semieliptic asimetric:			
1	$f = \chi \frac{F l_1^2 l_2^2}{3ELI_0}$	$k_a = \frac{3 EI_0 L}{\chi l_1^2 l_2^2}$	$\sigma_k = \frac{3 EI_{kf}}{\chi l_1 l_2 W_k}; \sigma_k = \frac{F l_1 l_2 I_{kf}}{L I_0 W_k};$
2	$f = \chi \frac{4F l_1^2 l_2^2}{nbEh_0^3}$	$k_a = \frac{1 nbh^3 EL}{4\chi l_1^2 l_2^2}$	$\sigma = \frac{3 E h_0 f}{2\chi l_1 l_2}; \sigma = \frac{3 FL}{2 Lnbh^2};$
Parabolic simetric	$f = \chi \frac{FL^3}{2 nbEh_0^3}$	$k_a = \frac{2 nbh^3 E}{\chi L^3}$	$\sigma = \frac{3 E h_0 f}{\chi L^2}; \sigma = \frac{3 FL}{2 nbh_0^2};$
Parabolic asimetric	$f = 8\chi \frac{F l_1^2 l_2^2}{nbEh_0^3 L}$	$k_a = \frac{1 nbh_0^3 EL}{8\chi l_1^2 l_2^2}$	$\sigma = \frac{3 E h_0}{4\chi l_1 l_2}; \sigma = \frac{6F l_1 l_2}{Lnbh_0^2};$
Obsevație: S-au folosit relațiile:			
1. arcurile multilamelare executate din lamele diferite (ca dimensiuni și ca formă a secțiunii);			
2. arcurile multilamelare executate din lamele de aceeași grosime cu secțiune dreptunghiulară.			

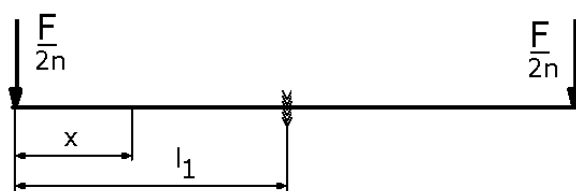


Figura 8.25

Deci înălțimea foi de arc necesită o variație parabolică. Deoarece pentru $x = 0$, $P_0 = 0$, rezultă $y_0 = 0$ trebuie să ținem seama și de forfecarea foi de arc. Considerând forfecarea se obține pentru y_0 expresia:

$$y_0 = \frac{F}{2n \cdot b \cdot \tau_{af}} \quad (8.89)$$

Forma parabolică a foi de arc pornește de la grosimea y_0 corespunzătoare capătului și crește după o curbă de gradul doi până la valoarea maximă corespunzătoare lungimii libere a foi l_1 .

Dacă se ține seama că solicitarea arcului trebuie să învingă în primul rând forțele de frecare solicitarea reală a unei foi va fi:

$$F_1 = \frac{F}{2n} (1 - \mu) \quad (8.90)$$

Capetele foilor de arc pot fi tăiate perpendicular sau prelucrate, rotunjite sau teșite. Pentru ca arcurile cu foi multiple să-și păstreze contactul în timpul deformării, foile se montează pretensionat, de aceea foile se confecționează cu curburi diferite; curbura va fi cu atât mai mare cu cât foaia este mai îndepărtată de prima figura 8.26a, iar pentru evitarea alunecării laterale sunt prevăzute proeminente pe una din suprafețe și goluri corespunzătoare pe suprafața conjugată sau curburi ale celor două suprafețe figura 8.26b. Capetele de prindere ale foi sau foilor principale se execută prin rulare sub formă de ochiuri, exemple în figura 8.27. Ochiurile se alezează și se bușează cu bușe din bronz sau plastic pentru micșorarea frecării la preluarea sarcinii. Foile sunt menținute în starea împachetată cu ajutorul legăturilor de ac, exemple în figura 8.28[10].

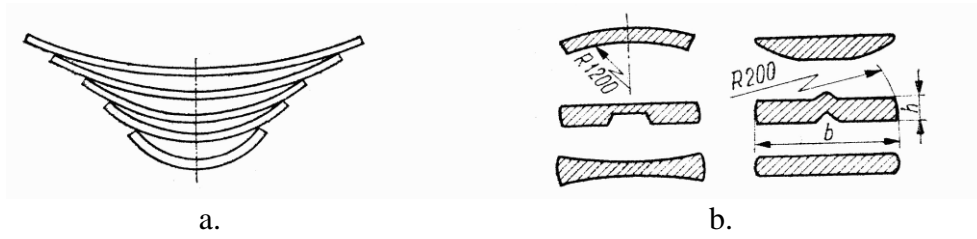


Figura 8.26

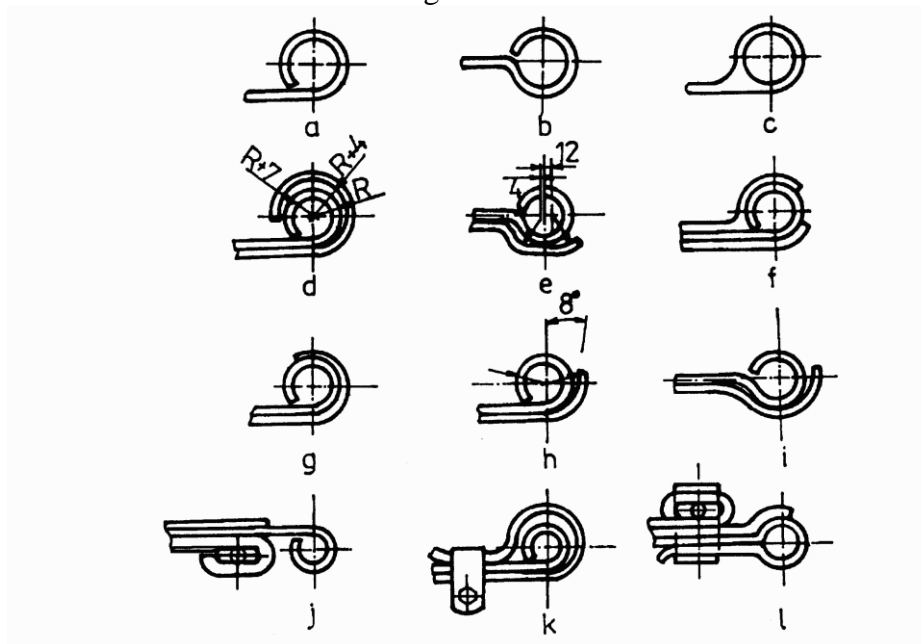


Figura 8.27[10]

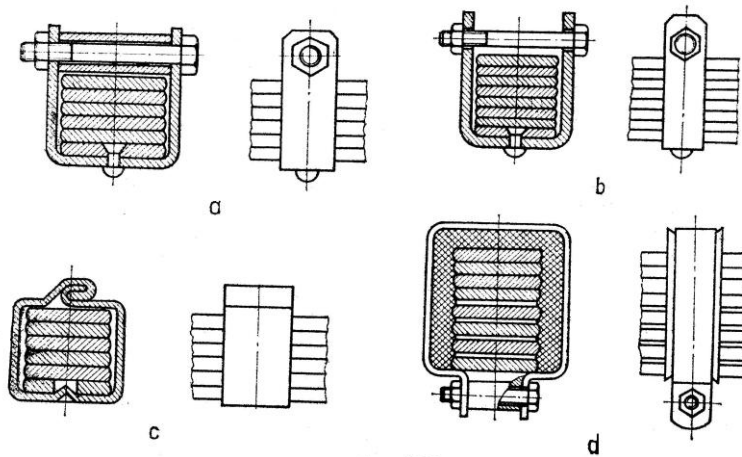


Figura 8.28[10]

8.8. Arcuri inelare

Arcurile inelare sunt formate dintr-o succesiune de inele exterioare și interioare suprapuse axial alternant pe suprafețele de contact conice. Pentru menținerea stabilității se montează în carcase telescopice ce permit comprimarea și destinderea axială. Se folosesc numai ca arcuri de compresiune [8,10].

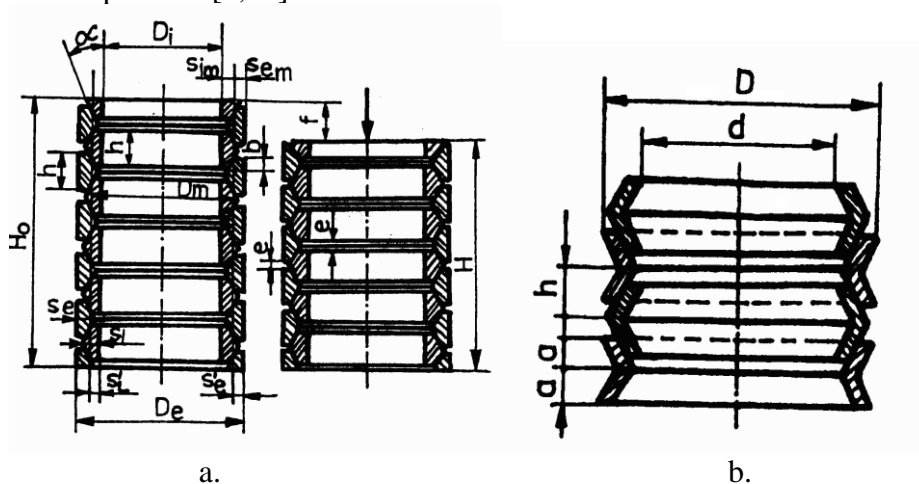


Figura 8.29

Comprimarea arcului se face prin alunecarea reciprocă a inelelor pe suprafețele conice, figura 8.29, datorită deformării elastice a inelelor (compresiune cele interioare și întindere cele exterioare). În acest proces de comprimare are loc un consum de energie datorită deformărilor elastice și frecării uscate la deplasarea relativă pe suprafețele de alunecare, pus în evidență prin histerezisul mare din diagrama de funcționare, figura 8.30. Suprafața delimitată de cele două drepte reprezintă lucrul mecanic consumat în procesul de frecare. Datorită faptului că preiau o cantitate mare de energie la gabarit mic, arcurile inelare se utilizează la tamponurile vagoanelor de cale ferată, ca amortizoare mecanice la diferite instalații și în general acolo unde se cere absorbirea unei mari cantități de energie mecanică, în scurt timp.

Arcurile inelare se realizează în două variante:

- cu o suprafață laterală cilindrică și una dublu tronconică figura 8.29 a;
- cu ambele suprafețe laterale dublu tronconice figura 8.29 b.

Inelele se execută prin forjare sau vâlțuire la diametre mari, sau prin matrițare la diametre mici. Suprafețele de contact se prelucrează prin așchiere. Condiția limită la funcționarea arcurilor inelare este deformarea

până la suprapunerea inelelor interioare sau exterioare vecine, dar nu se recomandă ca această limită să nu fie atinsă nici accidental.

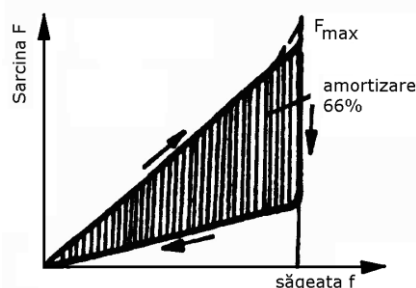


Figura 8.30

Pentru *calcul* se consideră inelul interior al arcului acționat de forța axială F , figura 8.31.

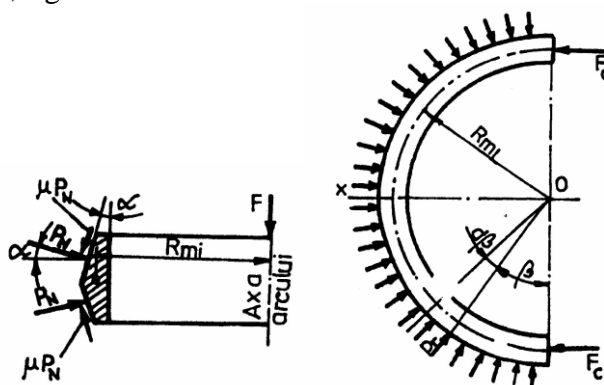


Figura 8.31

Pe suprafața conică a inelului acționează forța normală uniform distribuită F_n și o forță de frecare μF_n .

Deoarece inelele au grosimea redusă în raport cu diametrele lor se consideră o repartiție uniformă a tensiunilor pe circumferință.

Forța radială care acționează asupra inelelor se obține prin proiecția pe o direcție perpendiculară pe axa inelului:

$$F_r = 2F_n (\cos \alpha - \mu \sin \alpha) \quad (8.91)$$

unde: α - unghiul de înclinare a suprafeței tronconice.

Sarcina radială fiind uniform distribuită pe circumferința inelului, pe o unitate de lungime a cercului de rază R_m va acționa sarcina radială specifică:

$$F_{rs} = \frac{F_r}{2\pi R_{mi}} = \frac{F_n (\cos \alpha - \mu \sin \alpha)}{\pi R_{mi}} \quad (8.92)$$

Făcând suma proiecțiilor sarcinilor radiale specifice pe axa Ox se obține sarcina F_c care dă naștere efortului unitar de compresiune:

$$2F_c = \int_0^{\frac{\pi}{2}} F_{rs} \sin \beta \cdot R_{mi} \cdot d\beta = 2p_r \cdot R_{mi} \quad (8.93)$$

Efortul unitar de compresiune va fi:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A_i} = \frac{F_{rs} \cdot R_{mi}}{A_i} \quad (8.94)$$

unde: A_i - este aria secțiunii inelului interior.

Pentru a obține valoarea sarcinii radiale specifice se determină inițial forța normală proiectând pe direcția axei longitudinale a arcului forțele care soliciță inelul.

$$F = F_n (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \quad (8.95)$$

$$F_n = \frac{F}{(\mu \cos \alpha + \sin \alpha)} \quad (8.96)$$

Sarcina rădială specifică P_{rs} :

$$F_{rs} = \frac{F (\cos \alpha - \mu \sin \alpha)}{(\mu \cos \alpha + \sin \alpha)} \quad (8.97)$$

sau notând $\mu = \operatorname{tg} \rho$:

$$F_{rs} = \frac{F}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \quad (8.98)$$

Efortul unitar de compresiune va fi:

$$\sigma_c = \frac{F}{\pi \cdot A_i \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}$$

Analog efortul unitar de întindere din inelul exterior:

$$\sigma_t = \frac{F}{\pi \cdot A_e \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \quad (8.99)$$

unde: A_e - este aria secțiunii inelului exterior.

Datorită acțiunii eforturilor unitare, raza medie a inelului interior R_{mi} se va micșora, iar raza medie a inelului exterior se va mări cu valorile, deformația totală pe o pereche de inele (un element de arc) va fi:

$$\Delta R = \Delta R_{me} + \Delta R_{mi} = \frac{\sigma_t \cdot R_{me} + \sigma_c \cdot R_{mi}}{E} \quad (8.100)$$

Deformația axială a unui element de arc este:

$$f_0 = \frac{\sigma_t \cdot R_{me} + \sigma_c \cdot R_{mi}}{E \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (8.101)$$

Rigiditatea arcului inelar este:

$$k_a = \frac{2\pi \cdot E \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{(z-1) \left(\frac{D_{me}}{A_e} + \frac{D_{mi}}{A_i} \right)} \quad (8.102)$$

Lucrul mecanic de deformare:

$$L_d = \frac{F \cdot f}{2} = \frac{(z-1) \cdot F^2}{4\pi \cdot E \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \cdot \left(\frac{D_{me}}{A_e} + \frac{D_{mi}}{A_i} \right) \quad (8.103)$$

Elementele constructive pentru arc inelar:

- înălțimea inelelor $h = (0,15 \dots 0,2) D_e$;
- jocul între fețele frontale ale inelelor la arc comprimat:
 - $e = 0,005 (D_e + D_i)$ - pentru inele neprelucrate;
 - $e = 0,0025 (D_e + D_i)$ - pentru inele prelucrate;
- lungimea arcului blocat sub sarcina maximă:
 - $H = \frac{z-1}{2} (h + e)$, când arc se termină în semiinele;
 - $H = \frac{z+1}{2} h + \frac{z-1}{2} e$, când arc se termină cu inele întregi;
- lungimea arcului în stare liberă $H_0 = H + f$;
- unghiul de înclinare:
 - pentru inele prelucrate: $\alpha = 12^\circ$
 - pentru inele neprelucrate: $\alpha = 14^\circ$;
- unghiul de frecare:
 - pentru inele masive, grele, neprelucrate: $\rho = 9^\circ$;
 - pentru inele masive, grele, prelucrate: $\rho = 8^\circ 30'$;
 - pentru inele ușoare, prelucrate: $\rho = 7^\circ$.

8.9. Arcuri din cauciuc

Sunt elemente elastice sub formă de blocuri de cauciuc de diverse forme, supuse la solicitări de compresiune, torsiune, forfecare sau

tracțiune. Se folosesc în special, pentru amortizarea șocurilor și vibrațiilor. Ca structură, sunt formate din elementul elastic și armăturile metalice de legătură pe care se vulcanizează elementul elastic din cauciuc natural sau sintetic, figura 8.32 [1,8,9,10].

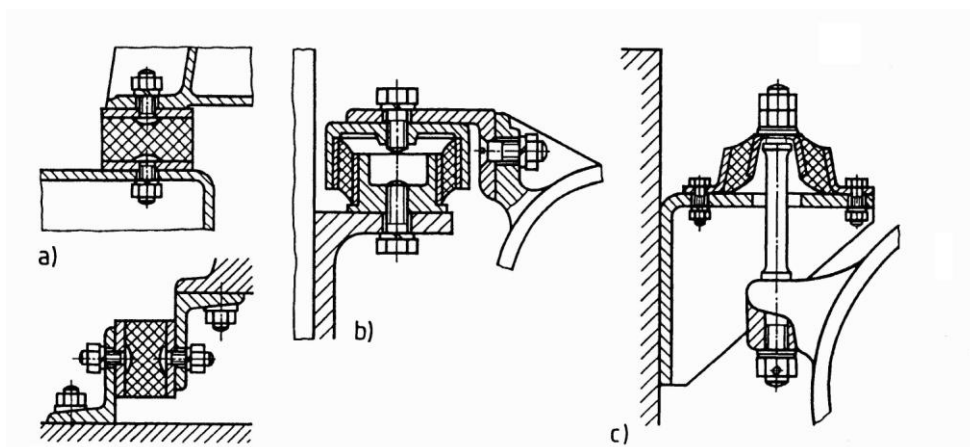


Figura 8.32

Arcurile din cauciuc au câteva *proprietăți specifice*:

1. Au o caracteristică neliniară la care curba de încărcare și descărcare închid o suprafață ce reprezintă energia consumată sub formă de căldură datorită frecării interne, ponderea acesteia este de aproximativ 40% din energia de deformare figura 8.33a. Acest aspect induce o capacitate de amortizare mult mai mare decât arcurile metalice.

2. Acumularea de energie sub formă de căldură la încărcări și descărcări repetate conduce la modificarea caracteristicii arcurilor de cauciuc, se produce o deplasare a curbelor caracteristice figura 8.33 b. La descărcare deformarea nu dispăre total la anularea sarcinii ci numai după un anumit timp.

3. Au o capacitate de deformare mare, care depinde de duritatea cauciucului, modulul de elasticitate transversal crește de la 0,4 la 2,2 la o creștere a durității de la 40 Shore la 80 Shore, figura 8.34. Modulul de elasticitate dinamic este mai mare decât modulul de elasticitate static de 1,1...1,4 ori la cauciucul natural și 1,5 2 ori la cauciucul sintetic.

4. Coeficientul de contracție transversal (coeficientul lui Poisson) are valoarea $\nu = 0,5$.

5. La deformare volumul cauciucului rămâne constant. Această proprietate impune ca piesele de ghidare sau cele învecinate să fie astfel

plasate încât să permită dilatarea cauciucului pentru păstrarea volumului constant.

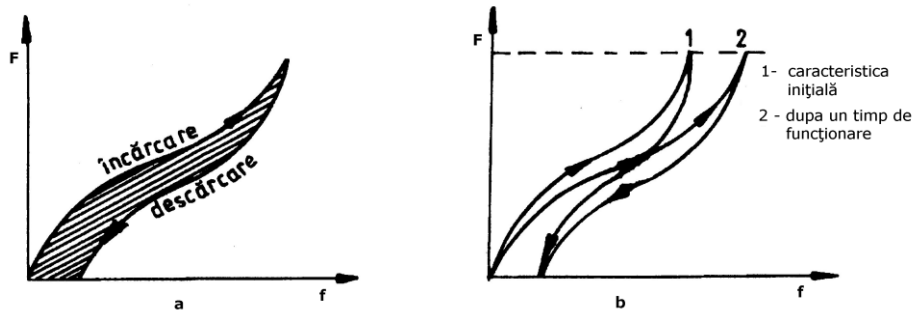


Figura 8.33

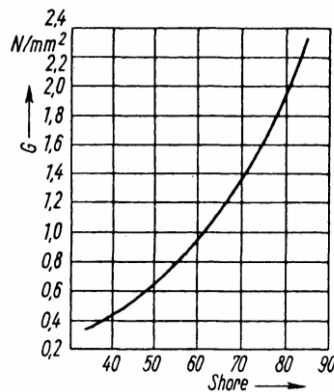


Figura 8.34

Armăturile nu participă la preluarea sarcinii ci numai la transmiterea ei spre elementul elastic. Acest principiu stă la baza proiectării formei tuturor arcurilor din cauciuc.

Dezavantajele arcurilor din cauciuc:

- pierderea calităților inițiale prin îmbătrânire.
- proprietățile arcului de cauciuc sunt influențate puternic de condițiile de lucru: temperatură, mediu de lucru (prezența hidrocarburilor, solvenților etc., umiditate)

Ca material se preferă cauciucul sintetic deoarece:

- prezintă rezistență mecanică și la uzură superioară cauciucului natural;
- este mai rezistent la acțiunea hidrocarburilor.

Elemente de calcul și proiectare

Arcurile de cauciuc pot avea o diversitate mare de forme, în funcție de scopul și locul de utilizare. Pentru câteva forme de bază

utilizate cel mai mult în construcția de mașini relațiile de calcul sunt prezentate în figura 8.35.

Solicitarea la forfecare		Solicitarea de torsiune și încovoiere	
Arc bloc	arc bușă	torsiune	încovoiere
$\tau = \gamma \cdot G = \frac{F}{A}$	$\tau = \gamma \cdot G = \frac{F}{A}$ $= \frac{F}{2\pi \cdot r \cdot h}$ $\tau_{\max} = \frac{F}{A_i}$ $= \frac{F}{2\pi \cdot r_i \cdot h}$	$\tau = \gamma \cdot G = \frac{F}{A}$ $= \frac{T/r}{2\pi \cdot r \cdot l}$ $\tau_{\max} = \frac{T/r_i}{2\pi \cdot r_i \cdot l}$	$\tau = \gamma \cdot G = \frac{dF}{dA}$ $= \frac{dT/r}{2\pi \cdot r \cdot dr}$
$f = \frac{l \cdot F}{A \cdot G} \quad \gamma \approx \frac{f}{l}$	$df = \frac{dr \cdot F}{A \cdot G}$ $= \frac{dr \cdot F}{2\pi \cdot r \cdot h \cdot G}$ $f = \frac{F \cdot \ln(r_a/r_i)}{2\pi \cdot h \cdot G}$	$d\varphi = r \cdot d\psi = \frac{dr \cdot F}{A \cdot G}$ $= \frac{dr \cdot T}{r \cdot A \cdot G}$ $= \frac{dr \cdot T}{2\pi \cdot r^3 \cdot l \cdot G}$ $d\psi = \frac{dr \cdot T}{2\pi \cdot r^3 \cdot l \cdot G}$ $= \frac{T \cdot dr/r^3}{2\pi \cdot G}$ $\psi = \frac{T}{4\pi \cdot l \cdot G} \left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_a^2} \right)$	$\gamma \cdot r \approx \varphi \cdot r$ $dT = 2\pi \cdot G \cdot \gamma \cdot r^2 \cdot dr$ $dT = \frac{2\pi \cdot G \cdot \psi \cdot r^3 \cdot dr}{f}$ $T = \frac{2\pi \cdot G \cdot \psi \cdot (r_a^3 - r_i^3)}{4 \cdot l}$ $\psi = \frac{2 \cdot l \cdot T}{\pi \cdot G \cdot (r_a^4 - r_i^4)}$
$\gamma < 20^\circ$ $f/l < 35\%$	$\frac{f}{(r_a - r_i)} < 35\%$ $\tau_G \leq 1,5 \text{ N/mm}^2$ $\tau_A \leq \pm 0,4 \text{ N/mm}^2$	$\psi < 40^\circ$ $\psi^\circ = 57,3 \cdot \psi \text{ rad}$ $\tau_G \leq 2 \text{ N/mm}^2$ $\tau_A \leq \pm 0,4 \text{ N/mm}^2$	$\psi < 20^\circ$ $\psi^\circ = 57,3 \cdot \psi \text{ rad}$ $\tau_G \leq 1,5 \text{ N/mm}^2$ $\tau_G \leq \pm 0,4 \text{ N/mm}^2$
F - forța de încărcare	f - săgeata	h - înălțimea arcului	l - lungimea arcului
r_a, r_i - razele bușei de cauciuc		φ - unghiul de deformare axială	G - modulul de elasticitate transversal
γ - unghiul de deformare la forfecare			

Figura 8.35[1].

8.10. Amortizoare

Amortizoarele sînt subansamble ale mașinilor folosite pentru disiparea rapidă a energiei șocurilor și vibrațiilor atunci cînd pierderile realizate prin frecare în elementul elastic nu sunt suficiente.

Amortizoarele sunt realizate cu destinație specifică: pentru suspensii de vehicule rutiere, feroviare, suspensii de mașini-unelte etc. [1, 7, 8, 9, 10, 13, 26, 28].

După principiul de funcționare se deosebesc:

- amortizoare cu frecare în strat de fluid (amortizorul vâscos);
- amortizoare cu frecare uscată (coulombiană);
- amortizoare cu pierderi prin curenți turbionari.

8.10.1 Amortizoare hidraulice vâscoase (cu frecare în strat de fluid)

Un astfel de amortizor realizează disiparea energiei prin frecarea produsă la forfecarea unui fluid vâscos aflat între două elemente solide cu viteze relative sau prin frecarea realizată la deplasarea fluidului printr-o conductă sau printr-un orificiu [8,10].

Vâscozitatea dinamică, η [Ns/m^2], este parametrul fizic fundamental în determinarea caracteristicilor amortizoarelor cu strat de fluid.

Forța rezistență realizată la curgerea unui fluid printr-o conductă sau un orificiu poate fi exprimată sub forma generală:

$$F_f = c v^i; \quad (8.104)$$

unde: c - este coeficientul de amortizare, v este viteza relativă a elementelor solide ale amortizorului legate rigid de masa care vibrează și batiu, i -indice.

În funcție de construcția internă și de vâscozitatea lichidului se pot considera diverse valori pentru indicele i , caracteristica externă putînd fi: liniară ($i = 1$), progresivă ($i > 1$) și regresivă ($i < 1$), figura 8.36 a.

La scurgerea fluidului printr-o conductă, caracteristica externă este liniară dacă:

- regimul de curgere este laminar și frecvențe mici ale vibrațiilor determină:

$$\text{Re} = vD\rho/\eta < 2300; \quad (8.105)$$

$$\sqrt{D^2\rho\omega/8\eta} < 2, \quad (8.106)$$

unde: Re este numărul lui Reynolds; D - diametrul conductei, în m; ρ - densitatea lichidului, în kg/m^3 ; ω - pulsația vibrațiilor, în rad/s.

Atunci forța rezistentă va fi:

$$F_f = 8\eta\pi lv / A \tag{8.107}$$

Dacă radicalul din relația 8.106, depășește valoarea 2, forța rezistentă se multiplică cu un factor dependent de frecvență $k_f = 1...25$ pentru valori ale $\sqrt{D^2\rho\omega/8\eta} = 1...100$. Deoarece forța rezistentă care se poate obține la curgerea unui fluid printr-o conductă este mică, se recurge la unele soluții constructive ca cea din figura 8.37. Coeficientul de amortizare vîscoasă în acest caz va fi:

$$c = \eta \frac{8\pi}{A_c} \left(\frac{A_p}{A_c} \right)^2 \tag{8.108}$$

unde: A_p și A_c , sînt suprafețele pistonului și respectiv, a conductei.

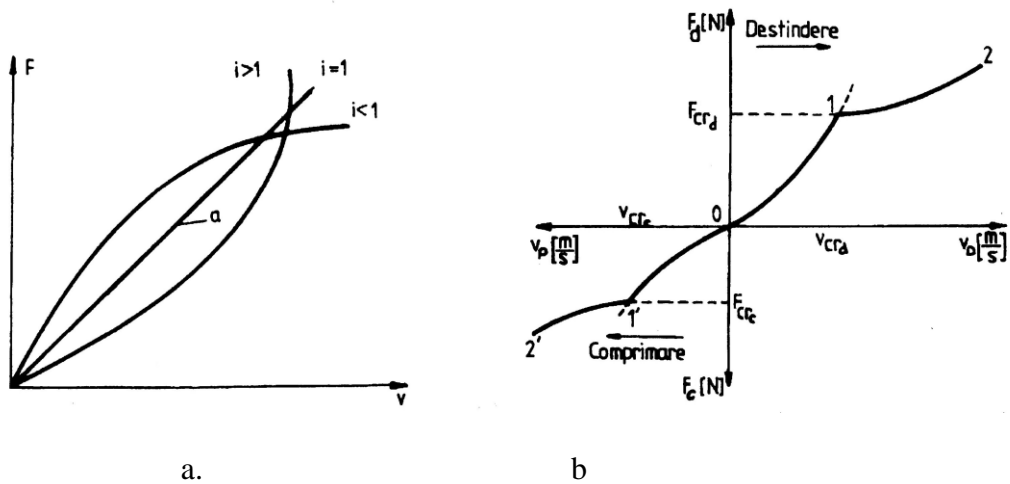


Figura 8.36

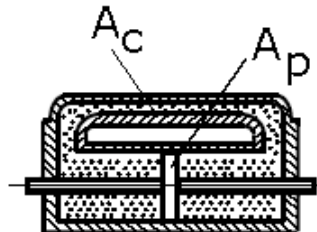


Figura 8.37

Amortizoarele telescopice constituie varianta constructivă, cea mai răspândită de amortizoare hidraulice, la care forța rezistentă se datorează frecării vâscoase care apare la trecerea fluidului prin orificii mici [1,8,10].

În funcție de raportul dintre coeficienții de rezistență pentru cursa de comprimare c_c și pentru cursa de destindere c_d , amortizoarele hidraulice telescopice pot fi cu dublu sau simplu efect ($c_c = 0$). Amortizoarele cu dublu efect pot avea caracteristica simetrică ($c_c = c_d$) sau asimetrică ($c_c < c_d$) situație întâlnită la marea majoritate a amortizoarelor telescopice de automobile $c_d = (2...5)c_c$, figura 8.36 b.

Amortizoarele hidraulice telescopice se pot realiza în două variante constructive, bitubulare sau monotubulare.

Amortizorul telescopic bitubular, comparativ cu amortizorul monotubular are o lungime mai mică și inelul de etanșare nu este supus la presiunii ridicate a fluidului. Principiul de funcționare al acestui amortizor este ilustrat în figura 8.38 a.

La deplasarea pistonului în jos (cursa de comprimare) suprapresiunea deschide supapa B și permite trecerea uleiului dislocuit în spațiul de deasupra. Volumul acestui spațiu este mai mic decât volumul dislocuit de volumul tijei pistonului. Din acest motiv surplusul de ulei este refulat prin supapa C în spațiul dintre cilindrul de lucru și tubul rezervor. La deplasarea pistonului în sus (cursa de destindere), suprapresiunea de deasupra pistonului și depresiunea de sub piston deschid supapele A și D. Acestea permit revenirea uleiului în cavitatea de sub piston. Consumul de energie la amortizare provine din rezistența hidraulică a supapelor. Frecarea vâscoasă în supape consumă energia pe care o transformă în căldură. La mijloacele de transport disiparea căldurii spre mediul exterior este convecția produsă de curentul de aer care spală în permanență amortizorul. La mașinile staționare trebuie luate măsuri de asigurare a schimbului de căldură prin mărirea suprafeței exterioare sau ventilare.

Un amortizor hidraulic este format în principiu din trei subansamble principale montate în tubul de lucru, respectiv în tubul rezervor: A- pistonul cu supapele de destindere și comunicare, figura 8.38b; B - ansamblul supapei de comprimare cu supape de admisie, figura 8.38c; C - ghidajul cu sistemul de etanșare.

Amortizoarele telescopice monotubulare au dispusă camera de compensare axial, în prelungirea camerei funcționale (în care acționează pistonul cu supapele de descărcare), figura 8.39. Aerul din camera de compensare se poate găsi în contact direct cu lichidul amortizorului sau

cele două medii pot fi separate prin intermediul unei membrane de cauciuc (pentru înlăturarea fenomenului de emulsionare). În cazul amortizorului monotubular, pistonul separator, cu supapele de admisie și de comunicare, are rolul de a asigura în mod permanent umplerea cu lichid a spațiului din tubul principal, fiind astfel asigurată o funcționare continuă, fără întreruperi a amortizorului.

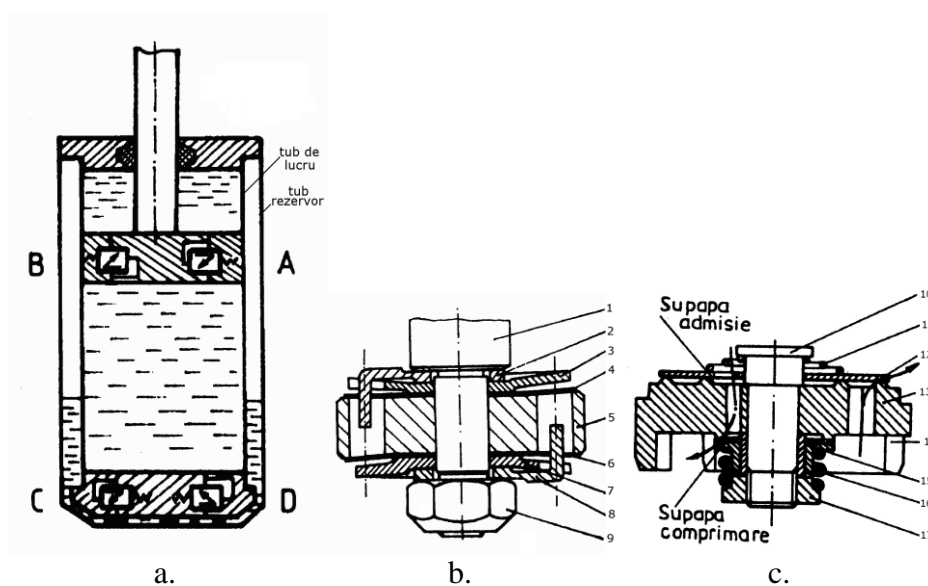


Figura 8.38

Amortizorul pneumatic, realizează disiparea energiei șocurilor și vibrațiilor prin comprimarea și destinderea volumelor de aer aflate de o parte și de alta a pistonului. La construcția clasică, figura 8.40, deplasarea pistonului sub acțiunea forțelor exterioare produce comprimarea gazului dintr-o cameră și destinderea în cealaltă parte, cu revenire la dispariția solicitării. În figura 8.41 sunt prezentate variante de pistoane care permit și trecerea gazului dintr-o cameră în cealaltă, cu creșterea capacității de amortizare.

Amortizorul telescopic hidropneumatic. Particularitatea esențială a unui amortizor hidropneumatic constă în înlocuirea camerei de compensare cu o pernă elastică de gaz sub presiune. Se realizează astfel o construcție mai simplă, care asigură o deplasare redusă lichidului, cu posibilitatea măririi diametrului pistonului din tubul principal, reducând presiunea fluidului și oferind o funcționare mai silențioasă a supapelor. Lichidul din amortizor fiind permanent supus presiunii ridicate a gazului, este eliminată posibilitatea formării bulelor de gaz și producerea

emulsiei. În figura 8.42a,b sunt prezentate variante constructive ale amortizorului hidropneumatic. Perna de gaz este separată de lichid de către un piston flotant. Ca urmare a mișcării pistonului, la cursa de comprimare se impune compensarea volumului, lucru care se obține prin comprimarea pernei elastice de gaz și deplasarea pistonului flotant. La cursa de destindere, volumul care se eliberează este ocupat de gazul din camera pneumatică care deplasează pistonul flotant în sens invers.

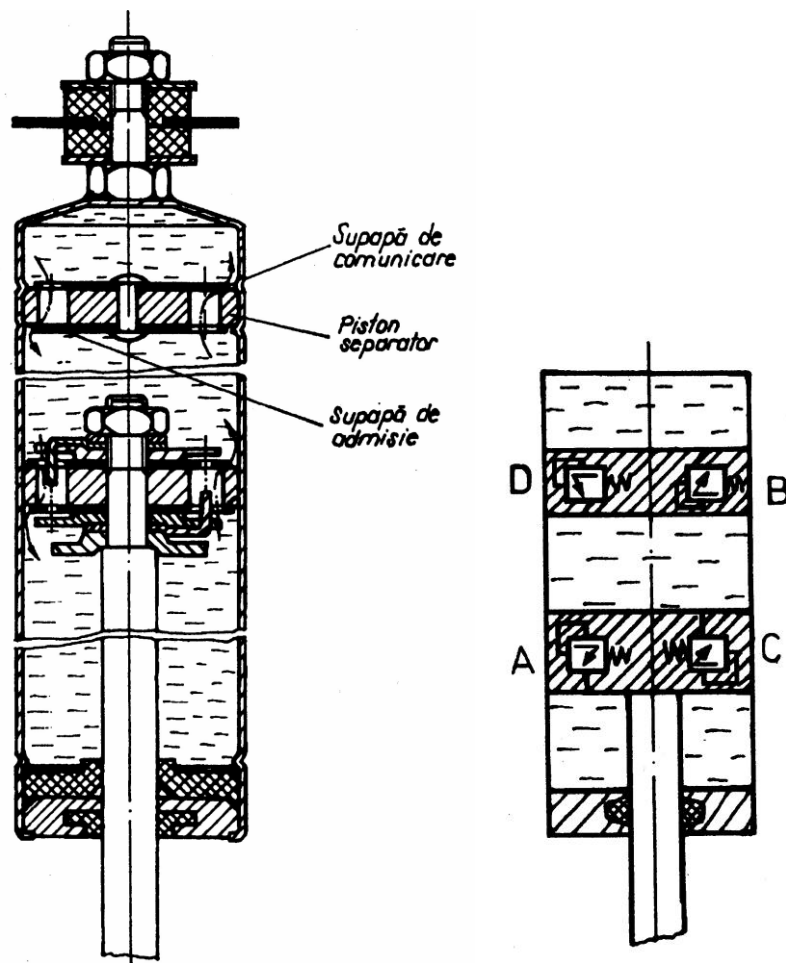


Figura 8.39

Elemente constructive ale amortizoarelor telescopice. Rondelele obturatoare ale supapelor de destindere și comprimare sunt, prevăzute cu

orificii. Numărul de orificii calibrate sub formă de fante drosel și dimensiunile acestora depind de caracteristica de amortizare impusă.

Rondelele obturatoare, rondelurile supapelor de comunicare și ale supapelor de admisie se execută din tablă de oțel de arc cu grosimea de 0,2—0,25 mm.

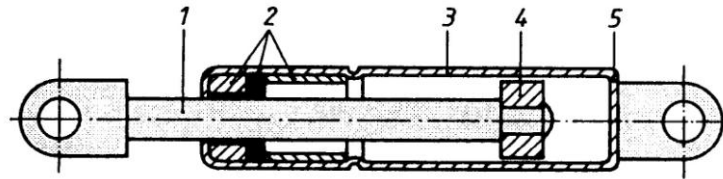


Figura 8.40

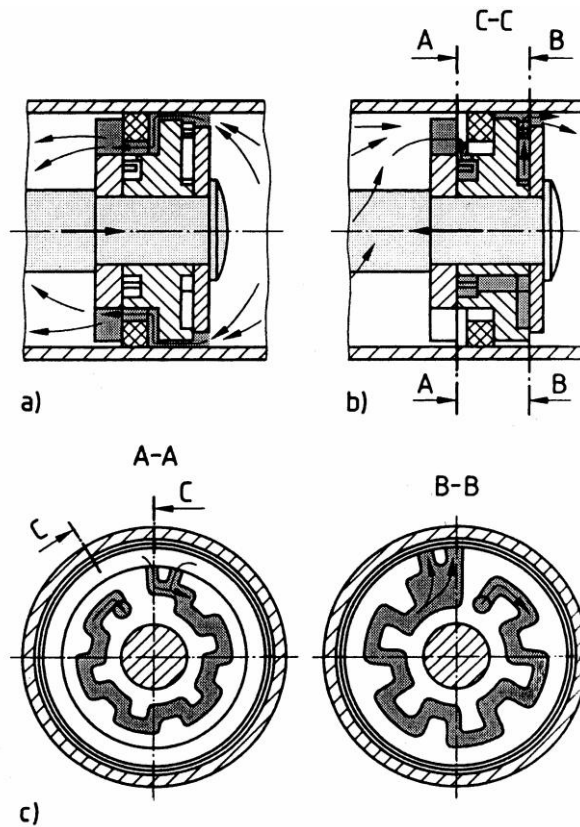


Figura 8.41

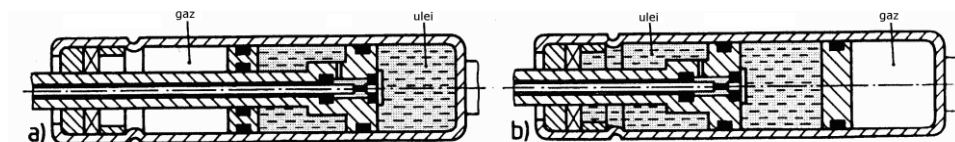


Figura 8.42

Pistoanele sînt executate din fontă sau materiale metalo-ceramice. Execuția amortizorului este mai simplă dacă pistonul este prevăzut cu segmentii executați din fontă sau materiale plastice.

Tijele amortizoarelor se execută din oțel cu duritate mare a suprafeței (realizată prin cromare dură sau călire superficială).

Tuburile interioare sînt executate din țevi de oțel, obținute prin tragere sau sudare. Pentru reducerea scurgerilor necontrolate de lichid se impune ca jocurile dintre principalele piese ale amortizorului să fie cît mai mici; pe de altă parte, realizarea unor jocuri foarte mici scumpește considerabil execuția.

Sistemul de etanșare este, în general, elementul care dictează calitatea și durata de funcționare a unui amortizor hidraulic. În majoritatea cazurilor pentru etanșarea tijeii amortizorului se utilizează o etanșare specială, formată dintr-un inel de cauciuc cu zimți interiori. Se folosește de asemenea și soluția clasică tip Simmering. Inelul de etanșare cu zimți este executat din cauciuc rezistent la hidrocarburi, avînd în partea interioară niște buzunărașe speciale în care se adună lichidul ras de pe tijă în timpul deplasării acesteia în sus.

Prinderea amortizorului se face, în general, prin intermediul unui element de cauciuc care este solicitat variabil. Pentru asigurarea unei durate ridicate de funcționare se impune ca tensiunea de compresiune din elementul de cauciuc să fie de 3-4 MPa. Valoarea medie a durității cauciucului utilizat este de 65°Sh.

Lichidul din amortizor trebuie să îndeplinească condiții multiple: variație cît mai redusă a vîscozității cu temperatura; valori ridicate pentru temperaturile de fierbere și de aprindere și valori coborâte pentru punctul de congelare (-60°...-70°C); să nu provoace distrugerea prin coroziune a pieselor metalice; să prezinte calități de lubrifianț și să nu formeze emulsii. Se recomandă ca vîscozitatea lichidului de amortizor să aibă următoarea variație: 3,6-3,9 cSt la 100°C, minimum 12 cSt la 50°C și maximum 6500 cSt la - 40°C.

8.10.2. Elemente de calcul și proiectare a amortizoarelor hidraulice telescopice.

Calculul și proiectarea amortizoarelor trebuie corelate cu parametrii de calcul și proiectare ai celorlalte elemente ale suspensiei. Prin calculul și proiectare se urmărește [8,10]:

- stabilirea caracteristicii externe de amortizare;
- stabilirea dimensiunilor constructive de bază;
- determinarea parametrilor orificiilor de scurgere a supapelor.

1. Stabilirea caracteristicii externe, se realizează în funcție de domeniul necesar de amortizare a vibrațiilor, care se calculează folosind inițial relația caracteristicii liniare de amortizare

$$F_a = cV_p \quad (8.109)$$

Coefficientul de rezistență c al amortizorului se determină pe baza fracțiunii din amortizarea critică ξ și a coeficientului de amortizare critic c_c :

$$c = \xi c_c \quad (8.110)$$

$$c_c = 2\sqrt{k_s m_s} \quad (8.112)$$

unde: k_s este rigiditatea suspensiei, iar m_s , este masa așezată pe suspensie.

Valoarea fracțiunii din amortizarea critică ξ se stabilește în vederea asigurării condițiilor necesare de siguranță, transmisibilitate, confort, impuse de calitatea suspensiei. Din diagramele caracteristicilor în funcție de domeniul de lucru se stabilește tipul caracteristicii. Deoarece viteza de lucru a pistonului poate trece de 0,7 m/s, se ajunge în domeniul caracteristicii de amortizare pătratică. Creșterea exagerată a forțelor de amortizare este evitată prin intrarea în funcțiune, începînd de la o valoare V_{cr} - numită viteză critică - a supapelor de descărcare, asigurîndu-se o caracteristică regresivă. Deoarece inițial se utilizează o caracteristică liniară, se impune determinarea raportului acestora. Raportul caracteristicilor se obține dintr-o condiție de egalitate a energiei disipate în cele două legi de amortizare a vibrațiilor. În cazul utilizării caracteristicii pătratice, notînd cu F'_{acr} forța de amortizare corespunzătoare deschiderii supapelor și cu c_1 coeficientul de rezistență corespunzător, se obține:

$$c_1 = 1,5c/V_{cr} \quad (8.113)$$

Deci, pînă la atingerea vitezei critice V_{cr} , caracteristica externă se definește prin relația:

$$F_a = c_1 V_p^2 \quad (8.114)$$

pentru suspensiile auto $V_{cr} = 0,2 \dots 0,4$ m/s.

2. Dimensiunile constructive de bază ale amortizorului se pot determina pe baza cataloagelor firmelor producătoare.

În cazul amortizoarelor care lucrează în incinte închise se impune o dimensionare pentru asigurarea capacității de evacuare a căldurii. Se scrie o relație de echivalență între lucrul mecanic disipat de amortizor în unitatea de timp și cantitatea de căldură transmisă mediului ambiant, se determină valoarea necesară a suprafeței exterioare a tubului rezervor. Dacă valoarea lungimii, l , a amortizorului este impusă atunci se determină D_e minim necesar:

$$D_2 \approx \frac{10}{2\pi} \frac{c \cdot v_m^2}{\alpha_{01} l \Delta T} [\text{m}] \quad (8.115)$$

unde: α_{01} - este coeficientul global de transmitere a căldurii în $\text{W}/\text{m}^2\text{grad}$;
 c - coeficientul mediu de rezistență al amortizorului în $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$.; v_m - viteza medie efectivă a vibrațiilor suspensiei; ΔT - diferența de temperatură admisă între temperatura peretelui și temperatura mediului ambiant, în $^\circ\text{C}$; l - lungimea tubului exterior al suspensiei în m.

3. *Dimensionarea canalelor circulare din piston* se realizează pe baza condiției de egalitate dintre debitul care se scurge prin aceste canale Q_{can} și debitul deplasat de pistonul amortizorului Q_p :

$$Q_{can} = \mu_{can} z \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}} = Q_p = S_p V_p \quad (8.116)$$

unde: μ_{can} este coeficientul de pierderi la scurgerea prin canale ($\mu_{can} = 0,615$); z - numărul canalelor; S_p - suprafața pistonului, în m^2 ;
 V_p - viteza pistonului, în m/s determinată în raport cu viteza vibrațiilor;
 g - accelerația gravitațională, în m/s^2 ; γ - greutatea specifică a lichidului, N/m^3 ; p - presiunea admisibilă ($p = 10$ MPa).

Lungimea canalelor și numărul acestora se alege constructiv, iar din ecuația, 8.116, se determină diametrul d al canalelor din piston.

4. *Determinarea parametrilor orificiilor drosel.* Caracteristica hidraulică totală a amortizorului este determinată de scurgerea lichidului prin întreg sistemul drosel format de orificiile calibrate și supapele de descărcare. Debitul total de lichid care se scurge la un moment dat prin sistemul drosel este:

$$Q = Q_{cal} + Q_s + Q_j \quad (8.117)$$

unde: Q_{cal} - este debitul prin orificiile calibrate, Q_s — debitul prin secțiunea supapei; Q_j — debitul realizat prin jocul existent între piston și tubul principal și care se poate considera orientativ, $Q_j = (0,05—0,1)Q$, putând fi neglijat în calculele de proiectare.

Suprafața orificiilor calibrate S_{cal} se determină din condiția de egalitate între debitul de lichid Q_{cal} care se scurge prin acestea și debitul Q_p realizat de mișcarea pistonului:

$$Q_{cal} = \mu_{cal} S_{cal} \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}} = Q_p = S_p V_p \quad (8.118)$$

unde pentru coeficientul μ_{cal} , se admite valoarea $\mu_{cal} = 0,75$.

Presiunea p se determină din relația forței de rezistență a amortizorului, rezultând:

$$S_{cal} = \sqrt{S^3 \gamma / C \mu_{cal}^2 2g} [m^2] \quad (8.119)$$

Secțiunea S are valori diferite la cursa de destindere, S_d , și la cea de comprimare, S_c :

$$S_d = \frac{\pi}{4} (d_p^2 - d_t^2); S_c = \frac{\pi}{4} d_p^2; \quad (8.120)$$

Cunoscând mărimea S_{cal} , se determină numărul n al orificiilor calibrate și dimensiunile a și b ale secțiunii unui orificiu:

$$S_{cal} = n (a b). \quad (8.121)$$

Stabilirea intervalului de viteze la care regimul este efectiv pătratic necesită calcularea numărului lui Reynolds:

$$Re = \frac{4V_1 \rho}{\nu} < 2320 \quad (8.122)$$

unde: $V_1 = Q_{cal}/S_{cal}$, este viteza medie a fluidului prin orificiul calibrat, iar ρ este raza hidraulică, care pentru orificii calibrate dreptunghiulare se calculează cu relația:

$$\rho = ab/2(a+b). \quad (8.123)$$

Viteza pistonului rezultă din egalitatea debitelor:

$$V_p = V_1 S_{cal}/S_p \quad (8.124)$$

5. *Caracteristica hidraulică și mecanică a supapelor.* Supapa de destindere este prezentată, într-o variantă uzuală, în figura 8.43, fiind alcătuită din două rondele elastice, încastrate în zona centrală pe tija pistonului și rezemate elastic la periferie, prin intermediul unei bușe, pe arcul elicoidal de apăsare.

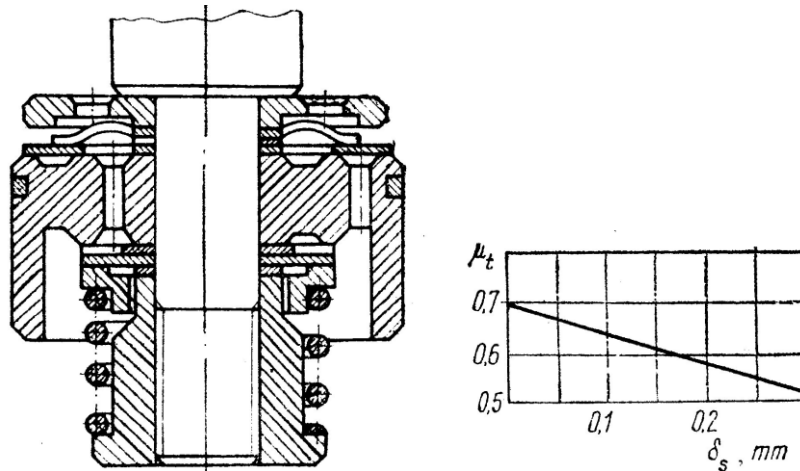


Figura 8.43

Pentru definirea scurgerii lichidului prin supape se folosește relația lui Bernoulli:

$$Q = \mu_t S_t \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}} \quad (8.125)$$

unde: μ_t - este coeficientul global de scurgere, iar S_t -suprafața totală a orificiilor calibrate și a secțiunii de trecere prin supapă.

Pentru regimuri pătratice de scurgere
 $\mu_t = \mu_s - 0,5 \delta_s$; $0,05 < \delta_s \leq 0,4$ mm.

Coeficientul de scurgere prin supapă $\mu_s = 0,68.. . 0,72$, valoarea mai mică fiind pentru cazul orificiilor calibrate. Suprafața totală:

$$S_t = S_{cal} + 2\pi R \delta_s \quad (8.126)$$

unde δ_s este deformația rondelor, determinată ca săgeata acestora sub acțiunea sarcinilor produse de presiunea fluidului p și forța arcului F_0 :

$$\delta_s = \frac{3}{4} \cdot \frac{1 - \nu^2}{Es^3 (p\chi_1 - F_0\chi_2)} \quad (8.127)$$

$$\chi_1 = \frac{1}{4} \left\{ \frac{R^6(7+3\nu) + r^6(1-\nu) - R^4r^2(1+7\nu) - R^2r^4(7-5\nu)}{R^2(1+\nu) + r^2(1-\nu)} \right\} - \frac{1}{4} \left\{ \frac{4R^2r^2[R^2(5-\nu) + r^2(1+\nu)\ln(R/r)] - 16R^2r^2(1+\nu)(\ln(R/r))^2}{R^2(1+\nu) + r^2(1-\nu)} \right\} \quad (8.128)$$

$$\chi_2 = \frac{1}{\pi} \left\{ \frac{R^4(3+\nu) - r^2(1-\nu) - 2R^2r^2(1+\nu) - 8R^2r^2\ln(R/r) - 4R^2r^2(1+\nu)(\ln(R/r))^2}{R^2(1+\nu) + r^2(1-\nu)} \right\} \quad (8.129)$$

s fiind grosimea totală a rondelilor, iar ν coeficientul lui Poisson ($\nu = 0,3$ pentru oțel). Supapa trebuie să se deschidă la atingerea vitezei critice de amortizare. Din condiția $\delta_s = 0$ se determină forța F_0 de precomprimare a arcului supapei:

$$F_0 = \frac{\chi_1}{\chi_2} p \quad (8.130)$$

unde: presiunea p se înlocuiește cu valoarea corespunzătoare forței critice de amortizare $p = F_{cr}/A$.

În cazul supapei de comprimare debitul de fluid se calculează de asemenea cu relația 8.125, în care suprafața S_t și coeficientul global de scurgere, μ_t , se determină cu următoarele relații valabile pentru legi de scurgere patratiche:

$$S_t = S_{cal} + \pi d \delta_s \quad (8.130 a)$$

$$\mu_t = 0,5 + 0,3/\delta_s ; 0,5 \leq \delta_s \leq 2,5 \text{ mm.}$$

Înlocuind mărimile necesare în 8.125, 8.118 și 8.117, se realizează trasarea caracteristicii hidraulice totale a amortizorului figura 8.44. Folosind relațiile $F_a = pS$ și $Q = V_p S$, se obține, prin modificarea coordonatelor, trecerea la caracteristica externă.

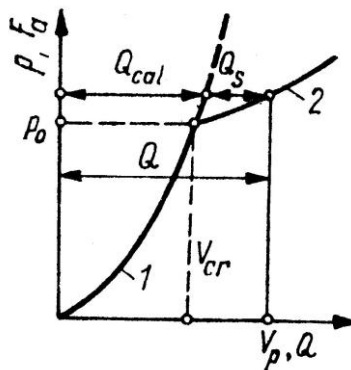


Figura 8.44

8.11. Amortizoare cu frecare uscată (coulombiană)

La acest tip de amortizoare forța de amortizare va fi dată de relația [10]:

$$F_f = \mu \cdot F_N = \mu \cdot p \cdot A \quad (8.131)$$

unde: F_N și p sînt forța normală și respectiv presiunea pe suprafețele în contact de arie A , iar μ este coeficientul de frecare, ale cărui valori depind de natura și calitatea materialelor suprafețelor între care există mișcare relativă.

În figura 8.45 este prezentată o construcție tipică de amortizor coulombian unidirecțional. Amortizorul este compus dintr-un cap superior și un cap inferior, fixate prin articulații sferice de elementele care se izolează. Fiecare cap conține un număr de plăci între care se găsesc așezate, alternant, plăcile celuilalt cap, realizându-se astfel un ansamblu de suprafețe în contact. Forța de apăsare este creată de arcuri elicoidale, transmisă prin intermediul a două plăci de presiune. Suprafața de contact A crește cu numărul de plăci aflate în contact.

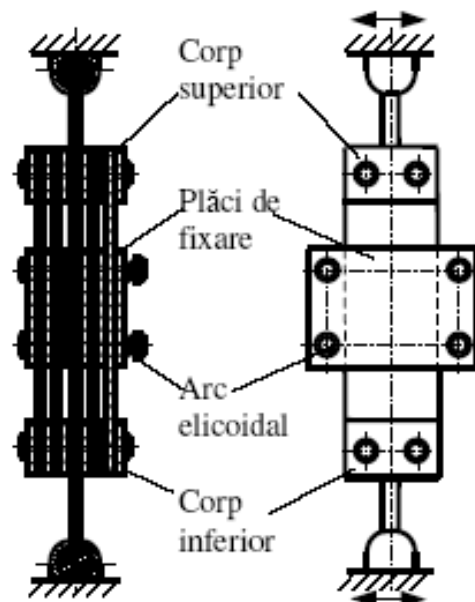


Figura 8.45

Valoarea coeficientului de frecare depinde de cuplul de materiale ales pentru cele două tipuri de plăci. Câteva valori sunt date în tabelul 8.10.

Tabelul 8.10

Cuplul de materiale în contact	Coeficientul de frecare μ
Oțel — Oțel	0,15
Alamă — oțel	0,15
Piele — oțel	0,35
Nylon — metal	0,30
Teflon (PTFE) - metal	0,05

8.12. Amortizoare cu curenți turbionari

Amortizoarele cu curenți turbionari sunt folosite pentru sisteme cu masă mică și frecvență proprie mică. O schemă de principiu este dată în figura 8.46[10].

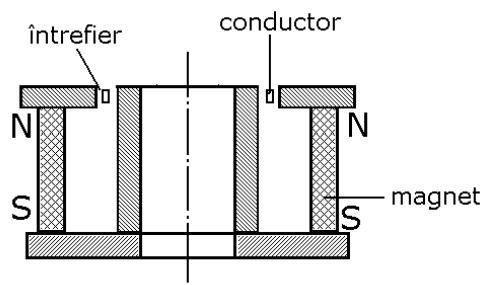


Figura 8.46

Un magnet cilindric creează un câmp magnetic radial într-un întrefier circular în care se mișcă, în plan vertical, o bobină scurtcircuitată. Forța rezistentă care se creează este direct proporțională cu viteza conductorului, coeficientul c de amortizare vîscoasă avînd expresia:

$$c = 10B^2 l A / \rho \text{ [N.s/m]} \quad (8.131 \text{ a})$$

în care: B este inducția, în T; l - lungimea conductorului, în m; A - aria secțiunii transversale a conductorului, în m^2 ; p - rezistivitatea conductorului, în $\Omega \cdot m$.

8.13. Principii de proiectare a suspensiilor

Suspensia este un ansamblu de elemente interpușe între mașină și fundație cu rolul de a reduce amplitudinea mișcării transmise de la mașină la fundație și invers. Pentru un sistem cu un grad de libertate, funcțiile suspensiei sînt prezentate schematic în figura 8.47[10].

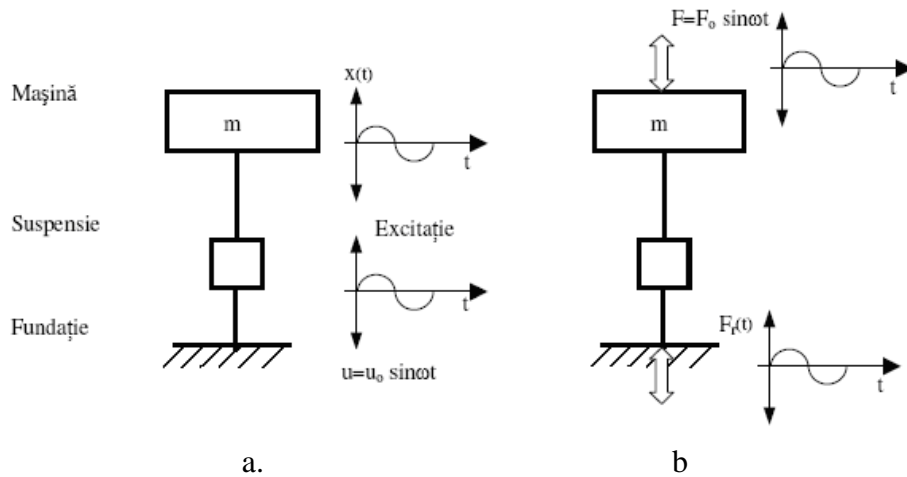


Figura 8.47

Componentele principale ale unei suspensii sînt: elementele elastice, care au rolul de susținere a sarcinii și elementele de disipare a energiei vibrațiilor, amortizoarele. Unele arcuri, care au pierderi însemnate prin frecare internă, pot îndeplini și funcția de disipare a energiei.

Mărimile care caracterizează o suspensie sînt: transmisibilitatea absolută T_A , transmisibilitatea relativă T_R și răspunsul mișcării A_1 .

Transmisibilitatea absolută T_A este definită, pentru cazul excitației prin mișcare, figura 8.47a, ca raportul dintre amplitudinea vibrației mașinii și amplitudinea vibrației fundației.

Dacă excitația se realizează printr-o forță care acționează asupra mașinii figura 8.47b, transmisibilitatea absolută este raportul dintre amplitudinea forței transmise fundației și amplitudinea forței de excitație.

Transmisibilitatea relativă T_R este raportul dintre amplitudinea deformației suspensiei și amplitudinea vibrației fundației. Această mărime se folosește în cazul caracterizării suspensiilor utilizate la sisteme cu excitație prin mișcare.

Răspunsul mișcării A_1 , numit și factor de amplificare, este definit ca raportul dintre amplitudinea deplasării și deformația statică a sistemului sub acțiunea amplitudinii forței de excitație.

Influența diferiților parametri asupra mărimilor caracteristice ale suspensiilor se va analiza prin considerarea cazului simplificat al sistemelor cu un grad de libertate, figura 8.48.

Pentru un astfel de sistem avînd amortizor de tip vîscos legat rigid și excitat de o forță armonică F_0 aplicată masei, m , ecuația diferențială a mișcării este:

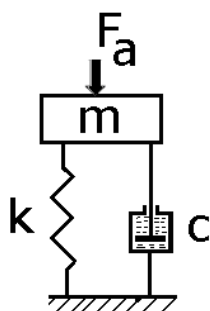


Figura 8.48

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t \quad (8.132)$$

Termenii care reprezintă vibrația cu pulsație proprie sistemului, $\omega_0 = \sqrt{k/m}$, se amortizează rapid, rămânând numai soluția staționară, cu pulsația ω a forței perturbatoare:

$$x = X_0 \sin(\omega t - \theta) \quad (8.133)$$

Prin înlocuire în ecuația 8.132, se obține amplitudinea mișcării X_0 și factorul de amplificare A_1 :

$$X_0 = \frac{F_0/k}{\sqrt{[1 - \omega^2/\omega_0^2]^2 + [2\xi\omega/\omega_0]^2}}; \quad (8.134)$$

$$A_1 = \frac{X_0}{X_{st}} = \frac{X_0}{F_0/k} = \frac{1}{\sqrt{[1 - \omega^2/\omega_0^2]^2 + [2\xi\omega/\omega_0]^2}}; \quad (8.135)$$

unde ξ , este fracțiunea din amortizarea critică c_c :

$$\xi = c/c_c; \quad c_c = \sqrt{km}; \quad (8.136)$$

Forța se transmite fundației prin arc și amortizor, cele două componente fiind defazate cu 90° , amplitudinea forței transmise se determină cu relația:

$$|F_T| = \sqrt{(kx)^2 + (c\dot{x})^2} \quad (8.137)$$

Transmisibilitatea sistemului:

$$T_a = \frac{|F_T|}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + [2\xi\omega/\omega_0]^2}{\sqrt{[1 - \omega^2/\omega_0^2]^2 + [2\xi\omega/\omega_0]^2}}}; \quad (8.138)$$

între forța transmisă F_T și forța perturbatoare armonică F_0 există un defazaj:

$$\psi = \arctg \frac{2\xi(\omega/\omega_0)^3}{[1 - \omega^2/\omega_0^2]^2 + [2\xi\omega/\omega_0]^2} \quad (8.139)$$

În cazul suspensiei cu amortizor vâscos cuplat rigid, creșterea amortizării realizează micșorarea transmisibilității la rezonanță, dar conduce la obținerea unor valori mari ale transmisibilității absolute pentru valori ridicate ale pulsației $\omega/\omega_0 > 1$. Amortizorul este eficient numai în zona rezonanței, figura 8.49a. Factorul de amplificare A_1 este micșorat, pentru o valoare a pulsației, de creștere a amortizării 8.49 b.

În cazul suspensiei cu amortizor coulombian legat rigid, se realizează o legătură rigidă prin blocarea amortizorului atunci când forța de frecare este mare și excitația se face cu pulsații foarte mici ($\omega \ll \omega_0$).

În aceste condiții $T_a=1$. Creșterea coeficientului de amortizare coulombiană micșorează transmisibilitatea absolută la rezonanță și mărește pulsațiile la care aceasta se realizează.

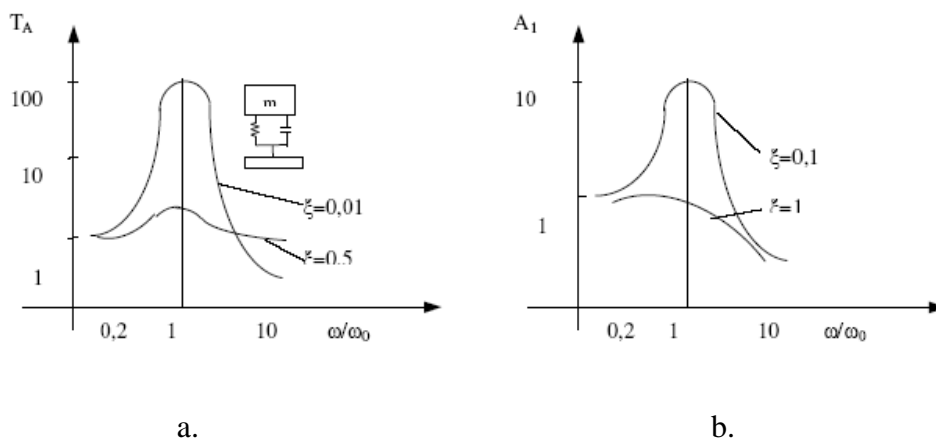


Figura 8.49

8.14. Aplicații

Problema 1

Să se dimensioneze arcul supapei cu bilă, figura 8.50, cunoscând că supapa trebuie să deschidă în intervalul presiunii $p=0,3\dots\dots 0,5 \text{ N/mm}^2$. Arcul trebuie astfel dimensionat încât la o rotație a piuliței de reglaj să corespundă o variație a presiunii de $0,1 \text{ N/mm}^2$. Pasul filetului $p_f= 1,25 \text{ mm}$, materialul arcului RM cu $\sigma_r = 1900 \text{ N/mm}^2$, STAS 893-89[6].

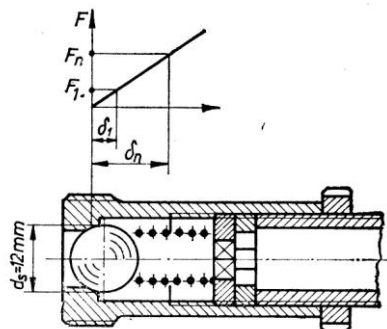


Figura 8.50

Rezolvare:

Se determină forțele care acționează asupra arcului, corespunzătoare presiunilor $p_{\min} = 0,3 \text{ N/mm}^2$, și $p_{\max} = 0,5 \text{ N/mm}^2$;

$$F_1 = p_{\min} \frac{\pi d_s^2}{4} = 0,3 \cdot \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} = 33,9 \text{ N}; \quad (8.140)$$

$$F_{\max} = p_{\max} \frac{\pi d_s^2}{4} = 0,5 \cdot \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} = 56,5 \text{ N}. \quad (8.141)$$

Forța corespunzătoare presiunii $p = 0,4 \text{ N/mm}^2$ este:

$$F' = p \frac{\pi d_s^2}{4} = 0,4 \cdot \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} = 45,2 \text{ N}. \quad (8.142)$$

Diametrul sârmei spirei

$$d = \sqrt{i \cdot \frac{8 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot \tau_{\text{ta}}} c_f} \quad (8.143)$$

$$d = \sqrt{6 \cdot \frac{8 \cdot 56,5}{3,14 \cdot 950}} 1,26 = 1,14 \text{ mm}, \text{ se alege } d = 1,2 \text{ mm} \quad (8.144)$$

unde: $\tau_{\text{at}} = 950 \text{ N/mm}^2$; $i = \frac{D_m}{d} = 6$; $c_f = 1 + 1,6/i = 1,26$, iar diametrul mediu de înfășurare $D_m = id = 6 \cdot 1,2 = 7,2 \text{ mm}$.

Se determină rigiditatea arcului, ținând seama de condiția impusă prin enunț:

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta \delta} = \frac{F' - F_1}{p_f} = \frac{45,2 - 33,9}{1,25} = 9,04 \text{ N/mm}. \quad (8.145)$$

Săgeata corespunzătoare sarcinii maxime,

$$f_{\max} = \frac{F_{\max}}{k} = \frac{56,5}{9,08} = 6,2 \text{ mm}. \quad (8.146)$$

Se calculează numărul de spire active;

$$n = \frac{f_{\max} G d^4}{8 F_n D_m^3} = \frac{6,2 \cdot 0,85 \cdot 10^5 \cdot 1,2^4}{8 \cdot 56,5 \cdot 7,2^3} = 6,5 \text{ spire}, \quad (8.147)$$

numărul total de spire fiind

$$n_t = n + n_r = 6,5 + 1,5 = 8 \text{ spire.} \quad (8.148)$$

Lungimea arcului în stare blocată,

$$H = n_t d = 8 \cdot 1,2 = 9,6 \text{ mm.} \quad (8.149)$$

Lungimea arcului în stare liberă :

$$H_0 = H + n(t - d) = 9,6 + 6,5(2,27 - 1,2) = 16,55 \text{ mm,} \quad (8.150)$$

unde:

$$t = d + \frac{f_{\max}}{n} + \Delta = 1,2 + \frac{6,2}{6,5} + 0,12 = 2,27 \text{ mm;} \quad (8.151)$$

$$\Delta = 0,1d = 0,1 \cdot 1,2 = 0,12 \text{ mm.}$$

Sarcina de blocare se calculează cu relația:

$$F_b = F_n \frac{f_b}{f_{\max}} = 56,5 \frac{6,95}{6,2} = 63,33 \text{ N,} \quad (8.152)$$

în care:

$$f_b = H_0 - H = 16,55 - 9,6 = 6,95 \text{ mm.} \quad (8.153)$$

Unghiul de înclinare al spirei

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{t}{\pi D_m} = \frac{2,27}{3,14 \cdot 7,2} = 0,100356; \alpha_0 = 5,73^\circ. \quad (8.154)$$

Lungimea semifabricatului

$$l_s = \frac{\pi D_m n_t}{\cos \alpha_0} = \frac{3,14 \cdot 7,2 \cdot 8}{0,995} = 182 \text{ mm.} \quad (8.152)$$

Problema 2

Arcul multilamelar, din suspensia spate a unui autovehicul, este format din $n=7$ lamele, figura 8.51, de lățime $b=48$ mm și grosime $h=8$ mm, din 51VCr11A cu $\sigma_{ai}=850\text{N/mm}^2$. Arcul are două lamele principale, fiind solicitat de forțele $F_1=3000$ N (autovehiculul fără încărcătură utilă) și $F_2=5000$ N (autovehiculul cu încărcătură utilă). Să se

calculeze: efortul unitar maxim; rigiditatea arcului; săgeata corespunzătoare diferenței de sarcină [6].

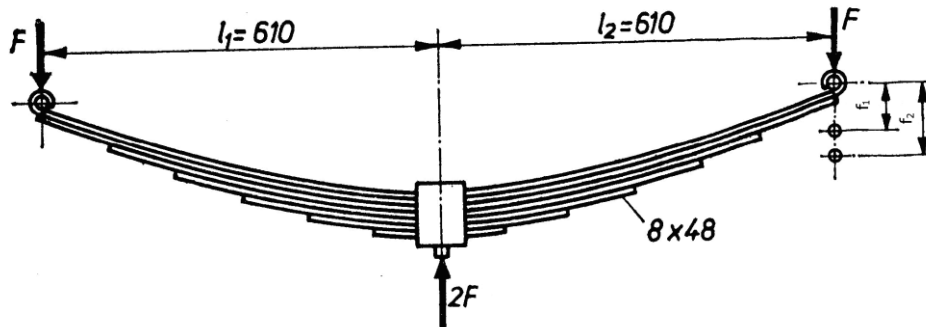


Figura 8.51

Rezolvare:

Conform tabelului 8.9, pentru arcul multilamelar semieliptic simetric se obține:

$$\sigma_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_2 L}{nbh^2} = 1,5 \frac{5000 \cdot 1220}{7 \cdot 48 \cdot 8^2} = 425,5 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{ai}, \quad (8.153)$$

unde: $L = l_1 + l_2 = 610 + 610 = 1220 \text{ mm}$.

Din tabelul 8.9 rezultă

$$k = \frac{4}{\chi} \cdot \frac{nbh^3 E}{L^3} = \frac{4}{1,25} \cdot \frac{7 \cdot 48 \cdot 8^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{1220^3} = 6,366 \text{ N/mm}, \quad (8.154)$$

factorul $\chi = 1,25$, conform recomandărilor.

Săgeata corespunzătoare diferenței de încărcătură se determină cu relația:

$$f = f_2 - f_1 = \frac{F_2 - F_1}{2k} = \frac{5000 - 3000}{2 \cdot 6,366} = 15,7 \text{ mm}. \quad (8.155)$$

Cap. 9

OSII ȘI ARBORI

9.1 Definiție și clasificare

Arborii sunt organe de mașini destinate să susțină alte organe de mașini, roți dințate, roți de lanț, roți de curea, semicuplaje etc., în mișcare de rotație și să transmită momente de torsiune în lungul axei lor [1, 7, 8, 9, 10, 13, 26, 28].

Osiile sunt organe de mașini, fixe sau rotative, destinate numai susținerii unor organe de mașini în mișcare de rotație. Osiile nu transmit momente de torsiune.

Arborii și osiile preiau sarcinile de la organele de mașini montate pe ele și le transmit reazemelor (lagăre cu rostogolire sau cu lagăre alunecare).

La un arbore se pot distinge următoarele părți componente (figura 9.1):

- corpul arborelui;
- tronsoane de calare;
- fusurile de reazem ale arborelui.

Corpul arborelui poate fi considerat arborele în întregul lui, pe el fiind prelucrate suprafețele celorlalte tronsoane cu rol bine definit.

Tronsoanele de calare sunt zonele pe care se montează organele de mașini susținute de arbore (în figura 9.1, roata dințată și semicuplajul).

Acestea se pot executa cu suprafețe cilindrice sau conice. Cele mai utilizate sunt tronsoanele de calare cu suprafață cilindrică, sunt mai ușor de prelucrat. Suprafețele conice se utilizează pentru tronsoanele de calare pe care au loc montări și demontări frecvente ale organelor de mașini susținute de arbore (roți de schimb etc.) și când se impune o centrare foarte precisă și rapidă a acestora.

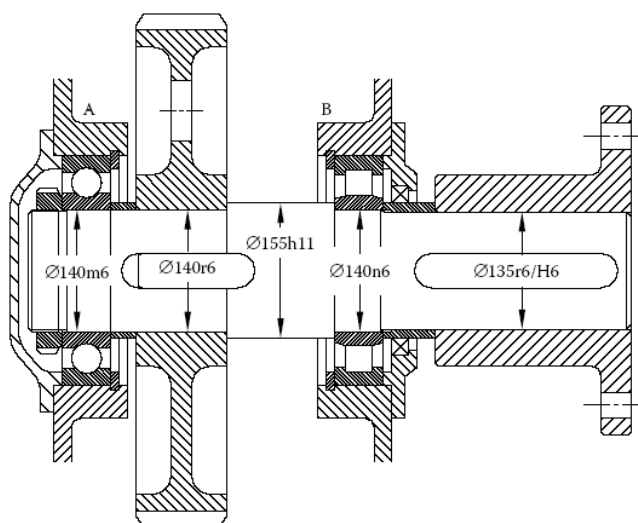


Figura 9.1[18]

Fusurile de reazem sunt zonele de sprijin ale arborelui în lagărele cu rostogolire sau cu alunecare (în figura 9.1, tronsoanele cu diametrul $\phi 140m6$ și $\phi 140n6$). De regulă, acestea sunt dispuse în apropierea capetelor arborilor și pot fi executate cu suprafețe cilindrice, conice sau sferice.

Pentru lagărele cu rostogolire, fusurile se execută cilindrice cu lungimea dictată de lățimea rulmentului sau a pachetului de rulmenți folosiți. Diametrele acestor fusuri se aleg în funcție de diametrul interior al rulmentului și sunt tolerate de obicei pentru obținerea unor ajustaje cu strângere ușoară în sistemul alezaj unitar. Uneori, fusurile arborelui pot fi suprafețe conice având conicitatea egală cu cea a alezajului rulmenților oscilanți cu bile sau cu role butoi, rumenților cu role cilindrice de mărime mare etc.

Pentru lagărele cu alunecare, fusurile pot fi: cilindrice, conice sau sferice. Varianta cea mai utilizată, sunt fusurile cilindrice. De obicei se execută cu diametrul mai mic decât al treptei alăturate, pentru simplificarea montajului și pentru obținerea de umeri pentru sprijin pentru fixarea axială a lagărelor. Fusurile conice se folosesc pentru a avea posibilitatea reglării jocului din lagăr prin deplasarea axială a arborelui, iar cele sferice se folosesc doar în cazul unor arbori elastici, cu deformații de încovoiere foarte mari, pentru a oferi posibilitatea preluării acestor deformații.

Clasificarea arborilor și osiilor, se poate realiza după mai multe criterii de clasificare. O astfel de clasificare este prezentată în tabelul 9.1 [1,7,8,9,10,13,26,28]

Tabelul 9.1

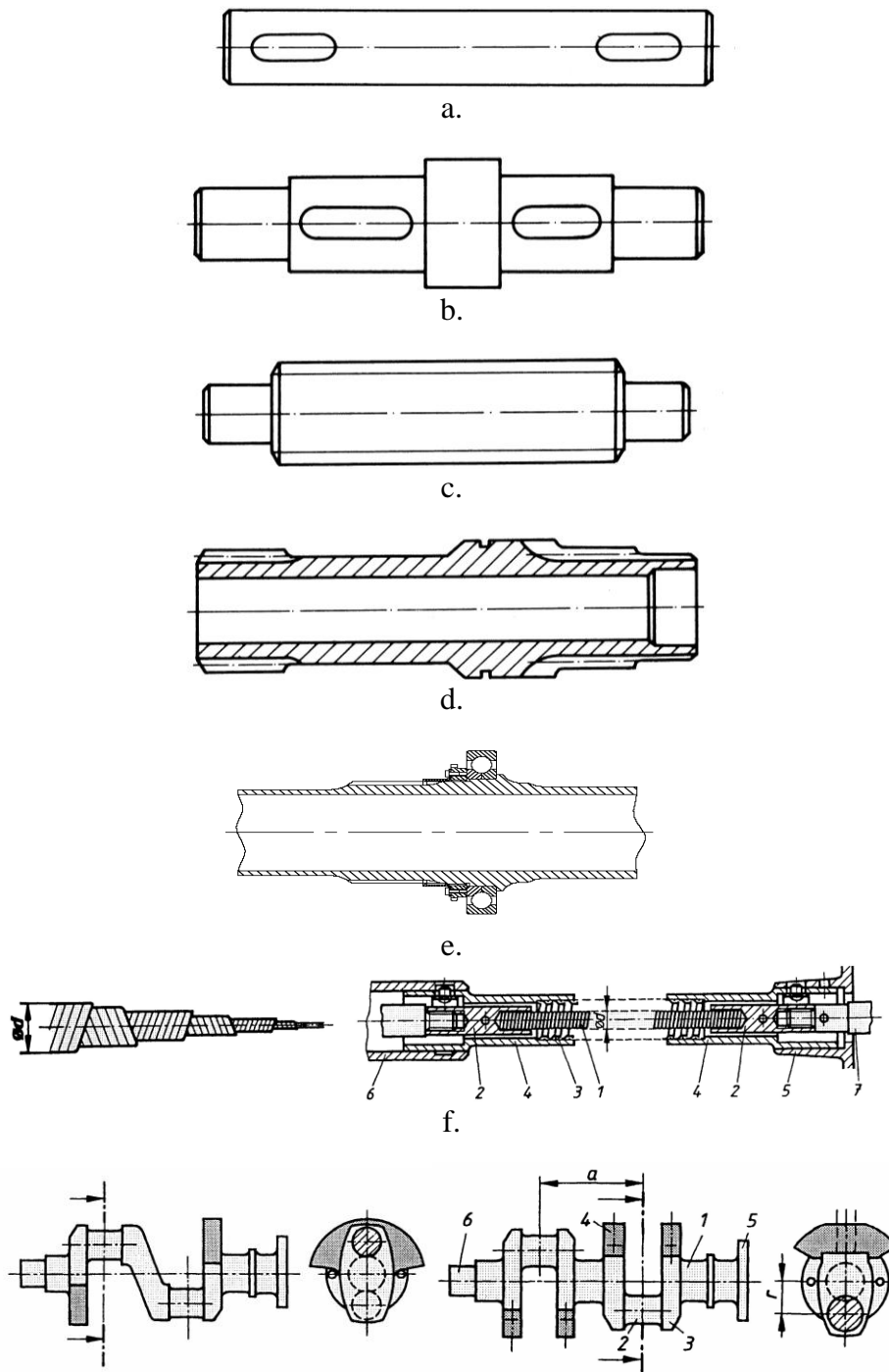
Criteriul de clasificare	Tipul
Arbori	
Forma geometrică a axei arborelui	Arbori drepecți, (figura 9.2 a,b,c,d) Arbori cociți (figura 9.2 g) Arbori flexibili (figura 9.2 f)
Destinația	Arbori de transmisie, (figura 9.2 a,b,c,d) Arbori de transformare a mișcării (figura 9.2 g) Arbori de susținere (figura 9.2 c)
Variația secțiunii arborelui pe lungime	Arbori cu secțiune constantă (figura 9.2 a) Arbori cu secțiune variabilă în trepte (figura 9.2b) Arbori cu secțiune variabilă
Forma secțiunii transversale	Arbori cu secțiune plină (figura 9.2 a,b,c,) Arbori cu secțiune inelară (figura 9.2 d,3)
Forma suprafeței exterioare	Arbori netezi (figura 9.2 a,b,) Arbori canelați (figura 9.2 c,d)
Rigiditatea	Arbori rigizi (figura 9.2 a,b,c,d) Arbori elastici (figura 9.2 e) Arbori flexibili (figura 9.2 f)
Numărul reazemelor	Arbori static determinați (cu două reazeme) Arbori static nedeterminați (cu mai mult de două reazeme)
Poziția axei geometrice	Arbori orizontali Arbori înclinați Arbori verticali
Osii	
Natura mișcării	Osii fixe (figura 9.3 a) Osii rotitoare (figura 9.3 b)
Forma axei geometrice	Osii drepte (figura 9.3 b) Osii curbate (figura 9.3 a)
Forma secțiunii transversale	Osii cu secțiunea plină Osii cu secțiunea inelară
Numărul reazemelor	Osii static determinate (cu două reazeme) Osii static nedeterminate (cu mai mult de două reazeme)
Poziția axei geometrice	Osii orizontale Osii înclinate sau verticale

Cei mai frecvent utilizați sunt *arborii drepecți*. Sunt folosiți mai ales în transmisiile mecanice. Secțiunea transversală a acestora, pe lungime, poate fi constantă sau variabilă depinzând de încărcare, momente de torsiune, momente de încovoiere, forțe axiale ș.a., soluția constructivă și tehnologică aleasă, soluții de asamblare adoptate. Arborii cu secțiune constantă se utilizează când sunt solicitați numai la torsiune, momentul de torsiune fiind constant pe întreaga lungime a arborelui. Când arborii sunt solicitați la torsiune și încovoiere, se utilizează secțiunea variabilă în trepte, aceasta asigurând următoarele avantaje: apropierea arborelui de o grindă de egală rezistență la încovoiere, prezența unor umeri de sprijin pentru fixarea axială a organelor de mașini susținute, montajul ușor al acestor organe de mașini fără deteriorarea altor suprafețe ale arborelui.

În cazul arborilor de dimensiuni mari, unele trepte de trecere se execută conice, arborele apropiindu-se și mai mult de o grindă de egală rezistență la încovoiere. Arborii netezi se folosesc de regulă în construcția reductoarelor, iar arborii canelați în construcția cutiilor de viteze, a cutiilor de distribuție, a diferențialelor autovehiculelor etc.

Arborii *tubulari* se folosesc când se impun condiții severe de greutate (când diametrul interior al arborelui tubular este jumătate din cel exterior, greutatea acestuia se micșorează cu 25%, iar rezistența la încovoiere cu numai 6,25%), atunci când este necesară trecerea prin arbore a unui alt arbore (exemple: arborii coaxiali ai unor cutii de viteze planetare; arborii cutiilor de viteze cu axe fixe ale unor tractoare prin interiorul cărora trece arborele prizei de putere) sau prin interiorul arborelui circula fluidă.

Osiile fixe pot fi cu axa geometrică dreaptă sau curbată și se întâlnesc la mașini de ridicat, la susținerea roților intermediare, respectiv la punțile nemotoare ale autovehiculelor. Osiile rotitoare au, de obicei, axa geometrică dreaptă și secțiunea aproape constantă pe toată lungimea și se rotesc împreună cu organele de mașini susținute.



g.
Figura 9.2

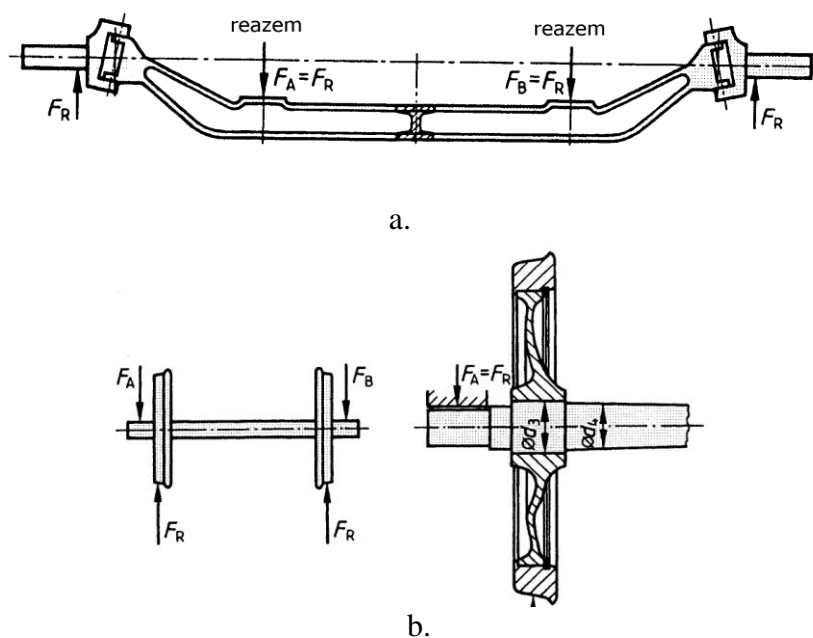


Figura 9.3

9.2. Materiale și tehnologie

Materialele folosite la construcția osiilor și arborilor trebuie să îndeplinească următoarele condiții [8,10]:

- rezistență mecanică mare la solicitările încovoiere pentru osii și pentru arbori la torsiune și încovoiere;
- rezistență la solicitări variabile;
- deformabilitate redusă;
- rezistență la uzură;
- bună aderență a lubrifianților mai ales în zona fusului;
- să fie ușor prelucrabil;
- să fie convenabil ca preț.

Aceste condiții pot fi satisfăcute în anumite proporții de următoarele materiale:

a) Fonta cu grafit sferoidal prezintă o bună rezistență la torsiune și încovoiere. Datorită cuiburilor de grafit are proprietatea de amortizare a vibrațiilor, proprietate deosebit de importantă în special în construcția arborilor pentru autovehicule. Fonta prezintă și calități antifricțiune care îmbunătățesc funcționarea fusurilor sau pivoților.

Dezavantajele fontei sunt legate de rezistența relativ scăzută la șocuri, torsiune și încovoiere mai mici decât ale oțelului, fapt care implică creșterea greutateii. Folosirea fontei cu grafit sferoidal este limitată și de faptul că tehnologia de obținere este relativ pretențioasă. Cu toate acestea, ea este folosită cu succes de unele firme pentru execuția arborilor cu came și a arborilor cotiți din construcția autovehiculelor.

b) Oțelul carbon sau aliat turnat se folosește în general pentru execuția arborilor de dimensiuni mari pentru ca, cu un minim de material arborele să rezulte la o formă apropiată de cea a solidului de egală rezistență. Arborii turnați necesită un tratament termic de normalizare pentru refacerea structurii. Pentru a se obține proprietăți uniforme în secțiune, arborii trebuiesc executați:

- prin turnare în poziție verticală cu alimentarea formei la partea de jos;

- prin turnare centrifugală;

- prin turnare continuă în poziție verticală.

c) Oțeluri carbon și aliate laminate. Proprietățile cerute unui arbore pot fi îndeplinite de următoarele calități de oțeluri:

- Oțeluri de uz general pentru construcții SR EN 10025+A1:1994;

- Oțeluri pentru tratament termic destinate construcției de mașini:

SR EN 10083-1+A1:2002; SR EN 10083-2+A1:1995;

SREN 10083-3+A1:1998.

Din proiectare și practică s-a constatat că este mai favorabil de a se mări rigiditatea arborilor prin creșterea ușoară a diametrului, decât prin folosirea unui oțel de calitate superioară. Datorită acestei constatări cât și pentru a obține o producție în condiții cât mai economice, pentru execuția arborilor se preferă folosirea oțelurilor de uz general pentru construcții sau eventual a oțelurilor carbon pentru tratament termic.

Folosirea oțelurilor slab sau înalt aliate cât și a oțelurilor inoxidabile sau refractare se face numai când:

- condițiile sunt cu totul speciale și proiectantul nu își poate permite înlocuirea;

- din cauza siguranței în funcționare - de ex.: arborii motoarelor de avion se execută din oțeluri aliate de înaltă rezistență;

- din cauza condițiilor funcționale - de ex.: arborii ventilatoarelor pentru cuptoarele metalurgice trebuiesc executați din oțel refractar sau arborii amestecătoarelor ce lucrează în medii corozive trebuiesc executați din oțel anticoroziv.

Execuția arborilor se poate face, prin prelucrări mecanice, prin forjare, prin matrițare. Alegerea tehnologiei de lucru depinde de tipul

producției, de precizia impusă arborilor, de materialele și utilajele pe care le are la dispoziție producătorul.

Execuția arborilor din bare laminate prin prelucrări mecanice este neeconomică pentru producția de serie deoarece:

- se pierde o mare cantitate de material prin așchii;
- se consumă multă manoperă și energie pentru execuție;
- la execuția arborilor în trepte se întrerupe fibrajul rezultat prin laminare și prin aceasta scade rezistența mecanică a materialului.

Costurile pot fi reduse prin prelucrarea arborilor din tuburi cu pereți groși, când la o ușoară scădere a rezistenței, corespunde o importantă scădere în greutate a arborelui.

Pentru arborii care nu prezintă variații prea mari de secțiune se preferă execuția din bare trase la rece.

Execuția arborilor prin forjare, la unicate sau serie mică, și matrițare, la serie mare, prezintă următoarele avantaje:

- realizarea semifabricatului la o formă apropiată de cea a solidului de egală rezistență și la cote apropiate de cele finale presupune o importantă economie de material, manoperă și energie;
- deformarea plastică este însoțită de compactizarea materialului, de formarea fibrajului, cu consecințe favorabile asupra creșterii rezistenței.

Arborii prelucrați la cald vor suferi în continuare un tratament termic de normalizare pentru obținerea unei structuri fine, eventual urmat de o revenire înaltă pentru ușurarea prelucrabilității piesei. În continuare, arborii se supun prelucrării mecanice de strunjire și frezare a canalelor, găurilor, etc..

Pentru arborii care urmează a fi rectificați se aplică tratamentele termice sau termochimice de călire și revenire la duritatea finală prescrisă de proiectant. Pe porțiunile fusurilor sau pivoților, suprafețele vor fi finisate prin rectificare.

Execuția arborilor trebuie să respecte cotele, toleranțele și abaterile indicate de proiectant funcție de condițiile în care va funcționa. Arborii de mare turație vor fi supuși echilibrării dinamice.

9.3. Calculul osiilor și arborilor

Deoarece osiile pot fi considerate ca fiind cazuri particulare de arbori elementele principale de calcul vor fi dezvoltate pentru arbori și sunt valabile și pentru osii, fără a considera în calcule momentul de torsiune [8,10].

Pentru osiile fixe, care nu execută mișcarea de rotație, deci nu sunt supuse la solicitări variabile de rotație, coeficientul de siguranță se va calcula funcție de limita de curgere, $c = \sigma_c / \sigma_i$, iar la cele rotative se acceptă schematizarea Soderberg.

Și la osii ca și la arbori calculul parcurge următoarele etape:

- a) stabilirea lungimii și schemei de încărcare;
- b) determinarea reacțiunilor;
- c) trasarea diagramei de variație a momentelor încovoietoare;
- d) alegerea materialului și eventual tratamentului termic;
- e) determinarea diametrelor caracteristice funcție de mărimea momentului încovoietor la osii și respectiv momentului echivalent la arbori extrase din diagrame și rezistența admisibilă a materialului;
- f) proiectarea formei funcție de:
 - rezultatele predimensionării;
 - forma și dimensiunile lagărelor;
 - forma și dimensiunile pieselor ce se montează pe osie sau arbore;
 - alegerea procedurii tehnologice de execuție;
- g) verificarea deformațiilor;
- h) verificarea la oboseală;
- i) verificarea la vibrații (pentru arbori și osiile rotitoare).

În cazul osiilor se permite alegerea din condiții constrictive a lungimii osiei și a distanțelor dintre reazeme și punctele de aplicare a sarcinilor.

Pentru arbori este necesar a se face o predimensionare a arborelui. Predimensionarea are drept scop determinarea preliminară a diametrului arborelui, necesar la întocmirea schemei subansamblului arbore cu organele de mașini susținute și reazeme și la întocmirea schemei de calcul la solicitări compuse. Predimensionarea se face din condiția de rezistență la solicitarea de torsiune, utilizând o rezistență admisibilă convențională, care prin valorile reduse acceptate evidențiază faptul că arborele este solicitat și la încovoiere.

În cazul arborilor plini, diametrul se determină cu relația

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{at}}} \approx \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2\tau_{at}}}, \quad (9.1)$$

iar în cazul arborilor tubulari, cu relația:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right] \tau_{at}}} \approx \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right] \tau_{at}}}, \quad (9.2)$$

alegându-se, inițial, raportul dintre diametrul interior d_1 și cel exterior d al arborelui din intervalul $d_1/d = 0,3...0,8$. Diametrele obținute se rotunjesc la valori întregi.

Tensiunea admisibilă convențională se alege din intervalul $\tau_{at} = 10...50$ MPa, valorile mai mari se recomandă în cazul arborilor scurți, iar valorile mai mici în cazul arborilor lungi.

Următorul pas în stabilirea schemei de încărcare îl reprezintă identificarea solicitărilor externe.

Asupra unui arbore acționează forțe și momente externe, provenite de la organele de mașini montate pe acesta, roți dințate, roți de curea, roți de lanț, manivelele unor mecanisme, etc.. Aceste forțe se consideră că acționează în plane normale pe axa arborelui sau în plane axiale, dacă nu pentru calcule se descompun în două componente care acționează în cele două plane V și H, figura 9.12. Forțele normale sunt forțele tangențiale și radiale din angrenaje, forțele din transmisiile prin curele sau lanț, forțele din manivelele mecanismelor etc. și se transmit arborelui prin contactul dintre butuc și arbore. Forțele axiale provin în general din angrenaje (forțele axiale care apar la angrenajele cilindrice cu dantură înclinată, conice, melcate etc.) și se transmit arborelui prin intermediul umerilor sau a unor inele de sprijin.

Mărimea forțelor exterioare se calculează în funcție de puterea și turația transmisă ce relații de calcul specifice pentru fiecare tip de organ în parte. Pe lângă mărimea forțelor exterioare, pentru întocmirea schemei de calcul al arborelui trebuie stabilit punctul de aplicație al acestor forțe.

Forțele exterioare se transmit arborelui prin presiuni de contact, cu distribuție neuniformă, între arbore și organele de mașini susținute de acesta. Pentru simplificarea calculelor, aceste presiuni se înlocuiesc cu forțe concentrate, care sunt chiar forțele exterioare. Modul de stabilire a punctelor de aplicație a sarcinilor exterioare, pentru calcule uzuale, este prezentat în figura 9.4a pentru o roată de curea, respectiv figura 9.4b pentru o roată de lanț; figura 9.5a pentru roți dințate cilindrice cu dantură dreaptă, figura 9.5b pentru roți dințate cilindrice cu dantură înclinată; figura 9.6, pentru o roată cu dantură conică.

La fel de importante ca și forțele exterioare sunt și forțe de reacțiune din reazeme. Aceste forțe sunt, de fapt, rezultantele presiunii de contact, cu distribuție neuniformă, dintre fusurile arborelui și lagărele pe care se sprijină acestea. Pentru simplificarea calculelor, aceste presiuni se înlocuiesc cu forțe concentrate.

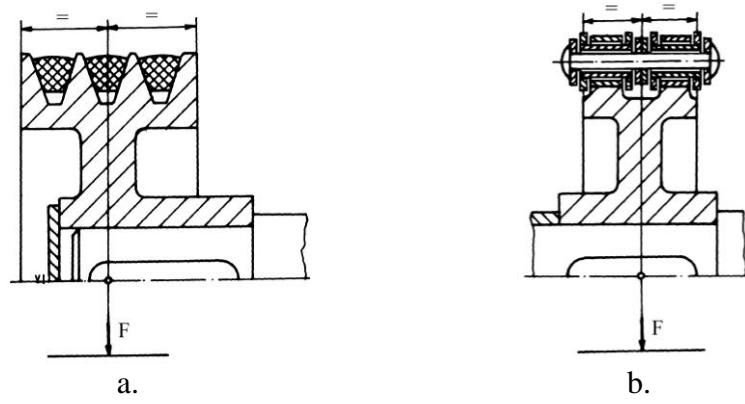


Figura 9.4

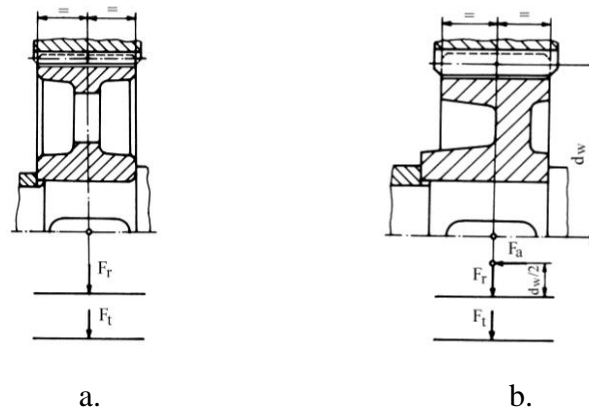


Figura 9.5

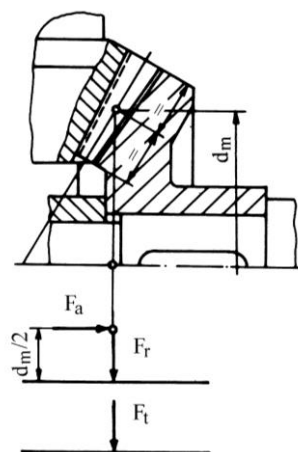


Figura 9.5a

Stabilirea punctelor de aplicație ale reacțiunilor se face în funcție de tipul lagărului, cu rostogolire sau cu alunecare, câteva exemple sunt prezentate în figura 9.6, pentru rulmenți radiali cu bile sau cu role cilindrice, dispuse pe un rând, figura 9.7, pentru rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice dispuse pe un rând, figura 9.8, pentru doi rulmenți radiali cu bile montați în același lagăr, figura 9.9, pentru doi rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice, dispuși în “X”, în “O” sau în tandem; fig. 9.10, pentru un lagăr cu alunecare [7,8,10].

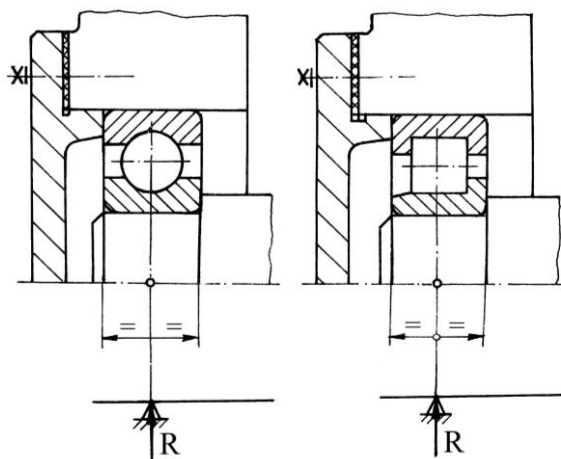


Figura 9.6

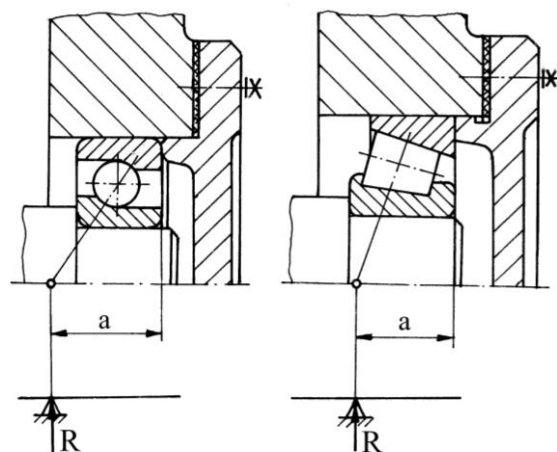


Figura 9.7

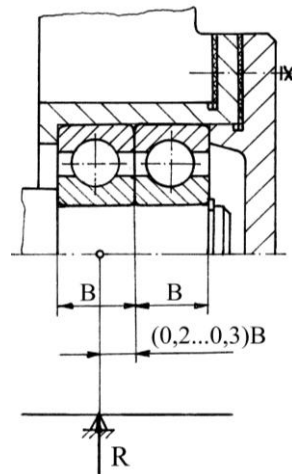


Figura 9.8

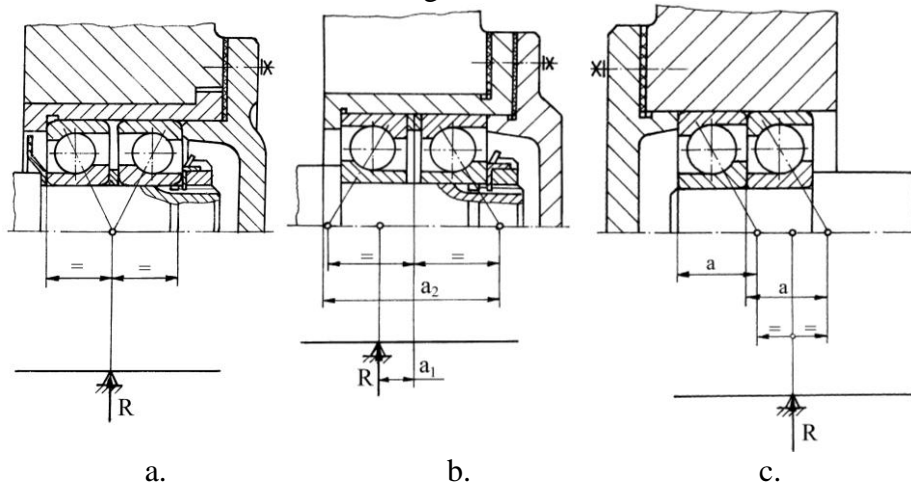


Figura 9.9

Lățimile rulmenților B și distanța de la marginea rulmentului la punctul de aplicație a reacțiunii, a , se iau din catalogul de rulmenți, iar distanța, a_2 se determină constructiv funcție de distanța a și de lățimea inelelor distanțiere dintre rulmenți. Distanța a_1 , care stabilește deplasarea axială a punctului de aplicație a reacțiunii, în cazul montării rulmenților radial-axiali cu bile sau cu role conice dispuși în O , se determină, pe baza diagramei din figura 9.11, unde F_a forța axială exterioară iar F'_a este forța axială suplimentară din rulment [7,18].

Considerând cele prezentate mai sus, se trece la întocmirea schemei de încărcare a arborelui, pentru determinarea reacțiunilor din reazeme și trasarea diagramei de momente încovoietoare. În figura

9.12 este prezentat un exemplu de schemă de încărcare și diagrame de momente.

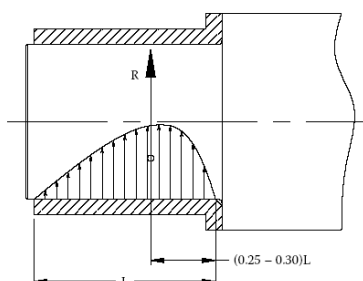


Figura 9.10

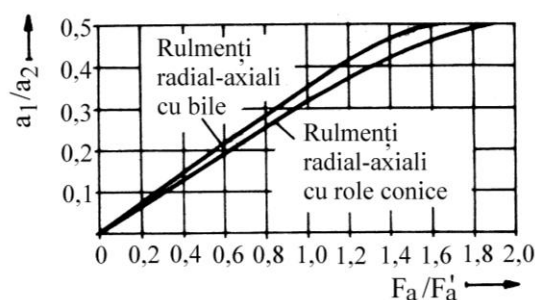


Figura 9.11

Pentru început se stabilesc cele două plane principale “V”, “H”, se reprezintă pe schemă toate forțele și momentele exterioare care acționează pe arbore, se stabilesc punctele critice și se numerotează. Pe baza recomandărilor și a dimensiunilor cunoscute ale organelor de mașini care se assemblează pe arbore se calculează valorile lungimilor dintre punctele critice. Se figurează pe schema de încărcare direcția și sensul considerat pentru reacțiunile din reazeme în cele două plane principale.

Determinarea reacțiunilor se face scriind ecuațiile de echilibru pentru momentele încovoietoare față de fiecare reazem în parte. Dacă din calcule semnul este negativ pentru reacțiunile determinate, atunci sensul real este invers decât cel figurat. Se vor ridica nedeterminările, dacă există. Se trece la pasul următor:

Determinarea valorii momentelor încovoietoare date de componentele forțelor și trasarea diagramelor lor de variație, pentru fiecare plan principal în parte.

Calculul momentului de încovoiere rezultat, se face folosind valorile calculate pentru cele două plane, în fiecare punct critic:

$$M_{ij} = \sqrt{M_{Hj}^2 + M_{Vj}^2} \quad (9.3)$$

Acolo unde există salturi pe diagrame, date de momentele concentrate, se calculează valorile la stânga și la dreapta punctului.

Se trasează diagrama de variație a momentului de torsiune de-a lungul arborelui.

Se determină momentul echivalent M_{echj} pentru fiecare punct critic la stânga și la dreapta cu ajutorul valorilor momentului încovoiător

rezultant și a momentului de torsiune, folosind una din cele cinci ipoteze de rupere acceptate în rezistența materialelor și se trasează diagrama de variație. Ușual se aplică ipoteza a treia, a efortului tangențial maxim:

$$M_{echj} = \sqrt{M_{ij}^2 + (\alpha M_{Vj})^2} \quad (9.4)$$

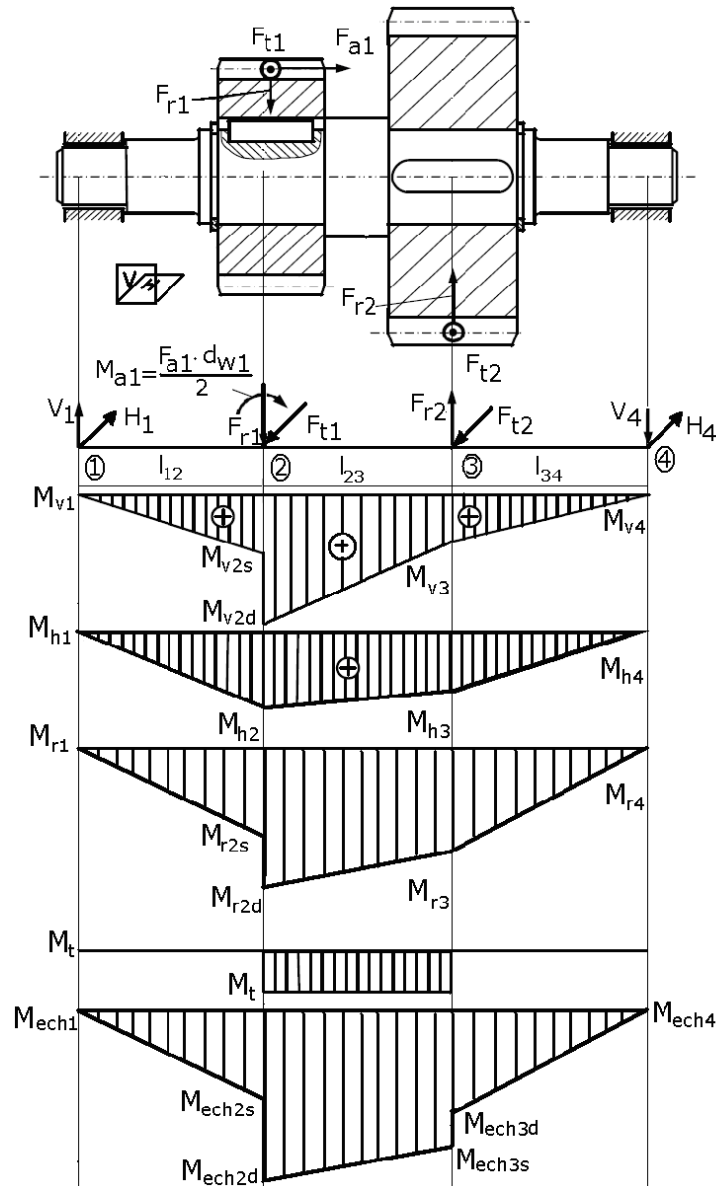


Figura 9.12

în care α este un coeficient care ia în considerare modul diferit de variație a tensiunilor corespunzătoare solicitărilor de încovoiere, respectiv torsiune. Valoarea coeficientului α este dată de raportul dintre rezistența admisibilă a materialului arborelui la oboseala de încovoiere pentru ciclul alternant simetric, σ_{aiIII} și una dintre rezistențele admisibile ale materialului arborelui la solicitarea de încovoiere, σ_{aiI} , σ_{aiII} sau σ_{aiIII} după cum modul de variație al tensiunilor corespunzătoare solicitării de torsiune este static, pulsant, respectiv alternant simetric. Valori pentru aceste rezistențe admisibile sunt date în tabelul 9.2. În mod frecvent, se folosește relația $\alpha = \sigma_{aiIII} / \sigma_{aiI}$.

Din tabelul 9.2 se alege tipul oțelului pentru confecționarea arborelui, respectiv rezistența admisibilă la încovoiere pentru tipul de solicitare considerat.

Tabelul 9.2[8]

Material	Rezistența la rupere σ_r [MPa]	Rezistența admisibilă pentru regimul de solicitare corespunzător cazului I, II sau III [MPa]		
		σ_{aiI}	σ_{aiII}	σ_{aiIII}
Oțeluri carbon	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
Oțeluri aliate	800	270	130	75
	900	330	150	90
Oțel turnat	400	100	50	30
	500	120	70	40

Din condiția de rezistență la încovoiere în secțiunile unde sunt momente echivalente maxime, secțiunile cele mai solicitate, se determină diametrele minime necesare:

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{32M_{echj}}{\pi \cdot \sigma_{aiIII}}}; \quad (9.5)$$

Valorile calculate ale diametrelor se rotunjesc la valori imediat superioare cuprinse în STAS 75-90.

Plecând de la aceste valori minime necesare se determină forma arborelui. În stabilirea formei finale a arborelui trebuie să se țină seama de următoarele aspecte [7,8,9,10]:

a) poziția și dimensiunile porțiunilor de arbore pe care se sprijină butucii organelor care se montează pe arbori (roți dințate, roți de curea, roți de fricțiune, came etc.)

b) forma și mărimea canalelor sau găurilor practicate în arbore, pentru elementele de asamblare (pene, știfturi, șuruburi) și influența acestora asupra secțiunilor butucilor.

c) necesitatea restabilirii rezistenței arborilor pentru porțiunile slăbite de canalele și găurile practicate în arbore. În cazul în care asamblarea se face cu pene, acestea se dispun pe aceeași generatoare. În acest caz, diametrul arborelui se va mări cu:

- 5% - dacă se folosește o singură pană;
- 10% - dacă se folosesc două pene așezate la 120° .

d) stabilirea dimensiunilor fusurilor în funcție de tipul de lagăr folosit.

e) dimensionarea capetelor de arbore conform recomandărilor STAS 8724/1-4/71.

Dimensiunile capetelor cilindrice de arbori, figura 9.12 a, b, sunt prezentate în tabelul 9.3.

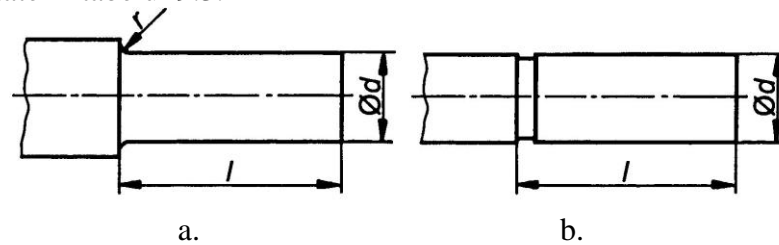


Figura 9.12

Dimensiunile capetelor conice de arbori, figura 9.13, sunt prezentate în tabelul 9.4.

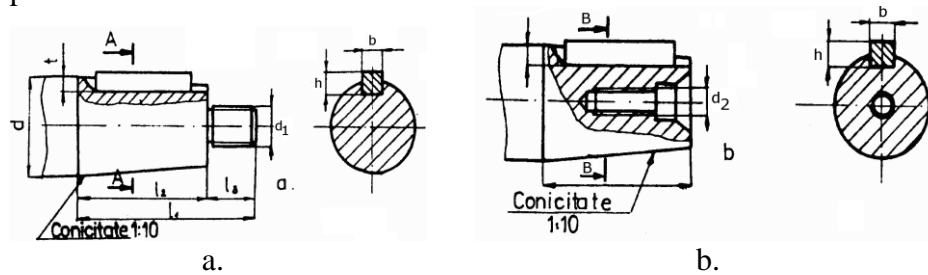
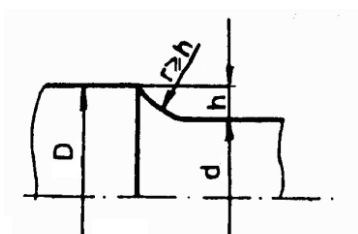


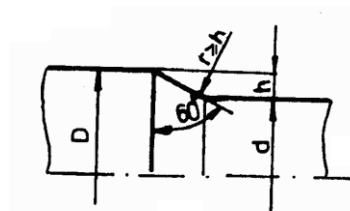
Figura 9.13

Tabelul 9.3[8]

Nominal	Toleranța/ abateri	Serie lungă	Serie scurtă	Nomina l	Toleranța/ abateri	Serie lungă	Serie scurtă
10	$j6 \begin{pmatrix} +0,007 \\ -0,002 \end{pmatrix}$	23	20	50	$k6 \begin{pmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{pmatrix}$	110	82
11	$j6 \begin{pmatrix} +0,008 \\ -0,003 \end{pmatrix}$	30	25	55	$m6 \begin{pmatrix} +0,030 \\ +0,011 \end{pmatrix}$	140	105
12				56			
14				60			
16				63			
18				65			
19	$j6 \begin{pmatrix} +0,009 \\ -0,004 \end{pmatrix}$	50	36	70	$m6 \begin{pmatrix} +0,035 \\ +0,013 \end{pmatrix}$	170	130
20				71			
22				75			
24				80			
25				85			
28	60	42	42	90	$m6 \begin{pmatrix} +0,035 \\ +0,013 \end{pmatrix}$	210	165
30				95			
32				100			
15	$k6 \begin{pmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{pmatrix}$	110	82	110	$m6 \begin{pmatrix} +0,040 \\ +0,015 \end{pmatrix}$	250	200
38				120			
40				125			
42	$k6 \begin{pmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{pmatrix}$	110	82	130	$m6 \begin{pmatrix} +0,040 \\ +0,015 \end{pmatrix}$	250	200
45				140			
48				150			



a.



b.

Figura 9.14

Salturile de diametre necesare pentru montaj se fac prin intermediul razelor de racordare, figura 9.14 a,b sau cu canale de degajare pentru rectificare, figura 9.15a, b, c, d. În cazul arborilor puternic solicitați, se recomandă ca raza de racordare să fie minim de $r=0,1d$, unde d este diametrul treptei mai mici.

Tabelul 9.4[8]

D _n	l ₁ [mm]		l ₂ [mm]		l ₃ [mm]	Filet	Filet	b×h [mm]	t[mm]	
	d[mm]	lung	lung	scurt		d ₁	d ₂		lung	scurt
10 11	23	-	15	-	8	M6		2×2	1,6 1,7	-
12 14	30		18		12	M8×1	M4	3×3	2,3	2,2 2,5
16 18 19	40	28	28	16	12	M10×1,25	M5	4×4	3,4	3,1
20 22 24	50	36	36	22	14	M12×1,25	M6		3,9	
25 28	60	42	42	24	18	M16×1,5	M8	5×5	4,1 4,5	3,6 3,9
30 32 35 38	80	58	58	36	22	M20×1,5 M24×2	M10 M12	6×6	5,0	4,4
40 42 45 48	110	82	82	54	28	M30×2	M16	10×8	7,1	6,4
50 55 56						M36×3		14×9	7,6	6,9
60 63 65 70	140	105	105	70	35	M42×3 M48×3	M20 M24	16×10 18×11	8,6 9,6	7,8 8,8

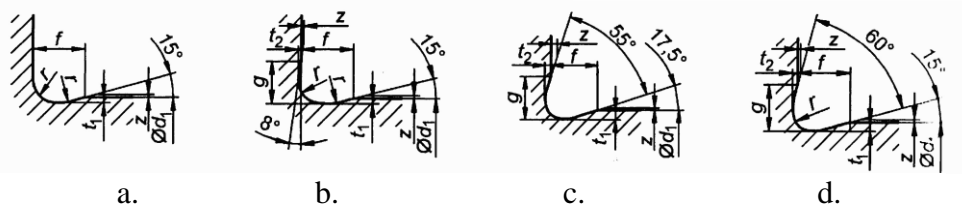


Figura 9.15

Utilizarea degajărilor în construcția arborilor, introduce un mare concentrator de tensiuni, prin aceasta micșorându-se rezistența la oboseală, de aceea, în zona racordată la nivelul diametrului mare se execută canale de descărcare sau găuri figura 9.16 [10]



Figura 9.16

La stabilirea formei finale a arborelui se urmărește ca forma să fie cât mai apropiată de cea a solidului de egală rezistență.

Se urmărește ca arborele să poată fi realizat prin procedee tehnologice care să conducă la cost minim, de aceea se reanalizează prima soluție și se îmbunătățește.

Se definitivează desenul de execuție prin prescrierea preciziei dimensionale în funcție de recomandările pentru ajustajele folosite la asamblări, prescrierea abaterilor geometrice admise, a rugozităților suprafețelor, a tratamentelor termice și a condițiilor tehnice impuse la prelucrare.

9.4 Verificarea arborilor drepecți

9.4.1. Verificarea la oboseală

Verificarea arborilor la oboseală se realizează calculând coeficientul de siguranță în secțiunile periculoase și compararea lui cu valorile admisibile recomandate.

Asa cum s-a prezentat în capitolul 3, pentru calculul coeficientului de siguranță la oboseală se folosesc metodele Soderberg și Serensen. Prin una din cele două metode se calculează coeficienții de siguranță c_{σ} , c_{τ} și coeficientul global c , cu relațiile din cap. 3 paragraful 3.5.

Pentru coeficientul de siguranță se aleg valorile în funcție de gradul de cunoaștere a stării de tensiuni cunoscute și rigurozitatea calculilor:

- pentru cunoașterea exactă a încărcării și calcul riguros $c_{adm}=1,3...1,5$;

- în cazul în care solicitările nu sunt cunoscute și calculele sunt aproximative $c_{adm}=1,3...1,5$;

Valorile rezistențelor admisibile la oboseală și limitele de curgere ale câtorva materiale utilizate în construcția arborilor sunt prezentate în tabelele următoare:

Caracteristicile mecanice ale oțelurilor de uz general tabelul 9.5.

Tabelul 9.5[8]

Simbol	Caracteristici mecanice		Rezistența la oboseală					
	Rezistența la tracțiune	Limita de curgere	Încovoiere		Tracțiune-compresiune		Torsiune	
	σ_r [MPa]	σ_c [MPa]	$C_s; \sigma_{-1}$ [MPa]	$C_p; \sigma_0$ [MPa]	$C_s; \sigma_{-1}$ [MPa]	$C_p; \sigma_0$ [MPa]	$C_s; \tau_{-1}$ [MPa]	$C_p; \tau_0$ [MPa]
OL34	340-420	210-240	170	220	120	190	95	120
OL37	370-450	230-260	185	250	135	220	105	140
OL42	420-500	260-290	200	290	145	240	115	150
OL50	500-620	270-290	240	320	175	270	140	170
OL60	600-720	300-320	280	360	200	300	160	190
OL70	min.700	340-360	330	420	230	350	190	220

Cs = ciclu simetric; Cp = ciclu pulsator; Caracteristicile mecanice sunt determinate pe oțel în stare normalizată.

Caracteristicile mecanice ale oțelurilor carbon de calitate conform SR EN 10083-2+A1:2002 în tabelul 9.6

Tabelul 9.6

Simbol	Caracteristici mecanice		Rezistența la oboseală					
	Rezist. la tracțiune	Limita de curgere	Încovoiere		Tracțiune-compresiune		Torsiune	
	σ_r [MPa]	σ_c [MPa]	$C_s; \sigma_{-1}$ [MPa]	$C_p; \sigma_0$ [MPa]	$C_s; \sigma_{-1}$ [MPa]	$C_p; \sigma_0$ [MPa]	$C_s; \tau_{-1}$ [MPa]	$C_p; \tau_0$ [MPa]
2C25	460	280	190-240	300	140-160	250	100-120	160
2C35	540	320	230-280	370	180-190	310	140-160	190
2C55	620	360	280-320	400	200-220	360	160-170	220
2C60	710	410	320-360	500	230-260	420	190-200	230

Cs = ciclu simetric; Cp = ciclu pulsator; Caracteristicile mecanice sunt determinate pe oțel în stare normalizată.

Caracteristicile mecanice ale fontelor cenușii sunt prezentate în tabelul 9.7.

Tabelul 9.7

Simbol fontă	Caracteristici mecanice		Rezistența la oboseală			
	$R_t \sigma_r$ [MPa]	$R_c \sigma_{rc}$ [MPa]	E $\times 10^3$ [MPa]	Încovoiere σ_{-1} [MPa]	Tr-c; σ_{-1} [MPa]	Torsiune τ_{-1} [MPa]
150	110-260	min.600	70-85	70	45	60
200	160-280	min.750	95-120	100	65	85
250	210-330	min.83	115-130	115	70	100
300	260-330	min.90	125-132	130	85	110

R_t = rezistența la tracțiune; R_c = rezistența la compresiune; Tr-c = tracțiune-compresiune

9.4.2. Verificarea la deformații

Deformațiile arborilor pot fi flexionale, produse de momentele încovoietoare și torsionale produse de momentele de torsiune.

În cazul osiilor, deformațiile flexionale se calculează numai dacă se impune acest lucru, iar la arbori, intră în calculul obligatoriu.

Verificarea la deformații torsionale se face numai când există limite impuse de buna funcționare a utilajului.

Deformații flexionale datorate încovoierii, se manifestă sub formă de săgeți și înclinări în reazeme. Pentru calculul acestora se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

a) Forțele active și reacțiunile din lagăre se consideră de obicei concentrate. Numai în cazuri speciale se consideră legea de distribuție.

b) Nu se consideră creșterea rigidității arborilor datorită butucilor montați pe ei și nici de reducerea valorii deformațiilor datorită rezemării pe lagăre rigide.

Calculul deformațiilor pentru arborii cu secțiune constantă se face după următorul algoritm:

- se întocmește schema solicitării considerând ipotezele simplificatoare;
- forțele situate în plane diferite, se descompun după două direcții perpendiculare între ele;
- se calculează săgeata și unghiul de înclinare în reazeme pentru fiecare componentă;
- pe baza principiului suprapunerii efectelor, se calculează săgeata și înclinările în reazeme prin însumarea componentelor din cele

două plane. Relațiile de calcul pentru ecuația fibrei medii, săgeții și înclinării în reazeme pentru diferite cazuri de solicitare sunt redată în tabelul 9.8.

În cazul arborilor cu profil complex, solicitați de un număr oarecare de forțe, determinarea mărimii deformațiilor se face prin metoda integralelor lui Mohr. Etapele de lucru, figura 9.17a, sunt următoarele [10]:

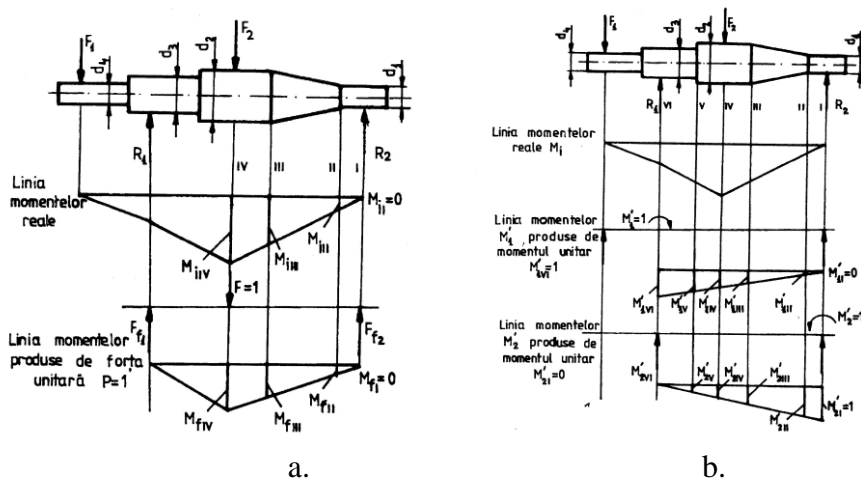


Figura 9.17

- a) Se împarte arborele într-un număr de tronsoane delimitate de salturile de diametru;
- b) Se trasează diagramamele de momente încovoietoare reale, M_i , datorate forțelor care încarcă arborele pentru fiecare plan principal;
- c) în secțiunea care urmează să fie calculată săgeata f_j , se aplică o forță unitară $F = 1$ și se trasează diagrama de momente încovoietoare M_{fj} produse de această forță;
- d) în secțiunea, j , aleasă se determină momentele M_{ij} și M_{fj} ;
- e) Săgeata în secțiunea aleasă este dată de relația:

$$f_j = \sum_{i=1}^n \int_{(s)} \frac{M_{ij} \cdot M_{fj}}{E \cdot I} ds \tag{9.6}$$

unde:

M_{ij} sunt momentele încovoietoare reale care acționează în secțiunea, j , în planul respectiv produse de cele, n , sarcini;

M_{fj} - momentele încovoietoare produse de forța unitară aplicată în secțiunea, j , de calcul a săgeții;

I - momentul de inerție;

E - modulul de elasticitate longitudinal.

f) Pentru a putea determina înclinările în rezeme, se aplică în fiecare punct unde se face determinarea câte un moment unitar și se trasează linia de variație a momentelor încovoietoare și figura 9.17b.

g) Se determină momentele M în dreptul secțiunilor care delimitează porțiunile de arbore – secțiunile I..VI.

Se poate calcula înclinarea în dreptul rezemelor R₁ și R₂ cu relațiile:

$$\alpha_1 = \sum_{i=1}^n \int_{(s)} \frac{M_i \cdot M'_1}{E \cdot I} ds \quad (9.7)$$

$$\alpha_2 = \sum_{i=1}^n \int_{(s)} \frac{M_i \cdot M'_2}{E \cdot I} ds \quad (9.8)$$

Pentru ușurarea calcului, în tabelul 9.9 sunt indicate valorile integralelor nedefinite din relațiile, 9.7 și 9.8, corespunzătoare celor mai uzuale forme utilizate în proiectarea arborilor cât și pentru diverse curbe de variație ale momentelor încovoietoare, date de forțe concentrate [7, 8, 9, 10].

În cazul arborilor cu secțiune inelară cu diametrul interior, d_i, relațiile din tabelul 9.9 se corectează astfel [7, 8, 9, 10]:

- pentru sectoare cilindrice: d⁴ se înlocuiește cu (d⁴ - d_i⁴);

- pentru sectoare conice - valoarea integralei se înmulțește cu expresia:

$$1/[1-(2d_i/(d_1+d_2))]^4 \quad (9.9)$$

În cazul în care curba momentelor încovoietoare taie axa absciselor se va ține cont de semnul ordonatelor care dau mărimea momentelor.

În cazul în care raportul dintre lungimea arborelui și diametrul lui este l/d < 7... 8, este indicat să se ia în considerare și forțele tăietoare în calcul.

Valorile calculate ale deformațiilor se compară cu valorile admisibile:

$$f_{a \max} \leq \frac{3}{10000} \cdot l \text{ [mm]}, \text{ în mod obișnuit} \quad (9.10)$$

$$f_{a \max} \leq \frac{2}{10000} \cdot l \text{ [mm]}, \text{ pentru rigiditate crescută} \quad (9.11)$$

unde: l- distanța dintre rezeme

Tabelul 9.8

Cazul	Schema încărcării	Ecuatia liniei elastice	Săgeata	Înclinarea în reazemea
I		$y = \frac{Fl^3}{16EI} \left(\frac{x}{l} - \frac{4x^3}{3l^3} \right)$	$f = \frac{F}{48} \cdot \frac{l^3}{EI}$	$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{Fl^2}{16EI}$
II		<p>În stânga forței, respectiv în dreapta forței:</p> $y = \frac{F}{EI} \cdot \frac{a^2 b^2}{6l} \left(\frac{x_1}{a} + \frac{x_1}{b} - \frac{x_1^3}{a^2 b} \right)$ $y = \frac{F}{EI} \cdot \frac{a^2 b^2}{6l} \left(\frac{x_1}{b} + \frac{x_1}{a} - \frac{x_1^3}{b^2 a} \right)$	$f = \frac{F}{EI} \cdot \frac{a^2 b^2}{3l}$ $f_{\max} = \frac{F}{EI} \cdot \frac{a}{3l} \left(\frac{b^2 + 2ab}{3} \right)^{\frac{3}{2}}$	$\alpha_1 = \frac{F}{EI} \cdot \frac{ab(a+2b)}{6l}$ $\alpha_2 = \frac{F}{EI} \cdot \frac{ab(2a+b)}{6l}$
III		$y = \frac{F}{EI} \cdot \frac{l^2 c}{6} \left(\frac{x}{l} - \frac{x^3}{l^3} \right)$	$f_1 = \frac{F}{EI} \cdot \frac{lc}{93}$ $f_2 = \frac{F}{EI} \cdot \frac{(1+c)c^3}{3}$	$\alpha_1 = \frac{F}{EI} \cdot \frac{lc}{3}$ $\alpha_2 = \frac{F}{EI} \cdot \frac{lc}{6}$ $\alpha_3 = \frac{F}{EI} \cdot \frac{c(3c+2l)}{6}$
IV		$y = \frac{Fl}{EI} \cdot \frac{l^3}{24} \left(\frac{x}{l} - 2 \frac{x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4} \right)$	$f = f_{\max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{Fl^3}{EI}$	$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{Fl}{EI} \cdot \frac{1}{24}$

Tabelul 9.9

Poziția	Forma porțiunii de arbore	Forma liniei momentelor	$\int_{(s)} \frac{M_1 \cdot M_2}{EI} ds$ respectiv $\int_{(s)} \frac{M_1 \cdot M'}{EI} ds$
1a.	Cilindric cu diametrul d		$\frac{s}{0,294E \cdot d^4} [M_{11}(2M_1 + M_2) + M_{12}(2M' + M_1)]$
1b.	Tronconic cu diam. capetelor d_1 și d_2		$\frac{s}{0,294E \cdot d_1^3 d_2^3} [2d_2^3 M_{11} M_1 + d_1 d_2 (M_{11} M_2 + M_{12} M_1) + 2d_1^3 M_{12} M_2]$
2a.	Cilindric cu diametrul d		$\frac{s}{0,098E \cdot d^4} (M_1 + M_2) M_i$
2b.	Tronconic cu diam. capetelor d_1 și d_2		$\frac{s}{0,294E \cdot d_1^3 \cdot d_2^3} [2d_2^3 M_1 + 2d_1^3 M_2 + d_1 d_2 (M_{11} + M_{12})] M_i$
3a.	Cilindric cu diametrul d		$\frac{s}{0,294E \cdot d} M (M_{11} + 2M_{12})$
3b.	Tronconic cu diam. capetelor d_1 și d_2		$\frac{s}{0,294E \cdot d_1^3 \cdot d_2^3} [d_2 M_{11} M' + 2d_1 M_{12} M']$
4a.	Cilindric cu diametrul d		$\frac{s}{0,147E \cdot d^4} M_1 M'$
4b.	Tronconic cu diam. capetelor d_1 și d_2		$\frac{s}{0,147E \cdot d_1^3 \cdot d_2^3} M_1 M'$
5a.	Cilindric cu diametrul d		$\frac{s}{0,294E \cdot d^4} M_1 M'$
5b.	Tronconic cu diam. capetelor d_1 și d_2		$\frac{s}{0,294E \cdot d_1^3 \cdot d_2^2} M_1 M_2$

Pentru unghiul de înclinare în reazeme:

$$\alpha_{a \max} \leq \frac{1}{1000} [\text{rad}], \quad (9.12)$$

Din analiza relațiilor din tabelul 9.8 se observă că săgeata este direct proporțională cu puterea a treia a lungimii dintre reazeme, iar unghiul de înclinare în reazeme cu puterea a doua, ambele fiind invers proporționale cu momentul de inerție. Deci, pentru micșorarea deformațiilor și creșterea rigidității se va acționa astfel [7,8,9,10]:

a) Realizarea unei distanțe cât mai mici între lagăre;

b) O creștere ușoară a diametrului face să crească mult rigiditatea arborelui. Deci, se preferă o creștere mică de diametru în locul alegerii unor materiale cu caracteristici mecanice superioare, de aceea în general arborii se construiesc din oțel carbon și numai în situații deosebite oțeluri aliate.

Deformațiile torsionale sunt produse de momentele de torsiune și se manifestă sub forma unor deformații unghiulare θ :

$$\theta_{\text{rad}} = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \quad (9.13)$$

Se observă că deformația unghiulară este direct proporțională cu lungimea l și invers proporțională cu momentul de inerție polar I_p , respectiv cu d . De obicei momentul de torsiune nu are o valoare constantă pe toată lungimea arborelui. În această situație, deformația torsională totală va fi egală cu suma deformațiilor pentru porțiunile pe care momentul de torsiune are o anumită valoare:

$$\theta = \sum_{i=1}^n \theta_i \quad (9.14)$$

unde: n = numărul porțiunilor cu momentul de torsiune diferit.

Pentru arbori cu secțiune constantă valoarea totală a deformației unghiulare va fi:

$$\theta_{\text{rad}} = \frac{1}{G \cdot I_p} [M_{t1}l_1 + (M_{t1} + M_{t2})l_1 + \dots + (M_{t1} + M_{t2} + \dots + M_{tn})l_n] \quad (9.15)$$

Pentru arborii cu secțiune variabilă - cazul cel mai des întâlnit - valoarea totală a deformației torsionale va fi:

$$\theta_{\text{rad}} = \frac{1}{G} \left[\frac{M_{t1}l_1}{I_{p1}} + \frac{(M_{t1} + M_{t2})l_1}{I_{p2}} + \dots + \frac{(M_{t1} + M_{t2} + \dots + M_{tn})l_n}{I_{pn}} \right] \quad (9.16)$$

Dacă diferența dintre diametrele a două tronsoane cilindrice alăturate este mai mare $d_j/d_{j-1} > 1,3$, iar raza de racordare are valori mici $r/d_{j-1} < 0,1$, fibrele exterioare ale diametrului mare nu lucrează pe toată

lungimea, reducându-se astfel rigiditatea. Pentru a putea lua în considerare influența acestui fapt în calculul deformației torsionale, se mărește lungimea treptei cu diametrul mai mic cu cantitatea l_s dependentă de raportul diametrelor treptelor, figura 9.18.

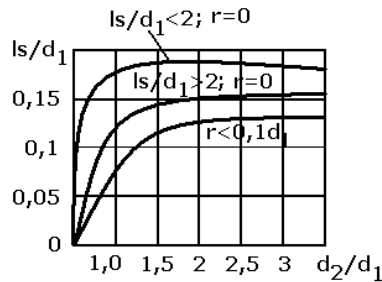


Figura 9.18

Butucii presați se consideră corp comun cu arborele astfel încât în calculul deformației torsionale se ia diametrul butucului. Deoarece există diferențe mari între diametrul butucului D și diametrul arborelui d și în acest caz se determină o lungime suplimentară l'_s care se adaugă lungimii tronsonului cu ajustaj presat:

$$l'_s = \lambda \left(\frac{D^4}{d^4 - 1} \right) \quad (9.17)$$

Coeficientul λ se adoptă $\lambda = (0,24 \dots 0,33)d$, valorile mici se aleg pentru ajustaje cu strângere mai mare.

Valorile obținute din calcule pentru deformația unghiulară, θ , se compară cu valorile admisibile impuse de buna funcționare a mașinilor și instalațiilor. Valorile admisibile pot avea valori de la $\theta_a = 5 ["/m]$ pentru mișcări de precizie (arbori pentru mișcările de avans la mașini unelte) la $\theta_a = 13 [^\circ/m]$, pentru arbori fără pretenții deosebite.

9.4.3. Verificarea la vibrații

Vibrațiile arborilor pot fi flexionale, torsionale sau longitudinale. Verificarea la vibrații are drept scop evitarea fenomenului de rezonanță mecanică. Calculul constă în determinarea frecvențelor proprii de vibrație ale arborelui f_1, f_2, \dots, f_n și compararea acestora cu frecvențele $f^*_1, f^*_2, \dots, f^*_n$ ale sarcinilor perturbatoare, figura 9.19 [10].

Cînd frecvența perturbatoare, reprezentată în figura 9.19 cu linie subțire, coincide cu una din frecvențele proprii reprezentate cu linii groase, (cazul $f_3 = f^*_3$), amplitudinea vibrațiilor arborelui tinde să crească

la infinit. Practic, creșterea amplitudinii este limitată de amortizările interne sau de anumite fenomene neliniare. Vibrațiile cu amplitudini mari au un efect negativ asupra funcționării mașinii, produc creșteri importante a sarcinilor dinamice, a zgomotului și micșorează considerabil precizia.

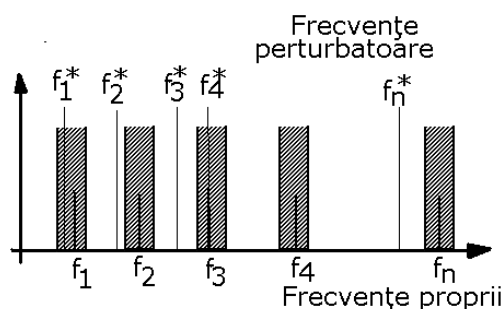


Figura 9.19

Sunt de asemenea periculoase frecvențele perturbatoare f_i^* la care raportul $f_i^*/f_i = 0,8 \dots 1,2$, zonele de frecvență hașurate în figura 9.19.

Frecvențele perturbatoare se determină funcție de natura acționării și de felul transmisiilor montate pe arbori.

Arborele are pentru fiecare din cele trei tipuri de vibrații un număr infinit de frecvențe proprii. În majoritatea cazurilor, arborii vibrează cu amplitudini apreciabile numai pentru un număr limitat de frecvențe proprii, în special la frecvența minimă numită *frecvență proprie fundamentală*. Pentru acest motiv, calculele urmăresc determinarea numai a primelor frecvențe proprii, în multe cazuri fiind suficientă numai determinarea frecvenței proprii fundamentale f_0 .

Pentru arborii de formă simplă determinarea frecvențelor proprii se face folosind metode exacte, care principial constau în aflarea soluțiilor sistemului de ecuații diferențiale obținut prin aplicarea ecuațiilor de mișcare. Pentru cazurile arborilor de formă complicată sau cu încărcări complexe se aplică metode aproximative.

Problema verificării arborilor la vibrații a căpătat o importanță deosebită pentru că, în majoritatea cazurilor, se realizează arbori elastici care funcționează la turații peste frecvența fundamentală.

Verificarea la vibrații flexionale a arborilor de secțiune constantă [10].

Determinarea frecvențelor proprii ale unui arbore cu secțiune constantă care execută vibrații flexionale se poate rezolva exact, soluțiile obținute fiind utile și în cazuri mai complicate, care se pot reduce la acesta prin introducerea de ipoteze simplificatoare acceptabile. Ecuația de mișcare se deduce prin considerarea forțelor care acționează asupra unui element din arbore limitat de două plane normale pe axa longitudinală. Planele se consideră paralele, efectele lunecării și rotirii neglijându-se, figura 9.20.

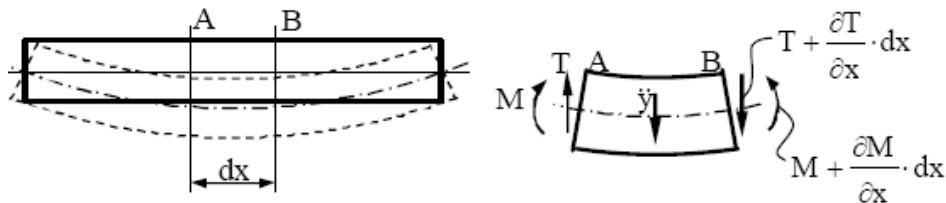


Figura 9.20

Forțele care acționează în cele două secțiuni sunt: în secțiunea A - A forța tăietoare este T , iar în secțiunea B - B este $T + \frac{\partial T}{\partial x} \cdot dx$. Partea din forța tăietoare care este produsă de încărcarea statică echilibrează această sarcină și nu mai este luată în considerare la scrierea ecuației de mișcare (cu condiția ca toate deplasările să fie măsurate de la poziția de echilibru). Aplicând principiul lui D'Alembert, se obține:

$$\frac{\partial T}{\partial x} dx + F_i = 0 \quad (9.18)$$

Dar:

$$T = \frac{\partial M(x)}{\partial x}; \quad A_i = -A dx \cdot \rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}; \quad (9.19)$$

Se obține:

$$\frac{\partial^2 M(x)}{\partial x^2} = A \cdot \rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (9.20)$$

Folosind ecuația fibrei medii deformată, $\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -\frac{M(x)}{EI_{zz}}$, se determină momentul $M(x)$, care se introduce în relația 6.20, rezultând ecuația de bază pentru studiul vibrațiilor transversale ale arborilor:

$$-\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI_{zz} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] = A \cdot \rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (9.21)$$

Pentru arborii de secțiune constantă soluția ecuației 9.21, se caută de forma:

$$y(x, t) = X(x) \cos(\omega_n t + \theta), \quad (9.22)$$

care înlocuită în 9.21 conduce la ecuația:

$$\frac{d^4 X}{dx^4} = k_4 X \quad (9.23)$$

unde:

$$k^4 = \frac{\rho A}{EI_{zz}} \omega_n^2 \quad (9.24)$$

Scrisă sub o formă convenabilă considerării condițiilor la limită, soluția ecuației 9.23 este:

$$X = A[\cos(kx) + \operatorname{ch}(kx)] + B[\cos(kx) - \operatorname{ch}(kx)] + C[\sin(kx) + \operatorname{sh}(kx)] + D[\sin(kx) - \operatorname{sh}(kx)]. \quad (9.25)$$

Condițiile la limită pentru determinarea constantelor A, B, C, D se pun considerând următoarele observații:

- săgeata este proporțională cu X și este nulă pe reazem rigid;
- rotirea este proporțională cu X' și este nulă pe reazem încastrat;
- momentul încovoietor este proporțional cu X'' și este nul pe capăt liber sau articulat;
- forța tăietoare este proporțională cu X''' și este nulă pe capăt liber.

Pentru condiții la limită obișnuite, două dintre constantele A, B, C, D sunt nule, rămânând astfel în discuție două ecuații omogene cu două

constante. Din condiția de existență a unor soluții diferite de cea nulă, se obține o ecuație numită ecuația pulsațiilor, conținând drept necunoscută mărimea k . Soluțiile ecuației în k introduse în ecuația 9.24 permit determinarea valorilor frecvențelor proprii:

$$\omega_n = k^2 \sqrt{\frac{EI_{zz}}{\rho A}} \quad (9.26)$$

Fiecărei frecvențe proprii îi corespunde o formă de vibrație numită mod normal sau propriu de vibrație. Orice vibrație liberă posibilă a arborelui este formată din vibrații în moduri normale suprapuse. Într-un punct oarecare, mișcarea rezultantă este suma mișcărilor vibrațiilor modurilor normale componente.

În tabelul 9.10 sunt prezentate, pentru arbori de secțiune constantă, modurile normale de vibrație și ecuația pulsațiilor cu primele trei soluții. Se observă că pentru ultimele două constante se precizează numai raportul acestora, una dintre constante rămânând astfel nedeterminată, putând fi evaluată numai în cazul când este cunoscută amplitudinea vibrației.

Arbore cu mase atașate

Pentru determinarea frecvențelor proprii de vibrații ale arborilor ce au mase atașate, figura 9.21, utilizarea metodei exacte, prezentate anterior, devine foarte dificilă[10].

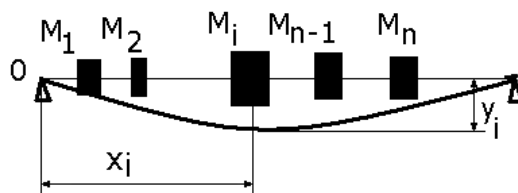


Figura 9.21

Pentru arbori cu secțiune constantă, dar în special pentru arbori cu secțiune variabilă, cu mase atașate, se utilizează metode aproximative. La folosirea metodei Rayleigh[10], în calculul energiei cinetice maxime se

Tabelul 9.10

Felul rezemării	Modul de vedere brațe	Forma modurilor normale și poziția nodurilor	Condiții de limită pt. ec. 9.25	Ecuatia pulsatiilor	Constantele din ecuația 9.25	kl	Raportul constantelor nenule R
Articulație - articulație	1		pt. $X=0$ $X''=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X''=0$ $x=l$	$\sin kl=0$ $kl=n\pi$	$A=0$ $B=0$ $C/D=R$	3,1416	1,000
	2		pt. $X=0$ $X''=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X''=0$ $x=l$			6,283	1,000
	3		pt. $X=0$ $X''=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X''=0$ $x=l$			9,425	1,000
încastrare - încastrare	1		pt. $X=0$ $X'=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X'=0$ $x=l$	$\cos kl \cdot \operatorname{ch} kl = 1$ $kl = \frac{2n+1}{2} \pi$	$A=0$ $C=0$ $D/B=R$	4,730	-0,9825
	2		pt. $X=0$ $X'=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X'=0$ $x=l$			7,853	-1,0008
	3		pt. $X=0$ $X'=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X'=0$ $x=l$			10,996	-1,000
încastrare - articulație	1		pt. $X=0$ $X'=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X''=0$ $x=l$	$\operatorname{tg} kl = \operatorname{th} kl$ $kl = \frac{4n+1}{4} \pi$	$A=0$ $C=0$ $D/B=R$	3,927	-1,0008
	2		pt. $X=0$ $X'=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X''=0$ $x=l$			7,069	-1,000
	3		pt. $X=0$ $X'=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X''=0$ $x=l$			10,210	-1,000
încastrare - capăt liber	1		pt. $X=0$ $X'=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X''=0$ $x=l$	$\cos kl \cdot \operatorname{ch} kl = -1$	$A=0$ $C=0$ $D/B=R$	1,875	-0,7341
	2		pt. $X=0$ $X''=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X''=0$ $x=l$	$kl = \frac{2n-1}{2} \pi$		4,694	-1,0185
	3		pt. $X=0$ $X''=0$ $x=0$ pt. $X=0$ $X''=0$ $x=l$			7,855	-0,9992

ia în considerare și energia cinetică acumulată de masele atașate și în acest caz frecvența proprie fundamentală va fi dată de relația:

$$\omega_0^2 = \frac{E \int_0^l \left[\frac{d^2 Y(x)}{dx^2} \right]^2 dx}{\rho \int_0^l A(x) Y^2(x) dx + \sum_{i=1}^{n_a} M_i Y^2(x_i)} \quad (9.27)$$

unde: n_a este numărul maselor M_i atașate pe lungimea arborelui;

$A(x)$ - aria secțiunii la distanța x ;

$Y(x)$ – funcția săgeții (în mod frecvent se utilizează funcția săgeții statice a arborelui sub o sarcină uniform repartizată).

În cazul în care pe arbore se găsește o singură masă, o valoare aproximativă, foarte apropiată de valoarea reală, se poate determina prin *metoda concentrării parametrilor*. La această metodă arborele este considerat ca un sistem cu un grad de libertate, cu rigiditatea k determinată ca un raport între forța aplicată pe arbore în dreptul masei atașate și deformația produsă. Pentru calculul pulsației proprii se folosește relația cunoscută de la vibrațiile sistemelor cu un grad de libertate:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{k}{M_a + m_b / \beta}} \quad (9.28)$$

unde: masa m este o sumă între masa atașată M_a și un anumit raport $1/\beta$ din masa arborelui m_b . Dacă masa atașată este între reazeme, $\beta = 2$, iar dacă este în consolă, $\beta = (3 \dots 5)$

Pentru cazuri complicate se face apel la utilizarea unor metode aproximative de iterații.

Vibrațiile flexionale ale unui arbore vertical fără masa proprie cu un disc atașat cu masă excentrică [7,10]

În figura 9.22, este reprezentat un arbore vertical pe care discul de masa m este montat accidental excentric, cu excentricitatea e . Forța centrifugă duce la apariția săgeții dinamice, f_{din} , care este echilibrată de forța elastică.

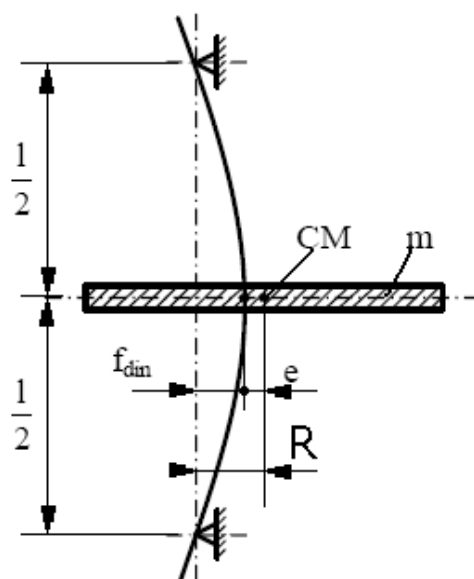


Figura 9.22

$$F_{cf} = m\omega^2 R = m\omega^2 (f_{din} + e) \quad (9.29)$$

$$F_{el} = c \cdot f_{din}; \quad c = \frac{48 \cdot E \cdot I}{l^3}; \quad (9.30)$$

în care c este rigiditatea flexională.

Egalând F_{cf} cu F_{el} , rezultă:

$$f_{din} = \frac{m\omega^2 e}{c - m\omega^2} \quad (9.31)$$

Atunci când $f_{din} \rightarrow \infty$; $\omega = \omega_{cr}$

Pulsația critică, la rezonanță va fi:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad (9.32)$$

Pentru arborii rigizi, săgeata dinamică relativă, crește odată cu creșterea turației, iar pentru arborii elastici aceasta scade odată cu

creșterea turației, până la valoarea $f_{din} = e$, figura 9.23. Când raportul $(f_{din}/e)=1$ pentru arborii elastici, se produce autocentrarea.

Pentru evitarea fenomenului de rezonanță se recomandă ca:

$$1,2 \leq \frac{\omega}{\omega_{cr}} \leq 0,8. \quad (9.33)$$

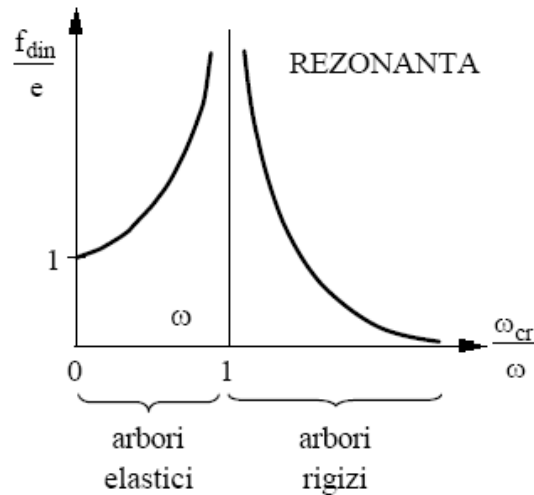


Figura 9.23

Masa arborelui poate fi distribuită uneori excentric și produce același efect ca și o masă atașată. Săgeata dinamică depinde de excentricitate. Aceleași efecte pot apărea și la arborii orizontali.

9.5 Calculul fusurilor și pivoților

Tronsoanele din osii și arbori aflate în contact cu lagărele în scopul asigurării rezemării acestora se numesc fusuri sau pivoți [7, 8, 9, 10].

Fusurile și pivoții trebuie să satisfacă următoarele cerințe:

- rezistență mare la rupere statică și la oboseală;
- rezistență bună la uzură și la coroziune;
- bună aderență la lubrifianți;
- capacitate mare de cedare a căldurii spre exterior;
- microgeometrie corespunzătoare a suprafeței.

În cazul lagărelor de alunecare, o atenție deosebită trebuie acordată cuplului de materiale fus – cuzinet.

Calitatea suprafeței fusului se asigură prin prelucrări corespunzătoare de finisare, care necesită asigurarea unei durități a

suprafeței fusului de 3...5 ori mai mare decât cea a cuzinetului. Arborii care au fusurile solicitate la șocuri se recomandă a fi executate din oțel de cementare. În cazul fusurilor destinate unor condiții grele de funcționare, se recomandă utilizarea unor tratamente de suprafață termochimice doar pe porțiunea fusurilor [7, 8, 9, 10].

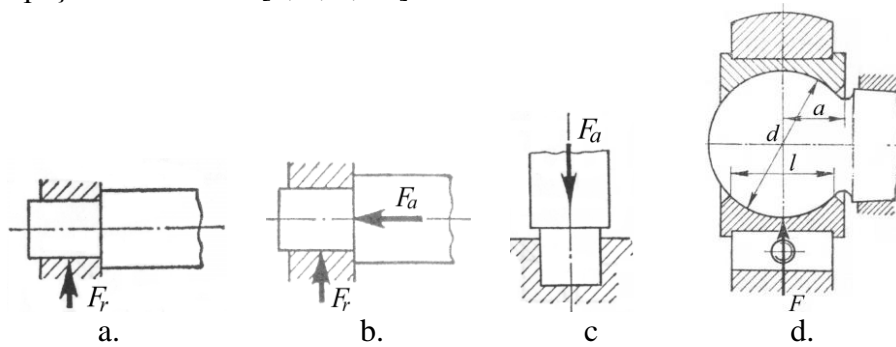


Figura 9.24

Clasificarea fusurilor și pivoților se face după următoarele criterii:

- direcția sarcinii preluate:
 - fusuri radiale (figura 9.24a);
 - fusuri radial - axiale (figura 9.24a);
 - fusuri axiale (figura 9.24a);
- poziția pe arbore:
 - fusuri de capăt (figura 9.24);
 - fusuri intermediare;
- rolul avut:
 - fusuri de rezemare (figura 9.24a,b,c);
 - fusuri de articulație (figura 9.24d).

9.5.1. Fusuri radiale de capăt

Fusul de capăt, reprezentat în figura 9.25, este supus acțiunii unei sarcini radiale F aplicată la mijlocul lungimii fusului. Din condiția de rezistență la încovoiere a fusului în zona saltului de diametru, se poate scrie relația [7, 8, 9, 10]:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_z} = \frac{F \frac{l}{2}}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq \sigma_{ai} \quad (9.34)$$

unde σ_{ai} este rezistența admisibilă la încovoiere.

Diametrul fusului este dat de relația:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16Fl}{\pi\sigma_{ai}}} = \sqrt{\frac{16F}{\pi\sigma_{ai}}} \beta \quad (9.35)$$

unde: $\beta = \frac{l}{d}$ este raportul lungime / diametru.

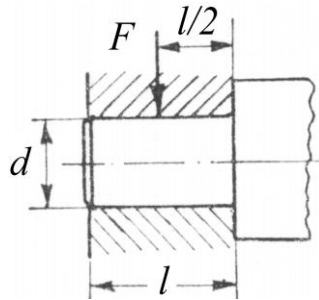


Figura 9.25

În mod obișnuit, $\beta = 0,3 \dots 1,8$, pentru lagăre scurte, iar dacă se impun rezemări autoreglabile, care să permită cuzinetului să urmeze înclinarea fusului rezultată din încovoierea arborelui, se adoptă $\beta = 1,8 \dots 2,5$, pentru lagăre lungi.

Pentru fusul radial fără joc figura 9.26, se consideră o distribuție uniformă de presiune pe suprafața fusului. Forța normală elementară dN echivalentă ca efect cu distribuția de presiune pe suprafața elementară $dA = lr d\alpha$ este:

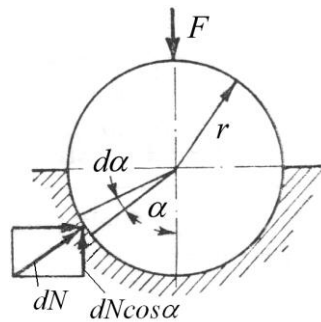


Figura 9.26

$$dN = p dA = pl r d\alpha \quad (9.36)$$

unde $d\alpha$ este unghiul la centru corespunzător suprafeței elementare dA .

Din condiția de echilibru pe direcția forței F rezultă:

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos \alpha \cdot p l r d\alpha = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \alpha \cdot p l r d\alpha = F \quad (9.37)$$

După integrare rezultă:

$$p l d = F \quad (9.38)$$

Presiunea medie de contact dintre fus și lagăr este dată de relația:

$$p_m = p = \frac{F}{dl} \leq p_a \quad (9.39)$$

unde p_a este presiunea admisibilă corespunzătoare cuplului de materiale aflate în contact.

Valorile admisibile p_a , se aleg funcție de viteza periferică a fusului și de frecvența, respectiv durata întreruperilor în exploatare, de felul ungerii și de posibilitățile de răcire. Pentru transmisii mecanice cu funcționare continuă, pentru cuplu de materiale oțel/fontă se recomandă $p_a = 0,3 \dots 5 \text{ MPa}$ iar pentru oțel/bronz $p_a = 5 \dots 15 \text{ MPa}$.

Relația de dimensionare va fi:

$$d_{\min \text{ nec}} = \sqrt{\frac{F}{p_a \beta}} \quad (9.40)$$

În cazul fusului cu joc, figura 9.27, din condiția de echilibru pe direcția forței F rezultă:

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos \alpha \cdot dN = 2 r l p_0 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \alpha \cdot d\alpha = F \quad (9.41)$$

După integrare rezultă:

$$\frac{\pi}{4} p_0 l d = F \quad (9.42)$$

Presiunea maximă de contact dintre fus și lagăr este dată de relația:

$$p_0 = \frac{4F}{\pi dl} = \frac{4}{\pi} p_m \quad (9.43)$$

În realitate se depășește această valoare, ajungând la $p_0 > 2 p_m$.

Pentru calculul de *verificare la încălzire a fusului* se admite ipoteza că întregul lucru mecanic de frecare se transformă în căldură, neglijându-se lucrul mecanic consumat în procesul de uzare a fusului, respectiv cuzinetului.

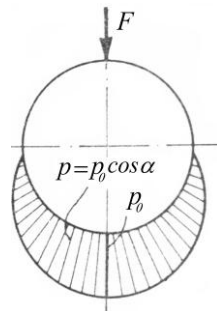


Figura 9.27

Puterea consumată prin frecare este dată de relația:

$$N_f = \mu Fv \quad (9.44)$$

care raportată la unitatea de arie a proiecției fusului, conduce la expresia puterii specifice consumate prin frecare:

$$N_{f,sp} = \frac{\mu Fv}{dl} = \mu p_m v \quad (9.45)$$

unde μ este coeficientul de frecare dintre fus și cuzinet iar v este viteza periferică a fusului.

Se consideră coeficientul de frecare independent de viteza periferică. Atunci, încălzirea fusului depinde de produsul $p_m v$, pentru care se impune limitarea dată de relația:

$$p_m v \leq (p_m v)_a \quad (9.46)$$

Pentru arborii transmisiilor mecanice se recomandă $(p_m v)_a = 1,5 \dots 2,5 [\text{MPa} \cdot \text{m/s}]$, iar pentru arborii mașinilor-unelte se recomandă $(p_m v)_a = 1 \dots 4 [\text{MPa} \cdot \text{m/s}]$. Dacă nu este satisfăcută condiția 9.46, se recomandă majorarea lungimii l a fusului.

9.5.2. Fusuri axiale (pivoți)

Sunt valabile principiile aplicate în cazul fusurilor radiale, cu adaptările impuse de forma și modul de lucru ale acestora [7, 8, 9, 10].

Pivoții sunt solicitați la compresiune, presiune de contact și încălzire. În cazul pivoților circulari plini, figura 9.28, dacă se consideră presiunea de contact constantă și egală cu presiunea medie p_m , se poate scrie:

$$p = p_m = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq p_a \quad (9.47)$$

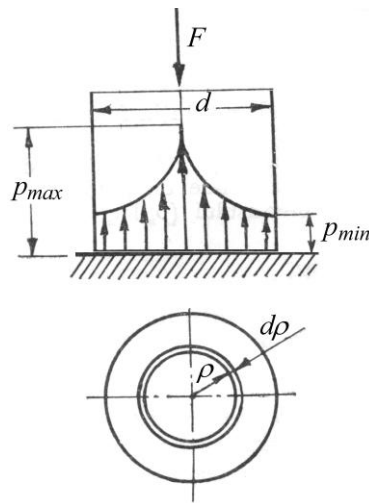


Figura 9.28

diametrul fusului va fi:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi p_a}} \quad (9.48)$$

unde p_a este presiunea admisibilă.

La pivoți inelari, suprafața de contact este de formă inelară, cu diametrul interior d_1 și diametrul exterior d_2 :

$$p = p_m = \frac{4F}{\pi(d_2^2 - d_1^2)} \leq p_a \quad (9.49)$$

$$d_2^2 - d_1^2 = \frac{4F}{\pi p_a} \quad (9.50)$$

În realitate, presiunea de contact este neuniformă, astfel încât pentru suprafața elementară de contact $dA = 2\pi\rho d\rho$ se poate scrie ecuația de echilibru:

$$dF = p dA = 2\pi\rho p d\rho \quad (9.51)$$

Se consideră produsul $p\rho = \text{const.}$ și rezultă:

$$F = \int_0^{d/2} 2\pi p\rho d\rho = \pi d p \rho \quad (9.52)$$

Presiunea de contact este dată de relația

$$p = \frac{F}{\pi d \rho} \quad (9.53)$$

Se observă din relație ca p tinde să ia valori infinite de mari în centrul secțiunii și valori minime pe conturul exterior al acesteia, când $\rho = d/2$:

$$p_{\min} = \frac{2F}{\pi d^2} = \frac{p_m}{2} \quad (9.54)$$

Pentru a evita creșterea presiunii în zona centrală a suprafeței de contact, se poate executa o degajare centrală a fusului, rezultând astfel o secțiune inelară de contact figura 9.29

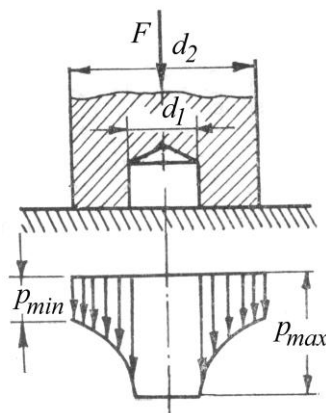


Figura 9.29

În acest caz, relația 9.52 ia forma:

$$F = \int_{d_1/2}^{d_2/2} 2\pi r p r dr = \pi r p (d_2 - d_1) \quad (9.55)$$

iar presiunile minime, respectiv maxime în zona de contact sunt date de relațiile:

$$p_{\min} = \frac{2F}{\pi d_2 (d_2 - d_1)} \quad (9.56)$$

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi d_1 (d_2 - d_1)} \quad (9.57)$$

Verificarea la încălzire a pivoților se face cu relația:

$$p_m v_m \leq (p_m v_m)_a \quad (9.58)$$

unde: v_m – viteza medie

$$v_m = \frac{\pi (d_2 + d_1) n}{2 \cdot 60 \cdot 1000} \quad (9.59)$$

în care d_1, d_2 se exprimă în [mm] iar turația n în [rot/min].

Se recomandă $(p_m v_m)_a = 1,5 \dots 3(4) \text{MPa}$. Dacă pivoții nu verifică condiția 9.58, atunci se mărește diametrul exterior d_2 sau se adoptă varianta de pivot multiinelar figura 9.30 .

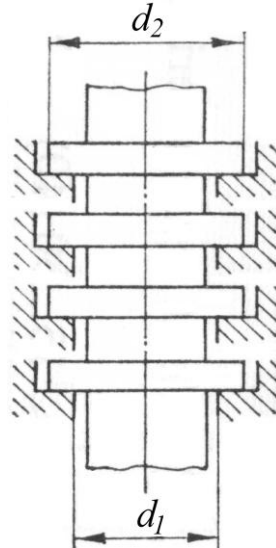


Figura 9.30

9.5.3. Fusuri sferice

Se recomandă numai acolo unde între fus și lagăr apar mișcări relative oscilante în plane diferite, datorită costului ridicat de prelucrare figura 9.31 [7, 8, 9, 10].

Presiunea medie de contact se calculează cu relația:

$$p_m = \frac{F}{d_m l} \quad (9.60)$$

unde: $d_m \approx 0,9d$ reprezintă diametrul mediu de rezemare.

Dacă unghiul de contact în secțiune axială este:

$$\varphi = \frac{1}{d_m} \quad (9.61)$$

atunci:

$$d_m = \sqrt{\frac{F}{p_m \varphi}} \quad (9.62)$$

Datorită condiționărilor geometrice, $l < d$ respectiv $\varphi < 1 \text{ rad}$. Lungimea relativ mică a fusului conduce la dimensiuni radiale mari ale acestuia. Se recomandă $\varphi \approx 0,7 \text{ rad}$.

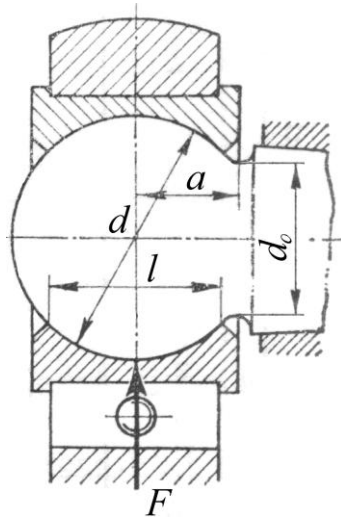


Figura 9.31

Din condiția de rezistență la încovoiere se scrie:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_z} = \frac{F \cdot a}{\frac{\pi d_0^3}{32}} \leq \sigma_{ai} \quad (9.63)$$

d_0 - diametrul fusului sferic în zona de gâtuire;

- a distanța de centrul fusului la d_0 :

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{32F \cdot a}{\pi \sigma_{ai}}} \quad (9.64)$$

pentru care, în mod constructiv se adoptă $d_0 \approx 0,6d$.

Folosind relația 9.46, se face verificarea la încălzire cu v :

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} \quad (9.65)$$

Dacă nu este satisfăcută condiția impusă prin relația, 9.46, se mărește diametrul d .

rezultând $d=53$ mm și ținând cont de canalele care trebuie să se prelucereze pe arbore și de dimensiunile standardizate pentru rulmenți se adoptă $d = 60$ mm.

Se întocmește schița arborelui, figura 9.33, stabilindu-se dimensiunile pe lungime ale arborelui.

Se calculează forțele care încarcă arborele cu relațiile specifice:

$$F_t = \frac{2M_t}{D_{ml}} = \frac{2 \cdot 573000}{48} = 23875 \text{ N}; \quad (9.68)$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 23875 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 21^\circ 48' = 318 \text{ daN} \quad (9.69)$$

$$(\delta_1 = \operatorname{arctg} i_1 = \operatorname{arctg} 2,5 = 21^\circ 48')$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 23875 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 21^\circ 48' = 8090 \text{ N}. \quad (9.70)$$

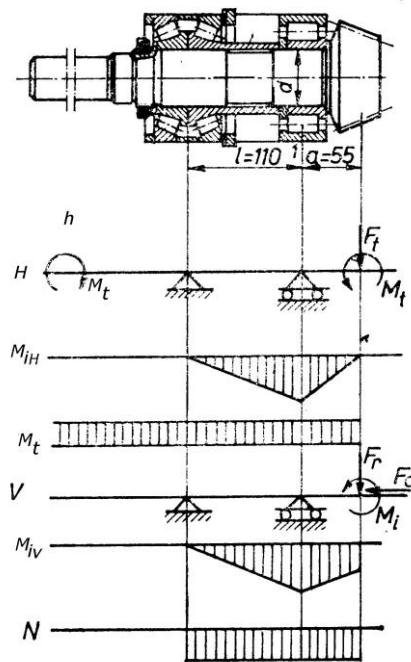


Figura 9.33

Pentru trasarea diagramelor de momente – în cele două plane – se calculează:

$$M_{iH1} = aF_t = 55 \cdot 23875 = 1313125 \text{ N} \cdot \text{mm}; \quad (9.71)$$

$$M_{iV1} = M_i + aF_r = 76320 + 55 \cdot 8090 = 521270 \text{ N} \cdot \text{mm}; \quad (9.72)$$

$$M_i = F_a \frac{D_{m1}}{2} = 3180 \frac{48}{2} = 76320 \text{ N} \cdot \text{mm}; \quad (9.73)$$

$$M_{i1} = \sqrt{M_{iH1}^2 + M_{iV1}^2} = \sqrt{1313125^2 + 521270^2} = 1412805 \text{ N} \cdot \text{mm}; \quad (9.74)$$

$$M_t = 573000 \text{ N} \cdot \text{mm}; N = F_a = 3180 \text{ N}. \quad (9.75)$$

Secțiunea periculoasă este secțiunea I , pentru care eforturile unitare au valorile:

$$\sigma_{i1} = \frac{32M_{i1}}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 1412805}{3,14 \cdot 60^3} = 66,6 \text{ N/mm}^2; \quad (9.76)$$

$$\sigma_{t1} = \frac{N}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{3180}{\frac{3,14 \cdot 60^2}{4}} = 1,125 \text{ N/mm}^2; \quad (9.77)$$

$$\sigma_1 = \sigma_{i1} + \sigma_{t1} = 66,6 + 1,1 = 67,7 \text{ N/mm}^2; \quad (9.78)$$

$$\tau_t = \frac{16M_t}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 573000}{3,14 \cdot 60^3} = 13,5 \text{ N/mm}^2. \quad (9.79)$$

Efortul unitar redus:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4(\alpha\tau)^2} = \sqrt{67,7^2 + 4(0,6 \cdot 13,5)^2} = 68,2 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{aiIII}, \quad (9.80)$$

unde:

$$\alpha = \frac{\sigma_{aiIII}}{\sigma_{aiII}} = \frac{90}{150} = 0,6 \text{ n} \quad (9.81)$$

BIBLIOGRAFIE

1. Bernd K., *Kohler/Rognitz Maschinenteile 1,2*, B.G.Teubner Stuttgart – Leipzig – Weisbaden 2004
2. Buzdugan Gh., *Rezistența materialelor*, București, Editura Tehnică, 1981.
3. Crețu Sp., *Contactul concentrat elastic-plastic*, Editura Politehniun, Iași, 2009
4. Crețu Sp., *Mecanica contactului*, Editura “Gheorghe Asachi” Iași, 2002
5. Crudu I., *Încercarea materialelor la uzură*, Vol. I, Editura tehnică, București, 1983.
6. Drăghici I., ș.a., *Organe de mașini - probleme*, București, Editura Tehnică și Pedagogică, 1980.
7. Filipoiu I. D., Raseev, M., Voica, I., *Organe de mașini, Vol. I*, Universitatea “Politehnica” Bucuresti, 1994.
8. Florea R., ș.a., *Organe de mașini*, București, Editura Tehnică 2007.
9. Gafițanu M., ș.a. - *Organe de mașini, vol. I, II* - Ed. Tehnică, București, 1999
10. Gafițanu M., ș.a. *Organe de mașini, vol. I și vol.II*. București, Editura Tehnică, 1981.
11. Gafițanu M., Nastase, D., Crețu, Sp., Olaru, D., Racocea, C. - *Rulmenți - vol. I, II*, Ed. Tehnică, București, 1985
12. Grigoraș Șt., *Ingineria fiabilității*, Iași, Editura Junimea, 2003-2007, Vol. 1 - 2.
13. Grigoraș Șt., Stirbu Cr., ș.a., *Bazele proiectării organelor de mașini*, Chișinău: Tehnica-Info, 2000.- 2Vol.
14. Grigoraș Șt., ș.a. - *Calitate, fiabilitate, mentenabilitate: îndrumar de laborator*, Iași: Univ. Tehnică, 1999
15. Hostiuc L., Hanganu L. C., Bujoreanu C., *Culegere de probleme organe de mașini pentru Facultatea de textile*, I. P. Iași, 1993

16. Ianuș G., *Contribuții la studiul influenței lubrificației asupra fiabilității rulmenților (lubrifianți plastici)*, Teză de doctorat, Conducător științific: prof. dr. ing. Mihai Gafițanu, Iași, 2001
17. Jula A., ș.a., *Mecanisme șurub piuliță - îndrumar de proiectare*, Brașov, Editura Lux Libris, 2000.
18. Klebanov M. B., Barlam M. D., Nystrom E.F., *Machine Elements Life and Design*, Taylor & Francis Group Boca Raton London, New York, 2008.
19. Klimov K. I. - *Antifrictionnie plasticiniiie cmazki* - Moscova, Himiia, 1988.
20. Kragelsky I. V., Alisin, V. V. – *Friction – Wear – Lubrication* - Ed. MIR., Moscova, 1981.
21. L'Institute Francais de Petrol - *Proprietes rheologiques des lubrifiants* - Edition Technip, Paris, 1985.
22. Manolescu N., Andrian A., Costinescu V., *Manualul inginerului mecanic*, București, Editura Tehnică, 1976.
23. Olaru D., *Fundamente de Lubrificație*, Editura “Gheorghe Asachi” Iași, 2002.
24. Olaru D., *Tribologie*, Universitatea Tehnică Iași, 1993.
25. Pascovici M. D. și Cicone Tr., *Elemente de tribologie*, Editura Bren, București, 2001.
26. Pavelescu D., Radulescu Gh., Gafițanu M., Gheorghiu N., *Organe de mașini*, București, Editura Tehnică și Pedagogică, 1985.
27. Pavelescu D., Musat, M., Tudor, A., *Tribologie*, Editura didactică și pedagogică, București, 1977.
28. Pavelescu D., Radulescu, Gh., Gafițanu, M., Gheorghiu, N., *Organe de mașini*, Editura didactică și pedagogică, București, 1985.
29. Pavelescu D., *Tribotehnică*, Editura tehnică, București, 1983.
30. Popinceanu N., Gafițanu M., Diaconescu E., Crețu S., Mocanu D. R., *Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire*. Editura tehnică, București, 1985.
31. Rîpă M. și Tomescu L, *Elemente de tribologie*, Editura Fundației Universitare „Dunărea de Jos”, Galați, 2004.
32. Simionescu C. S., Nastac S., *Mentenanța și fiabilitatea mașinilor* Editura Universității "Dunărea de Jos", Galați – 2003.
33. Stirbu Cr., *Prietenul SolidWorks al proiectantului*, Iași: Tehnopress, 2007.
34. Tudor, A., *Frecarea și uzarea materialelor*, Ed. Bren, București, 2002.