

Lel 7,50

Handwritten text in the center of the left gear:
bnsj
...
A. E.
B. G.
S. I.
D. I.

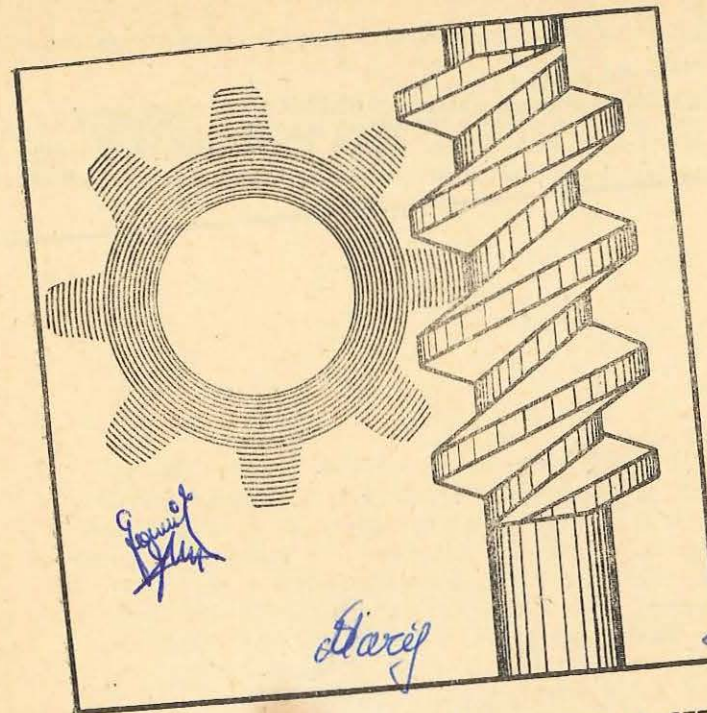
EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ
BUCUREȘTI — 1973

ORGANE DE MAȘINI

ORGANE DE MAȘINI

Manual pentru licee de specialitate—anul III
și școli de măști

N. STERE



Harun
[Signature]

ing. N. STERE

Andrei V. V. V.
[Signature]

ORGANE DE MAȘINI

MANUAL PENTRU LICEE DE SPECIALITATE,
ANUL III ȘI ȘCOLI DE MAÎȘTRI



EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ
BUCUREȘTI

Manualul a fost elaborat în anul 1969 pe baza programei școlare aprobate de Ministerul Educației și Învățământului cu nr. 88831/1967

Redactor : ing. Popa Maria
Tehnoredactor : Daniel Achile

Coperta : Wegemann V.

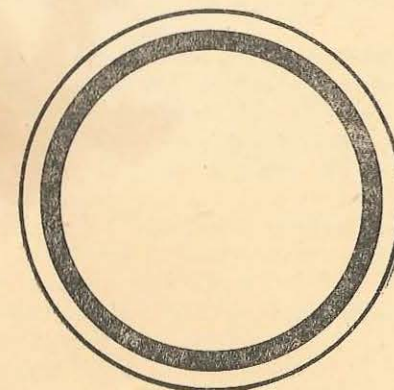
PARTEA ÎNȚI

GENERALITĂȚI ASUPRA ORGANELOR DE MAȘINI

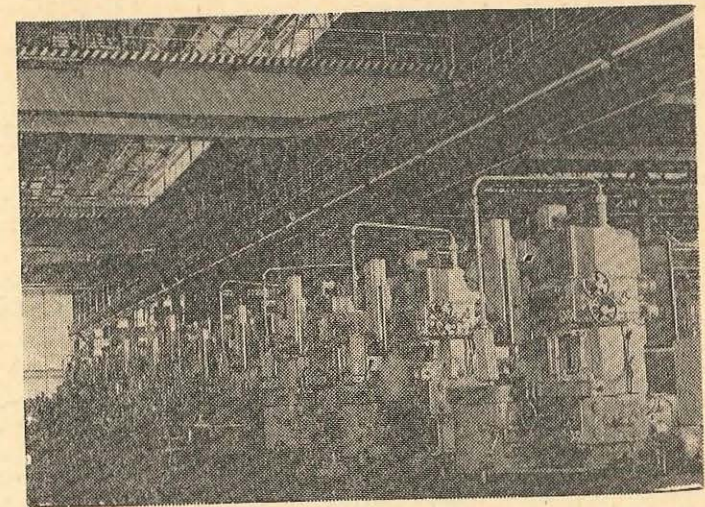
Corelația dintre satisfacerea nevoilor materiale crescînde ale societății (măsurate prin creșterea nivelului de trai) și dezvoltarea cantității de energie utilă „eliberată” determină dezvoltarea impetuoasă a construcției de mașini și aparate.

Sursele de energie naturală sînt epuizabile (depozitele de combustibil fosil) sau nepuizabile (resursele hidraulice, marea și vînturile, energia atomică și energia solară care poate fi transformată direct în electricitate). Eliberarea energiei din formele sale naturale nepuizabile necesită noi eforturi științifice și tehnico-industriale pentru a fi transformată în energie mecanică utilă. Din aceste eforturi vor rezulta nu numai perfecționarea mașinilor și a aparatelor construite pe principii cunoscute, ci și crearea unor tipuri noi de mașini și mecanisme.

Creație tehnică a omului, *mașina este realizată dintr-un ansamblu de elemente mecanice (organe) înlănțuite cinematic cu mișcări determinate*, în scopul producerii lucrului mecanic util, sau al transformării energiei dintr-o formă în alta.



CAPITOLUL



NOȚIUNI INTRODUCTIVE

1.1. ÎNSUȘIRI ALE ORGANELOR DE MAȘINI

Organele de mașini sînt piese (eventual ansambluri de piese) care în formă sau cu funcțiuni similare intră în compunerea organică a oricăror mașini, agregate, mecanisme și dispozitive.

Fiecare organ de mașină are rol funcțional bine determinat, poate fi analizat, proiectat și executat în mod independent.

Performanțele funcționale și tehnice ale oricărei mașini depind de doi factori :

- concepția proiectantului care elaborează schema de principiu a viitoarei mașini ;

- însușirile calitative ale fiecărui element component.

Primul factor poate fi asigurat printr-o temeinică pregătire teoretică și practică de specialitate a proiectantului. Al doilea factor demonstrează că siguranța în exploatarea mașinii este hotărîtă de ansamblul calității fiecărui organ component. Pentru aceasta, organele de mașini trebuie să satisfacă următoarele condiții de bază :

- să corespundă scopului funcțional pentru care se construiesc ;
- să fie simple, economice și să prezinte siguranță în exploatare, adică să reziste solicitărilor la care sînt supuse ;
- să asigure o durată suficientă de funcționare în raport cu calitatea materialului și a tehnologiei de execuție.

Rezistența propriu-zisă, rigiditatea, rezistența la uzare, rezistența la temperatură caracterizează materialele organelor de mașini de a-și menține o anumită capacitate de a rezista și de a funcționa în diferite condiții.

Interschimbabilitatea definește însușirea pieselor dintr-o mulțime de a putea fi schimbate cu oricare dintre piesele altei mulțimi, prin respectarea condițiilor funcționale ale sistemului tehnic din care face parte.

Condiția de interschimbabilitate permite înlocuirea rapidă a pieselor uzate, deci restabilirea performanțelor inițiale ale organului de mașină înlocuit. De exemplu, rulmentul uzat dintr-un lagăr poate fi înlocuit prin orice rulment nou, de același tip și dimensiune nominală, fără a fi supus unor prelucrări suplimentare.

1.2. CLASIFICAREA ORGANELOR DE MAȘINI

Marea diversitate de forme și dimensiuni permite gruparea organelor de mașini după o serie de criterii, dintre care mai importante sînt cele constructive și cele funcționale.

Constructiv, organele de mașini se grupează în : *organe simple* (pene, nituri, șuruburi, arcuri, osii și arbori, roți etc.) și în *organe complexe* (lagăre, rulmenți, ambreiaje, robinete etc.). Organele complexe reprezintă un ansamblu de piese elementare, care numai în totalitatea lor pot îndeplini un rol funcțional unic.

După rolul funcțional, organele de mașini se grupează astfel :

— *organe pasive* (nituri, știfturi, pene, arcuri, șuruburi etc.) care nu contribuie în mod direct la transmiterea, la realizarea sau la transformarea mișcării ;

— *organe active* (șuruburi, roți, arbori, rulmenți, cabluri, biele, pistoane, manivele etc.) care, în funcționare, au rolul de transmitere sau transformare a mișcării.

1.3. FORȚE ȘI SOLICITĂRI CARACTERISTICE ORGANELOR DE MAȘINI

Forțele care solicită organele de mașini pot fi grupate în *forțe exterioare* (presiunea unui fluid, forța elastică a unui arc, greutatea proprie și forțe de inerție) și *forțe interioare* (forțele de frecare din lagăre și din ghidajele mașinilor).

Dimensionarea unei piese se poate face numai după ce se cunosc sau se determină toate forțele care acționează asupra sa în perioada funcționării de regim a mașinii.

În scopul proiectării unui organ de mașină sînt cunoscute sau determinate în prealabil forțele exterioare cu efect motor (de exemplu, presiunea gazelor din cilindrul motorului de automobil) și cele cu efect rezistent, datorite procesului tehnologic pentru care se construiește mașina, cum ar fi, de exemplu, rezistența materialului supus prelucrării printr-o mașină de găurit.

Pentru simplificarea calculelor, uneori nu se ia în considerație efectul forțelor de inerție și nici cel datorit greutății proprii. Această simplificare se face în mod frecvent în diferite cazuri justificate.

După caracterul variației în timp, forțele pot fi grupate în *statice* și *dinamice*.

Starea de solicitare mecanică a corpurilor solide deformabile, deci a organelor de mașini ca piese reale, este determinată de caracterul forțelor care o produc.

Solicitățile statice ale organelor de mașini sînt determinate prin aplicarea lentă a forțelor de solicitare de la valoarea zero pînă la valoarea finală (maximă) la care rămîn constante.

În construcția de mașini, solicitările rigurose statice ale pieselor se întîlnesc foarte rar. Totuși sînt numeroase cazurile în care, în mod convențional, piesele sînt considerate ca fiind solicitate static ; de aceea pot fi calculate și dimensionate prin metode simple.

Solicitățile variabile sînt solicitări dinamice, determinate de variația periodică a mărimii sau a direcției forței lor de solicitare, ceea ce determină variația periodică a eforturilor unitare între o limită superioară σ_{max} și una inferioară σ_{min} . Principalele organe de mașini sînt supuse la solicitări variabile și calculate prin metodele corespunzătoare acestor cazuri. De exemplu, pistonul motorului de tractor împreună cu piesele cu care este asamblat sînt solicitate variabil, deoarece, prin destindere, presiunea gazelor arse variază de la o valoare maximă pînă la una minimă. Această variație se repetă cu fiecare ciclu al mișcării motorului. Solicitățile dinamice propriu-zise presupun aplicarea bruscă, prin șoc, a forțelor exterioare.

Acțiunea forțelor exterioare într-o secțiune oarecare a unei piese determină tipurile de eforturi unitare, respectiv solicitările simple indicate în tabela 1.1.

T a b e l a 1.1

Tipurile de solicitare și eforturile unitare corespunzătoare

Forța sau momentul de solicitare	Simbol	Denumirea solicitării	Efortul unitar (simbol)
Forța normală	N	Întindere-compresiune	σ_t, σ_c
Forță tangențială (tăietoare)	T	Forfecare sau tăiere	τ_f
Moment de răsucire	M_t	Răsucire sau torsiune	τ_t
Moment de încovoiere	M_f	Încovoiere	σ_i

Solicitățile compuse sînt provocate de prezența simultană a două sau mai multe solicitări simple în aceeași secțiune a piesei.

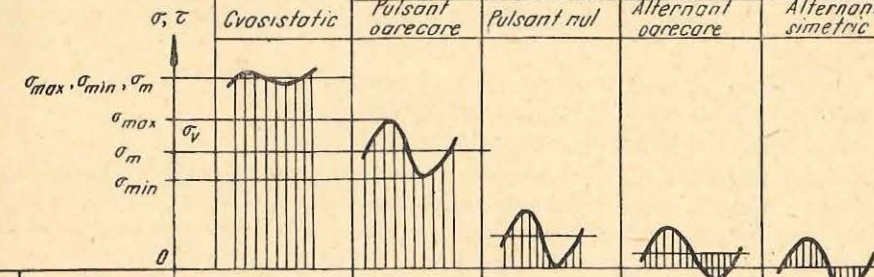
Solicitățile simple ca și cele compuse pot fi statice sau dinamice. În tabela 1.2 sînt prezentate tipurile de solicitări, relațiile lor caracteristice și relațiile empirice între eforturile unitare. Principalele cicluri de variație a eforturilor unitare sînt reprezentate schematic în tabela 1.3. Majoritatea organelor de mașini sînt solicitate în următoarele cazuri ; *cazul I*, ciclu de *solicitare constantă* sau aproximativ constantă ; *cazul II*, ciclu *pulsant nul* ; *cazul III*, ciclu *alternant simetric*.

Tipuri de solicitări, relațiile caracteristice între eforturile unitare și domeniile de aplicare

Solicitările	Relația de calcul	Domeniul aplicării
Statice, simple (σ sau τ)	$\sigma_{t(c)} = \frac{F}{A}$	Tracțiune, compresie strivire
	$\tau_f = \frac{F}{A}$	Forfecare
	$\sigma_c = \frac{M_c}{W}$	Încovoiere $W = \frac{\pi}{32} d^3 \approx 0,1 d^3$
	$\tau_t \approx \frac{M_t}{W_p}$	Torsiune $W_p = \frac{\pi}{16} d^3 \approx 0,2 d^3$
Compuse ($\sigma + \tau$)	$\sigma_{tot} = \sigma_{t(c)} \approx \sigma_c = \frac{F}{A} \pm \frac{M_c}{W} \leq \sigma_a$	Tracțiune (compresie) și încovoiere
	$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_a$ $M_{ech} = \sqrt{M_c^2 + M_t^2} \leq W\sigma_a$	Pentru încovoiere și torsiune $M_t = 71620 \frac{P}{n}$ P = puterea în CP n = turația în rot/min
Relații empirice între eforturile unitare σ, τ		
Statice simple $\sigma \approx \tau$	$\sigma_c \approx (0,55-0,75)\sigma_r$ $\sigma_{at} = (1,1-1,2)\sigma_{at}$ $\sigma_{as} \leq 3\sigma_{ac}$ (s = strivire prin contact) $\tau_{ct} \approx (0,58-0,65)\sigma_c$ $\tau_{rf} \approx (0,7-0,8)\sigma_r$ $\tau_{rt} \approx 0,85\sigma_r$ $\tau_{rf} = (0,7-0,8)\sigma_r$ $\tau_{at} = (0,6-0,67)\sigma_{at}$	Oțeluri obișnuite (oțel carbon)
Variabile	$\sigma_{-1} = 0,6\sigma_r$	$\sigma_r < 50 \text{ kgf/cm}^2$
	$\sigma_{-1} = 0,5\sigma_r$	$50 < \sigma_r < 70 \text{ kgf/cm}^2$
	$\sigma_{-1t} = (0,6-0,9)\sigma_r$	Oțeluri obișnuite (oțel carbon)
	$\tau_{-1t} = (0,22-0,25)\sigma_r$ $\sigma_{at} = 1,5\sigma_{-1}$ $\sigma_{ot} = 1,54\sigma_{-1}$	

Tabela 1.3

Cicluri de solicitare ale organelor de mașini

		Ciclu I				
		Constant	Variabil			
		Cvasistatic	Pulsant oarecare	Pulsant nul	Alternant oarecare	Alternant simetric
						
Caracteristici	Cazul de solicitare	I	oarecare	II	-	III
	Simbolul efortului unitar de rupere	$\sigma_r; \tau_r$	$\sigma_R; \tau_R$	$\sigma_0; \tau_0$	-	$\sigma_{-1}; \tau_{-1}$
	Asimetria ciclului $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$	$R = +1$	$0 < R < 1$	$R = 0$	$-1 < R < 0$	$R = -1$
	Amplitudinea $\sigma_v = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$	$\sigma_v = 0$	$\sigma_v \neq 0$	$\sigma_v = \sigma_m = 1/2 \sigma_{max}$	$\sigma_v \neq 0$	$\sigma_v = \sigma_{max} = -\sigma_{min}$
	$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$	$\sigma_m = \sigma_{max} = \sigma_{min}$	$\sigma_m > 0$	$\sigma_m \neq 0$	$\sigma_m \neq 0$	$\sigma_m = 0$
Coeficientul de siguranță C		$C = \frac{\sigma_L}{\sigma_a} = \frac{\sigma_L}{\sigma_{ef}}$				Solicitări simple $\sigma \neq 0; \tau = 0$ $C = \frac{\sigma_L}{K_\sigma \sigma_v}$ $\sigma = 0; \tau \neq 0$ $C = \frac{\tau_L}{K_\tau \tau_v}$ Solicitări compuse $\sigma \neq 0; \tau \neq 0$ $C = \frac{C_\sigma C_\tau}{\sqrt{C_\sigma^2 + C_\tau^2}}$
		σ_L tensiune limită (critică) σ_a tensiune admisibilă σ_{ef} tensiune efectivă				

1.4. CAPACITATEA DE REZISTENȚĂ

Capacitatea de rezistență, sau capacitatea portantă a unei piese este caracterizată prin posibilitatea de a rezista la solicitări exterioare sau de a transmite mișcarea și puterea mecanică. Ea depinde de următorii factori principali:

- caracteristicile fizico-mecanice ale materialului;
- forma constructivă și tehnologia de fabricație;
- caracterul solicitării sau al ciclului de solicitare.

În scopul utilizării mai economice a materialelor din care se construiesc organele de mașini, caracteristicile fizico-mecanice ale acestora pot fi îmbunătățite prin aplicarea unor tratamente termice, termo-chimice sau de suprafață specifice (călire, cianurare, ecruisare, cromare dură etc.).

În același scop trebuie determinată forma optimă a piesei capabile să asigure o solicitare cât mai uniformă în toate secțiunile sale. Este știut că, variațiile bruște ale secțiunilor determină concentrarea eforturilor unitare, ceea ce poate reduce considerabil capacitatea de rezistență a piesei respective (fig. 1.1). Concentratorii devin foarte periculoși în cazul pieselor din oțel aliat supuse la solicitări variabile. În cazul pieselor construite din cupru sau din alte materiale cu proprietăți plastice accentuate, efectul de concentrare nu este periculos.

Rezistențe admisibile pentru organe de mașini. Calculele de dimensionare ale organelor de mașini au în vedere eficiența economică (economia de material și manoperă) și garantarea siguranței în funcționare.

Rezistența admisibilă σ_a sau τ_a se obține raportând efortul unitar σ (de rupere σ_r , de curgere σ_c , de elasticitate σ_e) la coeficientul de siguranță corespunzător (C_r , C_c , C_e), astfel:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{C_r}; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_c}{C_c}; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_e}{C_e}. \quad (1.1)$$

Eforturile unitare limită σ_r , σ_c sînt indicate în standarde, în kgf/mm^2 sau în kgf/cm^2 , fiind determinate în laboratoarele uzinelor producătoare ale materialelor respective. Valorile coeficienților de siguranță sînt deduse din practică; $C_r = 3 \dots 5$; $C_c = 2 \dots 3$; $C_e = 1,5 \dots 2,5$.

În cazurile pieselor cu concentratori, (fig. 1.1) și ale solicitărilor variabile, (fig. 1.2), coeficientul de siguranță are valori mai mari ($C = 3 \dots 6$), deoarece trebuie luat în considerație efectul de creștătură prin valorile coeficientului de concentrare a eforturilor unitare $\beta_K \sigma$ sau

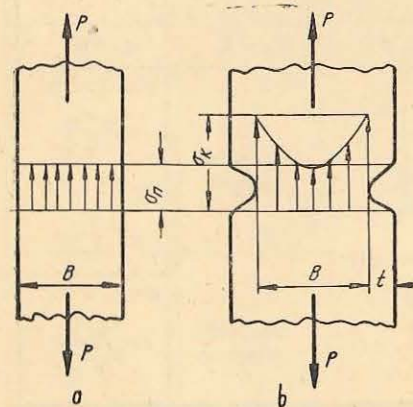


Fig. 1.1. Reducerea capacității de rezistență datorită efectului de creștătură
a — piesă fără concentrator; b — piesă cu concentrator.

$\beta_K \tau$ ale căror valori mai uzuale sînt date în tabele (v. tab. 8.1) sau în diagrame prin coeficientul de rugozitate a suprafeței γ_σ (v. tab. 8.3) și prin coeficientul dimensional ε (v. tab. 8.2). Influența acestor factori asupra determinării rezistenței admisibile poate fi luată în considerație prin coeficientul global K_σ astfel:

$$K_\sigma = \frac{\beta_K \sigma}{\varepsilon \sigma \gamma_\sigma}; \quad K_\tau = \frac{\beta_K \tau}{\varepsilon \tau \gamma_\tau}, \quad (1.2)$$

iar rezistența admisibilă devine:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{C_c K_\sigma} = \frac{\sigma_c}{C K_\sigma} = \frac{\sigma_c \varepsilon \sigma \gamma_\sigma}{C \beta_K \sigma}. \quad (1.3)$$

În cazul pieselor supuse la solicitări variabile, rezistența admisibilă se determină în funcție de rezistența limită la oboseală, care are valori specifice fiecărui caz de solicitare (v. anexa 1).

Experiențele sistematice au dovedit că, din cauza fenomenului de oboseală, piesele supuse la solicitări variabile rezistă mai puțin decît cele solicitate static. De exemplu, o epruvetă de oțel care se rupe prin solicitare statică cînd valoarea efortului unitar devine $\sigma_r = 48 \text{ kgf/mm}^2$, prin solicitare variabilă, după un ciclu alternant simetric, se rupe la $\sigma_R = 25,7 \text{ kgf/mm}^2$, deci capacitatea de rezistență scade la 57%.

Prin diagrama lui Wöhlher (fig. 1.2), se arată că există o valoare maximă a efortului unitar, numită rezistență la oboseală, la care nu se mai produce ruperea materialului solicitat variabil printr-un număr foarte mare de cicluri de bază N_B (pentru oțeluri $N_B = 10^6 \dots 10^7$ cicluri).

Capacitatea de rezistență minimă o au organele de mașini supuse cazului III de solicitare — *ciclul alternant simetric*. Capacitatea portantă a pieselor este mai mare cînd acestea sînt solicitate în cazul II — *ciclul pulsant nul*.

În cazul I de solicitare statică, elementele mașinilor și ale instalațiilor au cea mai mare capacitate de rezistență.

Indicații concrete privind determinarea rezistenței admisibile (σ_a , τ_a) sînt date la capitolele respective, corespunzător organelor de mașini analizate.

Valorile eforturilor unitare ale epruvetelor (σ_{-1} , τ_{-1}) se găsesc în tabele (anexa 1) sau în standarde, deci nu se calculează.

Pentru a se ajunge de la rezistența la oboseală limită a epruvetelor solicitate după un ciclu

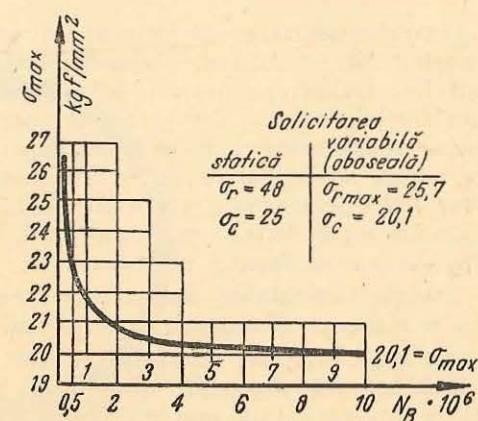


Fig. 1.2. Diagrama lui Wöhlher.

alternat simetric (σ_{-1} , τ_{-1}) la rezistența la oboseală a pieselor solicitate în condițiile epruvetelor (σ_{-1p} ; τ_{-1p}), se aplică relațiile:

$$\sigma_{-1p} = \frac{\sigma_{-1}}{K\sigma}; \text{ respectiv } \tau_{-1p} = \frac{\tau_{-1}}{K\tau}, \quad (1.4)$$

iar rezistențele admisibile (σ_{-1a} , τ_{-1a}) utilizate în relațiile pentru dimensionarea pieselor se obțin din rapoartele:

$$\sigma_{-1a} = \frac{\sigma_{-1p}}{C}; \text{ respectiv } \tau_{-1a} = \frac{\tau_{-1p}}{C}. \quad (1.5)$$

Din relația (1.5) rezultă:

$$\text{respectiv } \left. \begin{aligned} C &= \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{-1a}}; \\ C &= \frac{\tau_{-1p}}{\tau_{-1a}}. \end{aligned} \right\} \quad (1.6)$$

Aceste relații (indicate și în tabela 1.3) se aplică în cazul solicitărilor simple, produse de forțe variabile ciclice care determină numai eforturi unitare normale σ sau numai eforturi unitare tangențiale τ .

În cazul solicitărilor compuse, coeficientul de siguranță la oboseală se determină cu relația generală (tabela 1.3):

$$C = \frac{C_\sigma \cdot C_\tau}{\sqrt{C_\sigma^2 + C_\tau^2}} \quad (1.7)$$

Coeficienții de siguranță parțiali C_σ și C_τ se determină separat aplicându-se relațiile (1.6), ca și când piesele ar fi solicitate numai de forțe sau momente care produc eforturi unitare σ , respectiv τ .

1.5. EXECUȚIA ORGANELOR DE MAȘINI

Principalele faze ale procedeelor tehnologice de execuție a organelor de mașini sînt: turnarea, forjarea, laminarea, îmbinarea (prin sudare, lipire, nituire, înclieiere, chituiere), asamblarea cu elemente specifice (pene, știfturi, șuruburi, arcuri etc.). Prin aceste operații de bază ale execuției se realizează piese semifabricate. Piese semifabricate (lamine, turnate, forjate etc.) se supun operațiilor de prelucrare mecanică (frezare, rabotare, strunjire, șlefuire) sau nemecanică (acoperiri galvanice, tratamente termice etc.) prin care se obțin piese finite. Sub forma finită, organele de mașini pot fi folosite direct în procesul de montaj al mașinii.

Piese individuale, unicate, se execută cu o productivitate scăzută, deci cu o eficiență economică mai redusă.

În serie limitată, execuția pieselor este mai avantajoasă, cu o productivitate sporită. Execuția unui foarte mare număr de piese se poate realiza cu o productivitate maximă, folosindu-se mașini și agregate automate.

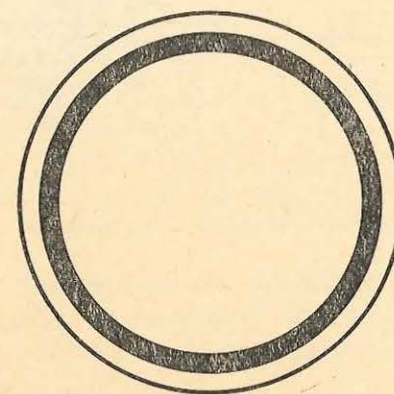
PARTEA A DOUA

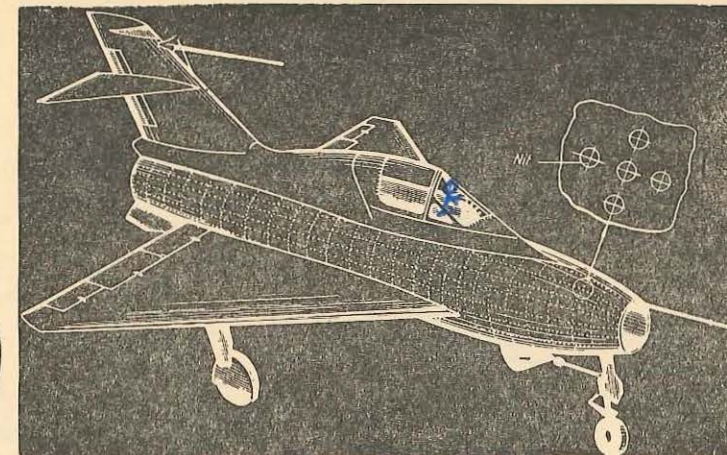
ÎMBINĂRI ȘI ASAMBLĂRI MECANICE

Îmbinarea este rezultatul legăturii rigide a două sau mai multe elemente solide separate, prin care se obține o nouă piesă rigidă, mai complexă, fără posibilitatea deplasării relative dintre elementele componente.

Îmbinarea poate fi *directă*, cînd elementele componente se leagă între ele în mod direct, de exemplu, sudarea prin presiune sau prin forjare, deformarea plastică prin presare (mandrinarea, crestarea, îmbucarea etc. — v. și fig. 4.13) și *indirectă* cînd se folosesc elemente intermediare de legătură (nituri, agrafe etc.) sau cînd se folosesc materiale de adaos (electrozi, lipituri metalice, adevizi, cleiuri, chituri etc.).

Elementele componente ale îmbinării nu pot fi separate (după îmbinare) decît prin distrugerea lor totală sau parțială.





ÎMBINĂRI PRIN NITUIRE

2.1. GENERALITĂȚI

În figura 2.1 *a* este reprezentată îmbinarea elementelor 1—2 prin intermediul niturilor tubulare 3. Elementele componente 1—2 pot fi separate numai prin distrugerea niturilor. În cazul îmbinării din figura 2.1, *b* separarea nu este posibilă decât prin distrugerea tuturor elementelor componente.

Nituirea reprezintă operația tehnologică de găurire a elementelor îmbinării, de montare a niturilor și de formare a capului de închidere (fig. 2.2). Nituirea se folosește când îmbinarea se realizează mai dificil prin alte metode. De exemplu, în cazul învelișului fuselajului aeronavelor, nituirea s-a dovedit

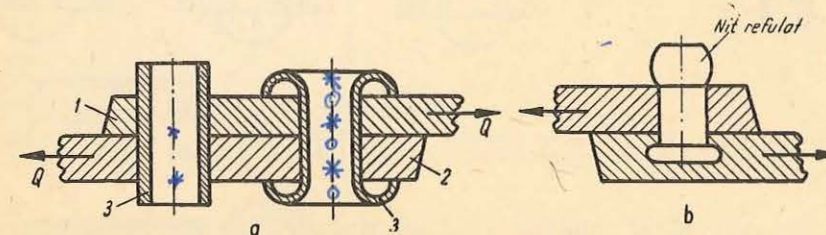


Fig. 2.1. Îmbinare cu nituri speciale :

a — nituire de rezistență ; *b* — nituire de etanșare prin refulare.

cea mai avantajoasă metodă de îmbinare. De asemenea, în cazul elementelor din materiale greu sudabile sau nesudabile, nituirea poate fi singura metodă rațională din punct de vedere calitativ și economic.

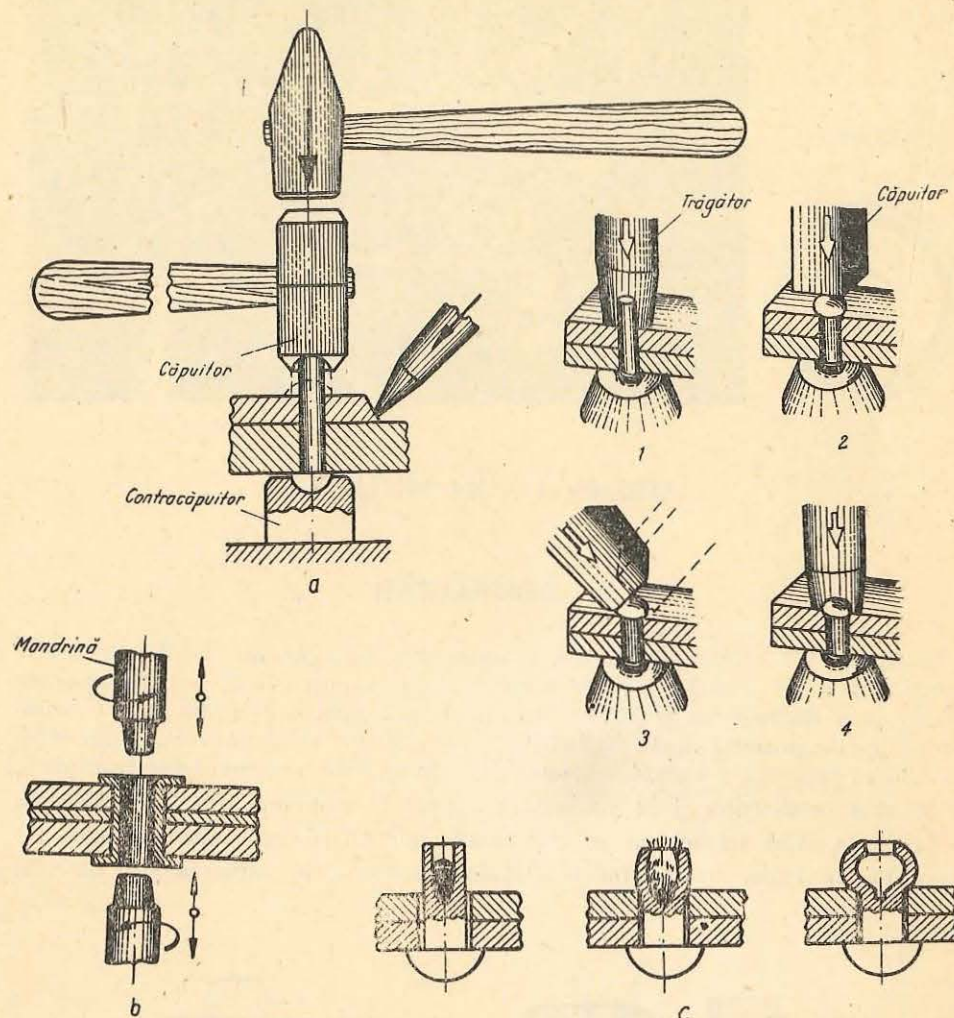


Fig. 2.2. Principalele faze tehnologice ale nituirii:

a — nituire manuală; 1 — strângerea pieselor; 2 — refularea tijei; 3, 4 — formarea capului de închidere; b — nituire mecanică prin mandrinare; c — nituire cu exploziv.

Prețul de cost ridicat prin consumul sporit de materiale și manoperă, reducerea rezistenței prin micșorarea secțiunii elementelor, etasarea redusă și productivitatea scăzută determină îngustarea domeniilor de aplicare a niturilor de rezistență și de etanșare.

Niturile sînt organe de mașini utilizate pentru realizarea îmbinărilor indirecte, formate dintr-o tijă cilindrică sau tubulară, cu un cap inițial (tabela 2.1). Al doilea cap se formează la montare (v. fig. 2.2. și fig. 2.3). Forma geometrică a capetelor și dimensiunile niturilor sînt standardizate.

Tabela 2.1

Cele mai uzuale forme constructive de nituri

Forma nitului	Denumirea nitului	Simbol STAS (exemplu)	Observații
	cu cap semirotund	6 × 10 STAS 797-67	d = 6 mm l = 10 mm
	cu cap bombat	12 × 30 STAS 1987-67	d = 12 mm l = 30 mm
	cu cap semiînecat	16 × 80 STAS 802-67	d = 16 mm l = 80 mm
	cu cap semiînecat mic	8 × 22 STAS 1257-67	d = 8 mm l = 22 mm
	cu cap înecat	10 × 40 STAS 3165-67	d = 10 mm l = 40 mm
	cu cap tronconic	24 × 100 STAS 801-67	d = 24 mm l = 100 mm
	cu cap cilindric	20 × 80	
	tubular		
	cu cap original înecat și cap de închidere prin material exploziv		

Capul de închidere poate fi realizat manual (fig. 2.2, a) mecanic (fig. 2.2, b) sau cu exploziv (fig. 2.2, c). În figura 2.2 sînt reprezentate și sculele specifice nituirii.

Materialele cele mai utilizate pentru executarea niturilor sînt: oțelul carbon obișnuit OL 34, OL 37; alama Am 63; cupru Cu 5, aluminiul Al 99,5 și diferite materiale plastice.

Nituirile cu nituri de oțel avînd dimensiuni reduse ($d \leq 16$ mm) și cele cu nituri din aliaje metalice neferoase se pot executa manual sau mecanic — la rece. În cazul utilizării unor nituri de oțel avînd $d > 20$ mm, nituirea se execută la cald (prin încălzirea nitului înainte de formarea capului de închidere).

Nituirea la rece a unor piese de dimensiuni mari poate produce zgomot dăunător. În astfel de cazuri se urmărește înlocuirea îmbinării cu nituri prin alt tip de îmbinare, de exemplu, prin sudare.

Clasificarea niturilor. După destinația lor, niturile și nituirile se pot grupa în:

- nituri și nituri de rezistență destinate preluării și transmiterii anumitor forțe care au tendința de separare a elementelor îmbinate (v. fig. 2.3);
- nituri și nituri de etanșare destinate obiectelor de reținere a fluidelor;
- nituri și nituri de rezistență — etanșare (v. fig. 2.4) destinate vaselor și recipientelor în care se depozitează materialele fluide cu presiune ridicată.

Construcții, îmbinările nituite se pot realiza:

- prin suprapunere (fig. 2.3 și fig. 2.5) cu o singură secțiune de forfecare a nitului;
- cap la cap cu o eclisă (fig. 2.7) cu o secțiune de forfecare;
- cap la cap cu două eclise și cu n secțiuni de forfecare a nitului (fig. 2.6 $n=2$).

2.2. CALCULUL ÎMBINĂRILOR PRIN NITUIRE

Direcția forței de exploatare Q acționează perpendicular pe axa tijei niturilor (fig. 2.3 — fig. 2.7). Datorită presiunii create prin capul de închidere, apar și eforturi elastice de compresie.

Datorită imperfecțiunii formelor cilindrice ale găurilor și tijei, între diametrul tijei nitului d și diametrul găurii d_1 (fig. 2.3) există o diferență, determinată și de necesitatea introducerii cu ușurință a nitului din oțel încălzit la 750—900°C în gaura coaxială a pieselor supuse îmbinării sau pentru introducerea cu ușurință a nitului rece. Pentru nituri avînd $d < 10$ mm se ia $d_1 = d + 0,5$ mm, iar în celelalte cazuri $d_1 = d + 1$ mm.

Notații. În documentația tehnică, un nit cu cap semirotund avînd $d=16$ mm și lungimea $l=50$ mm se indică astfel: Nit 16 x 50 STAS 797-67.

Numeroase asamblări prin nituire practicate în construcția de aparate nu sînt supuse unor solicitări mari, deci nu se dimensionează pe criterii de rezistență. Astfel, în cazul aparatelor electrice, nituirile au scopul asigurării contactului între anumite elemente care închid un circuit electric, deci nu sînt supuse unor solicitări mecanice sensibile. Notîndu-se cu δ grosimea unui element asamblat, lungimea tijei nitului este $l = \sum \delta + 1,5 d$. Lungimea $1,5 d$ este necesară formării capului de închidere al nitului (fig. 2.3).

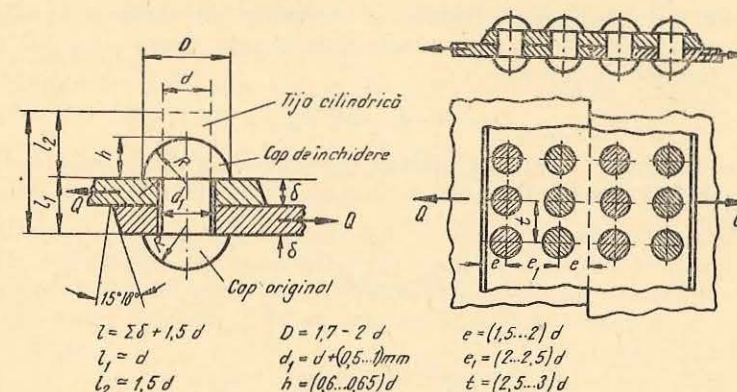


Fig. 2.3. Elemente geometrice ale unei nituirii de rezistență.

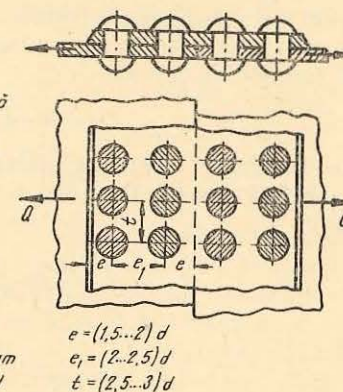


Fig. 2.4. Elemente geometrice ale unei nituirii de rezistență etanșare.

În timpul nituirii, tija capului de închidere al nitului este presată sau lovită pînă cînd se produce refularea materialului și umplerea găurii. Ca urmare, elementele supuse îmbinării se presează astfel încît, datorită forțelor de frecare F_f , se limitează alunecarea dintre table. Această condiție trebuie respectată la nituirile de etanșare sau de rezistență-etanșare.

Elemente de calcul. Notîndu-se cu N forța axială de contracție datorită răcirii sau refulării, cu μ coeficientul de frecare dintre elementele asamblării, iar prin Q forța de exploatare, forța de alunecare F_f (fig. 2.5), ($F_f < Q$), este dată de relația $F_f = \mu N$ (N se determină experimental numai la nituirile de rezistență-etanșare).

În cazul nituirii cap la cap cu două eclise (fig. 2.6) $2F_f = \mu N < Q$.

Nituirea se execută foarte atent, astfel încît să nu apară o forță de strîngere N prea mare, ceea ce poate determina fisuri în zona de sub capetele niturilor.

În figura 2.5 este reprezentată schematic o îmbinare de rezistență prin suprapunere cu un singur rînd de nituri. Forța Q se repartizează pe cele Z nituri, deci fiecare nit este solicitat de forța $Q_1 = Q/Z$. Nitul de diametru d fiind supus la forfecare se poate scrie egalitatea:

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} d^2 \tau_{af}, \text{ respectiv } d = \sqrt{\frac{4 Q_1}{\pi \tau_{af}}} \quad (2.1)$$

Prin cele Z nituri de diametru d se transmite întreaga forță Q de la elementul 1 la elementul 2 deci $Q = Z Q_1$, adică:

$$Z = \frac{Q}{Q_1} = \frac{4Q}{\pi d^2 \tau_{af}}$$

În cazul îmbinărilor cu un număr n de secțiuni de forfecare a nitului ultima relație ia forma generală (2.2):

$$Z = \frac{4Q}{\pi n d^2 \tau_{af}} \quad [\text{niture}] \quad (2.2)$$

Nitul dimensionat cu relația (2.1) trebuie să reziste tot atât de sigur și la presiunea de strivire σ_s , care apare pe suprafața de contact $A_s = \delta d$ dintre nit și tabla de grosime δ , după cum este indicat prin săgeți și se poate urmări pe figurile 2.5 și 2.6. Deci :

$$Q_1 = A_s \cdot \sigma_s = \delta d \cdot \sigma_s, \quad (2.3)$$

Din egalarea acestei relații cu sarcina Q_1 din relația (2.1), rezultă diametrul nitului capabil să reziste deopotrivă la solicitarea de forfecare și la cea de strivire, deci :

$$\frac{\pi}{4} d^2 \tau_f = \delta d \cdot \sigma_s,$$

respectiv

$$d = \frac{4}{\pi} \delta \frac{\sigma_s}{\tau_f} \quad (2.4)$$

În cazul elementelor din oțel obișnuit îmbinate cu nituri tot din oțel obișnuit, raportul rezistențelor are valoarea $\sigma_s/\tau_f \approx 1,4 \dots 1,7$. Substituindu-se această valoare în relația diametrului (2.4) se obține mărimea diametrului $d \approx \delta(1,4 \dots 1,7)$, iar practic se ia $d \approx 2\delta$.

Astfel dimensionat, nitul asigură rezistența la forfecare și la strivire.

Pentru determinarea diametrului nitului, uneori se aplică relația dedusă din practică (aproximativă) în funcție de grosimea δ (în cm) a elementelor îmbinate :

$$[d = \sqrt{5\delta} - (0,2 \dots 0,7)] \text{ [cm]} \quad (2.5)$$

În raport cu diametrul nitului se determină lungimea e de la axa nitului la marginea tablei (fig. 2.4). Suprapunerea tablelor este limitată de tendința

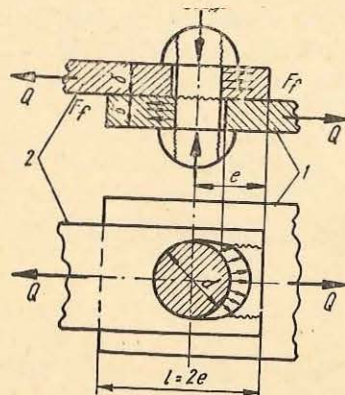


Fig. 2.5. Solicitarea elementelor niturii cu o singură secțiune de forfecare.

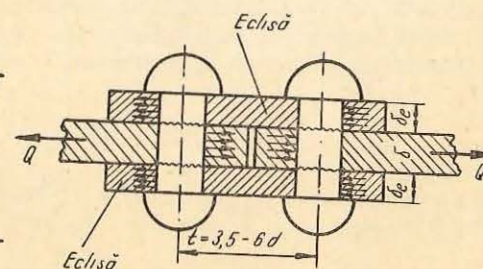


Fig. 2.6. Nituirea cap la cap cu două clise suprapuse.

forfecării marginii tablei, în direcția forței Q , prin apăsarea tijei nitului. Astfel apar două secțiuni de forfecare a tablei $A_{ft} = 2\delta \left(e - \frac{d}{2}\right)$, a căror rezistență egalează forța exterioară Q_1 .

Considerându-se îmbinarea cu un singur nit ($Z=1$) și o singură secțiune de forfecare ($n=1$) rezultă $Q=Q_1$ (fig. 2.5) :

$$Q_1 = 2\delta \left(e - \frac{d}{2}\right) \tau_{ft}. \quad (2.6)$$

Păstrîndu-se condiția egalei rezistențe a nitului de diametru d la forfecare τ_f (relația 2.1) la strivire, σ_s (relația 2.3) și la forfecarea marginii tablei τ_{ft} (relația 2.6), rezultă lungimea de suprapunere a tablelor $l=2e$. În acest scop se scrie egalitatea relației (2.6) cu relația (2.3) și se obține :

$$2\delta \left(e - \frac{d}{2}\right) \tau_{ft} = \delta d \sigma_s, \text{ respectiv :}$$

$$\left[e = \frac{1}{2} d \left(1 + \frac{\sigma_s}{\tau_{ft}} \right) \right] \quad (2.7)$$

În cazul elementelor de oțel, raportul $\sigma_s/\tau_{ft} \approx 1,7 \dots 1,8$. Cu această valoare rezultă mărimea practic obișnuită a distanței $e \approx 1,5 d$.

Ținîndu-se seama de geometria niturilor standardizate și a sculelor utilizate pentru realizarea niturii, din relații geometrice simple se deduce distanța dintre axele găurilor niturilor numită *pas* t la valoarea $t=2,6 d$, iar practic se adoptă $t=(2,5 \dots 3) d$. Mărimile distanțelor e și t sînt standardizate.

Alte elemente constructive sînt indicate în figura 2.4.

Coefficientul de utilizare a secțiunii pieselor asamblate, numit și *coeficient de calitate* a îmbinării φ , este definit de raportul dintre secțiunea slăbită de găuri și cea plină, pe lungimea unui pas. În funcție de tipul asamblării $\varphi = 0,67 \dots 0,87$ avînd expresia generală :

$$\varphi = \frac{(t-d_1)\delta}{8t} = \frac{t-d_1}{t}. \quad (2.8)$$

Rezistențele admisibile ale niturilor și pieselor de oțel în funcție de calitatea materialului și tehnologia asamblării se determină cu relații rezultate din încercări practice, astfel :

- pentru găuri *poansonate*, $\tau_a \approx (0,67 \dots 0,7) \tau_a$, iar $\sigma_s \approx 1,7 \sigma_{at}$;
- la găuri *poansonate* și *alezate*, $\tau_a = (0,8 \dots 0,9) \tau_a$; $\sigma_s = 2 \sigma_{at}$.

Exemplu de calcul

Să se dimensioneze principalele elemente ale îmbinării prin nituirea de rezistență a două table (platbande) din oțel OL 37, dispuse cap la cap, legate printr-o *eclisă* de aceeași grosime $\delta=10$ mm ca și platbandele — cum rezultă din figura 2.7 — fiind solicitate de forța $Q=10$ tf.

Rezolvare. Tablele sau platbandele fiind din oțel obișnuit OL 37, se pot îmbina prin nituri de rezistență din același material OL 37, avînd $\sigma_r=37$ kgf/mm²=3 700 kgf/cm².

Aplicându-se relația (2.5) rezultă mărimea orientativă a diametrului nitului d ;

$$d = \sqrt[3]{58} - 0,25 = 2,24 - 0,25 \approx 2 \text{ cm} = 20 \text{ mm}.$$

Același diametru rezultă și din relația $d \approx 28 = 2 \times 10 \text{ mm}$.

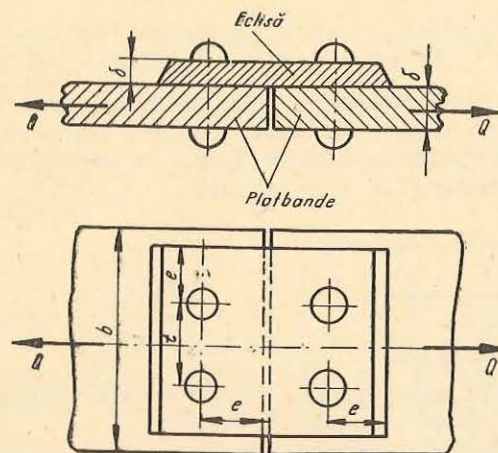


Fig. 2.7. Nituire cap la cap cu o eclisă suprapusă.

$$Z = \frac{4Q}{\pi d^2 \tau_{af}} = \frac{4 \cdot 10\,000}{3,14 \cdot 2,2^2 \cdot 740} = 3,6 \text{ nituri.}$$

de unde rezultă necesitatea utilizării a 4 nituri.

Deoarece este satisfăcută condiția $d = 28$ dedusă din relația (2.4), nu mai este obligatorie verificarea la presiunea de contact. Cu relația (2.7) se determină distanța e (v. fig. 2.7);

$$e \approx 1,5 \quad d = 1,5 \times 22 = 33, \text{ iar pasul } t \approx 3 \quad d = 3 \times 22 = 66 \text{ mm.}$$

Cele patru nituri pot fi dispuse pe un rind sau pe două rinduri. Aplicându-se soluția din figură, lățimea b a tablelor trebuie să satisfacă atât considerentele geometrice:

$$b = t + 2 \quad e = 66 + 2 \times 33 = 132 \text{ mm.}$$

cît și condițiile de rezistență ale platbandei cu secțiunea $A_p = \delta(b - 2d)$ solicitată de forța Q . Considerîndu-se $\sigma_a = \sigma_r / C \approx 11 \text{ kgf/mm}^2$, lățimea necesară asigurării rezistenței este:

$$\delta(b - 2d)\sigma_a = Q, \text{ deci } b = \frac{Q}{\delta\sigma_a} + 2d = \frac{10\,000}{10 \times 11} + 44 = 135 \text{ mm.}$$

În acest caz, rezistența la tracțiune hotărăște lățimea platbandelor și a ecliselor $b = 135 \text{ mm}$, deoarece pe considerente geometrice este suficientă o lățime de 132 mm.

Deoarece niturile au caracteristicile geometrice normalizate și se execută separat de către fabrici specializate, pentru îmbinarea menționată, din STAS 797-67 se alege nitul cu diametrul și cu lungimea cît mai apropiate de cele rezultate din calcul, adică nituri avînd $d = 22 \text{ mm}$. Diametrul găurilor tablelor este $d_1 = d + 1 \text{ mm} = 22 + 1 = 23 \text{ mm}$.

Lungimea totală a tijei nitului este l :

$$l = 28 + 1,5 \quad d = 2 \times 10 + 1,5 \cdot 22 = 53 \text{ mm.}$$

Numărul total al niturilor Z necesare nituirii cu o singură secțiune de forfecare ($n = 1$) se determină cu relația (2.2) în care se admite un coeficient de siguranță $C = 3,5$, și rezistența admisibilă $\tau_{af} \approx 0,7 \sigma_a = 0,7 \cdot \tau_r / C = 0,7 \cdot 3\,700 / 3,5 = 740 \text{ kgf/cm}^2$.

Deci:

CAPITOLUL



ÎMBINARI PRIN LIPIRE

3.1. MATERIALE, TEHNOLOGIE

Prin lipire se pot realiza organe de mașini, dar mai ales elemente constructive pentru tot felul de aparate, folosindu-se piese separate, din același material sau din materiale diferite, totdeauna însă cu *material de adaos*, de obicei avînd compoziția diferită de a *materialului de bază*.

Lipirea se bazează pe forțele de coeziune intermoleculară între materialul de adaos (*lipitură*) și piesele supuse îmbinării. Principalul avantaj îl constituie simplitatea procesului tehnologic și temperatura scăzută de execuție care poate ajunge pînă la temperatura mediului ambiant.

Domeniul de utilizare cuprinde atît execuția unor asamblări noi în construcția de mașini, mai ales în industria electrotehnică, cît și repararea diferitelor organe de mașini (obiecte din oțel, cupru, alamă, plumb, zinc, cabluri și conducte, piese și aparate electrice, elementele circuitelor electrice etc.). *Lipitură* se numește compoziția interpusă între piesele de îmbinat și se notează prescurtat *L*. Lipiturile au temperatura de topire mai mică decît cea a elementelor supuse asamblării.

Deși lipiturile sînt mai puțin rezistente decît sudurile și prin faptul că lipirea se produce pe o suprafață de lipit, îmbinarea poate asigura totuși o capacitate de rezistență egală cu rezistența secțiunii elementelor îmbinate.

După natura lipiturii se cunosc *lipituri metalice* și *lipituri nemetalice*.

3.1.1. LIPITURI METALICE

După gradul rezistenței mecanice și termice se cunosc *lipituri metalice moi* și *lipituri metalice tari*.

Lipiturile metalice moi au o rezistență $\sigma_r < 5 \dots 7 \text{ kgf/mm}^2$ și o rezistență termică sub 400°C . Ca lipituri, în mod obișnuit se folosesc aliaje pe bază de: cositor, plumb, zinc, argint, platină etc. Standardele în vigoare (STAS 96-66 cuprind următoarele mărci de aliaje pentru lipit: Lp 20 Sb; Lp 30; Lp 30 Sb; Lp 37; Lp 40; Lp 40 Sb; Lp 50; Lp 60; Lp 65; Lp 90. De exemplu, prin Lp 30 se notează lipitura avînd 30% Sn, iar restul Pb.

Lipiturile metalice tari — brazurile — au o rezistență mecanică și termică mai ridicată decît a celor moi ($15\text{—}16 \text{ kgf/mm}^2$ și temperatura de topire peste 500°C). Lipiturile tari cele mai uzuale se realizează cu *alamă de lipit* (STAS 204-49): Am 42 Lp; Am 47 Lp; Am 51 Lp; Am S_i Lp; AmSn Lp (v. tab. 3.1). Pentru lipirea elementelor din fontă se folosește compoziția *monel* (68% Ni + 28% Cu + Mn + Si + Fe).

Suprafețele supuse lipirii se curăță pînă la lustruire metalică, prin decapare cu acid azotic sau, cînd sînt curățite de oxizi și impurități, se degresează prin alte mijloace.

Pe scară largă se practică lipirea manuală utilizîndu-se ciocane de lipit executate din cupru (un bun acumulator termic), ca cele din figura 3.1.

Un procedeu modern este lipirea în cuptoare electrice sau în cuptoare reducătoare (pentru reducerea oxizilor). Acest procedeu se aplică în general pieselor cu dimensiuni relativ mici. În acest scop piesele care urmează să se îmbine se leagă cu sîrmă pentru a se păstra contactul zonelor supuse lipirii.

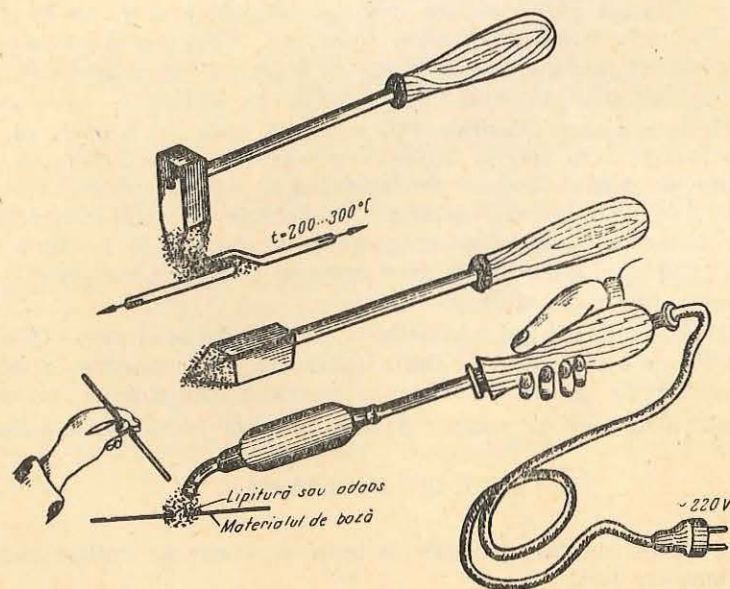


Fig. 3.1. Lipirea manuală

Cîteva tipuri și forme uzuale de îmbinări prin lipire sînt reprezentate în figura 3.2.

Pentru îmbunătățirea procesului de depunere a lipiturii se folosesc substanțe auxiliare numite *fluxuri*. Fluxurile sînt materiale păstoase, granuloase

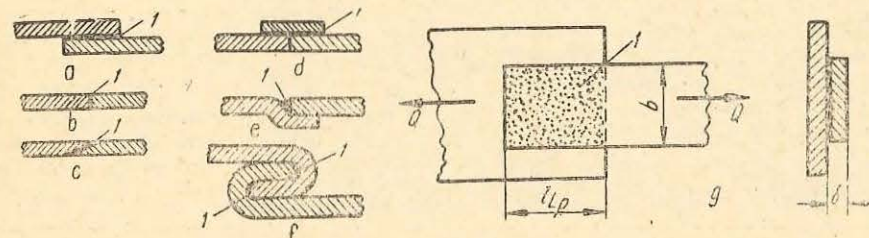


Fig. 3.2. Forme uzuale de îmbinări prin lipire:

a — prin suprapunere; b — cap la cap; c — în pană; d — cap la cap cu adaos; e și f — prin suprapunere și răsfrîngere; g — elementele geometrice ale unei îmbinări de rezistență; i — zona lipirii.

sub formă de pudră, utilizate pentru dizolvarea oxizilor de pe suprafața supusă lipirii și pentru îmbunătățirea depunerii omogene a lipiturii pe suprafețele respective.

3.1.2. LIPITURI NEMETALICE

Pentru realizarea îmbinărilor cu lipituri nemetale, industria chimică modernă a creat în ultimul timp numeroase compoziții chimice, numite *adezivi*. Cu ajutorul adezivilor, industria constructoare de mașini și aparate a creat cele mai noi tipuri de îmbinări. Lipirea cu adezivi se face la rece sau la cald, cu sau fără presiune ca în cazul lipiturilor metalice moi, deci este foarte simplă.

Adezivii permit îmbinarea elementelor, din diferite materiale: lemn, hîrtie, cauciuc, materiale plastice, sticlă, metale, țesături etc.

Cleurile formează o altă categorie de lipituri. Ele se folosesc pentru încheiat (lipit) piese din lemn, țesături, hîrtie. Temperatura de regim nu trece de 60°C , iar rezistența la tracțiune nu depășește $200\text{—}300 \text{ kgf/cm}^2$.

Chiturile se utilizează în special pentru realizarea îmbinării elementelor metalice cu elemente nemetale, de exemplu, porțelan cu metal (siguranțe fuzibile), sticlă cu metale (lămpi electrice) etc. Aceste lipituri au o rezistență satisfăcătoare pînă la 130°C .

Rășinile epoxidice se folosesc în special la îmbinările metalice din construcția de mașini și aparate. Cîteva sortimente sînt indicate și în tabela 3.1. Inconvenientul principal al acestor tipuri de îmbinare îl constituie sensibilitatea la temperatură.

Tabelă 3.7

Sortimente de lipituri uzuale metalice tari și nemetalice

Denumirea și simbol	Rezistența la rupere σ	Temperatura de topire $^{\circ}\text{C}$	Utilizări
Alamă 42 pentru lipit, în grăunți Am 42 L	—	820	Sudarea alamelor cu minimum 60 % Cu
Alamă 47 și 51 pentru lipit, în grăunți Am 47 Lp; Am 51 Lp	—	840 850	Sudarea aliajelor cu minimum 65 % Cu; bronzuri de Cu și lame de oțel
Alamă cu siliciu pentru lipit Am Si Lp	—	900	Lipituri la oțeluri și la fonte
Alamă cu staniu pentru lipit Am Sn Lp	—	900	Sudarea bronzurilor și a lipiturilor la oțeluri și la fonte
Elastomer fenolic A	$\sigma_r = 240 \text{ kgf/cm}^2$	—	Lipirea compozițiilor de aluminiu
Epoxid A	$\sigma_r = 135 \text{ kgf/cm}^2$	—	
Fenolic B	$\sigma_r = 280 \text{ kgf/cm}^2$	—	Piese de oțel
Alchid A	$\sigma_r = 84 \text{ kgf/cm}^2$	—	
Epoxid D	$\sigma_r = 620 \text{ kgf/cm}^2$	—	Diverse aliaje

3.2. ELEMENTE DE CALCUL

Considerîndu-se îmbinarea din fig. 3.2, g la care elementele sînt supuse la tracțiune, iar lipitura dintre suprafețe este supusă la forfecare se va respecta condiția ca rezistența piesei cu secțiunea δb să fie egală cu a lipiturii pe suprafața bl_{Lp} , astfel:

$$\delta b \sigma_{at} = l_{Lp} \cdot b \cdot \tau_{aLp}$$

$$l_{Lp} = \delta \frac{\sigma_{at}}{\tau_{aLp}}$$

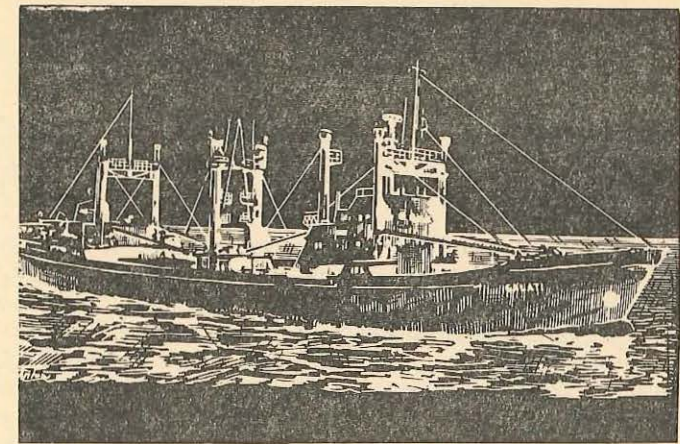
În aceste relații σ_{at} reprezintă rezistența admisibilă a materialului tablei iar τ_{aLp} pe cea a lipiturii.

Pentru verificare se alege un coeficient de siguranță $C=2-4$.

Rezistența la rupere $\sigma_{rtLp}=15-16 \text{ kgf/mm}^2$, iar $\tau_{rfLp}=(0,7-0,8) \sigma_{rtLp}$.

Cînd din calcule rezultă o suprapunere $l_{Lp} < 6 \text{ mm}$, pentru siguranță se ia $l_{Lp} \geq (4-6) \text{ mm}$. Lipiturile metalice mai utilizate pe scară largă în industria electrotehnică și electronică nu se calculează întrucît nu sînt solicitate mecanic (de exemplu, la legăturile circuitelor electrice).

CAPITOLUL



ÎMBINĂRI PRIN SUDARE

4.1. DEFINIȚII. PROCEDEE TEHNOLOGICE. FORME CONSTRUCTIVE

4.1.1. DEFINIȚII

Sudarea definește îmbinarea care rezultă prin aplicarea unui procedeu de sudare.

Sudarea reprezintă operația tehnologică de îmbinare a pieselor metalice, utilizînd încălzirea locală, presiunea, sau presiunea și încălzirea locală.

Îmbinări directe mai obișnuite se realizează prin încălzire locală și presiune.

Îmbinări indirecte se obțin prin încălzire locală, folosindu-se totdeauna un metal de adaos similar cu metalul pieselor de îmbinat.

Bazîndu-se pe forțele de coeziune intermoleculară, sudarea reprezintă un progres al tehnologiei moderne.

În industria constructoare de mașini, sudarea își lărgeste continuu domeniul de aplicare, fiind folosită în special pentru îmbinarea materialelor metalice, la piese separate sau la aceeași piesă ca în cazul sudării după generatoare a unui cilindru format prin rularea unei plăci de tablă.

Cordonul de sudură sau cusătura se formează prin topirea materialului de adaos și parțial a celui de bază, în baia de sudură ce se formează prin procesul de sudare. Se numește material de bază cel din care sînt executate elementele ce urmează să se îmbine.

Sudabilitatea unui material definește capacitatea acestuia de a se suda în bune condiții, fără defecte (fisuri, pori, incluziuni etc.), printr-un procedeu tehnologic uzual.

După sudabilitate care este determinată de compoziția chimică a materialului de bază și a celui de adaos, de tehnologia de pregătire a pieselor în vederea sudării și de procedeu tehnologic de sudare, metalele și aliajele se grupează astfel: *perfect* sudabile, *satisfăcător* sudabile, *limitat* sudabile, *rău* sudabile. De exemplu, grupa oțelurilor carbon obișnuite este perfect sudabilă prin orice procedeu. Grupa oțelurilor pentru arcuri este dificil sudabilă.

Avantaje și domenii de aplicare ale sudării. În raport cu construcțiile nituite, forjate, sau turnate asamblările sudate prezintă numeroase avantaje, ca: economie de manoperă și de materiale în medie pînă la 20%, deci ieftinirea și ușurarea construcțiilor; posibilitatea executării unor piese cu forme complexe și dimensiuni mari; folosirea integrală a capacității de rezistență a secțiunii pieselor îmbinate; posibilitatea creșterii productivității muncii prin automatizarea sau semiautomatizarea operației de sudare (v. fig. 4.2); eliminarea zgomotului dăunător produs prin nituire, ușurarea muncii, siguranță mai mare la etanșeitate ca și la rezistență a îmbinărilor din piese mici etc.

Eficiența economică, de material și manoperă apare deosebit de sugestivă, comparîndu-se îmbinarea sudată (fig. 4.1, b) cu cea nituită (fig. 4.1, a).

Trebuie menționat însă că prin sudare, deși se obțin totdeauna construcții mai ușoare, uneori acestea nu sînt mai ieftine. Pentru executarea sudurii unor piese cu forme complicate sînt necesare *dispozitive speciale de poziționare*. Detectarea defectelor de execuție — în special lipsa de omogenitate — este mai dificilă decît în cazul nituirii, necesitînd aparatură specială și calificare înaltă. Un alt dezavantaj îl constituie sensibilitatea sporită la solicitări variabile sau prin șoc și necesitatea detensionării pieselor sudate.

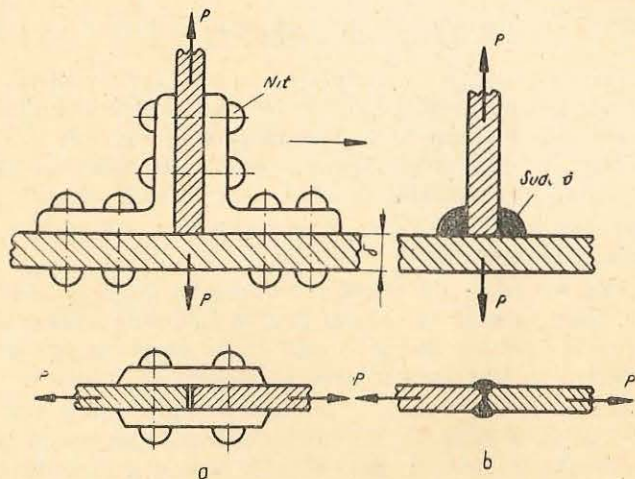


Fig. 4.1. Tipuri de îmbinări:
a — prin nituire; b — prin sudură.

În ultimii ani, în industria noastră s-au introdus numeroase procedee moderne de sudare și de control al calității sudurilor. Aplicarea sudării automate și semiautomate sub strat de flux (fondant) a căpătat o largă extindere în întreprinderile constructoare de mașini ca: Uzinele „23 August” și „Vulcan” din București, „Uzina de utilaj greu” din Brăila, „Independența” din Sibiu, „Șantierele navale” din Galați etc. În figura 4.2 este reprezentată schema de principiu a unei instalații de sudură automată construită la Uzinele „Vulcan” din București.

Ca urmare, domeniul de utilizare a asamblărilor sudate a sporit considerabil în anii industrializării socialiste a patriei noastre. În acești ani au fost realizate, prin sudare, lucrări remarcabile în toate domeniile construcției de mașini. Sînt recunoscute, apreciate și preferate peste hotare utilajele românești destinate industriei chimice și petrochimice, cum sînt coloanele de rafinării (fig. 4.3), instalațiile de foraj (turlele moderne), rezervoarele sferice (v. fig. 4.12), stîlpii rețelilor electrice de înaltă tensiune, navele maritime, locomotivele și vagoanele moderne, podurile și fermele metalice, utilajele pentru industria construcțiilor pentru mecanizarea agriculturii etc. Fără sudură nu ar fi posibilă construcția unor astfel de utilaje industriale moderne. Din ce în ce mai mult se extinde sudura în construcția și reparația organelor de mașini, ca: roți dințate, roți de transmisii, discuri, cuplaje, carcase, arbori, flanșe, tuburi, biele, manivele etc. (v. și fig. 4.12).

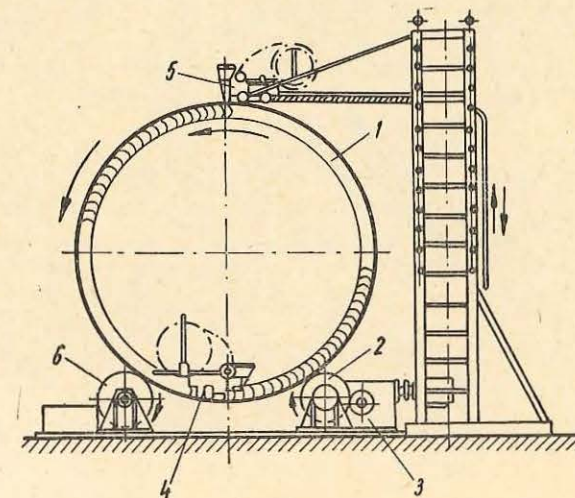


Fig. 4.2. Schema instalației pentru sudarea automată:
1 — virolă (manta cilindrică) supusă sudării; 2 — rolă de antrenare a virolei (cărucior); 3 — motor electric cu reductor; 4 — cap (tractor) de sudat interior; 5 — tractor de sudat exterior; 6 — rolă cu rotație liberă.

4.1.2. PROCEDEE TEHNOLOGICE DE SUDARE

Se cunosc două metode diferite de execuție a îmbinărilor sudate:

- sudarea directă prin presiune;
- sudare prin topire.

Sudarea directă prin presiune se produce fără adaos de metal cu sau fără încălzire locală. Cînd se folosește încălzirea locală, zonele respective se aduc la temperatura de sudare, apoi se presează pînă cînd se produce întrepătrunderea moleculară.

Sudarea prin presiune în puncte sau linii întrerupte se aplică în special îmbinării tablelor subțiri, care nu necesită etanșeitate, sau rezistență spo-

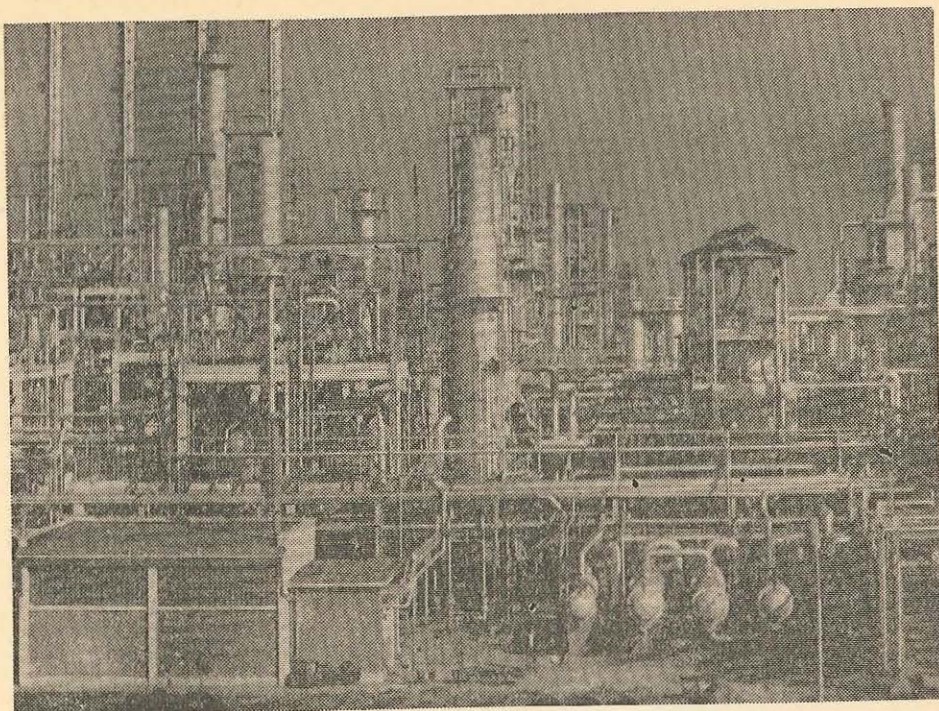


Fig. 4.3. Coloane de distilare la rafinăria de petrol de la Brazi.

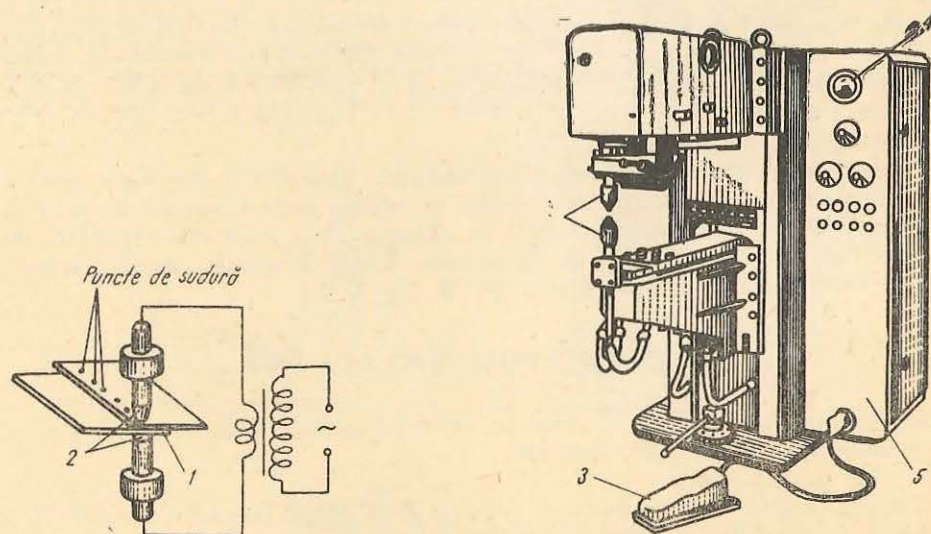


Fig. 4.4. Vedere generală și schema mașinii de sudat electric în puncte prin încălzire electrică locală și presiune:

1 — elemente supuse sudării; 2 — electrozi cu suport; 3 — întrerupător; 4 — dispozitiv de reglare a curentului; 5 — carcasa metalică a mașinii.

rită, sau pieselor cu dimensiuni reduse. În figura 4.4 este reprezentată vederea generală și schema mașinii de sudat cu încălzire electrică și presiune în puncte. În figura 4.5 este reprezentat schematic procedeul de sudare neîntreruptă al mașinii electrice prin încălzire și presiune.

Sudarea prin topire se realizează uneori fără adaos de metal, în care scop atît zonele supuse îmbinării cît și materialul de adaos se încălzesc pînă la topire. Cele mai obișnuite procedee de sudare prin topire sînt: sudarea cu

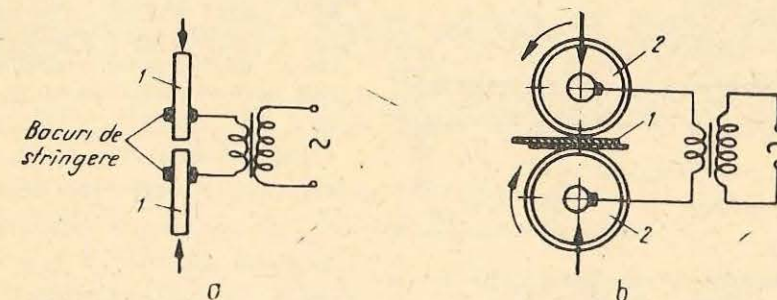


Fig. 4.5. Principiul sudării electrice prin presiune:

a — cap la cap; b — între role; 1 — elemente de sudat; 2 — role de presiune.

flacără de gaze (oxiacetilenică) care dezvoltă o temperatură $t < 3\,000^{\circ}\text{C}$ (fig. 4.6) și sudarea cu arc electric (electrică) la care sursa termică este arcul electric.

Sudarea cu arc electric este în prezent cel mai răspîndit procedeu. Schema de principiu a sudării cu arc electric este arătată în figura 4.7. Primul electrod este format prin legarea directă a unui conductor la una din piese. Al doilea electrod se formează chiar din metalul de adaos printr-o vergea de oțel avînd aceeași compoziție ca și piesele. La primul contact al piesei de sudat cu electrodul se produce un scurtcircuit care dezvoltă o temperatură pînă la $3\,500^{\circ}\text{C}$. Prin îndepărtarea electrodului la o mică distanță se formează

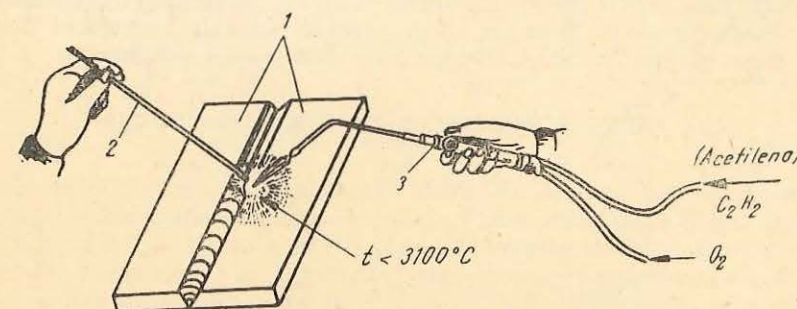


Fig. 4.6. Principiul sudării manuale cu gaze:

1 — elementele sudării; 2 — sîrmă de adaos; 3 — suflai.

și se menține arcul electric, deoarece curentul continuă să treacă prin stratul de aer ionizat. Prin deplasarea capului electrodului în zona de sudat se produce umplerea spațiului care după răcire formează cordonul de sudură sau cusătura.

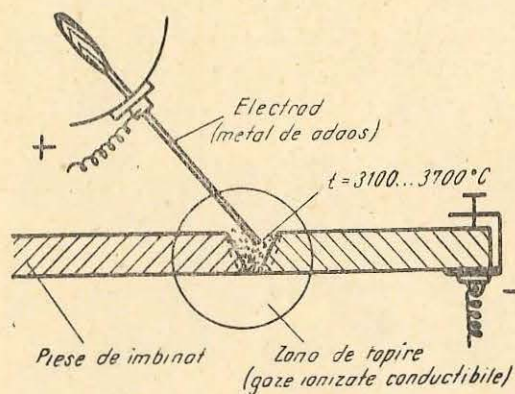


Fig. 4.7. Schema de principiu a sudării cu arc electric.

sudură omogen, forma rostului se execută cât mai uniformă și cu suprafețe curate (v. STAS 6662-66).

Poziția formării cordonului de sudură, mai avantajoasă din punctul de vedere al calității și rezistenței, este cea orizontală (fig. 4.8, j). În celelalte cazuri reprezentate în figura 4.8, k, l, m, capacitatea de rezistență a cordonului de sudură este mai redusă.

4.2. ELEMENTE DE CALCUL

Cu toate că s-au stabilit reguli și forme precise pentru executarea îmbinărilor prin sudură, nu s-a putut determina o metodă precisă de calcul. Principala dificultate o constituie stabilirea corectă a rezistențelor admisibile în secțiunea sudurii. În general, eforturile unitare în secțiunea cordonului de sudură sînt mai reduse decît eforturile unitare din secțiunile elementelor. Această diferență apare deoarece, prin procesul sudării, amestecul materialului de bază cu cel de adaos devine mai dur și mai casant.

4.2.1. CALCULUL ÎMBINĂRILOR CU SUDURĂ CAP LA CAP

Sudura cap la cap poate fi solicitată la tracțiune σ_t , de sarcini axiale centrice $Q-Q$ (fig. 4.9, a). Cînd sînt cunoscute: sarcina exterioară Q , secțiunea portantă a cordonului de sudură $A_s = ab_s$ și cea a piesei $A_p = \delta b_p$, dimensiunile a și b_p se stabilesc pe considerente tehnologice și constructive. De obicei, prin calcule se determină lungimea b_s a cordonului de sudură sau se verifică efortul unitar la tracțiune în secțiunea sudurii σ_{ts} .

4.1.3. FORME CONSTRUCTIVE

După poziția reciprocă a elementelor componente se pot realiza următoarele tipuri de îmbinări prin sudură: cap la cap, de colț, de colț bilaterală sau în T, cu marginea răsfrîntă (de colț exterioară), frontală, laterală (fig. 4.8, a).

Forma rosturilor Cele mai obișnuite forme ale rosturilor sînt în funcție de grosimea elementelor îmbinării: I — V — X — K — U (fig. 4.8, g).

Pentru asigurarea unui cordon de

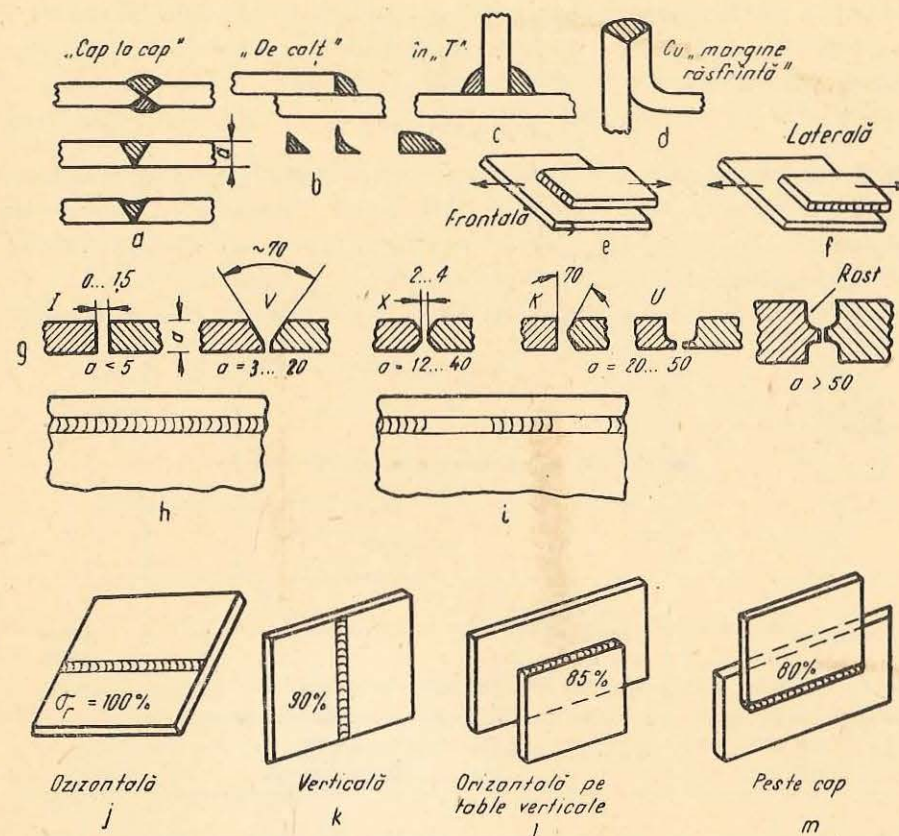


Fig. 4.8. Principalele tipuri constructive de îmbinări sudate:
a...f — poziția reciprocă a elementelor; g — forma rostului (cordonului) de sudură;
h — sudură continuă; i — sudură discontinuă; j...m — poziția formării cordonului.

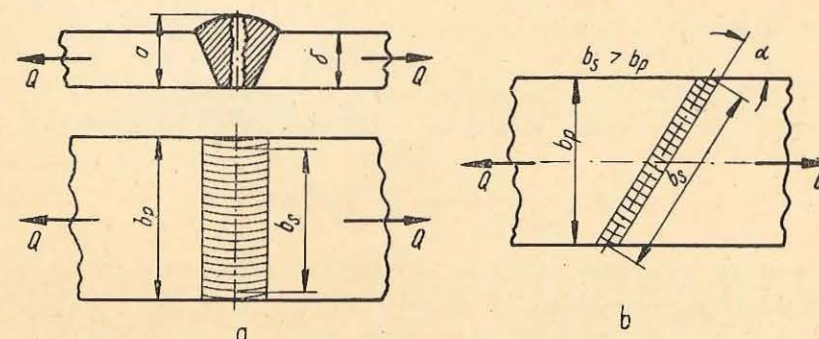


Fig. 4.9. Sudarea electrică cap la cap:
a — cu cordon drept; b — cu cordon înclinat.

Pentru ca îmbinarea să reziste la fel în secțiunea cordonului de sudură ca în cea mai redusă secțiune a pieselor A_p , calculele pronesc de la respectarea condiției din care se determină capacitatea portantă a îmbinării:

$$Q = \delta b_p \sigma_{tp} = a b_s \sigma_{ts}. \quad (4.1)$$

Alegînd una din dimensiunile δ sau b_p respectiv a sau b_s și efortul unitar al materialului piesei σ_{tp} din tabele, rezultă cealaltă dimensiune. Între rezistența sudurii σ_s și a piesei σ_p există următoarea corespondență: la tracțiune $\sigma_{ats} \approx (0,6 \dots 0,9) \sigma_{atp}$; la compresiune $\sigma_{acs} \approx (0,7 \dots 1) \sigma_{acp}$.

Raportul rezistențelor $\varphi_s = \sigma_s / \sigma_p$ definește coeficientul de calitate al sudurii (tab. 4.1).

Tabela 4.1

Coeficientul de calitate a sudurii $\varphi_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_p}$

Sudura	Solicitarea	φ_s
cap la cap	compresiune	1,00
	încovoiere	0,85
	întindere	0,80
	forfecare sau torsiune	0,65
de colț	orice solicitare	0,65

Datorită arsurilor de la capetele cordonului de sudură, lățimea reală de calcul a sudurii este mai mică decît cea a tablelor b_p , astfel $b_s = b_p - 2\delta$.

Alegîndu-se materialul, deci σ_a și lățimea b_p a elementelor, din relația (4.1) se pot determina grosimile δ , respectiv a :

$$\delta = \frac{Q}{b_p \sigma_{atp}}, \text{ pentru piese; } a = \frac{Q}{b_s \sigma_{ats}}, \text{ pentru sudură.} \quad (4.2)$$

Deseori este cunoscută secțiunea $A_p = a \cdot b_s$ a elementelor îmbinării cap la cap. În acest caz se aplică calculul de verificare, tot pe baza relației (4.1):

$$\sigma_{ts} = \frac{Q}{a \cdot b_s} \leq \sigma_{as} \quad [\text{kgf/mm}^2]. \quad (4.3)$$

Cînd această inegalitate nu este satisfăcută, deoarece grosimea sudurii $a = \delta$ sau depășește prin grosimea pieselor, pentru asigurare a corespondenței dintre capacitățile de rezistență se mărește lungimea cordonului de sudură b_s prin sudură înclinată cu unghiul α (fig. 4.9, b) pînă cînd inegalitatea (4.2) este satisfăcută. Astfel se realizează $b_s > b_p$.

4.2.2. CALCULUL SUDURILOR LATERALE

Sudurile laterale sau bilaterale sînt tot suduri de colț efectuate pe muchiile unei singure table și pe planul celeilalte, după cum se poate urmări pe figura 4.10.

Îmbinările cu suduri bilaterale pot fi solicitate în trei cazuri distincte:

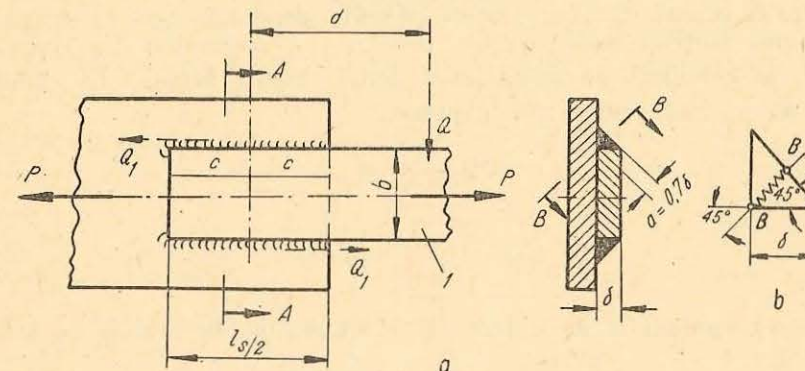


Fig. 4.10. Îmbinare prin suprapunere cu suduri bilaterale.

a) Cînd asupra platbandelor 1 acționează numai forța axială P , secțiunea sudurii este supusă la forfecare, iar platbanda este solicitată la întindere.

În acest caz, dimensionarea rațională a asamblării are în vedere asigurarea aceleiași capacități de rezistență a secțiunii sudurii A_s și a secțiunii platbandei $A_p = \delta b$, adică:

$$P = A_s \tau_{sf} = A_p \sigma_{tp}. \quad [\text{kgf}] \quad (4.4)$$

Secțiunea minimă a cordonului de sudură supus la forfecare este $B B \cdot l_s$ (fig. 4.10, b). Latura $B B$ corespunde bisectoarei unghiului drept format pe profilul secțiunii cordonului de sudură, adică $B B = a = \delta \sin 45^\circ \approx 0,7 \delta$; $A_s = a l_{sp} = 0,7 \delta l_{sp}$.

Substituindu-se valorile secțiunilor A_s și A_p în relația (4.4) se obține:

$$0,7 \delta l_{sp} \tau_{fs} = \delta b \sigma_{tp}, \quad (4.5)$$

de unde rezultă lungimea l_s necesară cordonului de sudură, respectiv lungimea $\frac{1}{2} l_{sp}$ de suprapunere a tablelor:

$$l_{sp} = \frac{b \sigma_{tp}}{0,7 \tau_{fs}} \quad [\text{mm}]. \quad (4.6)$$

Ținîndu-se seama că $\tau_{fs} = 0,75 \sigma_{tp}$ și corectîndu-se această valoare cu coeficientul de calitate al sudurii $\varphi_s = 0,65$ se obține $\tau_{fs} = 0,65 \cdot 0,75 \sigma_{tp} = 0,5 \sigma_{tp}$, apoi înlocuindu-se această mărime în relația (4.6) se obține:

$$l_{sp} = \frac{b \sigma_{tp}}{0,7 \times 0,5 \sigma} \approx 2,86 b. \quad (4.7)$$

Lungimea de suprapunere a tablelor 1 este l_{sP} :

$$\boxed{\frac{l_{sP}}{2} \approx 1,43 b}$$

b) Cazul cînd asupra platbandei acționează numai forța normală Q la distanța d cunoscută (fig. 4.10, a). Această forță produce momentul încovoietor $M_i = Qd$. Acest moment solicită platbanda 1 la încovoiere, iar sudura la forfecare, ca în primul caz. Lungimea cordonului de sudură l_{sQ} este determinată de valoarea forțelor rezistente Q_1 , care se pot determina din echivalența ecuației de echilibru a momentelor, adică $M(Q) = M(Q_1)$. În raport cu axa piesei această ecuație are expresia:

$$2Q_1 \frac{b}{2} = Qd;$$

$$\boxed{Q_1 = Q \frac{d}{b}} \quad [\text{kgf}].$$

Lungimea cordonului de sudură l_{sQ} se determină în funcție de forța Q_1 astfel:

$$Q_1 = Q \frac{d}{b} = \frac{l_s}{2} \tau_{afs};$$

$$0,78 l_{sQ} \tau_{afs} = 2Q_1 = 2Q \frac{d}{b};$$

$$l_{sQ} = 2 \frac{Qd}{0,78 b \tau_{afs}}; \quad (4.8)$$

$$\frac{l_s}{2} = \frac{l_{sQ}}{2} = \frac{Qd}{0,78 b \tau_{afs}}.$$

c) Cazul în care solicitarea se datorează acțiunii simultane a forțelor P și Q ; lungimea totală a cordonului de sudură $l_s = l_{sP} + l_{sQ}$, adică:

$$\boxed{l_s = 2,86 b \left(1 + \frac{Qd}{8b^2 \tau_{afs}} \right)} \quad [\text{mm}], \quad (4.9)$$

iar lungimea minimă de suprapunere a tablelor $l_s/2$ are valoarea:

$$\frac{l_s}{2} = 1,43 b \left(1 + \frac{Qd}{8b^2 \tau_{afs}} \right),$$

$Qd = M_i$, sau cînd în locul forței Q este dat momentul încovoietor M_i relația ia forma:

$$\boxed{\frac{l_s}{2} = 1,43 b \left(1 + \frac{M_i}{8b^2 \tau_{afs}} \right)} \quad [\text{mm}]. \quad (4.10)$$

Exemplu de calcul

Să se dimensioneze îmbinarea prin suprapunere a două table din oțel OL 37 cu grosimea $\delta = 10$ mm solicitate de forța $P = 15$ tf, iar $M_i = Qd = 1\,000$ kgf·cm, ca în figura 4.10.

Rezolvare. Se determină mai întii lățimea b a platbandei 1 supusă la solicitări compuse σ și σ_i , încît efortul unitar total din secțiunea platbandei σ_{tp} este:

$$\sigma_{tp} = \sigma_P + \sigma_Q < \sigma_{atp};$$

$$\sigma_P = \frac{P}{\delta b}; \quad \sigma_Q = \frac{M_i}{W} = \frac{6M_i}{\delta b^2}; \quad \sigma_{atp} = \frac{3\,700}{C} = \frac{37}{4} \approx 9,5 \text{ kgf/mm}^2.$$

Înlocuindu-se aceste valori în relația σ_{tp} de mai sus se obține:

$$\frac{P}{\delta b} + \frac{6M_i}{\delta b^2} = 9,5$$

de unde rezultă lățimea b :

$$9,5\delta b^2 - Pb - 6M_i = 0;$$

$$b = \frac{P - \sqrt{P^2 + 4 \times 9,5\delta \times 6M_i}}{2 \times 9,5\delta} \approx 90 \text{ mm}.$$

Considerîndu-se $\sigma_{as} = 0,7\sigma_{atp} = 0,7 \times 950 \approx 651$ kgf/cm², iar $\tau_{af} \approx 0,75\sigma_{atp} = 0,75 \times 651 = 488$ kgf/cm², lungimea minimă de suprapunere $l_s/2$ se determină cu relația (4.10):

$$\frac{l_s}{2} = 1,43 b \left(1 + \frac{M_i}{\delta b^2 \tau_{afs}} \right) = 1,43 \times 90 \left(1 + \frac{10\,000}{10 \times 90^2 \times 4,88} \right) = 132 \text{ mm}.$$

4.2.3. SOLICITĂRI ASIMETRICE

În cazul îmbinării unui profil cornier L cu o placă de bază (fig. 4.11), pentru solicitarea uniformă a secțiunii profilului și evitarea solicitărilor suplimentare direcția forței $\bar{P}$ trece prin centrul de greutate G al profilului L. Astfel îmbinarea este solicitată asimetric. Ca urmare, lungimile cordoanelor de sudură sînt diferite $l_{1s} \neq l_{2s}$.

Urmărindu-se datele numerice indicate pe figura 4.11, lungimile cordoanelor de sudură se determină în funcție de valorile forțelor P_1 și P_2 după cum urmează:

$$P_1 + P_2 = P = 4\,500 \text{ kgf};$$

Scriindu-se condiția de echilibru printr-o ecuație de momente în raport cu direcția forței P_2 , apoi cu direcția forței P_1 se obțin mărimile P_1 , P_2 , astfel:

$$P_1(l_1 + l_2) = Pl_2;$$

$$P_1 = \frac{l_2}{b} P = \frac{36}{50} \times 4\,500 = 3\,240 \text{ kgf};$$

$$P_2 = \frac{l_1}{b} P = \frac{14}{50} \times 4\,500 = 1\,260 \text{ kgf}.$$

Cu ajutorul valorilor P_1 , P_2 se determină lungimile corespunzătoare ale cordonelor de sudură. În acest scop se determină mai întâi $\tau_{afs} = 0,65 \sigma_{at} = 0,65 \times 14 = 9 \text{ kgf/mm}^2$;

$$l_{1s} = \frac{P_1}{0,78 \tau_{afs}} = \frac{3\,240}{0,7 \times 5 \times 9} \approx 100 \text{ mm};$$

$$l_{2s} = \frac{P_2}{0,78 \tau_{afs}} = \frac{1\,260}{0,7 \times 5 \times 9} \approx 44 \text{ mm};$$

$$l_{1s} + l_{2s} = 144 \text{ mm.} \quad (4.11)$$

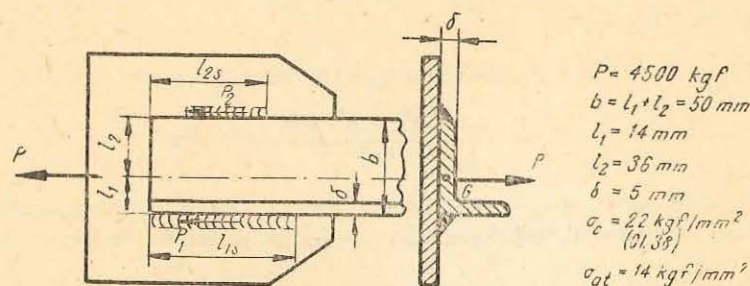


Fig. 4.11. Îmbinarea unor profiluri diferite solicitate excentric.

4.2.4. SUDAREA FLANȘELOR ȘI A BUTUCILOR ROȘILOR DE TRANSMISIE

În cazul flanșelor se pot aplica două cordonane de sudură, unul interior și altul exterior pe diametrul exterior d al arborelui (fig. 4.12). Pentru un calcul aproximativ se consideră cordonanele de sudură solicitate numai la forfecare datorită momentului de torsiune M_t , necesar a fi transmis. În funcție de puterea P , de diametrul d și de turația n a arborelui se determină forța Q :

$$Q = \frac{2M}{d} = \frac{2 \cdot 71\,620 \cdot P}{d \cdot n}$$

Înălțimea cordonului de sudură a se determină din relația solicitărilor la forfecare:

$$\tau_{sf} = \frac{Q}{A_s} = \frac{Q}{2\pi da} \leq \tau_{afs};$$

$$a = \frac{Q}{2\pi d \tau_{afs}} = \frac{2 \times 71\,620 P}{2\pi d^2 n \tau_{afs}};$$

$$a = \frac{71\,620 P}{\pi d^2 n \tau_{afs}} \quad [\text{mm}]. \quad (4.12)$$

Grosimea sîrmei de adaos a electrozilor utilizați este aproximativ egală cu grosimea necesară a cordonului de sudură δ și se determină în funcție de mărimea a , astfel:

$$a = 0,7\delta; \text{ deci } \delta = \frac{a}{0,7}.$$

Această grosime se folosește cînd se poate realiza cordonul de sudură dintr-o singură trecere. Dacă această grosime este prea mică, sub cea admisă pentru sudarea unor piese masive, se practică un cordon de sudură din mai multe straturi. Dimpotrivă, în cazul pieselor slab solicitate se practică o sudură discontinuă pe o lungime $(1/4 \dots 1/3)\pi d$, astfel încît să rezulte o grosime δ admisă de normele tehnologice.

În figura 4.12 mai sînt reprezentate diferite organe de mașini și alte elemente obținute prin îmbinări sudate.

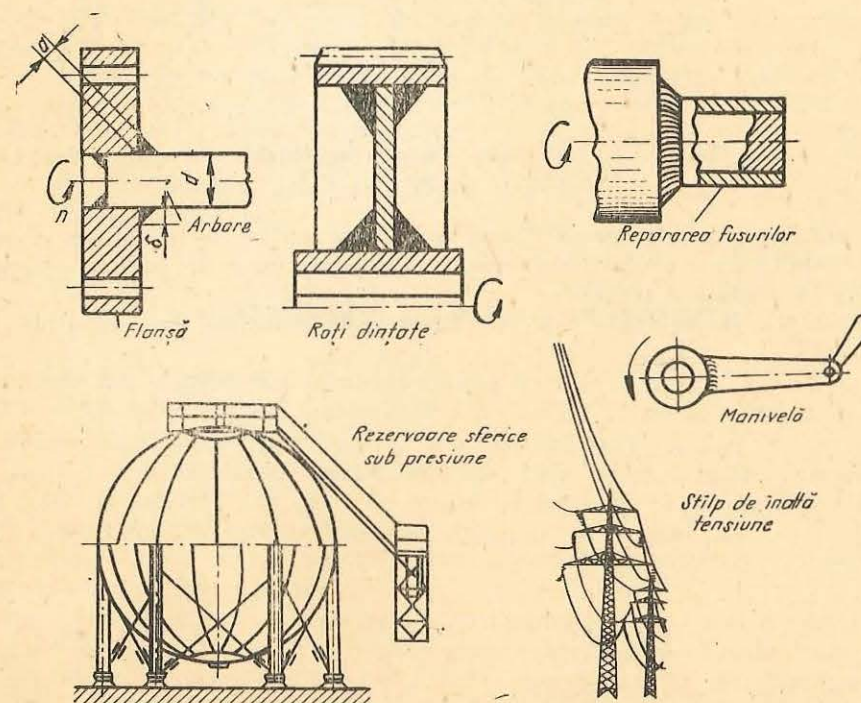


Fig. 4.12. Organe de mașini și alte elemente obținute prin îmbinări sudate.

Dintre numeroșii factori de care depinde calitatea sudurii pieselor se men-
ționează;

- respectarea procesului tehnologic indicat prin documentația tehnică;
- menținerea unei compoziții chimice asemănătoare între materialul de bază și materialul de adaos;

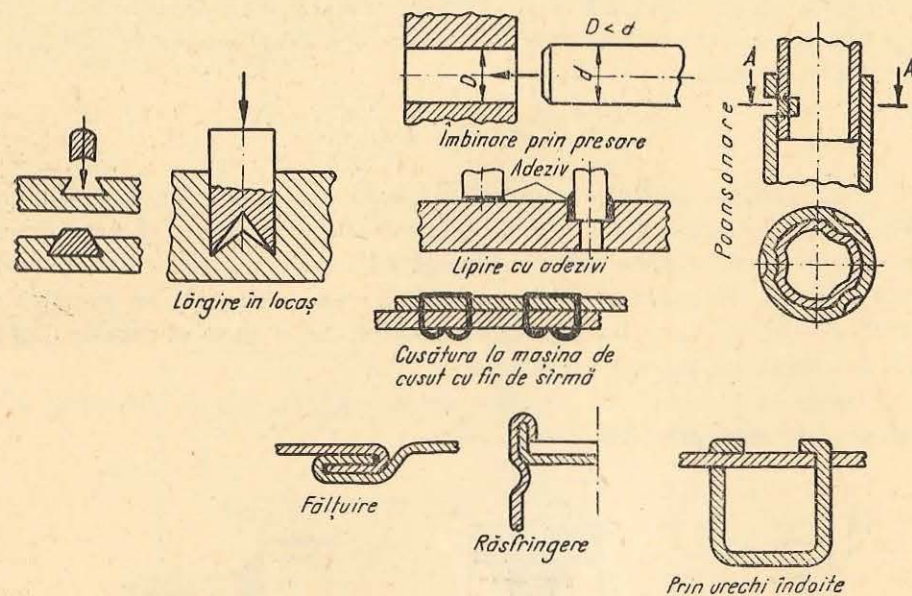
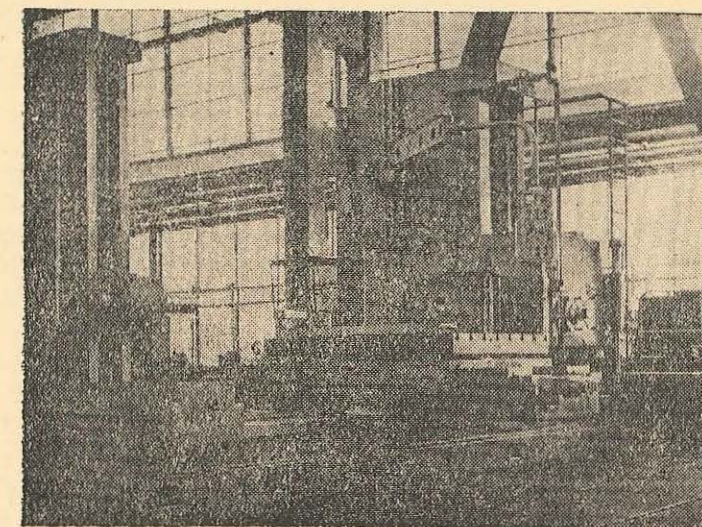


Fig. 4.13. Diferite elemente și tipuri de asamblări nedemontabile folosite în construcția de mașini și aparate moderne.

— calitatea lucrărilor pregătitoare în vederea sudării — curățirea și executarea uniformă a șanțurilor în care se formează baia de sudură — poziționarea favorabilă a pieselor.

Alte tipuri de îmbinări sau asamblări nedemontabile sînt ilustrate în figura 4.13.

CAPITOLUL



ASAMBLĂRI ARBORE-BUTUC

În construcția de mașini, asamblarea este definită printr-un sistem de legătură între două elemente, ușor montabile și demontabile, prin care se pot transmite în întregime forțele de solicitare. Asigurarea asamblării-dezasamblării repetate, fără deteriorarea pieselor componente, este posibilă prin utilizarea unor elemente specifice, numite *organe de asamblare*. Cele mai utilizate organe de asamblare sînt: penele longitudinale și cele inelare; bolțurile și știfturile; inelele ondulate; elementele profilate sau cele canelate; piesele filetate etc.

5.1. ASAMBLĂRI CU PENE ȘI CU ȘTIFTURI

Penele sînt organe de mașini folosite ca elemente intermediare de legătură între două piese cu axa geometrică longitudinală comună (fig. 5.1, a, b).

Penele sînt foarte mult folosite atît în construcția asamblărilor fixe cît și în cea a asamblărilor mobile-ghidate, care necesită montări-demontări repetate. De obicei, prin pene se realizează legătura dintre arbori și alezaje sau butuci, folosindu-se ca mijloc de preluare și de transmitere a forțelor și a mișcării. Pot fi utilizate și pentru realizarea asamblărilor demontabile din elemente rigide, statice.

Cu aceste elemente se pot realiza asamblări simple, relativ precise, cu gabarit redus, ieftine și cu montare-demontare rapidă. Dintre principalele dezavantaje ale asamblărilor cu pene se menționează: introducerea unor concentratori de tensiune periculoși atît în arbore cît și în butuc, datorită variației bruște a secțiunii în zona de montaj, deformarea pieselor asamblate

prin baterea penei înclinate. Aceste dezavantaje le limitează domeniul de aplicare în construcția unor mașini moderne, de mare putere și turație.

Clasificarea penelor are la bază două criterii deosebite:

— poziția penei în raport cu elementele asamblate, care, împarte penele în transversale și longitudinale (fig. 5.1);

— rolul funcțional care grupează penele în: organe de fixare sau solidarizare a elementelor asamblate, de reglare sau de ghidare.

Penele și știfturile longitudinale se montează cu axa longitudinală paralelă cu axa comună a pieselor împănate (asamblate) (fig. 5.1, c — i).

Penele și știfturile transversale se assemblează cu axa longitudinală perpendiculară pe axa comună a pieselor (fig. 5.1, a, b).

Principalele forme geometrice ale penelor sînt indicate în figura 5.1.

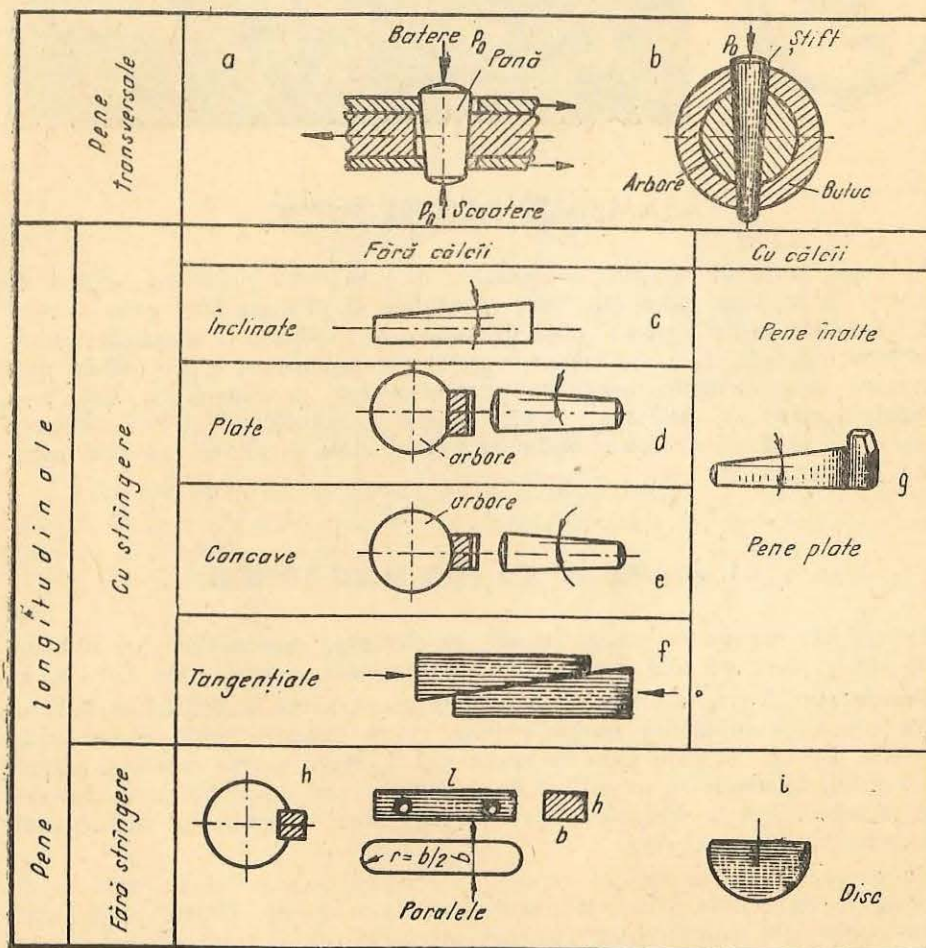


Fig. 5.1. Principalele forme constructive de pene și reprezentarea lor schematică.

Materiale și indicații tehnologice de bază. Cele mai folosite materiale în executarea penelor și știfturilor sînt oțelurile superioare, avînd $\sigma=50\ldots70$ kgf/mm², în stare laminată sau forjată, cum sînt: OL 50; OL 60; OL 70; OLC 45. Știfturile de siguranță se execută și din oțeluri mai puțin rezistente, ca: OL 32, OL 34, OL 37, OL 42.

În timpul funcționării, penele sînt solícitate la presiunea de contact dintre arbore și butuc, la forfecare în zona de separație arbore-butuc sau concomitent la ambele solícitări.

Tehnologia modernă a început să utilizeze materiale plastice (policlorura de vinil) pentru executarea penelor. Acest material se poate turna direct în canalul de pană practicat în zona împănării.

Penele și știfturile transversale se construiesc cu o conicitate sub un unghi $\alpha < (4\ldots5^\circ)$ sau cu o înclinare 1:50...1:100. Această înclinare este necesară pentru a asigura împănarea sau blocarea elementelor supuse asamblării cu pană, sau cu știft fără alte măsuri constructive suplimentare.

5.2. ASAMBLĂRI CU PENE ȘI CU ȘTIFTURI TRANSVERSE

Asamblările cu pene transversale (fig. 5.1, a) se utilizează la montarea unor piese cilindrice și în alte cazuri. Îmbinările cu aceste tipuri de pene pot fi ușor și rapid demontate de repetate ori. Execuția acestui tip de pană și a canalelor în care se montează este mai costisitoare, ceea ce le face mai puțin utilizabile decît știfturile transversale.

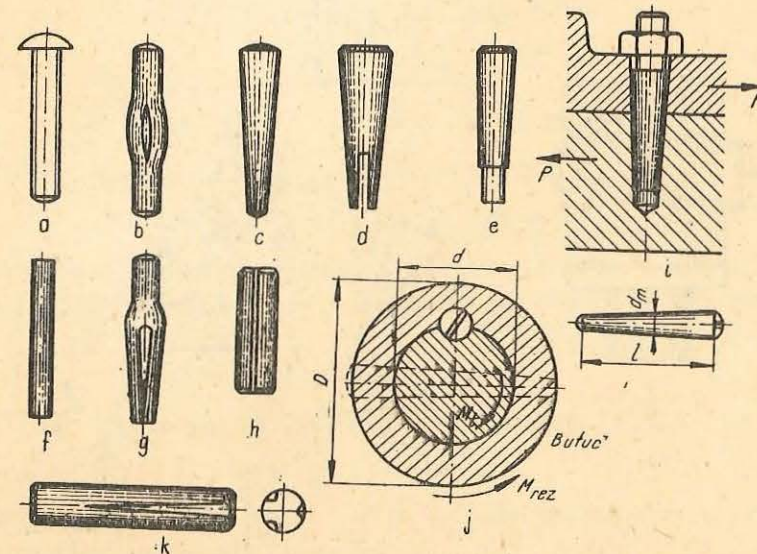


Fig. 5.2. Diverse forme constructive de știfturi.

Asamblările cu știfturi transversale pot îndeplini aceeași funcție ca și penele transversale, dar cu aceeași formă constructivă, pot fi utilizate și pentru asamblări longitudinale (fig. 5.2, i, j). Unele știfturi au o asemenea formă constructivă încât montarea și demontarea lor repetată nu este posibilă (fig. 5.2, b, d, g).

5.2.1. AUTOFRÎNAREA PENELOR ȘI A ȘTIFTURILOR CONICE

Penele transversale și știfturile conice se montează prin batere cu ciocanul sau prin presare. Capetele lor sînt racordate pentru a nu se strivi în zona activă. După batere, în perioada de serviciu a pieselor asamblate, penele sau știfturile trebuie să nu se demonteze de la sine, adică, trebuie să rămînă *autofrînate*. Condiția de autoblocare poate fi asigurată construind pene și știfturi cu o pantă foarte mică (1 : 50 — 1 : 100).

Pentru asamblarea penei transversale cu o singură față înclinată cu unghiul α , este necesară o forță de batere P_0 (fig. 5.3, a).

Datorită existenței forței P_0 pe suprafața de contact dintre tijă și pană apar presiuni locale a căror rezultantă este forța Q , și forța de frecare F_1 (fig. 5.3, b). Echilibrul se stabilește prin rezultantele $N/2$ și $F_2/2$, din zona de contact a manșonului cu pana.

Unghiul de frecare φ este determinat de rezultanta R_1 a vectorilor forțelor $\vec{Q} + \vec{F}_1 = \vec{R}_1$ și direcția forței normale Q :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_1}{Q}, \text{ respectiv } \operatorname{tg} \varphi = \frac{F'_2}{N_2} \quad (5.1)$$

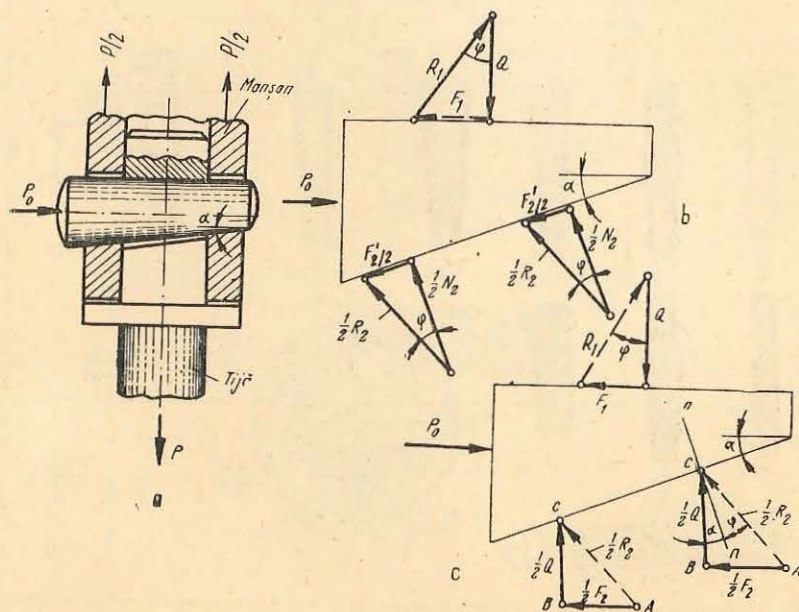


Fig. 5.3. Forțele în perioada împănării cu pene transversale.

Între forțele de frecare și forțele normale corespunzătoare există relațiile de legătură prin coeficientul de frecare μ :

$$F_1 = \mu Q, \text{ respectiv } F'_2 = \mu N_2 \quad (5.2)$$

Înlocuindu-se aceste valori (5.2) în relațiile precedente (5.1) se stabilește legătura mărimilor μ și φ astfel:

$$\operatorname{tg} \varphi = \mu \quad (5.3)$$

Forțele $\frac{N_2}{2}$ și $\frac{F'_2}{2}$ pot fi înlocuite prin rezultanta $\frac{R_2}{2}$ (fig. 5.3, c). Se formează astfel triunghiurile identice ABC . Unghiul din C are valoarea $\hat{\alpha} + \hat{\varphi}$, ceea ce se poate dovedi ducînd prin C direcția nn normală pe suprafața penei. Rezultă că BC și nn sînt perpendiculare pe laturile unghiului α , iar nn și AC sînt paralele cu laturile corespunzătoare ale unghiului de frecare φ (fig. 5.3, c), deci $\angle BCA = \hat{\alpha} + \hat{\varphi}$.

Condiția de echilibru se exprimă prin suma proiecțiilor forțelor pe direcția orizontală. Pentru simplificare, forțele $\frac{1}{2} R_2$ se descompun în componentele orizontale $\frac{1}{2} F_2$ și în cele verticale $\frac{1}{2} Q_1$ indicate în poziția c din figura 5.3. Astfel, condiția de echilibru devine:

$$P_0 = F_1 + 2 \frac{F_2}{2} = F_1 + F_2, \quad (5.4)$$

în care forțele F_1 și F_2 se înlocuiesc prin expresiile:

$$F_1 = Q \operatorname{tg} \varphi; \quad (5.5)$$

$$\frac{1}{2} F_2 = \frac{1}{2} Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi); \text{ deci } F_2 = Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi). \quad (5.6)$$

Se obține astfel relația care exprimă forța axială de împănare:

$$P_0 = Q[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi]. \quad [\text{kgf}]. \quad (5.7)$$

Demontarea se face prin schimbarea sensului forței de batere $P_0 \rightarrow -P_0$. Ca urmare și forțele de frecare și unghiurile de frecare își schimbă sensul. Relația (5.7) devine:

$$P'_0 = Q[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) - \operatorname{tg} \varphi].$$

Autofixarea este asigurată cînd se respectă condiția $P'_0 \leq 0$, adică

$$\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \operatorname{tg} \varphi \leq 0. \quad (5.8)$$

Unghiurile α și φ fiind foarte mici se admite aproximarea $\operatorname{tg} \varphi \approx \varphi$. Din această aproximație rezultă: $\alpha - \varphi - \varphi \leq 0$, deci:

$$\alpha \leq 2\varphi. \quad (5.9)$$

Se știe că $\operatorname{tg} \varphi \approx \mu$, deci $\varphi \approx \mu$. Substituind această valoare în relația (5.9), se obține condiția de autofrînare (5.10) exprimată în funcție de geometria penei prin unghiul α și de materialele asamblate prin coeficientul de frecare μ .

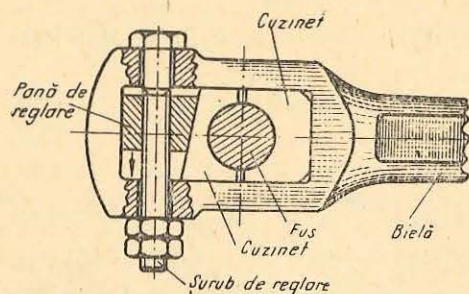


Fig. 5.4. Pana de reglare a unui lagăr.

Deci, cunoscându-se valoarea coeficientului de frecare μ dintre materialele asamblate și până se determină cu ușurință înclinarea penei sau a știftului pentru asigurarea autofixării.

Această condiție este satisfăcută cu siguranța necesară construind pene cu o față înclinată cu panta $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{25}$. Pentru penele cu două fețe înclinate, panta este $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{50} \dots \frac{1}{100}$.

În cazul penelor de reglare (fig. 5.4), dimpotrivă, nu trebuie să se producă autoblocarea, deci $\alpha > 2\mu$. Practic se ia $\alpha = 2\varphi + (4 \dots 6^\circ)$.

5.2.2. ASAMBLĂRI CU ȘTIFTURI TRANSVERSALE

Știfturile transversale pot avea o secțiune de forfecare (fig. 5.2, i), două secțiuni de forfecare (poziția punctată din figura 5.2, j) sau mai multe secțiuni de forfecare.

În primul caz $P = \frac{\pi d_m^2}{4} \tau_{af}$, deci diametrul mediu d_m este:

$$d_m = \sqrt{\frac{4P}{\pi \tau_{af}}} \quad [\text{mm}]. \quad (5.11)$$

În cazul când există două secțiuni de forfecare $2 \frac{\pi}{4} d_m^2 = P / \tau_{af}$, relația devine

$$d_m = \sqrt{\frac{2P}{\pi \tau_{af}}} \quad [\text{mm}]. \quad (5.12)$$

În acest caz s-a considerat asamblarea cu un singur știft transversal.

Forța P poate fi exprimată în funcție de momentul M_t sau de puterea N necesare a fi transmise: $P = \frac{2M_t}{d} = \frac{2 \times 71\,620\,N}{dn}$.

$$\alpha \leq 2\mu \quad (5.10)$$

Deci, cunoscându-se valoarea coeficientului de frecare μ dintre materialele asamblate și până se determină cu ușurință înclinarea penei sau a știftului pentru asigurarea autofixării.

Această condiție este satisfăcută cu siguranța necesară construind pene cu o față înclinată

Astfel de știfturi, cu forma cilindrică de diametru d_s , se pot folosi și ca elemente de siguranță. Limitându-se momentul necesar a fi transmis prin intermediul știftului, de exemplu la $M_t = 4\,500\, \text{kgf} \cdot \text{cm}$, și notîndu-se cu d_m — diametrul știftului, $d_s = d_m$ se determină în funcție de diametrul d al arborelui pe baza rezistenței de rupere prin forfecare τ_{rf} astfel:

$$d_s = \sqrt{\frac{2P}{\pi \tau_{rf}}} = \sqrt{\frac{2M_t/d}{\pi \tau_{rf}}} = \sqrt{\frac{4M_t}{\pi d \tau_{rf}}}$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4M_t}{\pi d \tau_{rf}}} \quad [\text{mm}]. \quad (5.13)$$

Exemplu de calcul

Să se determine diametrul d_s al unui știft de siguranță cu secțiunea cilindrică, construit din OL 32, $\tau_{rf} = 24\, \text{kgf/mm}^2$, montat între un arbore și un butuc cu diametrul $d = 40\, \text{mm}$ (ca în poziția punctată din figura 5.2, j sau figura 5.1 b) pentru a limita transmiterea momentului de torsiune la valoarea $M_t = 10\,000\, \text{kgf} \cdot \text{cm}$. Aplicîndu-se relația (5.13) se obține:

$$d_s = \sqrt{\frac{4M_t}{\pi d \tau_{rf}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10\,000}{\pi \cdot 40 \cdot 24}} \approx 1,26\, \text{cm} = 12,5\, \text{mm}.$$

5.3. ASAMBLĂRI CU PENE SAU CU ȘTIFTURI LONGITUDINALE

Penele și știfturile longitudinale sînt cele mai utilizate în construcția de mașini și aparate. Aceste elemente se montează în zona împănării astfel încît în timpul funcționării axa lor longitudinală rămîne paralelă cu axa comună a pieselor asamblate (fig. 1.5, c—i; fig. 5.5, a).

Domeniul de utilizare este foarte variat. Se utilizează în construcția de mașini și aparate, la fixarea oricărui tip de butuc pe arbori, la fixarea roților, volanților, tamburelor de frînă, cuplajelor etc.

5.3.1. PENE ÎNALTE

Pene longitudinale de strîngere și de fixare sau pene înalte se numesc cele cu fața superioară înclinată cu unghiul α , astfel încît $\operatorname{tg} \alpha = 1/100$, ceea ce satisface condiția autofrînării (fig. 5.5, a). Aceste pene se montează cu partea dreaptă pe arbore. Canalul din butuc are forma înclinată la fel ca pana. Fixarea are loc prin baterea forțată a penei în locașul din ele-

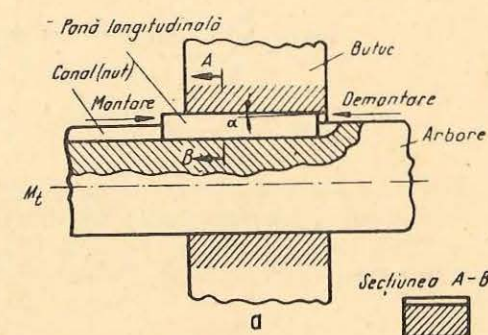


Fig. 5.5. Asamblări cu pene longitudinale: a — elementele asamblării cu o pană longitudinală înclinată.

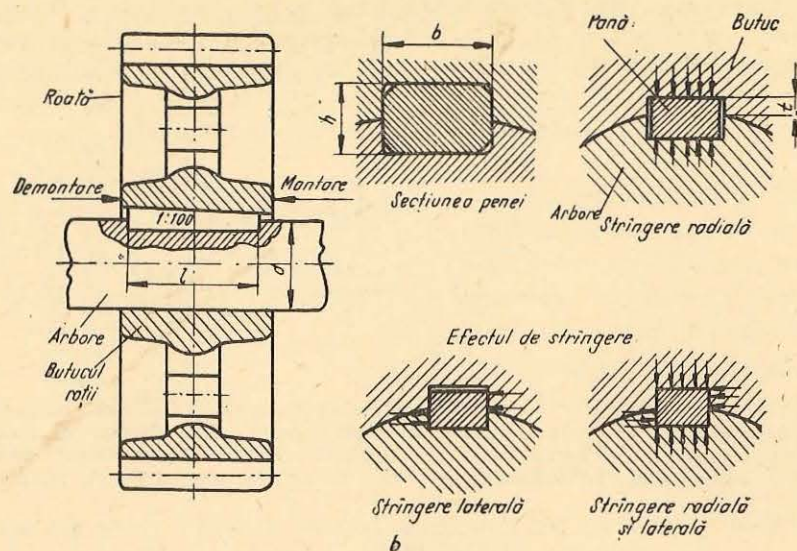


Fig. 5.5. Asamblări cu pene longitudinale:
b — posibilități de strângere cu pană înaltă (înclinată);
c — forțele în asamblarea prin împănare radială.

mentele supuse asamblării, avînd efect rapid de împănare. Cînd lungimea penei l este egală cu lungimea canalului, împănarea se produce prin presarea butucului (fig. 5.5, b).

Transmiterea efortului de la arbore la butuc, deci la roată se poate face în următoarele variante.

a) Prin contactul rapid (r) dintre fețele neparalele ale penei cu arborele și butuc contact realizat prin baterea penei (fig. 5.5, a), sau prin baterea roții (fig. 5.5, b). În acest caz, asamblarea este supusă la strivirea zonelor de contact arbore-pană, respectiv pană-butuc.

Lungimea activă l_1 pentru o astfel de pană se calculează pe baza condiției de echilibru dintre momentul de torsiune M_{t1} necesar a fi transmis și momentul rezistent M_{r1} corespunzător (fig. 5.5, c):

$$M_{t1} = M_{r1}.$$

Urmărindu-se forțele ce se dezvoltă în asamblarea supusă funcționării de regim (fig. 5.5), se poate scrie expresia momentului rezistent în raport cu centrul de rotație O al arborelui:

$$M_{r1} = \mu Q \cdot y + \mu Q \frac{d}{2} + Q \cdot x \approx \mu Q \frac{d}{2} + \mu Q \frac{d}{2} + Q \frac{b}{6} = Q \left(\mu d + \frac{b}{6} \right) = M_t.$$

Înlocuindu-se în această relație coeficientul de frecare $\mu \approx 0,16$ (pentru oțel pe oțel sau pe fontă), factorii din paranteza relației de mai sus capătă următoarea valoare:

$$\frac{6\mu d + b}{6} = \frac{6 \cdot 0,16d + b}{6} \approx \frac{1}{6} (d + b).$$

deci:

$$M_{t1} = \frac{1}{6} Q(b + d).$$

Avîndu-se în vedere distribuția triunghiulară a presiunilor de contact σ_s kgf/cm² dintre pană-butuc și asigurarea rezistenței împotriva strivirii, forța Q poate fi înlocuită prin următoarea expresie:

$$Q = \frac{bl_1}{2} \sigma_{as}$$

iar relația pentru determinarea momentului capabil M_{t1} devine:

$$M_{t1} = \frac{bl_1}{12} \sigma_{as}(b + d) \quad [\text{kgf} \cdot \text{cm}]$$

După alegerea materialelor, deci a presiunii de contact σ_{as} , pe baza diametrului arborelui d din tabele (STAS 1008-59) rezultă lățimea penei b , înălțimea h și adîncimea canalului de pană t . Cunoșcîndu-se valoarea momentului M_t necesar a fi transmis se poate determina lungimea corespunzătoare a penei l_1 :

$$l_1 = \frac{12 M_{t1}}{(b + d) \cdot b \cdot \sigma_{as}} \quad [\text{cm}]. \quad (5.14)$$

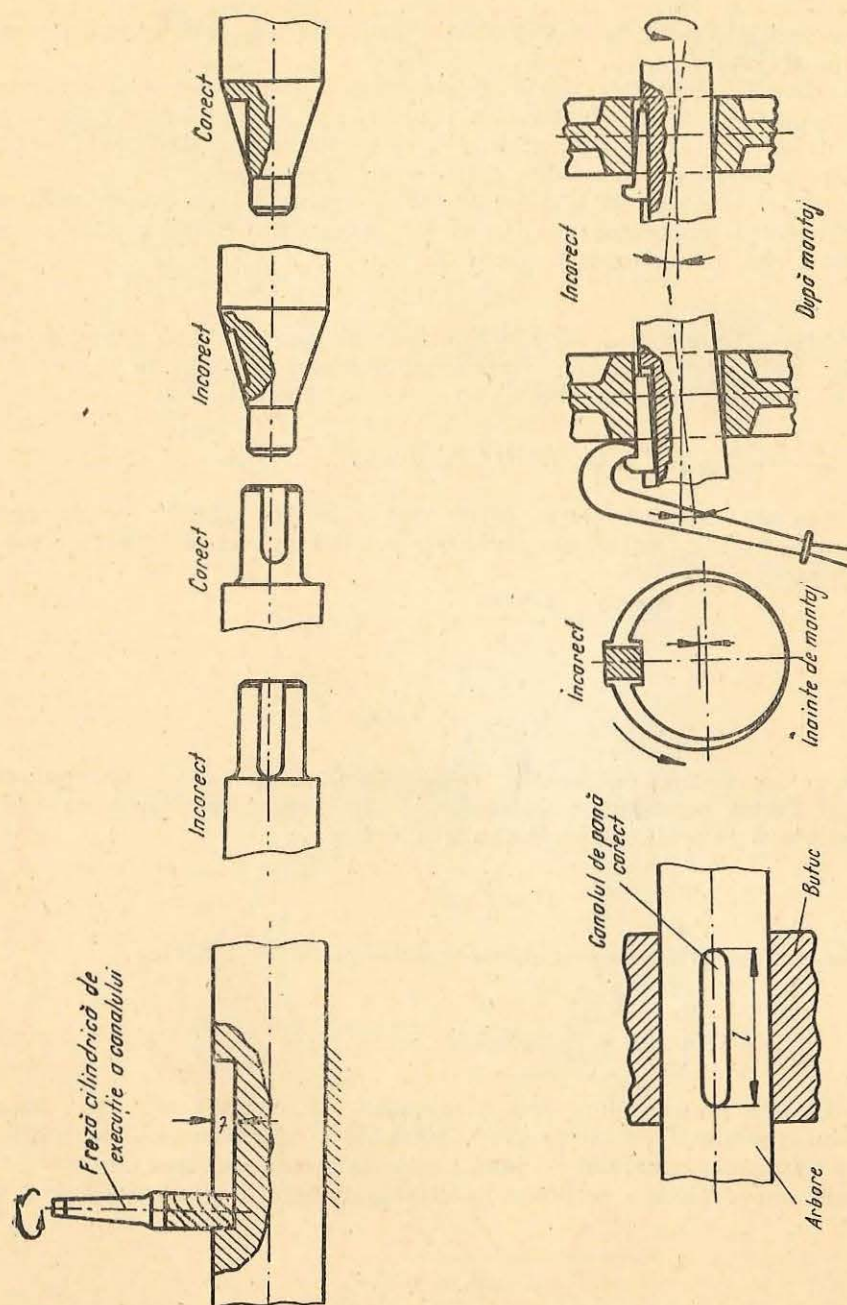


Fig. 5.6. Execuția corectă și incorectă a canalelor de pană și poziția reciprocă a pieselor asamblate.

O asemenea îmbinare cu pană poate transmite pînă la 33% din capacitatea de transmitere M_t a secțiunii arborelui de diametru d .

b) Prin strîngere cu contact lateral, figura 5.5, b prin care se poate transmite pînă la 85% din capacitatea de transmitere a secțiunii arborelui cu diametrul d . O astfel de pană va avea lungimea l_2 de mărime :

$$l_2 = \frac{2M_{t2}}{[d + \mu(b+d)]b \cdot l \cdot \sigma_{as}} \quad (5.15)$$

Lungimea penei determinată cu relația (5.14) sau (5.15) se ia cu mărimea imediat superioară indicată în standard.

c) Cînd este necesară transmiterea totală a capacității arborelui se construiesc îmbinări cu pană înclinată cu efect radial și cu efect lateral de împănare (fig. 5.5, b).

Aceste asamblări au capacitatea de transmitere M_{tp} egală și chiar mai mare decît capacitatea M_t a secțiunii arborilor de diametru d , adică :

$$M_{tp} = M_{t1} + M_{t2} > M_t = W \tau_a = \frac{\pi d^2}{16} \tau_a \quad (5.16)$$

$\sigma_{as} = 350 \dots 1500 \text{ kgf/cm}^2$ în cazul butucilor din oțel, respectiv $\sigma_{as} = 220 \dots 900 \text{ kgf/cm}^2$ în cazul butucilor din fontă. Valorile maxime corespund cazului I de solicitare (statică), cele medii cazului II (solicitare pulsantă), iar valorile minime corespund cazului III de solicitare (alternant-simetrică).

Dacă lungimea butucului l este limitată pe considerente constructive, se pot construi asamblări cu două pene decalate cu un unghi de 120° .

Canalele de pană au dimensiunile standardizate. Ele se execută prin frezarea arborelui și prin mortezarea (rabotarea) butucului. În figura 5.6 sînt indicate execuția corectă și cea incorectă a canalelor de pană, precum și montajul corespunzător acestor cazuri.

5.3.2. PENE PLATE (fig. 5.7, a) ȘI PENE CONCAVE (fig. 5.7, b)

Astfel de pene transmit efortul numai pe fețele radiale și se calculează cu relația (5.14) după cum s-a arătat la îmbinarea cu pene înclinate. Au avantajul evitării canalelor de pană din arbore.

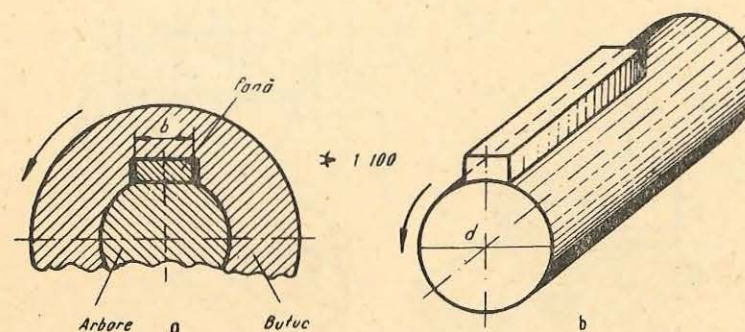


Fig. 5.7. Asamblări cu pene longitudinale:
a — cu pană plată; b — cu pană concavă.

5.3.3. ȘTIFTURI LONGITUDINALE

Ca și penele longitudinale, știfturile pot fi înclinate (fig. 5.2, c, e, g, i, j), cilindrice (fig. 5.2, a, f, h, k) sau pot avea diferite alte forme. Când sînt montate longitudinal ca în figura 5.2, j, se calculează la strivire pe secțiunea $l \cdot d_m$ (d_m fiind diametrul mediu):

$$l = \frac{P}{d_m \sigma_s} [\text{mm}].$$

5.3.4. PENE PARALELE

Penele paralele (fig. 5.8) au fețele opuse paralele. Efortul se transmite numai pe fețele laterale fără efect de împănare.

Uneori se fixează pe arbore cu ajutorul șuruburilor (fig. 5.8). Se calculează cu relația (5.15), deci la fel ca penele înclinate cînd transmit efortul numai pe fețele laterale. Cînd este necesară o mai mare capacitate de transmitere se folosesc două sau trei pene, montate pe arbore în același plan și decalate cu 120° .

Cînd este necesară o lungime a penei mai mică decît cea standardizată, se face verificarea la forfecare pe secțiunea $l \cdot b$, în zona de separație dintre, arbore și butuc, astfel încît să se respecte condiția $\tau_f \leq \tau_{af}$:

$$\tau_f = \frac{P}{lb} = \frac{2M_t}{lbd} \leq \tau_{af} [\text{kgf/cm}^2], \quad (5.17)$$

Factorii: M_t , l , b , d au aceeași semnificație ca în cazul penelor înclinate.

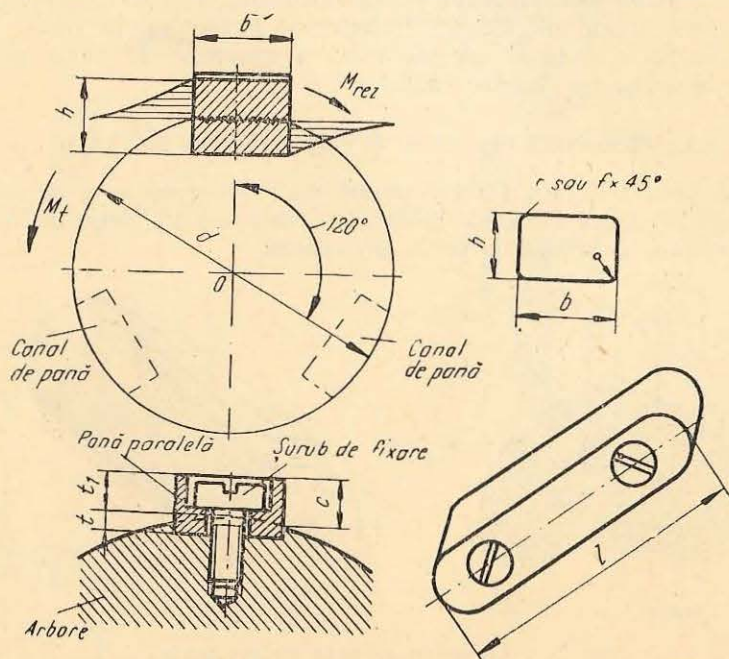


Fig. 5.8. Asamblare cu pană longitudinală paralelă.

5.3.5. PENE DISC

Penele disc se folosesc la îmbinări cu arbori avînd diametrul $d < 40$ mm și se montează după cum se indică în figura 5.9. Lungimea l se determină pentru a rezista la strivire pe suprafața laterală $l \cdot t$ și la forfecare în secțiunea $l \cdot b$:

$$l = \frac{P}{t \sigma_{as}}; \text{ respectiv } \tau_f = \frac{P}{lb} < \tau_{af}. \quad (5.18)$$

Exemplu de calcul

Aplicîndu-se direct relațiile (5.15) și (5.17), se poate determina lungimea și rezistența la forfecare a unei pene paralele, ca în figura 5.8, fiind date: lungimea butucului $l_B = 60$ mm diametrul arborelui $d = 50$ mm, turația $n = 100$ rot/min, puterea necesară a fi transmisă, $N = 20$ CP, materialul penei OL 50 ($\sigma_c = 2700$ kgf/cm²; $\tau_{rf} = 3800$ kgf/cm²).

Rezolvare

Relația (5.15) scrisă sub forma $l_2 = l$ este:

$$l = \frac{2M_t}{[d + \mu(b+d)]b \cdot t \cdot \sigma_{ar}} [\text{cm}]$$

Din STAS 1004-59 sau din tabela 5.1, la diametrul $d = 50$ mm corespunde o pană paralelă cu secțiunea $b \cdot h = 16 \times 10$ mm și $t = h/2 = 5$ mm.

Considerîndu-se $\mu = 0,12$; $\sigma_{as} = \sigma_c / C = 2700 / 1,7 \approx 1600$ kgf/cm²; $M_t = 71620 \frac{N}{n} =$

$= 71620 \frac{20}{100} = 14324$ kgf·cm se obține lungimea penei:

$$l = \frac{2 \times 14324}{(5 + 0,12(1,6 + 5))1,6 \times 0,5 \times 1600} \approx 4 \text{ cm} = 40 \text{ mm}.$$

La această lungime se adaugă $b = 16$ mm pentru rotunjirea capetelor (fig. 5.8). Deci lungimea reală va fi de 56 mm.

Rezultă că este suficientă o singură pană pentru a transmite întreaga putere prin lungimea butucului roții cu $l_B = 60$ mm.

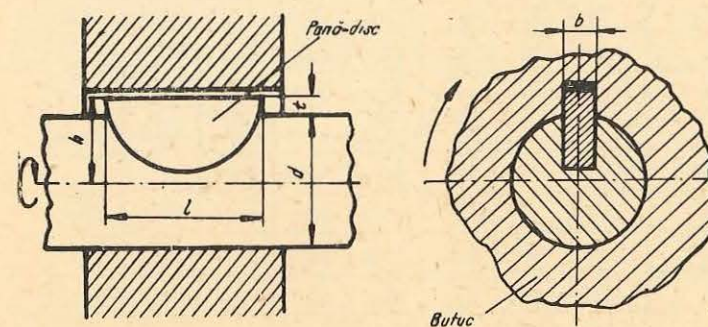


Fig. 5.9. Asamblare cu pană disc.

Dimensiuni standardizate pentru penele paralele : extras

Diametrul arborelui	Dimensiunile nominale ale penelor		Adâncimea canalelor						Raza de rotunjire r_1 max. (canal)
			Execuția I			Execuția II			
	b	h	t	t_1	c	t	t_1	c	
5— 7	2	2	1,1	1,0	1,0	—	—	—	—
7— 10	2	3	2,0	1,1	1,2	—	—	—	—
10— 14	5	4	2,5	1,6	1,8	—	—	—	—
14— 18	5	5	3,0	2,1	2,3	3,2	1,9	2	0,2
18— 24	6	6	3,5	2,6	2,9	3,8	2,3	2,6	0,3
24— 30	8	7	4,0	3,1	3,5	4,5	2,6	3,0	
30— 36	10	8	4,5	3,6	4,2	5,2	2,9	3,5	
36— 42	12	8	4,5	3,6	4,4	5,2	2,9	3,7	
42— 48	14	9	5,0	4,1	5,0	5,8	3,3	4,2	
18— 55	16	10	5,0	5,1	6,2	6,5	3,6	4,7	0,5
55— 65	18	11	5,5	5,6	6,8	7,1	4,0	5,2	
65— 75	20	12	6	6,1	7,4	7,8	4,3	5,6	
75— 90	24	14	7	7,2	8,7	9,0	5,2	6,7	0,8
90—105	28	16	8	8,2	10,0	10,3	5,9	7,7	
105—120	32	18	9	9,2	11,2	11,5	6,7	8,7	
120—140	36	20	10	10,2	12,3	12,8	7,4	9,5	
140—170	40	22	11	11,2	13,4	13,5	8,7	10,9	
170—200	45	25	13	12,2	14,6	15,3	9,9	12,3	1,2
200—230	50	28	14	12,2	16,7	17,0	11,2	13,7	
230—260	55	30	15	15,2	17,9	18,3	11,9	14,6	
260—290	60	32	16	16,2	19,1	19,6	12,6	15,5	
290—330	70	36	28	18,2	21,8	22,0	14,2	17,8	
330—380	80	40	20	20,2	24,3	24,6	15,6	19,7	2,0
380—440	90	45	23	22,2	26,6	27,5	17,7	22,1	
440—500	100	50	25	25,2	30,1	30,4	19,8	24,7	
500—560	110	55	28	27,2	32,5	33,0	22,2	27,5	
560—630	120	60	30	30,2	35,8	34,6	25,6	31,2	

Observație. Se alege execuția I sau II ținând seama de condiția unei egale rezistențe

Tabela 5.1

din STAS 1004 și 1005 din 1959— notații conform figurii 5-8

sau r (pană)		lungimea penelor.											
0,25	6	8	10	12	14	16	18	20	—	—	—	—	—
	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	—	—
	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	—
	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45
0,4	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56
	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70
	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90
	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110
	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140
0,6	45	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180
	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200
	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220
	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250
1,0	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250	280
	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250	280	315
	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250	280	315	355
	100	110	125	140	160	180	200	220	250	280	315	355	400
	110	125	140	160	180	200	220	250	280	315	355	400	450
1,6	125	140	160	180	200	220	250	280	315	355	400	450	500
	140	160	180	200	220	250	280	315	355	400	450	500	—
	160	180	200	220	250	280	315	355	400	450	500	—	—
	180	200	220	250	280	315	355	400	450	500	—	—	—
	200	220	250	280	315	355	400	450	500	—	—	—	—
2,5	220	250	280	315	355	400	450	500	—	—	—	—	—
	250	280	315	355	400	450	500	—	—	—	—	—	—
	280	315	355	400	450	500	—	—	—	—	—	—	—
	315	355	400	450	500	—	—	—	—	—	—	—	—

a îmbinării cu pană, în funcție de materialul bușei (butucului)

Verificarea la forfecare $\tau_{af}=0,6 \quad \sigma_{af}=1\,600 \times 0,6=960 \text{ kgf/cm}^2$;

$$\tau_f = \frac{P}{l \cdot b} = \frac{|2M_t|}{l \cdot b \cdot d} = \frac{28\,648}{4 \times 1,6 \times 5} \approx 895 \text{ kgf/cm}^2 < \tau_{af}.$$

Rezultă că pana este bine dimensionată, deoarece $\tau_f < \tau_{af}$.

5.4. ASAMBLĂRI PRIN CANELURI

Asamblarea prin caneluri este alcătuită prin montarea directă a unui arbore canelat și a unui butuc canelat (fig. 5.10), fără elemente intermediare.

Spre deosebire de asamblările cu pene longitudinale, cele cu arbori și butuci canelați prezintă următoarele avantaje: asigură o centrare mai precisă a pieselor asamblate fără deformarea prin ovalizare a butucului; transmit

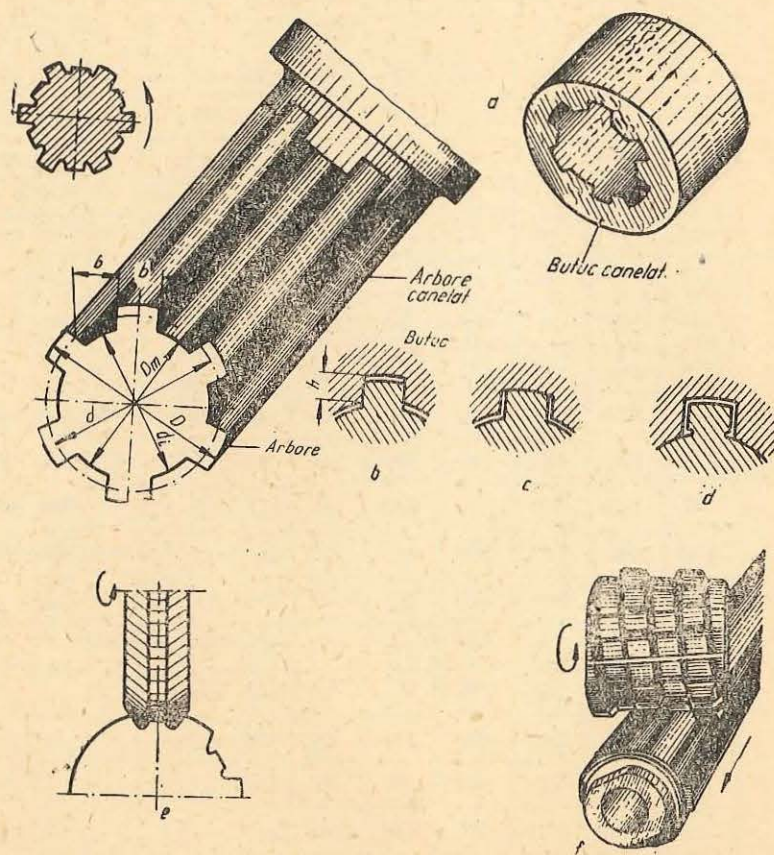


Fig. 5.10. Piese canelate:

a — profiluri canelate; b — cu centrare laterală; c — cu centrare exterioară; d — cu centrare interioară; e, f — execuția canelurilor la arbori.

eforturi mai mari la aceeași dimensiune a arborelui; presiunea de contact și concentrarea tensiunilor sînt mai reduse. Execuția canelurilor este însă mai costisitoare.

Butucii cu care se îmbină au profilul identic în interior, dar sînt executați prin broșare sau prin mortezare pe o suprafață cilindrică interioară, în timp ce arborii canelați se execută prin frezare (fig. 5.10, e, f).

Arborii canelați se folosesc pentru transmiterea unor momente de răsucire mari și cînd este necesară deplasarea axială relativă dintre piesele asamblate chiar în funcționarea de regim.

După cum se poate urmări în figură, numărul canelurilor și al plinurilor (penelor) este același, făcînd corp comun cu arborele. Se construiesc arbori cu un număr z de: 4, 6, 8, 10, 16, 20 caneluri, uniform repartizate pentru a realiza cu butucul canelat profiluri transversale conjugate.

Profilul canelurilor poate fi dreptunghiular, evolventic, trapezoidal, rotund sau triunghiular (zimțat).

După caracterul centrării se deosebesc asamblări cu centrare laterală (fig. 5.10, b), cu centrare exterioară (fig. 5.10, c) sau cu centrare interioară (fig. 5.10, d).

Arborele (butucul) canelat de serie ușoară cu diametrul interior $d=36 \text{ mm}$ și diametrul exterior $D=40 \text{ mm}$, cu 8 caneluri se notează astfel:

Arborele canelat 8×36×40 STAS 1768-68.

Indicații de calcul.

Calculul de rezistență al canelurilor dreptunghiulare este indicat în STAS 1767-67. Prin calculele de dimensionare se determină lungimea canelată L sau numărul de caneluri z , în funcție de solicitarea principală care este strivirea σ_s . Solicitarea la forfecare se neglijează. Lungimea canelată L se determină din condiția asigurării transmiterii unui moment de torsiune M_t cerut:

$$M_t = K \cdot z \cdot h \cdot L \cdot \sigma_{as}. \quad (5.19)$$

În funcție de tehnologia adoptată se aplică un coeficient de corelație $K=0,7$ pentru arbori frezați cu capul divizor (fig. 5.10, e), iar în cazul frezării prin rulare $K=0,8$ (fig. 5.10, f). Acest coeficient de reducere a suprafeței purtătoare ține seama de imposibilitatea contactului perfect pe toată suprafața celor z caneluri dintre arbore și butuc.

Lungimea portantă necesară butucului va fi:

$$L \geq \frac{M_t}{K \cdot z \cdot h \cdot \sigma_{as}} \quad (5.20)$$

Raportul $\frac{L}{d} \leq 1,5$ în cazul cînd deplasarea butucului pe arbore se face numai la mersul în gol (seria ușoară); $\frac{L}{d} = 1,5 \dots 2,5$ pentru solicitări diferite de cele ușoare (seria mijlocie sau seria grea).

Pentru diferite regimuri de funcționare în STAS 1767-56, se indică valori uzuale ale presiunii de contact σ_{as} în kgf/mm².

Diametrul interior al arborelui d (fig. 5.10) se determină ca în cazul arborilor drepți. În funcție de diametrul interior d și de numărul de caneluri ales z , din STAS rezultă înălțimea purtătoare h (fig. 5.10, *b*).

5.5. ASAMBLĂRI CU INELE CONICE

Asamblările fixe cu inele conice (fig. 5.11) sau cu pene inelare pot transmite eforturi prin frecarea dintre suprafețele de strângere datorită forțelor elastice.

Sub acțiunea unei forțe axiale P_a se realizează o deformare elastică radială a perechilor de inele, deci o strângere radială Q , între arbore-inelul interior-inelul exterior-butuc cu care se solidarizează.

Ca rezultat al tehnologiei moderne de îmbinare, inelele conice oferă multiple avantaje, dar măresc dimensiunea radială.

Capacitatea de transmitere depinde de forța radială Q determinată de forța axială P_a . Nu necesită canale în elementele asamblate, iar strângerea lor nu produce ovalizarea arborilor.

5.6. ASAMBLĂRI CU INELE ONDULATE

Principalul avantaj al acestor elemente îl constituie faptul că nu necesită prelucrări precise ale pieselor de îmbinat și nici nu slăbesc secțiunea acestora ca în cazul penelor; de asemenea se montează și demontează ușor, iar strângerea se datorește forțelor elastice ca în cazul unor arcuri (fig. 5.12).

Inelele se obțin din bandă de oțel prin ondulare cu pasuri p egale. Montarea se face prin presare. Transmiterea eforturilor se asigură prin frecarea dintre suprafețele de contact, datorită forțelor elastice normale N indicate pe figură.

5.7. ASAMBLĂRI CU BRĂȚĂRI ELASTICE

Asamblările cu brățări elastice asigură strângerea cu ajutorul șuruburilor de asamblare. Cîteva forme constructive mai des utilizate sînt indicate în figura 5.13.

Fiind utilizate în asamblarea elementelor de instalații, deseori nu comportă calcule de dimensionare. În astfel de cazuri, dimensiunile lor se stabilesc în funcție de mărimea elementelor asamblate.

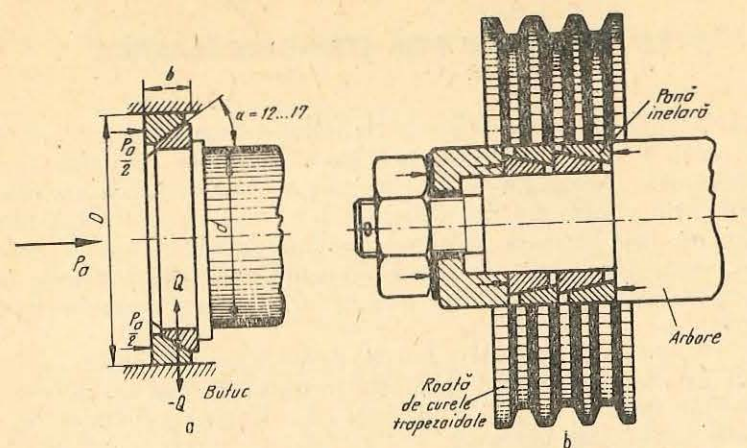


Fig. 5.11. Asamblare cu inele conice (pene inelare):
a — cu o pereche de inele; b — cu două perechi de inele.

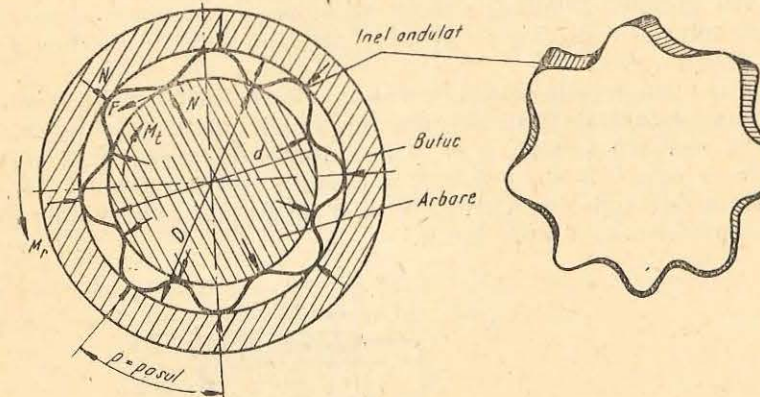


Fig. 5.12. Asamblare cu inel ondulat.

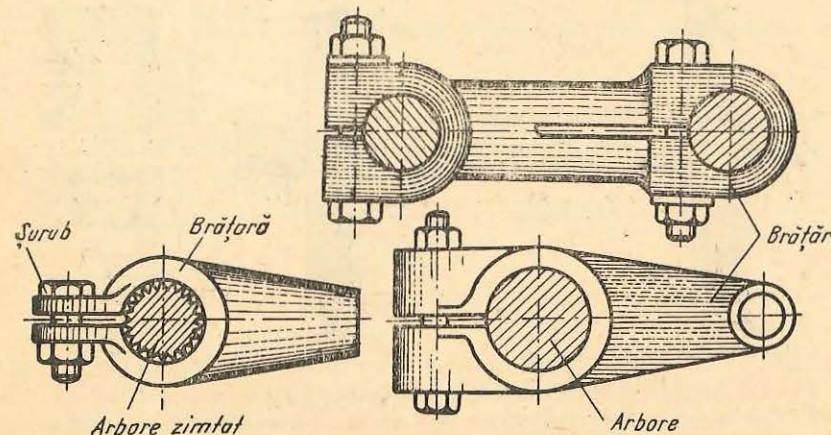


Fig. 5.13. Tipuri constructive de asamblări prin strângere cu brățări elastice.

5.8. ASAMBLĂRI PRIN STRÎNGERE ELASTICĂ

Asamblările prin strângere elastică (numite și *seraje*) se bazează pe strângerea provocată de deformările elastice ale elementelor componente montate prin contact forțat. Asamblarea se poate face la rece, formînd *ajustaje presate*, sau la cald, prin contracție sau dilatație termică, formînd *asamblări fretate*.

Acest tip de asamblare se aplică elementelor a căror montare demontare se face rar, cum sînt: roțile de rulare pe osiile vagoanelor sau ale locomotivelor (fig. 5.14, a), roțile dințate pe arborii lor, discurile de cuplare pe arborii respectivi etc.

Butucul cilindric de diametru inițial d_b se numește piesă *cuprinzătoare*, iar arborele de diametru inițial d_a , piesă *cuprinsă*. Inițial diametrele pieselor asamblate sînt diferite $d_a > d_b$ (fig. 5.14, b). După asamblare $d_a = d_b = d$, realizîndu-se astfel strîngerea S :

$$S = d_a - d_b = \Delta d \quad [\mu\text{m}]. \quad (5.21)$$

Asamblări presate. Tehnologia modernă folosește tot mai mult asamblări elastice obținute prin presare cu ajutorul preselor sau prin lovituri de ciocan în cazul pieselor mici.

Presarea se poate face la cald (în cazul pieselor de oțel $t < 600^\circ\text{C}$) sau la rece (temperatura obișnuită). Prin ungerea suprafețelor de contact se micșorează forța axială necesară presării și se evită deteriorarea suprafețelor respective.

Elemente de calcul. Forța axială P sau momentul de răsucire M_t necesar a fi transmise întîmpină rezistența forțelor de frecare determinate de strîngerea pe suprafața de contact $\pi \cdot d \cdot l$.

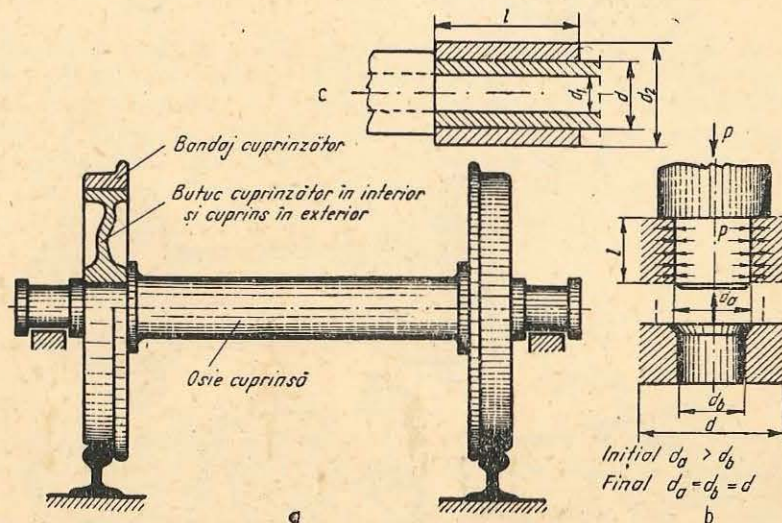


Fig. 5.14. Asamblare prin strângere:

a — asamblarea roților pe osiile de vagon; b — principalele elemente ale asamblării elastice; c — asamblarea unui arbore tubular cu o bușă.

Notîndu-se coeficientul de frecare cu μ , iar presiunea de contact cu p , la limită se poate scrie:

$$P \leq \mu \cdot \pi d \cdot l \cdot p. \quad (5.22)$$

$$M_t \leq \mu \cdot \pi d \cdot l \cdot p \cdot \frac{l}{d} = \frac{L}{d} \pi \mu d^2 \cdot l \cdot p, \quad (5.23)$$

Din aceste expresii se deduce valoarea presiunii specifice pe suprafața de strîngere necesară transmiterii forței axiale P , sau a momentului de răsucire M_t , și anume:

$$p \geq \frac{P}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot l}; \text{ [respectiv } p \geq \frac{2M_t}{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l} \quad (5.24)$$

Strîngerea efectivă S necesară realizării presiunii de contact p între piese metalice cu coeficientul lui Poisson $\mu = 0,3$ s-a stabilit pe baza *Teoriei elasticității* sub forma:

$$S = 10^3 p d \left(\frac{K_1}{E_1} + \frac{K_2}{E_2} \right). \quad [\mu\text{m}]. \quad (5.25)$$

În ipoteza piesei cuprinzătoare și a celei cuprinse din același material, de exemplu din oțel, modulul de elasticitate longitudinal $E_1 = E_2 = E = 2,1 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$, iar relația (5.25) devine:

$$S = 10^3 p d \frac{K_1 + K_2}{E}. [\mu\text{m}] \quad (5.26)$$

În tabela 5.2 sînt indicate valorile coeficienților K_1 și K_2 calculat în funcție de diametrele: d_1 , d_2 și d , notate ca în figura 5.14, c.

Tabela 5.2

Valorile coeficienților K_1 și K_2 necesare calculului asamblărilor presate

$\frac{d_1}{d}$ sau $\frac{d}{d_2}$	valoarea coeficienților		$\frac{d}{d_1}$ sau $\frac{d_2}{d}$	valoarea coeficienților	
	k_1	k_2		k_1	k_2
0,0	0,70	—	0,5	1,37	1,97
0,1	0,72	1,32	0,6	1,83	2,43
0,2	0,78	1,38	0,7	2,62	3,22
0,3	0,89	1,49	0,8	4,25	4,85
0,4	1,08	1,68	0,9	9,25	9,83

Pentru calcul se folosesc și datele cuprinse în standardele: STAS 1918-52 1919-68, 2574-51, 2575-51, prin care se indică caracterul ajustajelor cu strîngere și toleranțele respective.

Exemplu de calcul

Să se determine stringerea prin presare necesară asamblării unei buce de oțel cu diametrul $d_2=120$ mm, de lungime $l=80$ mm, cu un arbore tubular tot din oțel, având diametrul exterior $d=60$ mm, iar cel interior $d_1=30$ mm (fig. 5.14, c), pentru a transmite un moment de răsucire $M_t=135\,000$ kgf·mm.

Rezolvare

Presiunea p necesară transmiterii momentului M se determină cu relația (5.24), în care se consideră coeficientul de frecare $\mu \approx 0,1$, astfel:

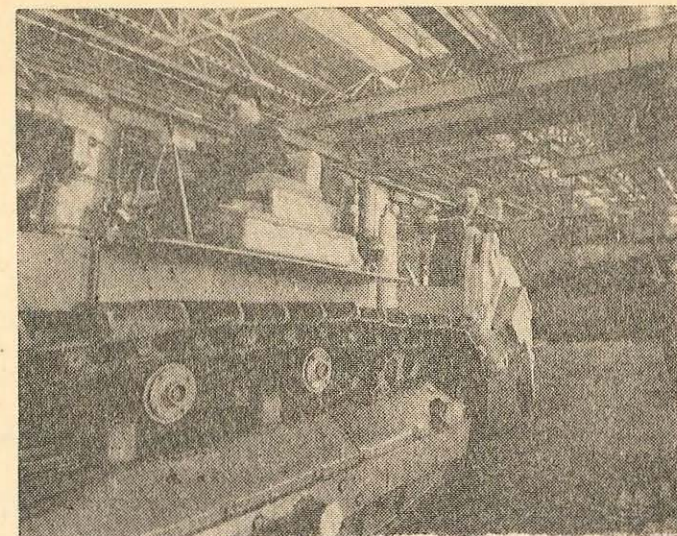
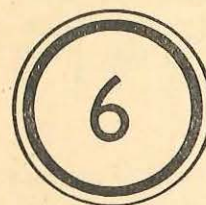
$$p \geq \frac{2M_t}{\mu \pi \cdot d^2 \cdot l} = \frac{2 \times 135\,000}{0,1 \times 3,14 \times 60^2 \times 80} \approx 3 \text{ kgf/mm}^2.$$

Pentru raportul diametrelor $d_1/d=0,5$, și $d/d_2=0,5$ în tabela 5.2 corespund coeficienții $K_1=1,37$, iar $K_2=1,97$. Știindu-se că $E=2,1 \times 10^4$ kgf/mm², stringerea efectivă se determină cu relația (5.26):

$$S = 10^3 p \cdot d \frac{K_1 + K_2}{E} = 10^3 \times 3 \times 60 \frac{1,37 + 1,97}{2,1 \times 10^4} \approx 28 \text{ } \mu\text{m}$$

ceea ce corespunde diferenței diametrelor inițiale determinate cu relația (5.21) adică $S = d_a - d_b = \Delta d = 28 \text{ } \mu\text{m}$. În funcție de calitatea prelucrării suprafețelor pe desenele de execuție ale fiecărei piese se indică clasele de precizie (STAS 2574, 2575-51) și toleranțele necesare realizării stringerii rezultate.

CAPITOLUL



ASAMBLĂRI FILETATE

6.1. ELEMENTELE DE BAZĂ ALE ASAMBLĂRII CU PIESE FILETATE

Cele mai răspândite asamblări demontabile sînt cele alcătuite din elemente filetate. Mai mult de jumătate din totalul pieselor folosite în construcția de mașini și aparate sînt filetate. În general, o asamblare filetată cuprinde următoarele părți principale (fig. 6.1): șurubul 1 avînd o parte filetată, piulița 2 cu filet interior pentru cuprinderea părții filetate a șuru-

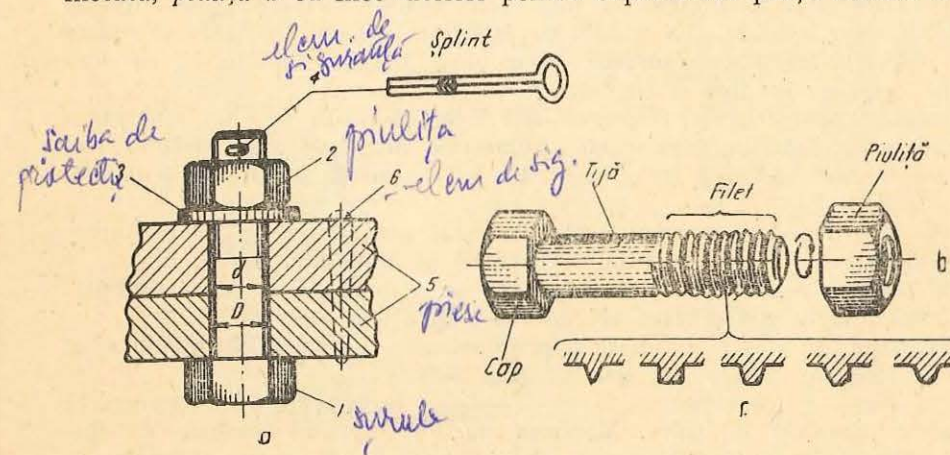


Fig. 6.1. Elemente asamblării cu piese filetate:

a — elementele asamblării; 1 — șurub; 2 — piuliță; 3 — șaibă; 4, 6 — elemente de siguranță; 5 — elemente asamblate; b — elementele șurubului; c — forma profilului filetelui.

bului, șaiba de protecție 3, elementul de siguranță 4 împotriva deșurubării, piesele supuse îmbinării 5 și uneori elementele de siguranță 6 împotriva deplasării pieselor.

Elementele filetate se folosesc pentru asamblări fixe sau pentru transmiterea forțelor și a mișcării, putând fi ușor montate și demontate fără utilaj special. Prin asamblarea filetată de tip șurub-piuliță se pot transmite, forțe axiale de strângere mari; prin folosirea unor forțe tangențiale reduse, se poate transmite sau regla mișcarea.

Principalul inconvenient al filetelor îl constituie inevitabila introducere a unor puternici concentratori de tensiune în zona solicitată (v. fig. 6.18).

Șurubul cuprins în interiorul piuliței sau al piesei filetate reprezintă elementul de bază al asamblării. Principalele părți ale șurubului sînt: *capul* și *lija* filetată parțial (fig. 6.1, b) sau pe toată lungimea sa.

6.7. CARACTERISTICILE FILETELOR

Filetul constituie partea principală a unei piese filetate. El este o nervură elicoidală pe o suprafață cilindrică sau conică, la exterior, în cazul șurubului, și la interior, în cazul piuliței. Uneori filetul poate avea forma unei spirale pe o suprafață plană.

Elementele filetului. În funcție de lungimea zonei filetate, filetul se înfășoară de un număr de ori pe suprafața respectivă. În cele ce urmează se fac referiri numai la filetele executate pe suprafețe cilindrice ca cele mai folosite.

Spira filetului este reprezentată printr-o singură înfășurare a elicei pe suprafața respectivă, în timp ce filetul este format din totalitatea spirelor. Principala caracteristică a spirei o constituie forma sa geometrică într-un plan perpendicular pe axa longitudinală a filetului (fig. 6.1, c). Această formă se numește profil și poate fi: *triunghiular* — la filetele metrice (STAS 6371-61) și la filetele în inci (țoli) (STAS 611-49); *pătrat* (STAS 3126-52); *trapezoidal* (STAS 2114-63); *ferăstrău* (STAS 2234-51) și *rotund* (STAS 668-69). Pentru asigurarea înșurubării, profilul trebuie să fie uniform pe întreaga lungime a filetului.

Elementele geometrice corespunzătoare fiecărui profil de filet sînt standardizate. De exemplu, elementele geometrice principale ale filetului metric normal sînt indicate pe figura 6.2, atât pentru șurub cît și pentru piuliță.

Se disting diametrul normal d al șurubului sau diametrul de strunjire, diametrul interior d_1 (de la fundul filetului) și diametrul mediu d_2 .

Pasul filetului p este distanța măsurată pe o paralelă la axa șurubului între două puncte consecutive ale aceleiași elicei (fig. 6.2 și 6.3).

Desfășurîndu-se elicea cilindrică corespunzătoare diametrului mediu d_2 se obține *unghiul de înclinare al spirei* β_m (fig. 6.3).

Filetul poate fi construit cu $t=1-2-4-6$ începuturi, care reprezintă înfășurarea paralelă a t spire. Mărimea pasului filetului depinde de diametrul cilindrului de înfășurare d_2 , de unghiul de înclinare al spirei m și de numărul pasurilor aparente p_a (fig. 6.3), care este același cu numărul de începuturi t :

$$p = t \cdot p_a = \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_m.$$

$d = D = \text{diametrul nominal}; d_1 = d - 1,08254 p; d_2 = d - 0,64952 p; d_3 = d - 1,22687 p;$
 $H_1 = 0,54227 p; D_2 = d_2; D_1 = d_1; r = \frac{H}{6}$

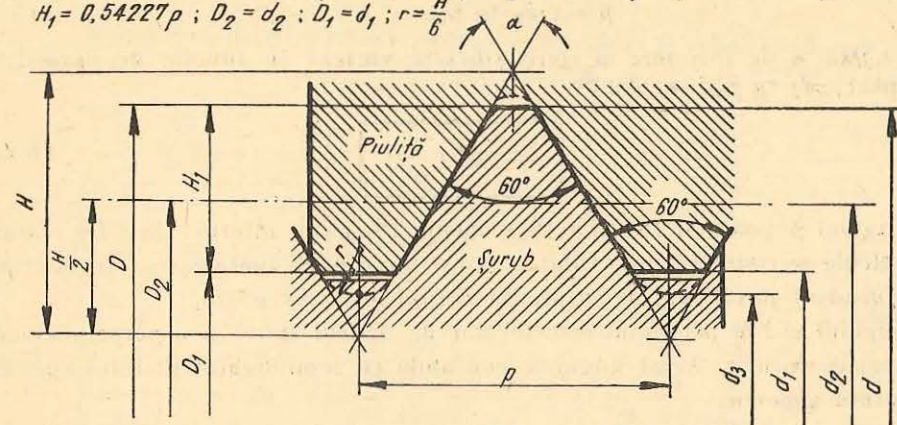


Fig. 6.2. Elementele geometrice de bază ale filetului metric — după STAS 6371-61

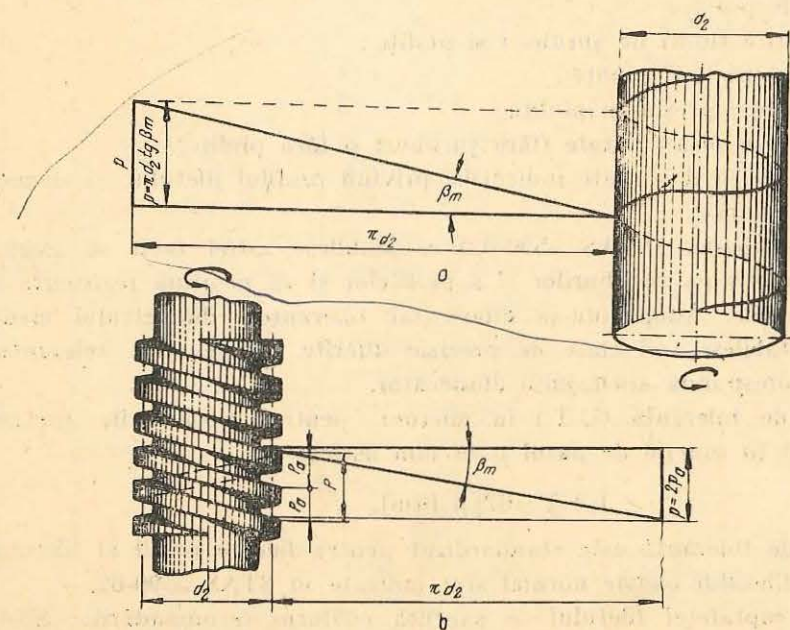


Fig. 6.3. Elicea cilindrică a filetului desfășurată:
a — filet simplu; b — filet cu două începuturi (două elice paralele).

La filetul cu o singură spirală corespunde $p_a = p$, deci :

$$p = \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_m. \quad (6.1)$$

Unghiul β de înclinare al spirei filetului variază în funcție de diametrul adoptat $\pi d_2 \operatorname{tg} \beta_m = p$, deci :

$$\operatorname{tg} \beta_m = \frac{p}{\pi d_2}. \quad (6.2)$$

Unghiul β poate fi exterior (β_e), mediu (β_m) sau interior (β_i). De regulă, în calcule se consideră β_m . Când se construiesc piese filetate cu l începuturi, se consideră pasul real al șurubului definit mai sus $p = tp_s$.

Unghiul $\alpha/2$ al profilului este format de flancul spirei și o perpendiculară pe axa de rotație. Acest unghi se confundă cu semiunghiul filetului spirelor cu profil simetric.

Înălțimea filetului metric normal al șurubului h și al piuliței H este distanța dintre vârful și fundul filetului $H = 0,86603 p$ (fig. 6.2).

Înălțimea utilă sau de lucru a filetului metric normal notată H_1 reprezintă înălțimea zonei de contract și are mărimea :

$$H_1 = \frac{d - d_1}{2} = \frac{D - D_1}{2} = 0,54127 p.$$

Asamblările pot fi :

- cu diferite tipuri de șuruburi și piulițe ;
- cu șuruburi fără piulițe ;
- cu șuruburi prezon și piulițe ;
- direct prin piese filetate (fără șuruburi și fără piulițe).

În standarde se dau toate indicațiile privind profilul filetului, și elementele sale geometrice.

Toleranțele filetelor (STAS 5590-62) se stabilesc astfel încît să asigure interschimbabilitatea șuruburilor și a piulițelor și să mențină rezistența în limite admisibile. Adoptîndu-se diferențiat toleranțele diametrului mediu d_2 (D_2) se stabilesc trei clase de precizie diferite. În general, toleranțele trebuie să corespundă ajustajului alunecător.

Unitatea de toleranță (U.T.) în microni, pentru asamblările filetate, este stabilită în funcție de pasul p în mm astfel :

$$1 \text{ UT} = 67 \sqrt{p} [\mu\text{m}].$$

Sistemul de toleranță este standardizat pentru fiecare profil al filetului. Toleranțele filetului metric normal sînt indicate în STAS 5590-62.

Calitatea suprafeței filetului se execută conform recomandărilor STAS 2700-69.

Alte criterii de clasificare ale filetelor sînt indicate în tabela 6.1.

Tabela 6.1

Principalele tipuri de filete, șuruburi, piulițe, șalbe și asamblări filetate

Criteriul clasificării		Denumirea	Exemple	
1	2		de notare	nr. STAS
			3	4
Fi- lete	poziția filetului pe piesă	filet interior		
		filet exterior		
	forma piesei filetate	filet cilindric	M 12	diferite
		filet conic	KM 12	6423-65
		filet plan		
	sensul înfășurării	filet dreapta	M 24	
		filet stînga	M 24 stînga	
	numărul de începu- turi	filet simplu	M 16	
		filet multiplu	M 16 (2 înce- puturi)	
	sistemul de măsurare	filet metric	M 20	510-61
		filet în inci (țoli) (Whit- worth)	W 1 in	611-49
	mărimea pasului	filet normal	M 10	510-61
		filet fin (pentru reglare, sau etanșare)	M 10 × 1,5	5449-62
	forma geometrică a profilului	filet triunghiular	M 36	6371-61
Șu- ru- buri		filet pătrat	Pl 36 × 6	3126-52
		filet trapezoidal	Tr 36 × 3	2114-66
		filet ferăstrău	S 36 × 6	1090-66
		filet rotund (Edison)	E 36	668-49
	rolul funcțional	șuruburi de fixare		
		șuruburi de etanșare		
		șuruburi de mișcare		
		șuruburi de reglare		
		șuruburi de măsurare		
	forma constructivă (v. fig. 6.4 și 6.8)	șurub prizonier		3953-67
		dopuri filetate		5304-63
		știfturi filetate		4771-65
		șuruburi cu cap hexago- nal, pătrat etc.		diferite
Piu- lițe	forma constructivă (v. fig. 6.5 și 6.8)	piuliță hexagonală	AM 24 × 25	3269-66
		piuliță crenelată	M 16 × 1,5 ms	4073-64
		piuliță fluture		3923-53
		piuliță cu caneluri		5012-55
		piuliță striată		5436-56

Tabela 6.1 (continuare)

Criteriul clasificării		Denumirea	Exemple	
			de notare	nr. STAS
1		2	3	4
Șaibe	protecția zonei de stringere	șaibe de protecție		1388-66
		șaibe pentru profil I și U		2242-57
	siguranță împotriva deșurubării	șaibe elastice dințate		
		șaibe elastice bombate		
		șaibe elastice Grower	GN 12/Arc6A	7664-66
A-samblare	forma constructivă a pieselor filetate	cu șuruburi fără piulițe		
		prin șuruburi și piulițe		
		prin șuruburi prizon și piulițe		
		prin piese filetate fără șuruburi și piulițe		

6.3. ȘURUBURI ȘI PIULIȚE

Șuruburile sînt cele mai importante și mai utilizate elemente ale asamblărilor cu piese filetate.

După scopul în care sînt folosite, șuruburile pot fi grupate în :

- șuruburi destinate *fixării* (asamblării);
- șuruburi pentru asigurarea *elanșării* asamblărilor;
- șuruburi de *transmitere a mișcării*;
- șuruburi de *reglare*;
- șuruburi pentru *măsurare*.

Forma constructivă, în special forma capului, impune numeroase denumiri șuruburilor. Cîteva forme constructive de șuruburi sînt ilustrate în figura 6.4. De exemplu, prima poziție din figură reprezintă un șurub cu cap cilindric hexagonal în interior.

Piulițele și șaibele se definesc în special după forma constructivă. Cîteva denumiri sînt indicate în tabela 6.1. Figura 6.5 reprezintă forme constructive de piulițe și șaibe dintre cele mai folosite.

După sistemul de măsurare a unității de lungime a dimensiunilor, filetului se deosebesc : filete *metrice* (măsurate în mm) și filete *Whitworth* măsurate în inci (țoli) (STAS 611-49). În STAS 1255-50 este dată conversiunea inci-milimetri.

După mărimea pasului corespunzătoare unui anumit diametru se deosebesc : *filet metric normal* p_n (STAS 510-61 ; 1270-56 ; 3642-61 ; 6564-67) și *filet metric fin* p_f (STAS 5442-60) al cărui pas și a cărui înălțime sînt mai mici decît la filetul metric normal ($p_n/p_f = k = 1,5 ; 2 ; 3 ; 4$).

După precizia prelucrării se deosebesc : șuruburi *uzuale* avînd diferite forme constructive și o precizie de prelucrare redusă (grosolană sau brută) ; șuruburi *semiprecise* cu filet metric normal și prelucrare îngrijită ; șuruburi

precise executate într-o clasă de precizie superioară și cu diverse forme constructive (fig. 6.4). De exemplu, în figura 6.6, *a* este reprezentat și un astfel de șurub cu guler, avînd capul hexagonal și filet pînă sub cap. În standardul STAS 4845-64 sînt prezentate 21 tipodimensiuni de șuruburi în limitele $d = 1,6 - 48$ mm.

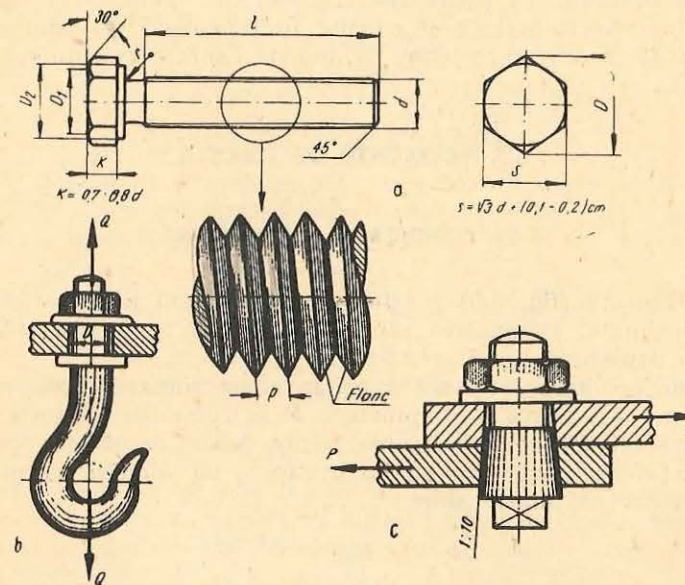


Fig. 6.6. Forme constructive de șuruburi și asamblări cu șuruburi :
a — șurub standardizat (STAS 4845-64) cu filet metric (STAS 6564-67) ;
b — asamblare cu filet solicitată axial și montată în găuri cu joc ;
c — asamblare cu filet solicitată transversal și montată în găuri fără joc.

Între diametrul tijei șurubului d și al găurii pieselor montate D se lasă un mic joc de 0,2—6 mm (STAS 3336-64) (fig. 6.6, *b*), după cum asamblarea face parte din seria fină, mijlocie, sau grosolană.

Cînd se montează în găuri fără joc, șuruburile ocupă complet spațiul găurii întrucît se execută cu precizie sau cu o înclinare a generatoarei de $\frac{1}{10} \dots \frac{1}{20}$ (fig. 6.6, *c*) ; de aceea sînt solicitate la forfecare.

6.4. MATERIALE

Principalele materiale folosite în mod obișnuit în construcția șuruburilor, piulițelor și accesoriilor sînt indicate în standardele respective.

Șuruburile brute se execută din OL 37. Cele prelucrate avînd capul hexagonal, pătrat sau rotund se execută din OL 50, OLC 35 sau OLC 45. Șuruburile puternic solicitate și cele supuse la eforturi variabile se pot exe-

cuta din oțeluri de îmbunătățire și din oțeluri speciale. Unele șuruburi, ca cele de timplărie, se execută, din lemn, altele din materiale plastice, aliaje neferoase (alamă) etc.

Piulițele se execută în primul rând din oțel special pentru piulițe denumit *oțel fosforos laminat la cald* (OLF STAS 2400-67), ca și din oțel carbon obișnuit: OL 37, OL 50, OL 60, sau oțel carbon de calitate — OLC 45. De observat că șuruburile din oțelurile aliate sînt mai sensibile la oboseală și la concentrarea eforturilor unitare decît cele din oțel carbon obișnuit sau decît cele din oțeluri carbon de calitate tratate termic.

6.5. ELEMENTE DE CALCUL

6.5.1. CONDIȚIA DE AUTOFRINARE

Spira desfășurată (fig. 6.3) prezintă aspectul unui plan înclinat, deci al unei pene înclinate. Deplasarea piuliței în lungul axei de rotație poate fi asimilată cu deplasarea unei greutăți pe planul înclinat.

Condiția de echilibru se poate exprima construindu-se poligonul forțelor pe baza figurii 6.7. Forța de exploatare P se compune cu forța orizontală de înșurubare (de acționare a piuliței) H_f . Astfel se obține rezultanta R , a cărei direcție formează unghiul de frecare φ cu direcția normală NN la suprafața de contact dintre spire:

$$\bar{R} = \bar{P} + \bar{H}_f. \quad (6.3)$$

Dacă se face abstracție de frecarea dintre spirele asamblării șurub-piuliță direcția CA a forței rezultante $\bar{R}$ se suprapune direcției normale NN .

Ținându-se seama de egalitatea unghiurilor alterne interne ($\widehat{BCA} = \widehat{CAD}$), condiția de echilibru are expresia:

$$R = P + H_f = P + P \operatorname{tg} \beta = P (1 + \operatorname{tg} \beta). \quad (6.4)$$

Luind în considerație efectul frecării, în perioada înșurubării, direcția forței rezultante R formează unghiul de frecare $(+\varphi)$ cu direcția normalei NN , respectiv $(-\varphi)$ în perioada deșurubării. Astfel, forța H_f de acționare a piuliței $H_f > H$ pentru a învinge și rezistența frecării este:

$$H_f = P \operatorname{tg} (\beta + \varphi), \text{ la înșurubare; } \quad (6.5)$$

$$H'_f = P \operatorname{tg} (\beta - \varphi), \text{ la deșurubare, } \quad (6.6)$$

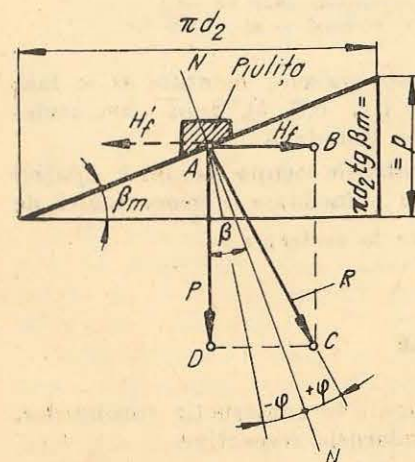


Fig. 6.7. Schema forțelor în filetul șurub-piuliță.

iar condiția generală de echilibru în timpul acționării piuliței considerîndu-se e frecarea devine:

$$R = P + P \operatorname{tg} (\beta \pm \varphi) = P [1 + \operatorname{tg} (\beta \pm \varphi)]. \quad (6.7)$$

Autofrinarea este asigurată prin rezistența de frecare dintre spirele piuliței și șurubului, cît timp se respectă condiția:

$$H_f - H'_f > 0; \text{ deci } H_f > H'_f, \quad (6.8)$$

adică pentru respectarea inegalității (6.8) trebuie îndeplinită condiția:

$$H'_f < 0; \text{ deci } P \operatorname{tg} (\beta - \varphi) < 0, \quad (6.9)$$

Unghiurile β și φ fiind mici se pot aproxima cu tangentele corespunzătoare. Cum forța de solicitare P are o valoare reală, constantă, condiția (6.9) se reduce la (6.10)

$$\beta - \varphi < 0, \quad (6.10)$$

În cazul filetului metric normal $\beta = 2^\circ 30'$, cu piesele filetate din oțel, rezultă $\varphi \approx 7^\circ$. Deci:

$$\beta = 2^\circ 30' < \varphi = 7^\circ.$$

Rezultă că șuruburile cu filet metric normal pot fi utilizate pentru strângere, prezentînd siguranță împotriva autodeșurubării. De exemplu, în cazul șuruburilor de mișcare folosite în construcția cricurilor (v. fig. 6.15) trebuie asigurată autofrinarea, pentru ca greutatea ridicată să rămînă în orice poziție a încetării înșurubării sau deșurubării. În alte cazuri ale șuruburilor de mișcare, această condiție trebuie evitată, deci $\beta > \varphi$ ceea ce produce autodeșurubarea. Astfel de elemente filetate se folosesc în special la asamblările mobile pentru asigurarea mișcării relative dintre șurub și piuliță. Filetul va avea profil dreptunghiular, trapezoidal, rotund sau dinte de ferăstrău.

6.5.2. MĂSURI SUPLIMENTARE ÎMPOTRIVA AUTODEȘURUBĂRII

În cazurile asamblărilor cu șuruburi de fixare, autodeșurubarea este ușurată de condițiile funcționării în regim, de șocuri și vibrații etc. Cînd eventuala autodeșurubare ar produce distrugerea asamblării sau scoaterea din funcționare a mecanismului, se iau măsuri constructive suplimentare împotriva deșurubării.

În prezent se folosește o gamă variată de elemente constructive și sisteme de siguranță care pot fi grupate în următoarele trei categorii (fig. 6.8):

- mijloace de asigurare a piuliței împotriva deșurubării;
- mijloace de asigurare a șurubului împotriva deșurubării;
- mijloace de asigurare a șurubului și a piuliței împotriva deșurubării.

În figura 6.9 sînt reprezentate diferite forme constructive de chei, folosite la operația de montaj pentru înșurubarea-deșurubarea șuruburilor sau piulițelor.

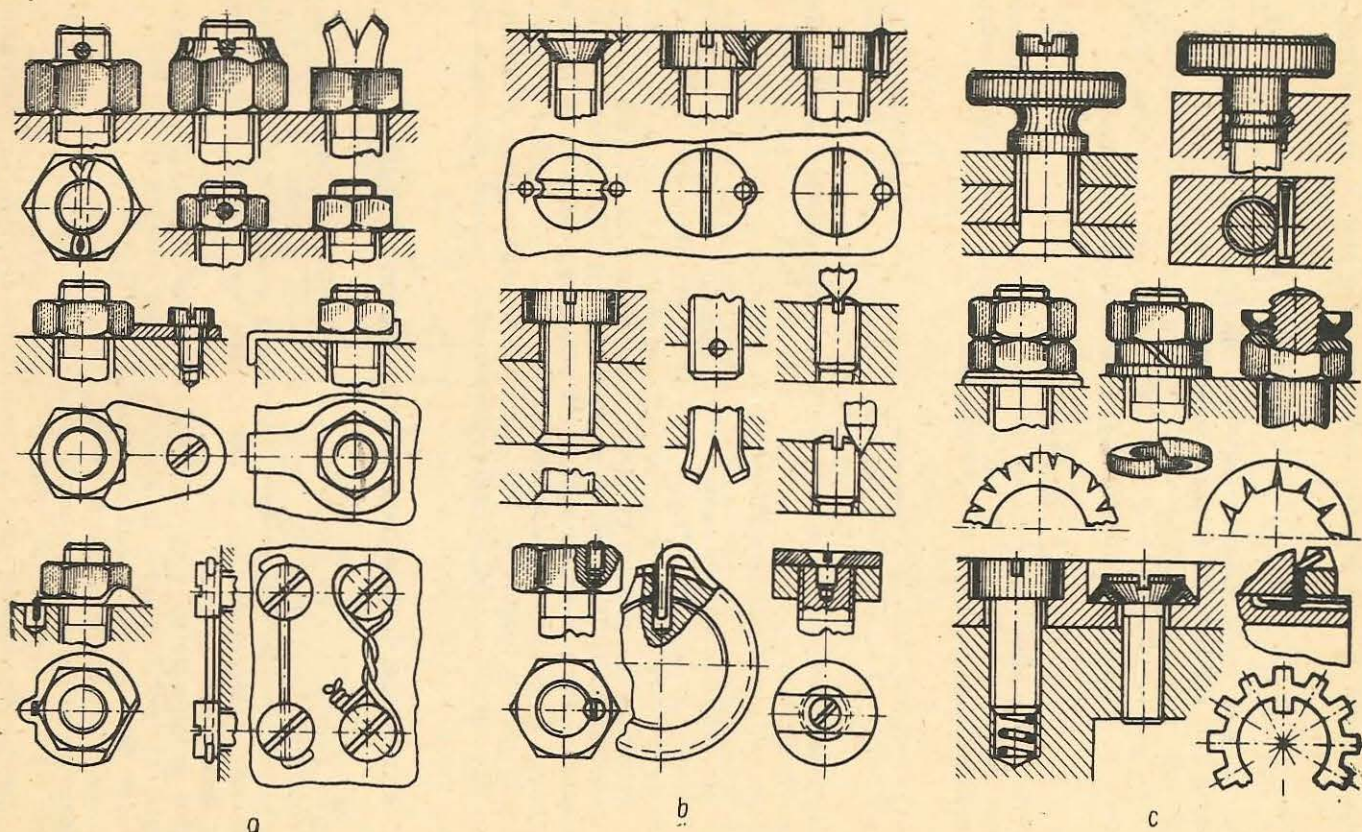


Fig. 6.8. Sisteme și elemente de asigurare împotriva deșurubării:
a — asigurarea piuliței ; b — asigurarea șurubului ; c — asigurarea șurubului și a piuliței.

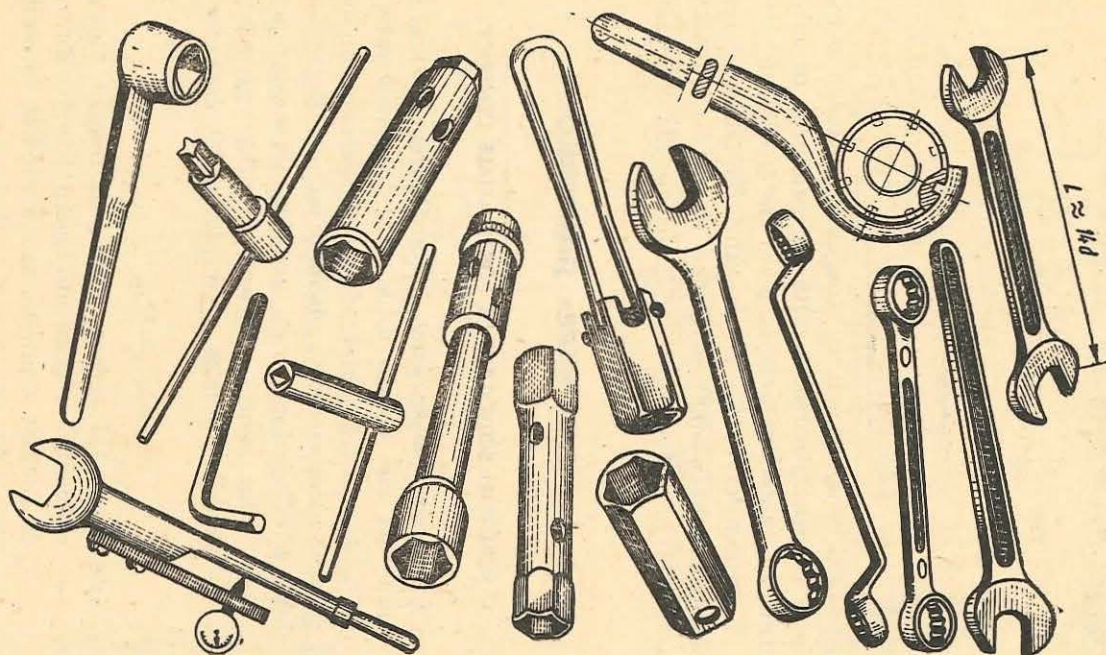


Fig. 6.9. Diferite forme constructive de chei folosite în montare și demontarea elementelor filetate.

6.5.3. RANDAMENTUL ASAMBLĂRII ȘURUB-PIULIȚĂ

Randamentul η poate fi exprimat prin raportul forței H necesară înșurubării considerându-se frecarea inexistentă $H=P \operatorname{tg} \beta$ și forța reală H_f necesară înșurubării $H_f=P \operatorname{tg}(\beta+\varphi)$, adică :

$$\eta = \frac{H}{H_f} = \frac{P \operatorname{tg} \beta}{P \operatorname{tg}(\beta+\varphi)} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta+\varphi)},$$

deci :

$$\boxed{\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta+\varphi)}} \quad (6.11)$$

Randamentul fiind proporțional cu tangenta înclinării spirei, prin unghiul β în raport cu generatoarea, rezultă că șuruburile de mișcare cu mai multe începuturi au randamentul mai mare decât cele de fixare la care $\beta < 5^\circ$. În cazul șuruburilor cu 3—4 începuturi randamentul crește pînă la 0,75, iar valoarea maximă $\eta=0,85$ se obține numai pentru 6—8 începuturi cînd $\beta \approx 42^\circ$ (construcție costisitoare), iar flancurile filetului sînt rectificate.

6.6. DIMENSIONAREA ȘURUBURILOR

6.6.1. ȘURUBURI SOLICITATE LA FORȚE AXIALE CENTRICE

Momentul de înșurubare (deșurubare). Determinarea mărimii momentului necesar înșurubării este mai ușoară dacă se ia în considerație un filet cu profil pătrat (fig. 6.10, a, b). În acest scop se desfășoară filetul după diametrul mediu d_2 încît spira ia forma planului înclinat (fig. 6.7), iar piulița sub acțiunea forței P este înlocuită cu un corp alunecător pe acest plan.

Pentru înșurubare (deci pentru ridicarea greutății pe planul înclinat) este necesar un moment de răsucire al șurubului M_t care are două componente :

$$M_t = M_{t1} + M_{t2}, \quad (6.12)$$

În care : M_{t1} este momentul necesar învingerii frecării dintre spire ;

M_{t2} — momentul necesar învingerii frecării dintre suprafața de contact a piuliței sau a capului șurubului cu piesa (fig. 6.10, c).

Momentul M poate fi învins printr-o forță orizontală H_f aplicată la distanța $r_2 = \frac{d_2}{2}$ (fig. 6.10, a), deci :

$$M_{t1} = H_f r_2 = P \operatorname{tg}(\beta + \varphi) r_2, \quad (6.13)$$

iar M_{t2} este dat de forța de frecare $F = \mu P$ care poate fi considerată aplicată la distanța R_m (fig. 6.10, c) :

$$M_{t2} = \mu P R_m. \quad (6.14)$$

Deci, momentul de înșurubare M_t se exprimă cu relația :

$$M_t = P [\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi) r_2 + \mu R_m]. \quad (6.15)$$

În cazul șuruburilor standardizate, cu filet metric normal se pot adopta următoarele mărimi : $\beta \approx 2^\circ 30'$; $d_2 = 2r_2 \approx 0,9 d$; $D_m = 2R_m$; $R_m = 1,4d$; pentru oțel $\mu = 0,15 \dots 0,1$. În aceste condiții valoarea momentului M_t devine :

$$\boxed{M_t \approx 0,2 P d} \quad [\text{kgf} \cdot \text{cm}]. \quad (6.16)$$

Dacă stringerea se face cu o forță manuală Q , utilizînd o cheie standardizată avînd brațul $L = 14 d$ fig. (6.9), se obține următorul raport între forța de acționare Q și forța axială de solicitare P care poate fi învinsă :

$$\boxed{P = (70 \dots 100) Q} \quad (6.17)$$

Astfel, cu o forță manuală Q aplicată unei chei normale poate fi învinsă, fără dificultăți, o forță axială de 100 de ori mai mare. Exemplu $Q = 15 \text{ kgf}$; $P \approx 1\,000 \dots 1\,500 \text{ kgf}$.

La dimensionarea șuruburilor astfel solicitate se ia în considerație solicitarea la întindere-compresiune de către forța P și la torsiune de către momentul M_{t1} , deoarece M_{t2} se consumă prin frecarea menționată fără a solicita tija. În acest scop se pornește de la relația :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2} \quad (5.18)$$

Considerîndu-se șurubul și piulița din oțel $\tau \approx 0,5\sigma_t$ atunci σ_{red} devine :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot 0,5^2 \sigma_t^2} = 1,32 \sigma_t, \quad (6.19)$$

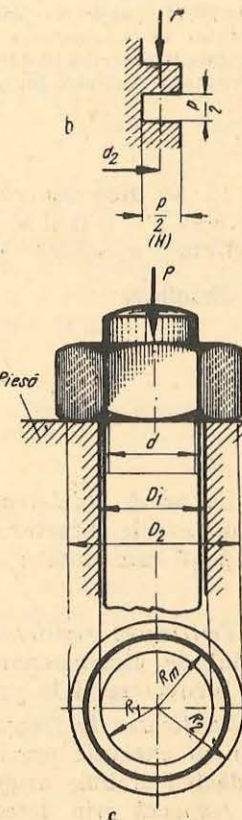
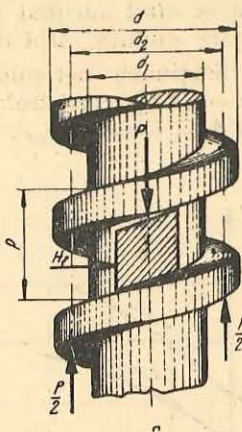


Fig. 6.10. Forțele dintre filetul șurubului și al piuliței care apar în perioada înșurubării-deșurubării sub influența forței de exploatare.

ca și când șurubul nu ar fi solicitat de forța P , ci de o forță axială mai mare numită *forță de calcul* $P_c = 1,32 P$.

Secțiunea periculoasă corespunde diametrului d_1 de la fundul filetului $A = \pi/4 \cdot d_1^2$, care trebuie să reziste când este solicitată de forța $P_c = 1,32 P = A \sigma_{at} = \pi/4 \cdot d_1^2 \sigma_{at}$, deci:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,32 P}{\pi \sigma_{at}}} \quad [\text{cm}] \quad (6.20)$$

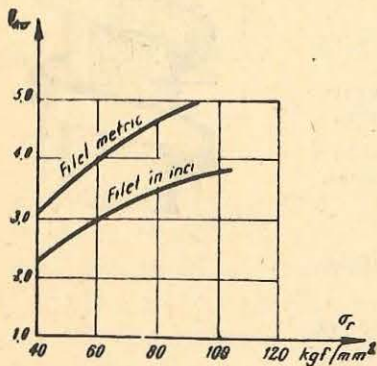


Fig. 6.11. Diagrama variației coeficientului de concentrare al forțurilor unitare la rădăcina filetului în funcție de rezistența materialului piesei filetate.

Rezistența admisibilă la tracțiune σ_{at} sau la compresiune σ_{ac} , se determină pornind de la rezistența la curgere σ_c , ținându-se seama de coeficientul de concentrare a eforturilor unitare $\beta_{K\sigma}$ cu valorile indicate în figura 6.11 și de coeficientul de siguranță $C = 1,4 \dots 2$ astfel

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{C \beta_{K\sigma}} \quad \text{kgf/cm}^2 \quad (6.21)$$

Exemplu de calcul

Să se dimensioneze un șurub cu filet pătrat, care este înșurubat sub sarcina $P = 1$ tf și se construiește din OL 70. Din anexa 1 rezultă: $\sigma_r = 7\,000$ kgf/cm²; $\sigma_c = 3\,500$ kgf/cm², iar din figura 6.11 se deduce $\beta_{K\sigma} \approx 4,0$.

Rezolvare

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{C \beta_{K\sigma}} = \frac{3\,500}{1,4 \cdot 4,0} \approx 620 \text{ kgf/cm}^2;$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,32 P}{\pi \sigma_a}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,32 \cdot 1\,000}{3,14 \cdot 620}} \approx 2,7 \text{ cm.}$$

La acest diametru, în standard (STAS 3126-52) corespunde șurubul cu următoarele caracteristici ale filetului: $d_1 = 24$ mm; $d = 30$ mm; $d_2 = 27$ mm și $p = 6$ mm notat:

Pl 30 × 6.

Verificarea rezistenței filetului. În paragraful precedent s-a efectuat calculul de dimensionare a tijei șurubului. Filetul este solicitat la forfecare, la încovoiere și la presiunea de contact între spire.

Verificarea la frecare. Acest calcul se aplică în special pentru șuruburile noi cu execuție precisă. Pentru ca spirele să nu se reteze (foarfece) de la rădăcină trebuie asigurată condiția $\tau_f < \tau_{af} \approx (0,2 \dots 0,4) \sigma_c$. Această condiție se respectă prin determinarea înălțimii părții filetate a piuliței h . În cazul

filetului metric — cu profil triunghiular — forfecarea se produce pe secțiunea $A_f = \pi D h$.

Deci:

$$\tau_f = \frac{P}{\pi D h k_1} \leq \tau_{af}. \quad (6.22)$$

D este diametrul de la fundul filetului piuliței (v. fig. 6.2);

k_1 — coeficient de corecție a suprafeței ($k_1 = 0,75$ la profilul triunghiular, $0,65$ la profilul trapezoidal și $0,5$ la profilul pătrat). Pentru simplificare, în relația (6.22) s-a presupus repartiția uniformă a eforturilor pe toate spirele piuliței.

Din calcule rezultă următoarea corespondență între înălțimea piuliței h și diametrul tijei d :

$$h_f = (0,3 \dots 0,4) d. \quad (6.23)$$

Când se folosesc piulițe de dimensiuni standardizate, acest calcul nu mai este necesar, întrucît la stabilirea dimensiunilor standardizate s-a considerat $h = 0,8 d$, ceea ce este suficient de acoperitor împotriva forfecării filetului piulițelor.

Verificarea la încovoiere. Întrucît forfecarea are loc numai când între filete nu există joc, caz posibil doar la filetele de precizie strînse prima dată este necesară verificarea la încovoiere.

Forța P este transmisă prin spire cu solicitarea filetului la încovoiere. Din calculele de rezistență ale filetului cu profil triunghiular, rezultă că solicitarea de încovoiere este mai periculoasă decît cea de forfecare. Adoptîndu-se raportul $h \approx 0,8 d$ se obțin piese a căror înălțime a zonei filetate asigură capacitatea de rezistență a spirei supusă la încovoiere și la forfecare.

Verificarea la presiunea de contact. Strivirea suprafețelor de contact pe flancurile active ale filetului devine periculoasă în special la piesele cu înșurubări-deșurubări repetate, deci în cazul șuruburilor de mișcare.

Condiția asigurării rezistenței împotriva încovoierii și a strivirii conduce la următoarele rezultate privind înălțimea zonei filetate pentru siguranță împotriva strivirii:

$h = zp$; $z = (10 \dots 15)$ spire.

În funcție de materialul piesei în care se înșurubează, rezultă lungimea h a părții filetate:

$h \approx 0,8 d$ — pentru șurub și piuliță din oțel;

$h \approx 1,4 d$ — când una din piese este din fontă;

$h \approx 2,0 d$ — când una din piese este din duraluminu.

Șuruburi de fixare solicitate la întindere sau la compresiune. Din această categorie fac parte și șuruburile de tracțiune, cele cu ochi (fig. 6.12, a) sau cu cîrlig (fig. 6.6) folosite pentru ridicarea greutăților cu macaraua, manșoanele de tensiune etc.

Presupunîndu-se sarcina axială Q constantă, secțiunea de rupere corespunde diametrului d_1 , deci $Q = A \sigma_{at} = \pi/4 \cdot d_1^2 \sigma_{at}$, de unde rezultă diametrul minim al tijei filetate:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \sigma_{at}}}. \quad (6.25)$$

Diametrul d_1 rezultă în mm dacă se ia σ_{at} în kgf/mm^2 .
 Înălțimea părții filetate h indicată pe figura 52, a — pentru carcasa din fontă, se obține :

$$h = (1, 4, \dots, 2)d \quad (6.26)$$

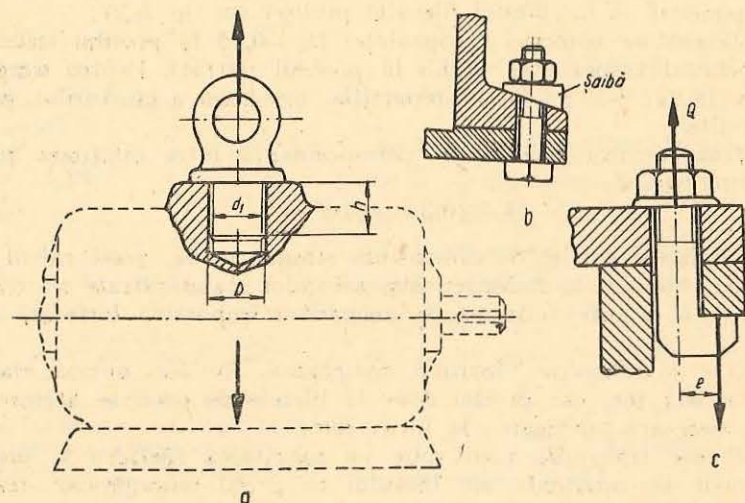


Fig. 6.12. Șuruburi de asamblare :

a — șurub cu ochi solicitat la tracțiune, folosit pentru ridicarea greutăților ;
 b — asamblarea pieselor cu fețe neparalele ; c — asamblarea cu șurub cu cap pătrat excentric, solicitat la tracțiune și la încovoiere..

Exemplu de calcul

Să se dimensioneze un inel de ridicare, ca cel din figura 6.12, a necesar ridicării unei mașini electrice cu greutatea $G=1$ tf.

Rezolvare

În standardul menționat este indicat materialul OL 37 (v. Anexa 1). Din anexa 1 rezultă, pentru OL 37, $\sigma_c=21 \text{ kg/mm}^2$. Urmărindu-se diagrama din figura 6.11 se deduce $\beta_K\sigma=3$, necesar determinării rezistenței admisibile σ_{at} :

$$\sigma_{at} = \frac{\sigma_c}{C\beta_K\sigma} = \frac{21}{2 \times 3} = 3,5 \text{ kgf/mm}^2.$$

Aplicîndu-se relația (6.25) se obține diametrul d_1 :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi\sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1000}{3,14 \cdot 3,5}} = \sqrt{364} \approx 19 \text{ mm.}$$

cea ce corespunde unui filet metric pentru organe de asamblare M24 (tab. 6.2) avînd $d=24 \text{ mm}$; $d_1=20 \text{ mm}$; $p=3 \text{ mm}$.

Tabela 6.2

Filete metrice pentru organe de asamblare — dimensiuni
 (extras din STAS 6564-67)

$d=D$	Pasul p		Diametrul filetelui		Înălțimea filetelui H_1
	normal	fin	$d_2=D_2$	$d_1=D_1$	
1	0,25	—	0,838	0,729	0,135
1,2	0,25	—	1,038	0,929	0,135
1,6	0,35	—	1,373	1,221	0,189
2	0,4	—	1,740	1,567	0,217
2,5	0,45	—	2,208	2,013	0,244
3	0,5	—	2,675	2,459	0,271
4	0,7	—	3,546	3,242	0,379
5	0,8	—	4,480	4,134	0,433
6	1	—	5,350	4,917	0,541
8	1,25	—	7,188	6,647	0,677
10	—	1	7,350	6,917	0,541
	1,5	—	9,026	8,376	0,812
12	—	1,25	9,188	8,647	0,677
	1,75	—	10,863	10,106	0,947
16	—	1,25	11,188	10,647	0,677
	2	—	14,701	13,835	1,083
20	—	1,5	15,026	14,376	0,812
	2,5	—	18,376	17,294	1,353
24	—	1,5	19,026	18,376	0,812
	3	—	22,051	20,752	1,624
30	—	2	22,701	22,835	1,083
	3,5	—	27,727	26,211	1,894
36	—	2	28,701	27,835	1,083
	4	—	33,402	31,670	2,165
42	—	3	34,051	32,752	1,624
	4,5	—	39,077	37,129	2,436
48	—	3	40,051	38,752	1,624
	5	—	44,752	42,587	2,706
56	—	3	46,051	44,752	1,624
	5,5	—	52,428	50,046	2,977
64	—	4	53,402	51,670	2,165
	6	—	60,103	57,505	3,248
64	—	4	61,402	59,670	2,165

Observație. Notațiile corespund figurii 6.2 și sînt conforme STAS 6371-61.

Caracteristicile dimensionale ale inelului căutat se extrag din STAS 3186-52, pe baza caracteristicilor filetului M 24 (tab. 6.2). Rezultă inelul care se notează astfel: SGD—M 24 STAS 3186-52 (inel șurub de ridicare cu guler de ridicare și degajare — M 24).

Verificarea înălțimii părții filetate h . În standard corespunde $h=45$ mm. Aplicându-se relația (6.26) se obține: $h_{min}=1,3 \cdot d=31,2$ mm; $h_{max}=2d=48$ mm. Deci înălțimea h a părții filetate indicată în standard rezistă cu siguranță.

6.6.2. ȘURUBURI SOLICITATE DE FORȚE AXIALE EXCENTRICE

Șuruburile cu capul pătrat excentric (fig. 6.12, c) sînt solicitate la tracțiune de către forța Q și la încovoiere prin momentul încovoiator $M=eQ$.

Aplicîndu-se principiul suprapunerii celor două efecte de tracțiune și de încovoiere, se folosește relația corespunzătoare solicitărilor compuse:

$$\sigma_{tot} = \sigma_t + \sigma_i = \frac{Q}{A} + \frac{M_i}{W}$$

$$W \text{ fiind modulul de rezistență } \left(W = \frac{\pi d_1^3}{32} \right)$$

Ținîndu-se seama că:

$$\sigma_t = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \text{ și } \sigma_i = \frac{eQ}{\frac{\pi d_1^3}{32}}$$

rezultă:

$$\sigma_{tot} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \left(1 + \frac{8e}{d_1} \right) = \sigma_t \left(1 + 8 \frac{e}{d_1} \right) \quad (6.27)$$

De exemplu considerîndu-se $e=d_1$ se obține $\sigma_{tot}=9\sigma_t$, ceea ce arată că aceeași sarcină aplicată excentric cu excentricitatea $e=d_1$, solicită șurubul de 9 ori mai mult.

Solicitări suplimentare apar și dacă suprafețele pieselor strînse între capul șurubului și piuliță nu sînt paralele. Pentru asigurarea paralelismului se folosesc șaibe speciale (fig. 6.12, b).

6.6.3. ȘURUBURI SOLICITATE DE FORȚE TRANSVERSALE

În asamblările cu șuruburi de fixare solicitate de forțe transversale se deosebesc două cazuri după cum șuruburile sînt montate în găuri cu sau fără joc.

Asamblări cu șuruburi montate în găuri fără joc. În astfel de cazuri, șuruburile sînt solicitate la forfecare în secțiunea corespunzătoare planului de separație al elementelor asamblate (fig. 6.13, a). Porțiunea nefiletată a tijei este solicitată și la presiunea de contact σ_s .

Se dimensionează deci la forfecare și se verifică la presiunea de contact.

Din condiția rezistenței la forfecare, se poate determina diametrul tijei egal cu diametrul găurii:

$$\tau_f = \frac{4P}{\pi d^2}$$

deci:

$$\boxed{d^2 = \frac{4}{\pi} \frac{P}{\tau_{af}}} \quad \text{sau} \quad \boxed{d^2 = \frac{4}{\pi n} \frac{P}{\tau_{af}}} \quad (6.28)$$

Prima relație se folosește cînd se îmbină două piese prin suprapunere, deci cînd există o singură secțiune de foarfecare a tijei șurubului, iar a doua relație se aplică în cazul cînd există n secțiuni de forfecare. În aceste relații, pentru τ_{af} se admit valori în raport cu limita de curgere σ_c , adică: $\tau_{af} \approx (0,2 \dots 0,4) \sigma_c$

Pentru verificarea la presiunea de contact σ_s a tijei cu piesele îmbinate se pornește de la condiția: $\sigma_s \leq \sigma_{as}$, adică:

$$\sigma_s = \frac{P}{\delta \cdot d} \leq \sigma_{as} \quad (6.29)$$

$A_s = \delta \cdot d$ este suprafața de contact a filetelor;

$\sigma_{as} = (1,2 \dots 1,5) \sigma_{at}$, în raport cu materialul cel mai puțin rezistent, iar δ corespunde elementului cu grosimea cea mai mică.

Asamblări cu șuruburi montate în găuri cu joc. Aceste asamblări (fig. 6.13, b) asigură transmiterea forței transversale prin frecarea ce se produce pe suprafețele de contact datorită forței de strîngere la montaj P_0 .

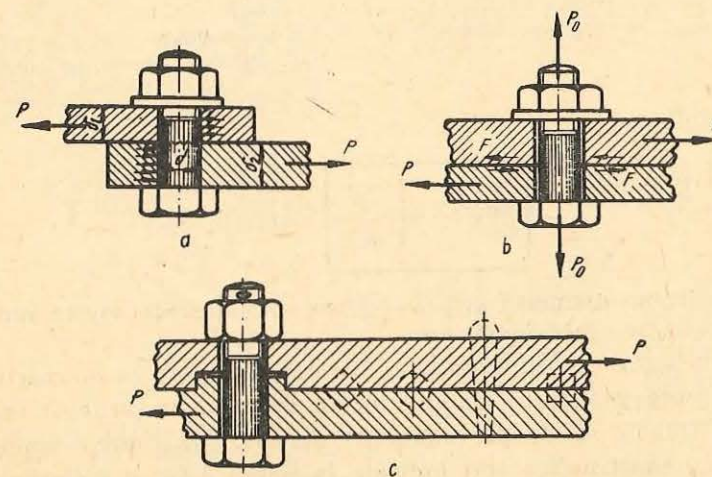


Fig. 6.13. Asamblări cu șuruburi solicitate de forțe transversale: a — cu șuruburi montate în găuri fără joc (păsuite); b — cu șuruburi montate în găuri cu joc; c — cu elemente suplimentare de siguranță împotriva deplasării.

Deplasarea relativă a tablelor poate fi prevenită prin respectarea condiției : $P \leq F \leq \mu P_0$.

Luînd în considerație un coeficient de siguranță împotriva alunecării $K = 1,6 \dots 2$, rezultă : $\mu P_0 > KP$.

Pentru dimensionarea șuruburilor la întindere trebuie determinată forța de strângere P_0 :

$$P_0 = \frac{KP}{\mu} ; \text{ respectiv } P_0 = \frac{KP}{\mu z} .$$

Cu ajutorul acestor relații se poate determina efortul unitar de tracțiune la tije șurubului strîns pentru a preveni deplasarea pieselor cu z suprafețe de frecare.

$$\sigma_{ef} = \frac{P_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} .$$

Solicitarea suplimentară datorită momentului de răsucire M_{t1} ce se dezvoltă în timpul strîngerii pieselor la înșurubarea piuliței, se ia în considerație prin mărirea forței de strîngere la o valoare egală cu $1,3 P_0$ folosită în dimensionarea șuruburilor.

Deci :

$$\sigma_{ef} = \frac{1,3 P_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq \sigma_{at} \text{ [kgf/mm}^2\text{]} . \quad (6.30)$$

De exemplu, aplicîndu-se această relație în cazul unei singure suprafețe de frecare ($z=1$) și considerîndu-se $K=1,5$; $\mu=0,2$, se obține :

$$\sigma_{ef} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,5}{\pi \cdot 1 \cdot 0,2} \frac{P}{d_1^2} = 11,6 \frac{P}{d_1^2} \leq \sigma_{at} ,$$

de unde rezultă :

$$d_1 \approx 3,4 \sqrt{\frac{P}{\sigma_{at}}} \text{ [mm]} . \quad (6.31)$$

Dacă rezultă un diametru $d_1 \gg (\delta_1 + \delta_2)$ se vor folosi mai multe șuruburi capabile să realizeze aceeași strîngere.

Măsuri de siguranță suplimentare. Siguranța împotriva lunecării tablelor nu poate fi totdeauna garantată numai prin strîngere cu șuruburi. Ca urmare, asamblarea trebuie să fie prevăzută cu măsuri constructive suplimentare. Cîteva soluții constructive sînt indicate în figura 6.13, c. Folosindu-se asemenea măsuri de siguranță, îmbinarea poate fi dimensionată la valoarea limită a forței de prestrîngere.

6.6.4. ȘURUBURI ȘI PIULIȚE SPECIALE

În cazul îmbinărilor filetate supuse la solicitări variabile, șuruburile trebuie să fie cît mai elastice, adică să aibă secțiunea cît mai mică, iar lungimea cît mai mare. Două asemenea tipuri de șuruburi elastice sînt reprezentate în figura 6.14, b.

Deoarece primele spire ale piuliței de strîngere preiau cea mai mare parte a efortului ($\approx 70\%$), pentru o solicitare mai uniformă se construiesc piulițe speciale de egală rezistență, de tipul celei din figura 6.14, c. În acest caz, spirele din partea de jos se deformează elastic și permit o repartizare mai uniformă a efortului pe toată înălțimea h .

Alte forme constructive sînt indicate și în anexa 2.

6.7. TRANSMISII CU ȘURUB ȘI PIULIȚĂ

Șurubul și piulița pot forma elementele de bază pentru transmiterea mișcării și a forțelor. Astfel de șuruburi de mișcare se folosesc în construcția cricurilor, preselor cu șurub etc. Aceste șuruburi se execută din oțeluri rezistente la uzură ca : OLC 45 ; OLC 50 ; OSC 10 ; 40 MC 11 etc. Piulițele se execută din bronzuri sau din fonte antifricțiune.

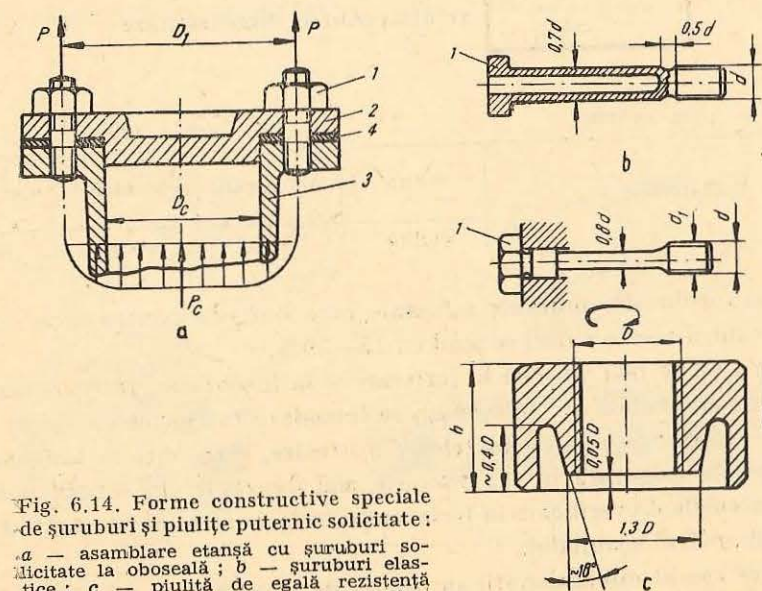


Fig. 6.14. Forme constructive speciale de șuruburi și piulițe puternic solicitate : a — asamblare etanșă cu șuruburi solicitate la oboseală ; b — șuruburi elastice ; c — piuliță de egală rezistență — cu tendința repartizării uniforme a eforturilor pe toate spirele sale.

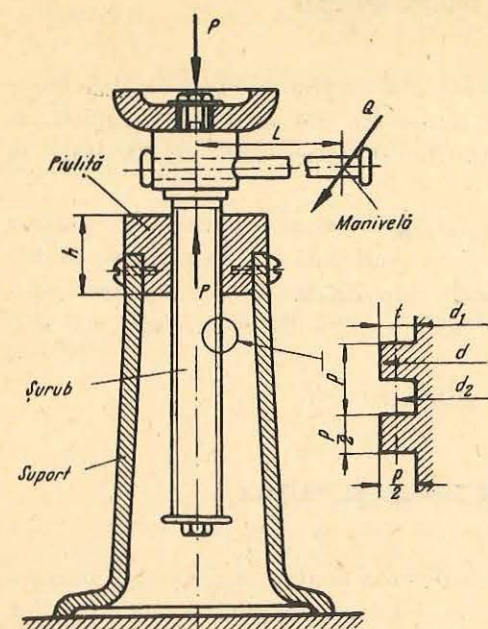


Fig. 6.15. Cric cu șurub-piuliță pentru transmisia forțelor.

Transmisia prin șurub și piuliță poate fi executată cu piuliță fixă în ca cazul cricului (vinciului) din figura 6.15, sau cu piuliță de translație ca în cazul celei care deplasează cărucioarele strungurilor paralele.

Pentru ca șurubul și piulița să nu fie scoase din funcțiune, este necesar ca presiunea dintre spirele filetului p_f să nu depășească presiunea admisibilă p_{af} . Folosindu-se notațiile din figura 6.15, suprafața de contact este $A_f = \pi \cdot d_2 \cdot t \cdot z$, în care z este numărul spirelor dedus din relația $h = zp$, iar $t = \frac{p}{2}$. Astfel relația presiunii devine :

$$p_f = \frac{2P}{\pi \cdot d_2 \cdot h} \leq p_{af},$$

relația de verificare (6.33)

$$d_2 = \frac{2P}{\pi h p_{af}} \quad \text{relația pentru dimensionare} \quad (6.34)$$

p în kgf/cm ²		90	120	50
Materiale	șurub	oțel necălit	oțel călit	oțel necălit
	piuliță	bronz	bronz	fontă

În cazul șuruburilor puternic solicitate cum sînt cele pentru prese cu acțiune mecanică aceste valori se scad cu 15—20%.

De obicei nu se mai verifică la forfecare și la încovoiere, întrucît rezistența la presiunea admisibilă de contact p_{af} se introduce în calcule cu valori reduse pentru a se preveni griparea filetelor. Ca urmare, rezistența la forfecare și la încovoiere este asigurată în cazurile cele mai frecvente. În cazuri speciale se aplică și calculele de verificare la forfecare și la încovoiere după ce a fost determinat și diametrul șurubului.

În fiecare caz al dimensionării șurubului de transmisie a mișcării și puterii mecanice, se apreciază necesitatea verificării la flambaj.

6.8. INDICAȚII TEHNOLOGICE

Filetarea interioară a pieselor cuprinzătoare de tipul piulițelor, cit și filetarea exterioară se poate executa atît manual cit și mecanic.

Prelucrarea manuală se aplică numai pentru filete avînd diametrul maxim $d \leq 20-24$ mm. Peste aceste dimensiuni filetarea manuală devine dificilă.

Pentru execuția filetelor se utilizează scule speciale cu filet interior, numite *filiere*, introduse în suporti portfilieră acționați manual (fig. 6.16, a). Filetarea manuală interioară (în găuri) se execută cu scule-cuțit, numite *taroz*, cu filet în exterior (fig. 6.16, b).

Prelucrarea manuală, deși are productivitate scăzută, nu poate fi evitată în numeroase cazuri ca : piese complicate și de dimensiuni mari care nu pot fi montate pe mașini de filetat : prelucrare la fața locului (instalații fixe) ; lipsa de utilaj adecvat etc.

Principalele metode de prelucrare mecanică se bazează pe prelucrarea prin așchiere (fig. 6.17) sau pe procedeul de rulare (imprimare) schematizat în figura 6.18, a. Schema dispozitivului de prelucrare a filetelor conice este reprezentată în figura 6.18, b. Profilele sculelor corespund profilelor filetelor.

Pentru îmbunătățirea preciziei de prelucrare filetul se supune suplimentar operației de rectificare cu discuri abrazive (fig. v. 6.17), dar aceasta numai cînd este absolut necesar. Operațiile de rectificare a flancurilor filetelor, rotunjirea fundului, rularea, nitrurarea etc. au scopul îmbunătățirii randamentului și a rezistenței.

Piese filetate care funcționează în medii corosive se protejează prin : cadmiere, zincare, brunare, nichelare, cuprare etc.

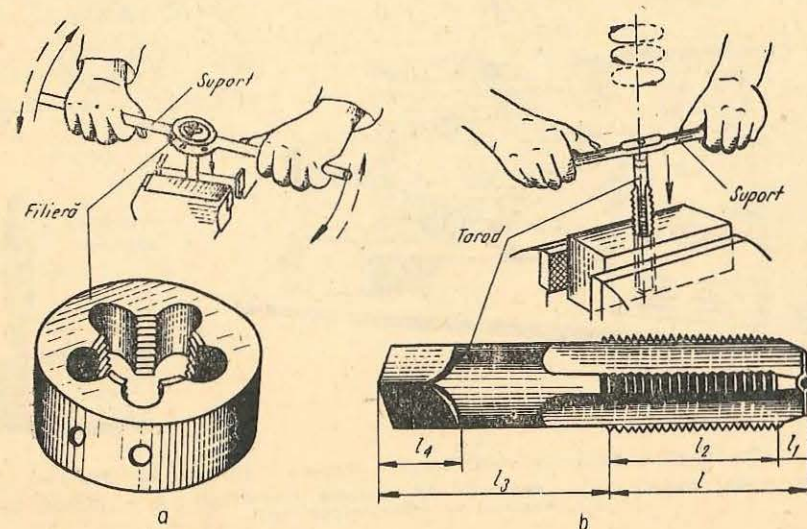


Fig. 6.16. Filetarea manuală :
a — filetarea exterioară ; b — filetarea interioară.

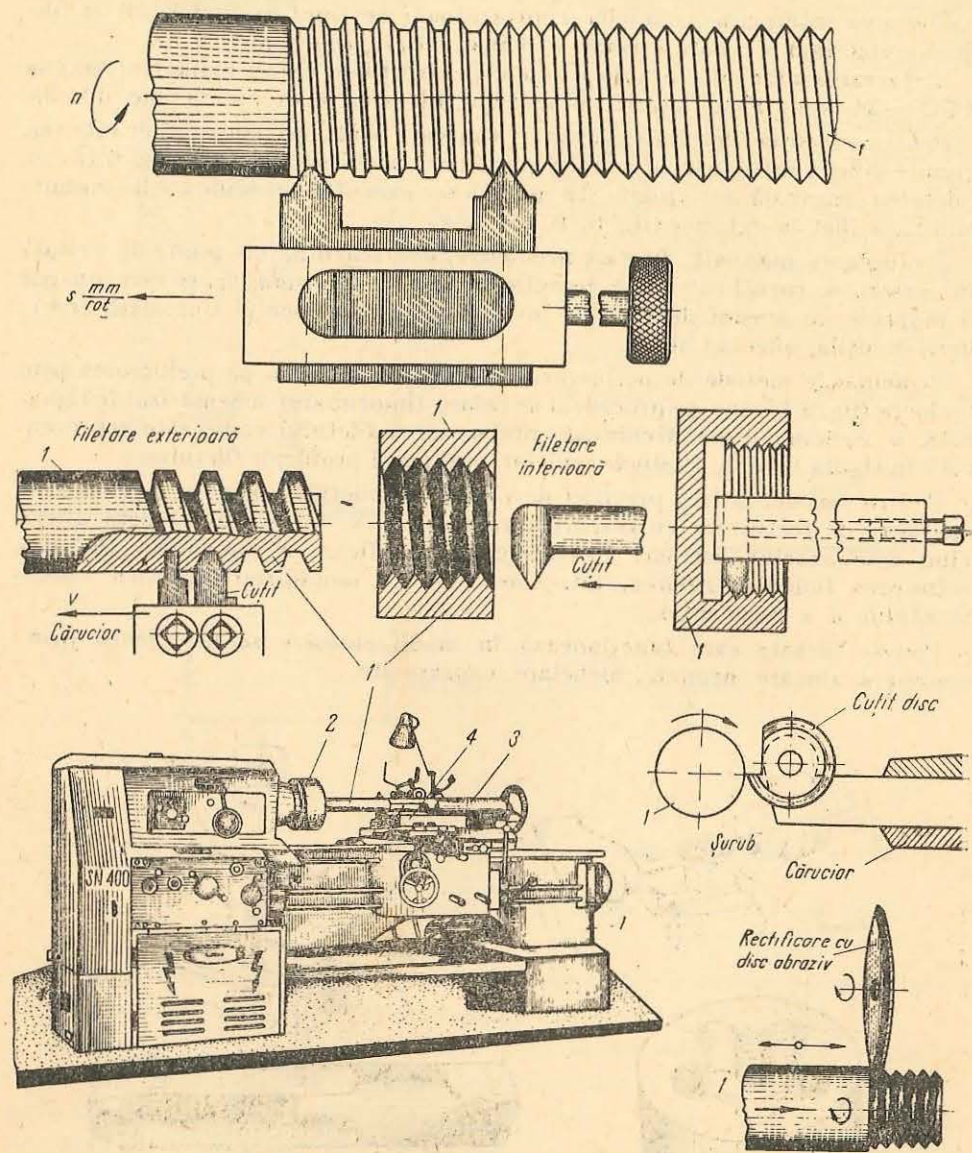


Fig. 6.17. Filetarea și rectificarea mecanică a filetului la strung:
1 — piesa supusă filetării; 2 — dispozitiv de strângere (mandrină); 3 — păpușă mobilă;
4 — suportul pe cărucior port-cuiț.

Asigurarea bunei funcționări a ansamblărilor filetate este garantată în mare măsură de strângerea corectă. Cheile obișnuite nu permit reglarea și controlarea forțelor sau a momentelor de strângere. De aceea, construcția modernă de mașini folosește tot mai mult cheile dinamometrice limitatoare ale forțelor

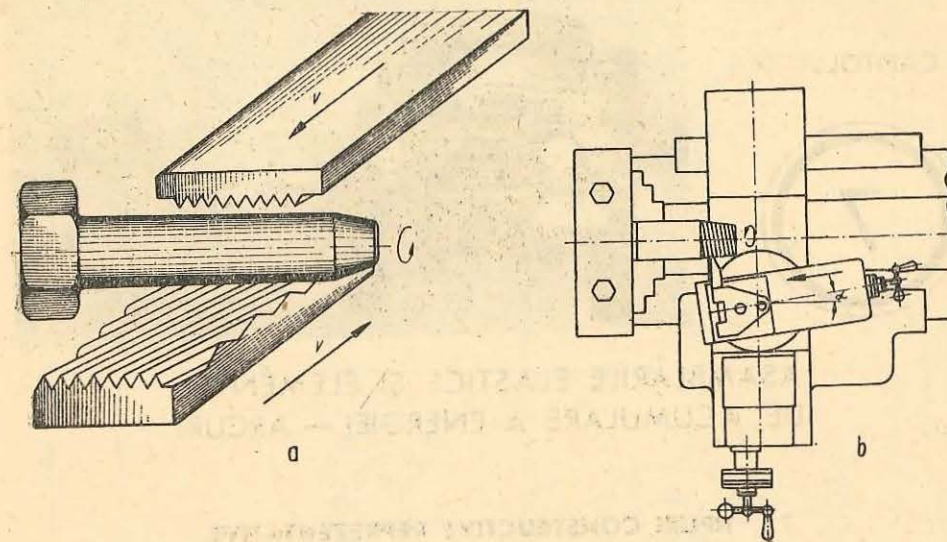


Fig. 6.18. Diverse sisteme de filetare:
a — filetarea prin rulare cu bacuri prismatice; b — prelucrarea filetului conic.

și momentelor de strângere ca cea reprezentată în figura 6.9. În electrotehnică, buna funcționare a aparaturii electrice de înaltă tensiune depinde de calitatea legăturii acestor aparate la barele colectoare. Aceste legături se fac cu șuruburi strânse uniform cu chei dinamometrice. Tot așa se procedează și în cazul montării chiulaselor pe capul motoarelor cu ardere internă.



ASAMBLĂRILE ELASTICE ȘI ELEMENTE DE ACUMULARE A ENERGIEI — ARCURI

7.1. TIPURI CONSTRUCTIVE REPREZENTATIVE. DOMENII DE UTILIZARE. MATERIALE

Arcurile sînt organe de mașini folosite în construcția asamblărilor elastice — caracterizate prin capacitatea de deformare elastică și acumulare de energie sub acțiunea sarcinilor. Însușirile menționate le fac foarte utilizate în construcția de mașini și aparate.

Tipuri constructive reprezentative. Arcurile au diferite forme constructive în funcție de rolul funcțional și solicitările principale la care sînt supuse.

După forma constructivă se deosebesc arcuri: lamelare, elicoidale, spirale plane, bare de torsiune, inelare, arcuri-disc etc.

După caracterul solicitării se deosebesc arcuri: de tracțiune, de compresiune, de răsucire și de încovoiere după cum rezultă și din figura 7.1. Fiecare din aceste tipuri se pot construi cu diferite forme geometrice ale suprafeței de înfășurare a spirei și ale secțiunii transversale a spirei.

În figura 7.1. sînt schițate cele mai reprezentative tipuri constructive de arcuri și solicitările la care sînt supuse.

Domenii de utilizare. Proprietățile elastice și siguranța în funcționare ale arcurilor le fac deosebit de utilizate în numeroase domenii și în diferite scopuri.

Astfel, arcurile pot fi folosite pentru crearea unor forțe de presiune constantă folosite la: mecanisme cu clichet (fig. 7.2, a), supape de siguranță, mecanisme cu came (fig. 7.2 b), întrerupătoare electrice, mecanisme de blocare la echilibrarea forțelor gravitaționale și în alte scopuri.

Pentru măsurarea forțelor în funcție de deformarea arcului se folosesc aparatele de măsură de tipul dinamometrelor.

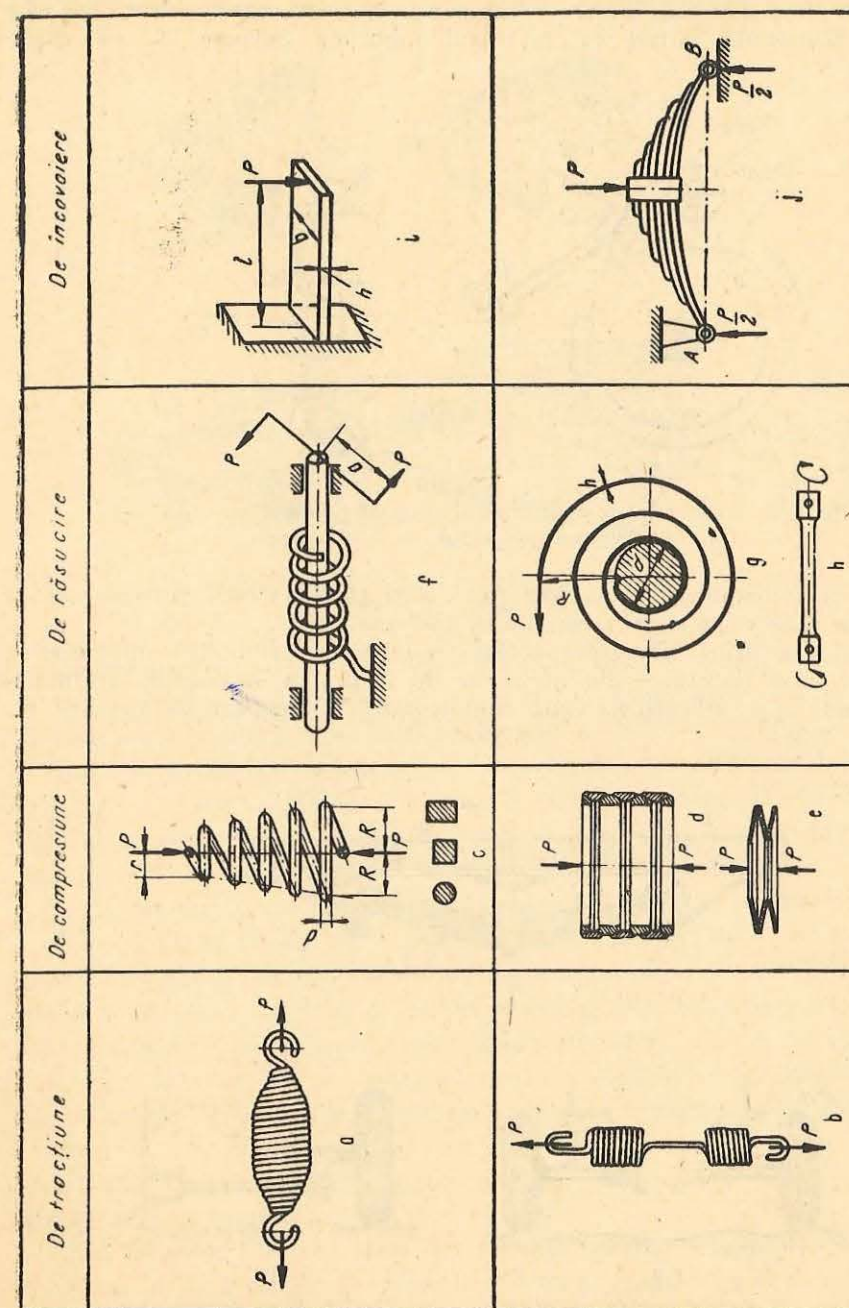


Fig. 7.1. Cele mai uzuale tipuri constructive de arcuri:
a, b — elicoidale de tracțiune; c — elicoidale de compresiune;
d — cu discuri de compresiune; e — cu talere; f — elicoidale de torsiune; g — spiral plan; h — bară de torsiune; i — lamelar simplu; j — lamelar dublu cu foi multiple.

Ca acumulate de energie, arcurile pot îndeplini funcția de motor pe o perioadă de timp limitată, în care sub formă de lucru mecanic cedează energia mecanică acumulată inițial ca în cazul arcurilor folosite la ceasornice

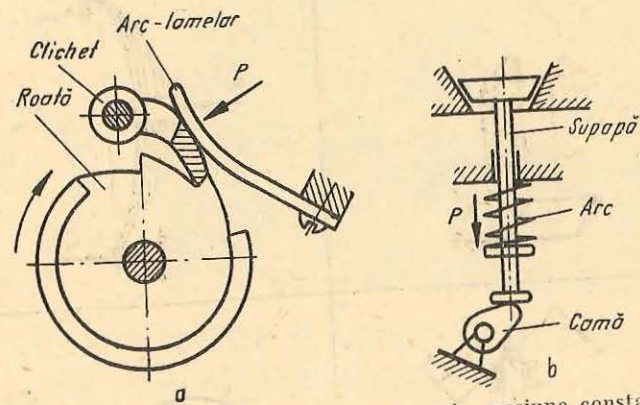


Fig. 7.2. Arcuri pentru crearea unei forțe de presiune constantă: a — la mecanisme cu clichet; b — la supape.

(fig. 7.1, g), vitezometre etc., sau pot folosi pentru crearea unor șocuri momentane utile ca în cazul mașinilor de încercat.

În scopul amortizării vibrațiilor, arcurile se folosesc pe fundațiile unor mașini (ciocane și prese puternice din atelierele de forță), la suspensiile mașinilor rutiere unde apar vibrații datorită neuniformității reliefului de contact cu roțile (fig. 7.3).

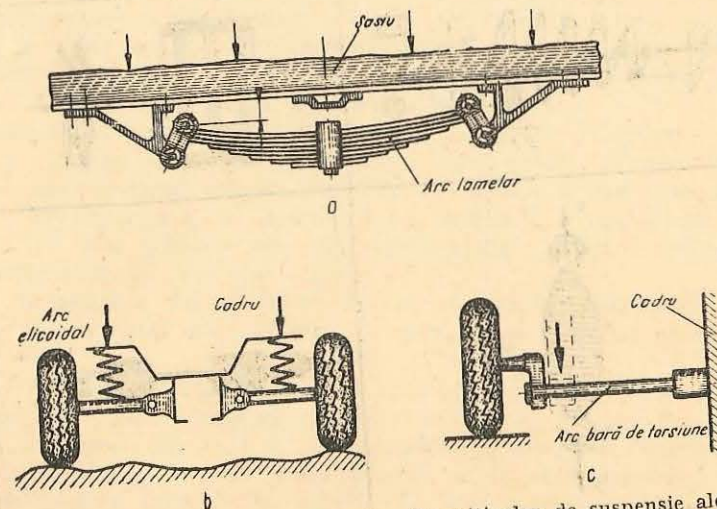


Fig. 7.3. Arcuri pentru asamblarea dispozitivelor de suspensie ale autovehiculelor: a — arc din foi lamelare; b — arc elicoidal; c — arc bară de torsiune.

De asemenea se folosesc și pentru prelucrarea energiei de șoc, ca în cazul tamponelor materialului rulant (fig. 7.4), unde elementul elastic prin deformări absoarbe energia, iar forța de șoc scade corespunzător.

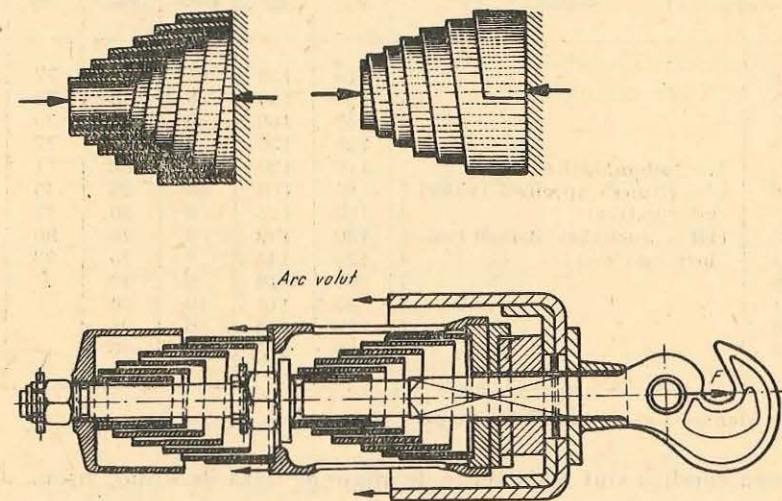


Fig. 7.4. Dispozitivul cirligului de tracțiune feroviară cu serie de două arcuri pentru amortizarea energiei de șoc.

Materialele folosite în construcția arcurilor trebuie să asigure o distribuție cât mai uniformă a eforturilor unitare în timpul solicitării și o mare capacitate de acumulare a energiei pe unitatea de volum.

Oțelurile românești cunoscute și simbolizate sub denumirea de ARC 1, ARC 2, ... ARC 13 (STAS 795-65) sînt elaborate special pentru construcția arcurilor. Aceste oțeluri oferă proprietăți elastice superioare și stabile în timp (tab. 7.1).

Aceste materiale au proprietăți elastice omogene și o limită de proporționalitate ridicată. Limita de curgere este superioară limitei de curgere a oțelurilor obișnuite. Dacă în cazul oțelului carbon-obișnuit OL 37 — raportul dintre limita de curgere σ_c și cea de rupere σ_r este 50%, deci: $\sigma_c/\sigma_r=0,5$, în cazul oțelului ARC 4 acest raport depășește 92%, ceea ce permite o bună rezistență la oboseală, o utilizare rațională a oțelului ca material de bază în construcția organelor de mașini în general și a arcurilor în special.

Printr-o tehnologie corectă și un tratament termic riguros, aceste oțeluri dau rezultate bune în construcția arcurilor, obținîndu-se proprietăți elastice superioare și o mare rezistență la oboseală.

Cînd arcurilor li se impun și alte condiții speciale, cum sînt: rezistență la temperatură și coroziune, rezistență electrică, magnetism etc., toate acestea se vor lua în considerație în alegerea materialului.

Tabela 7.1

Oțeluri pentru arcuiri, STAS 795-65 (σ_c ; σ_r ; τ_c și HB în kgf/mm²)

Marca	Starea	σ_c	σ_r	$\delta \approx 5\%$	Z%	τ_c	HB-laminat
ARC 1	i = îmbunătățită z = gîtuirea specifică (valori informative) HB = duritatea Brinell (valori maxime)	110	130	10	45	77	302
ARC 2		120	130	8	35	82	302
ARC 3		140	160	6	25	95	302
ARC 4		120	130	6	30	77	285
ARC 5		110	120	6	30	71	285
ARC 6		80	100	10	35	40	255
ARC 7		100	115	8	30	52	302
ARC 8		120	140	6	25	90	202
ARC 9		125	145	6	25	93	302
ARC 10		90	110	9	30	—	285
ARC 11		80	110	10	30	—	269
ARC 12		120	130	6	25	—	302
ARC 13		120	135	6	30	—	302

* δ este alungirea corespunzătoare ruperii, în %.

Asemenea condiții sînt satisfăcute de aliaje pe bază de bronz, bronz de cadmiu, alamă, aliaj monel, cauciuc natural și sintetic, materiale plastice.

7.2. CARACTERISTICA ARCURILOR

Aplicîndu-se forța P asupra unui arc lamelar (fig. 7.5, a) se produce o deformare de încovoiere măsurată prin săgeata f .

Reprezentîndu-se variația deformației, prin variația săgeții f în funcție de forța ce o produce P , se obține diagrama OB care reprezintă caracteristica arcului. Urmărindu-se figura 7.5, a se poate scrie raportul:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P_1}{f_1} = \frac{P_2}{f_2} = \dots = \frac{P_n}{f_n} = C = \text{const.} \quad (7.1.)$$

Acest raport numit *constanta* sau *caracteristica arcului* poate să crească sau să scadă în funcție de variația deformației f , după cum arcul este mai mult sau mai puțin rigid. Cînd raportul scade prin creșterea deformației f la aceeași solicitare P , arcul devine mai moale, mai elastic (*curba 2*). Dacă valoarea raportului crește prin mișcarea deformațiilor f , arcul devine mai rigid (*curba 3*).

În cazul arcurilor supuse numai acțiunii unui moment de răsucire M_{t1} curba caracteristică are forma din figura 7.5 b rezultă prin reprezentarea expresiei corespunzătoare (7.2):

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{M_{t1}}{\theta_1} = \frac{M_{t2}}{\theta_2} = \dots = \frac{M_{tn}}{\theta_n} = C_1 = \text{const.} \quad (7.2)$$

Lucrul mecanic acumulat. Arcul acumulează un lucru mecanic L reprezentat de suprafața hașurată din figura 7.5.

În cazul arcurilor solicitate în domeniul deformațiilor elastice ale limitei de proporționalitate a materialului, rigiditatea este constantă. În acest caz curba caracteristică devine o dreaptă, care reprezintă proporționalitatea între forța P și deformația corespunzătoare.

Expresia lucrului mecanic L , pentru arcurile solicitate la încovoiere, tracțiune, compresiune reprezentat de suprafața triunghiului OAB (fig. 7.5 a) este:

$$L = \frac{1}{2} P f \text{ [kgf. cm]} \quad (7.3)$$

În cazul arcurilor solicitate la torsiune, lucrul mecanic acumulat este reprezentat prin suprafața triunghiului OBC (fig. 7.5. b) și se calculează cu relația:

$$L = \frac{1}{2} M_t \theta. \quad (7.4)$$

θ fiind unghiul de deformare torsională.

Rezultă că pentru orice tip de arc se poate determina valoarea lucrului mecanic înmagazinat în perioada cuprinsă între starea inițială (neîncărcată) și starea finală de deformare elastică corespunzătoare solicitării date.

Calculul arcurilor. Solicitățile arcurilor pot fi simple, de încovoiere σ_t , de torsiune τ_t sau solicitări compuse de încovoiere și de torsiune. În plus, în mod obligatoriu se va calcula rigiditatea arcului.

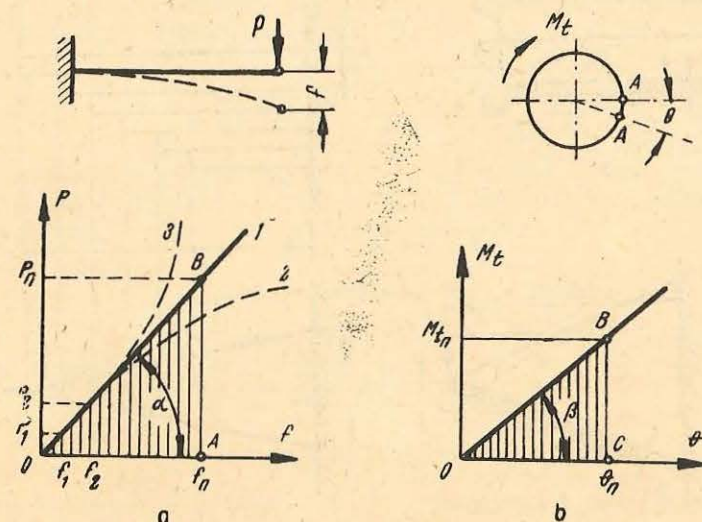


Fig. 7.5. Caracteristica arcurilor: a — încovoiere; b — torsiune.

7.3. ARCURI LAMELARE

Arcurile în foi se folosesc fie ca arcuri lamelare simple fie grupate sub forma de arcuri lamelare cu foi multiple după cum se poate urmări în pozițiile i și j din figura 7.1. Forma lamelei poate fi dreptunghiulară, triunghiulară trapezoidală sau eliptică.

7.3.1. ARCURI LAMELARE DREPTUNGIULARE

Tipul constructiv cel mai simplu îl reprezintă arcurile lamelare dreptunghiulare (fig. 7.6 a). Aceste arcuri au secțiunea transversală $b \times h$, de obicei, aleasă constructiv pe baza secțiunilor prescripțiilor din standarde (STAS 3020-59 și 909-62).

După cum rezultă din figură, arcul este încastrat la un capăt și încărcat cu o forță P la celălalt capăt. Ca urmare, momentul încovoiator M_i produce încovoierea lamelei și eforturi unitare de rezistență interioară capabile să echilibreze momentul M_i :

$$M_{i \max} = P \cdot l = W \sigma_{ai} = \frac{b \cdot h^2}{6} \sigma_{ai}, \quad (7.5)$$

în care W este modulul de rezistență ($W = b \cdot h^2 / 6$).

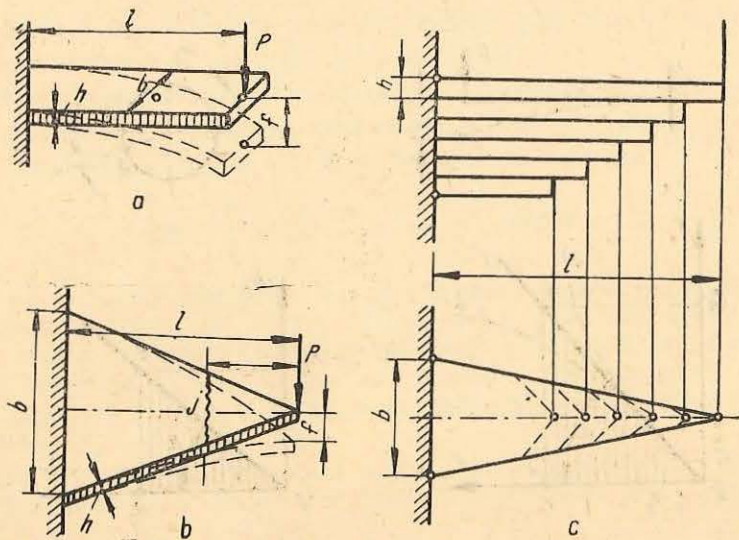


Fig. 7.6. Arcuri lamelare :
a, b — cu lamele simple ; c — cu lamele multiple suprapuse.

Din această relație se deduce forța maximă P_{max} , de care este capabilă secțiunea lamelei care nu poate suporta eforturi unitare mai mari decât cele admisibile σ_{ai} ,

$$P_{max} = \frac{bh^2}{6l} \sigma_{ai} \quad [\text{kgf}] \quad (7.6)$$

Deformația f a unei bare încastrate sollicitată la încovoiere se poate determina cu relația :

$$f = \frac{Pl^3}{3EI}, \quad [\text{cm}], \quad (7.7)$$

în care :

$E = 2,1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$ reprezintă modulul de elasticitate longitudinal al oțelurilor :

$I = b \cdot h^3 / 12 \text{ cm}^4$ — momentul de inerție al secțiunii dreptunghiulare $b \cdot h$ al lamelei.

Înlocuindu-se valoarea forței P din relația (7.6) în relația (7.7), după efectuarea simplificărilor se obține următoarea formă a expresiei săgeții :

$$f = \frac{2}{3} \frac{l^2}{Eh} \sigma_{ai}. \quad (7.8)$$

Lucrul mecanic L acumulat de arc se obține cu relația generală (7.3), în care se înlocuiește valoarea forței P_{max} din relația (7.6) și a deformației din relația (7.8) :

$$L = \frac{1}{2} P \cdot f = \frac{1}{2} \frac{b \cdot h^2}{6l} \sigma_{ai} \cdot \frac{2}{3} \frac{l^2}{Eh} \sigma_{ai} = \frac{1}{18} b \cdot h \cdot l \frac{\sigma_{ai}^2}{E} = \frac{1}{18} V \frac{\sigma_{ai}^2}{E}.$$

Produsul factorilor $b \cdot h \cdot l = V$ reprezintă tocmai volumul arcului, iar $K = 1/18$ se numește coeficient de utilizare volumetrică a materialului folosit pentru executarea arcului respectiv. Deci :

$$L = KV \frac{\sigma_{ai}^2}{E} \quad [\text{kgf} \cdot \text{cm}] \quad \left(L = \frac{1}{18} V \frac{\sigma_{ai}^2}{E} \right) \quad (7.9)$$

La arcul lamelar simplu (fig. 7.6, a), coeficientul de utilizare volumetrică $K = 1/18 = 0,0555$ dovedește că numai 5,55% din volumul materialului arcului înmagazinează lucru mecanic de deformare.

7.3.2. ARCURI LAMELARE TRIUNGIULARE

Utilizarea materialului poate fi îmbunătățită prin construcția arcurilor lamelare triunghiulare (fig. 7.6, b). În acest caz, coeficientul de utilizare volumetrică este de trei ori mai mare, $K = 16,6\%$.

7.3.3. ARCURI LAMELARE CU FOI MULTIPLE

Pentru preluarea unor forțe mari se construiesc arcuri lamelare din foi multiple, ca în figura 7.6, c. Astfel de arcuri au aceleași caracteristici ca cele dreptunghiulare încastrate.

7.3.4. ARCURI LAMELARE DUBLE

Arcurile lamelare duble, cu o singură foaie sau cu foi multiple legate solidar cu o brătară M (fig. 7.7), de obicei, se construiesc cu săgeată inițială $\pm f_0$ în stare neîncărcată ($P=0$). Destinația de bază a acestui tip de arcuri o constituie construcția vehiculelor rutiere.

Lucrul mecanic acumulat este $L = KV \frac{\sigma_i^2}{E}$, deci la fel ca la arcurile lamelare simple. În plus, arcurile lamelare duble cu foi multiple se pot calcula mai precis, prin luarea în considerație a frecării produse între lamele în timpul exploatării.

Elemente de calcul. Arcurile lamelare duble sînt solícitate tot la încovoiere, potrivit relației $M_i = W\sigma_{ai}$ prin care se ia în considerație și numărul lamelilor n din care este constituit arcu cu foi multiple. Astfel:

$$W = n \cdot \frac{bh^2}{6} \quad [\text{cm}^2]. \quad (7.10)$$

Introducîndu-se această valoare a modului de rezistență W în relația momentului încovoiator $M_{i \max}$ se obține:

$$M_{i \max} = W\sigma_{ai} = n \cdot \frac{b \cdot h^2}{6} \sigma_{ai}. \quad (7.11)$$

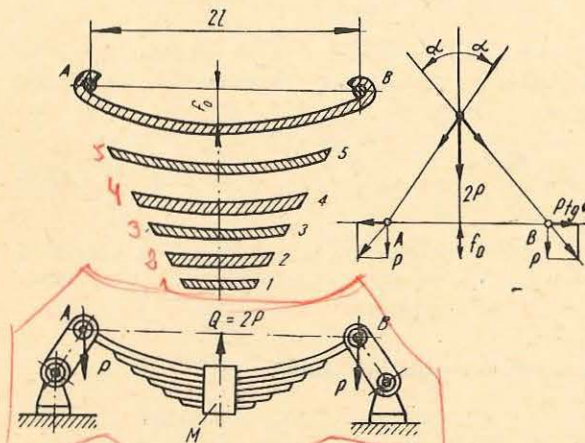


Fig. 7.7. Arc lamelar dublu cu foi multiple utilizat în construcția autovehiculelor

Dimensiunile lamelilor fiind standardizate (STAS 909-62), prin calcule se determină numărul lamelilor n sau efortul unitar efectiv din condiția $\sigma_i \leq \sigma_{ai}$. Pentru oțelurile de arc, rezistența la încovoiere se admite între limitele $\sigma_{ai} = 4\,000 \dots 6\,000 \text{ kgf/cm}^2$.

7.4. ARCURI ELICOIDALE

După caracterul solícitării se deosebesc arcuri elicoidale de tracțiune sau de compresiune (v. fig. 7.1, a, b, c și fig. 7.8) și arcuri elicoidale de torsiune (fig. 7.1, f). Secțiunea spirei (fig. 7.1, c) și suprafața de înfășurare a acestuia pot avea diferite forme (fig. 7.8).

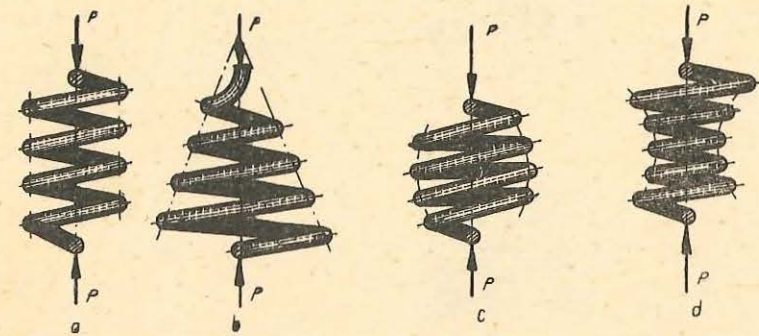


Fig. 7.8 Arcuri elicoidale.:

a — cilindrice ; b — conice ; c — elipsoidale ; d — parabolice.

Cele mai utilizate în construcția de mașini sînt arcurile elicoidale cilindrice solícitate la compresiune (fig. 7.9). Relațiile de dimensionare pentru aceste tipuri de arcuri sînt indicate în STAS 7067-67.

Forța de exploatare P solícită secțiunea transversală a spirei la torsiune prin componenta $P_1 = P \cos \alpha$, iar la încovoiere și tracțiune prin componenta $P_2 = P \sin \alpha$. Deoarece unghiul α are valori mici se poate lua $\sin \alpha \approx 0$. Astfel pot fi neglijate solícitățile spirei la încovoiere și la tracțiune, răsucirea fiind principala solícitare a arcului. Folosindu-se notațiile din figurile 7.9 și 7.10 se poate scrie:

$$P_1 = P \cos \alpha \approx P.$$

$$\text{Deci: } M_t = P \frac{D}{2} = PR, \text{ respectiv } M_t = W\tau_t = \frac{\pi d^3}{16} \tau_{at};$$

Rezultă:

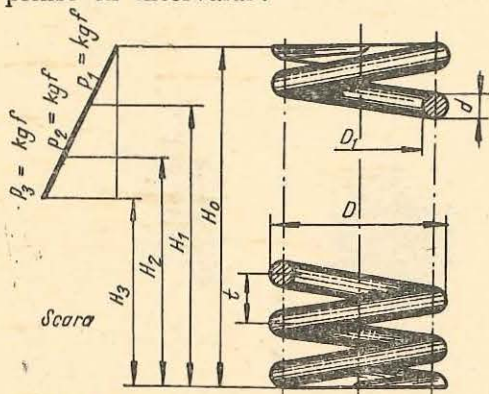
$$PR = P \frac{D}{2} = \frac{\pi d^3}{16} \tau_{at},$$

din care se deduce forța maximă $P_{\max}$ sau diametrul d :

$$P_{\max} < \frac{\pi d^3}{8 D_m} \tau_{at}, \text{ respectiv } d = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} D_m \frac{P_{\max}}{\tau_{at}}}$$

Datorită înfășurării spirei pe suprafața cilindrului de diametru D_1 , repartiția eforturilor unitare în secțiune este neuniformă (fig. 7.10, b). Acest fenomen se ia în considerație prin corectarea relației de dimensionare cu

un coeficient de formă K . Expresia acestui coeficient este $K=1+1,6/i$, în care $i=\frac{D_m}{d}$ este indicele arcului. Valorile indicelui i (STAS 7067-67) sînt cuprinse în intervalul:



Numărul spirelor active $n =$
Numărul total de spire $n_t =$
Sensul înfășurării (dreapta, stînga, indiferent)
Lungimea desfășurată a sîrmei (barei) $L =$
Condiții tehnice: ...

Fig. 7.9. Desenul de execuție al unui con elicoidal cilindric solicitat la compresiune.

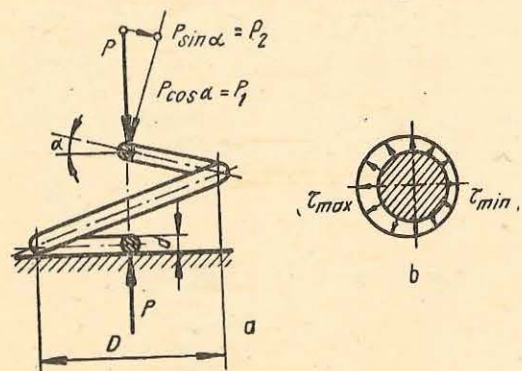


Fig. 7.10. Solicitarea arcurilor elicoidale cilindrice:
a — componentele forței de solicitare; b — repartiția eforturilor tangențiale în secțiunea radială a spirei.

7.5. ARCURI SPIRALE PLANE

Acest tip de arcuri (fig. 7.1 g) se construiește în special pentru acumularea energiei pe care o cedează treptat o anumită perioadă de timp. Principalul domeniu de utilizare îl constituie construcția de aparate de tipul ceasornicelor, ca: cronometre etc.

$4 \leq i \leq 1,6$, în cazul arcurilor înfășurate la rece;

$4 \leq i \leq 10$, în cazul arcurilor înfășurate la cald.

Relația folosită la dimensionare capătă forma:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} k \frac{PD_m}{\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} k \cdot i \frac{P}{\tau_{at}}} \text{ [mm]} \quad (7.13)$$

Din calcule rezultă următoarea expresie a lucrului mecanic acumulat:

$$L = K \cdot V \frac{\tau_t^2}{G}, \text{ [kgf} \cdot \text{cm]}$$

în care:

$K = \frac{1}{4}$ este coeficient de utilizare volumetrică, care arată o foarte bună utilizare volumetrică

$$\left(K = \frac{1}{4} 100 = 25\% \right);$$

V — volumul spirei arcului;
 G — 800 000... 850 000 kgf/cm² — modulul de elasticitate transversal al oțelului.

În timpul stringerii cu forța P se produce momentul încovoietor M_t ;

$$M_t = P \cdot R = W \sigma_{at} \text{ în, care } W = \frac{b \cdot h^2}{6};$$

$$P_{max} = \frac{b \cdot h^2 \sigma_{at}}{6R} \text{ [kgf]} \quad (7.14)$$

Lucrul mecanic acumulat este dat de relația $L = K \cdot V \sigma_t^2 / E$.

Coeficientul de utilizare volumetrică are valoare $K = \frac{1}{6} \cdot 100 = 16,6\%$ la fel ca arcurile lamelare triunghiulare.

7.6. ARCURI-BARĂ DE TORSIUNE

Arcurile din această categorie sînt solicitate în special la torsiune și utilizate ca acumulate ale energiei de șoc la suspensiile autovehiculelor (fig. 7.11). Din relația:

$$M_t = P \cdot l = P \cdot R = \tau_t W_p = \tau_t \frac{\pi d^3}{16},$$

rezultă:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 P \cdot R}{\pi \tau_{at}}} \text{ [mm]} \quad (7.15)$$

Energia acumulată este:

$$L = \frac{1}{4} V \frac{\tau_t^2}{G}.$$

$$K = \frac{1}{4}, \text{ ca și la arcurile elicoidale cilindrice.}$$

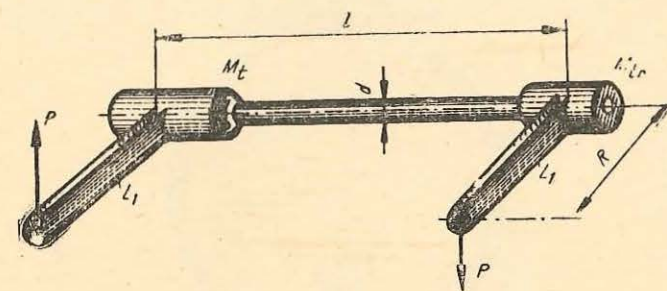


Fig. 7.11. Arc bară de torsiune.

Rezultă că arcurile bară de torsiune și cele elicoidale cilindrice sînt cele mai bune acumulate de energie, avînd cel mai mare coeficient de utilizare volumetrică a materialului.

În figurile 7.12 și 7.13 sînt reprezentate alte asamblări elastice cu arcuri utilizate pe scară largă în construcția de mașini.

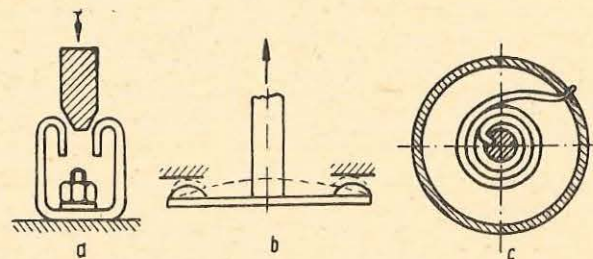


Fig. 7.12. Arcuri utilizate în construcția de aparate:

a — lamă pentru contact cuțit; b — lamă de contact dublu; c — arc spiral strins în casetă.

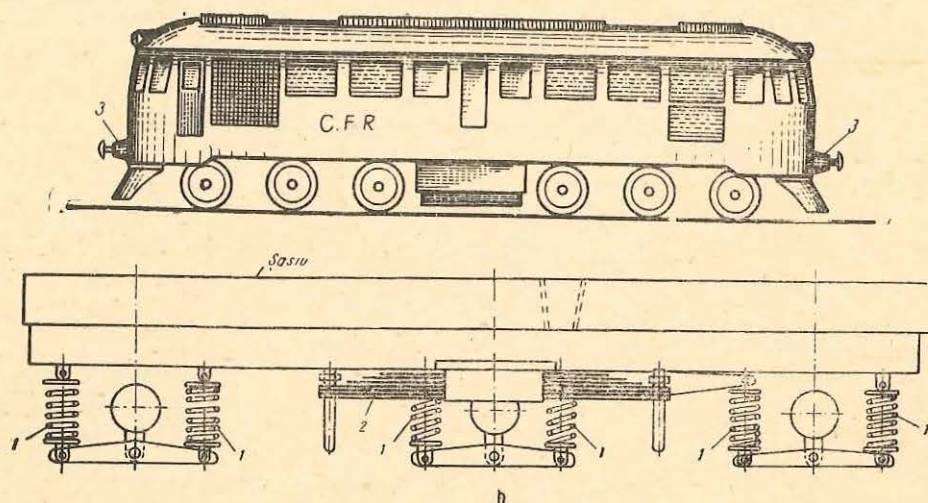


Fig. 7.13. Suspensia boghiului locomotivei:

a — cutia locomotivei; b — boghiul

PARTEA A TREIA

ELEMENTE PENTRU GHIDAREA MIȘCĂRII DE ROTAȚIE

Din categoria organelor folosite pentru ghidarea mișcării fac parte două grupe de elemente:

— *osiile și arborii*, ca elemente *susținute* avînd mișcare de rotație;

— *lagărele*, ca elemente de *susținere* a osiilor sau a arborilor care asigură mișcarea de rotație a acestora.

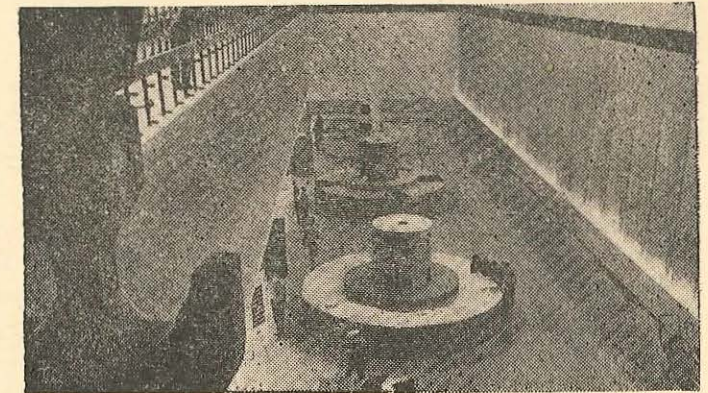
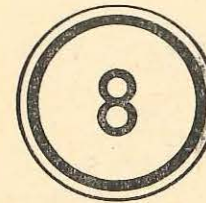
Realizarea mișcării de rotație poate fi asigurată numai prin ansamblul celor două grupe de elemente susținute și de susținere care formează o legătură cinematică.

Randamentul mecanic al unei mașini este determinat în special de calitatea și precizia zonelor prin care se asigură contactul dintre arbore sau osie și lagărul conjugat. Rezultă deci obligația asigurării unei calități deosebite a acestor piese.

Marea diversitate continuă a mașinilor și mecanismelor necesită arbori și lagăre deosebit de variate, de la o bucă simplă cuprinzătoare a unei axe tot atît de simplă, pînă la forme deosebit de complicate.



CAPITOLUL



OSII ȘI ARBORI

8.1. DEFINIȚII. CLASIFICARE. MATERIALE. TEHNOLOGIE

Osiile și arborii sînt organe de mașini avînd rolul de a susține alte elemente care contribuie la transmiterea mișcării de rotație. De obicei, osiile și arborii fac legătura cu alte elemente de la care primesc, respectiv la care transmit, mișcarea de rotație.

Osiile și arborii drepecți sau liniari au axa geometrică longitudinală dreaptă, comună cu axa de rotație.

Osiile, avînd funcția principală de susținere a altor elemente cu mișcare de rotație, nu transmit momente de torsiune, deci sînt sollicitate numai la încovoiere. Solicitarea la torsiune provine numai din frecarea în lagăre de aceea este neglijabilă în comparație cu sollicitarea principală de încovoiere.

Deși pot avea diferite forme constructive, osiile se clasifică de obicei în: *osii fixe*, folosite ca reazeme pentru alte elemente care se rotesc liber pe ele și *osii mobile* ce se rotesc în reazeme împreună cu celelalte elemente fixate pe ele.

Forma constructivă și principalele părți ale unei osii obișnuite sînt indicate pe figura 8.1.

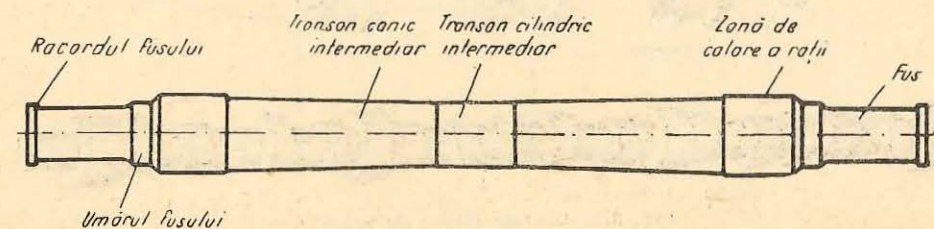


Fig. 8.1. Forma constructivă și părțile principale ale unei osii.

Arborii, spre deosebire de osii, au funcția principală de transmitere a mișcării de rotație și a puterii, deci a momentului de torsiune. De obicei, arborii sînt solicitați compus la torsiune și eventual la încovoiere. Deseori solicitarea principală este răsucirea.

Principalul criteriu de clasificare a arborilor drepecți îl constituie deci natura solicitării. După acest criteriu se deosebesc: *arbori de torsiune* — considerați solicitați numai la torsiune — sau în principal la torsiune: *arbori solicitați compus* la torsiune și la încovoiere.

Arborii cotați (fig. 8.2, a) sau cei cu came (fig. 8.2, b) se construiesc pentru a contribui la transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație.

Materiale. Principalul material din care se construiesc osiile și arborii este oțelul. Se folosesc, în special, următoarele mărci de oțel: OL 37, OL 42, OL 50, OL 60, OT 45, OT 50 OT 60, OLC 25, OLC 30, OLC 45. Se mai întrebuintează diferite mărci de oțel aliat ca: AUT 40; 41 C 10; 41 MoC 11 etc. Fontele de calitate superioară se utilizează cînd osiile, sau arborii nu sînt puternic solicitați. Cînd sînt necesare alte proprietăți fizice (conductibilitate, comportare magnetică, posibilitate de izolare etc.) se folosesc alte materiale metalice (alamă, bronz) sau nemetalice (textolit, materiale plastice etc.).

Indicații tehnologice. În general, pentru construcția osiilor și arborilor se recomandă utilizarea elementelor standardizate.

În mod obișnuit, arborii și osiile se execută prin strunjire. Se pornește de la profile laminate, care apoi se strungesc pe toată lungimea. Zona de sprijin pe lagăre se prelucrează foarte îngrijit prin rectificare, șlefuire, cromare etc. Se mai pot executa prin forjare pornind tot de la semifabricat laminat. Operația de forjare pregătește semifabricatul în vederea prelucrării prin așchiere. Arborii și osiile de dimensiuni medii se execută prin turnare sau chiar prin sudare, apoi se supun prelucrărilor mecanice.

Aceste elemente se construiesc cu secțiunea plină sau cu secțiunea inelară (fig. 8.3). Cînd se construiesc cu secțiunea inelară, avînd de exemplu raportul diametrelor $D/d=2$, greutatea lor scade cu 25%, iar capacitatea de rezistență scade numai cu 6,25%.

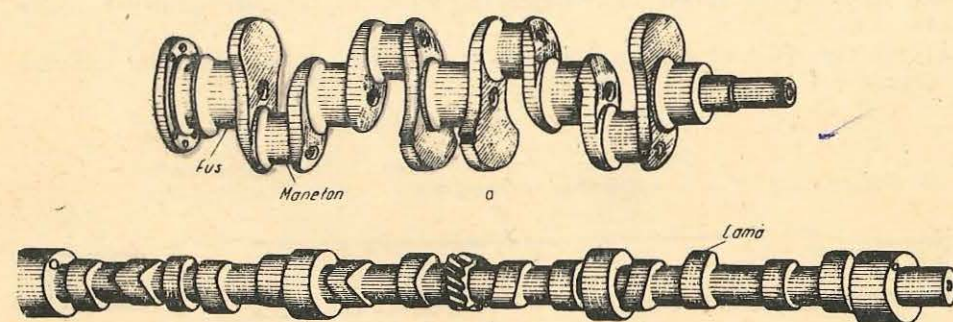


Fig. 8.2. Diverse forme de arbori:
a — arbore cotit; b — arbore cu came.

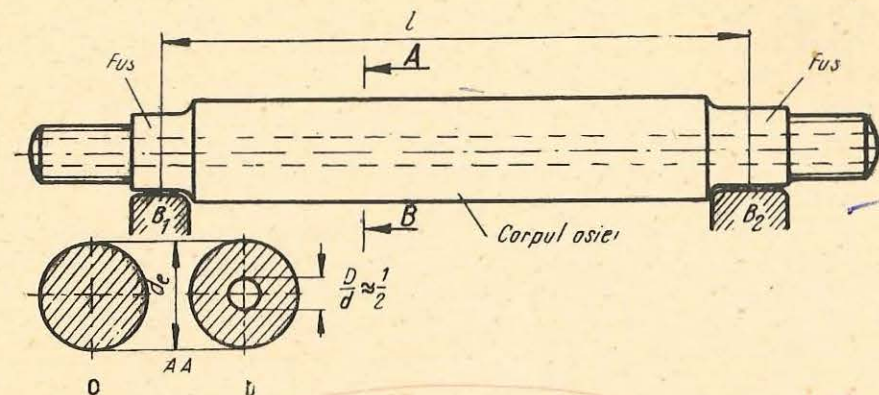


Fig. 8.3. Osie cilindrică:
a — cu secțiune plină; b — cu secțiune inelară:

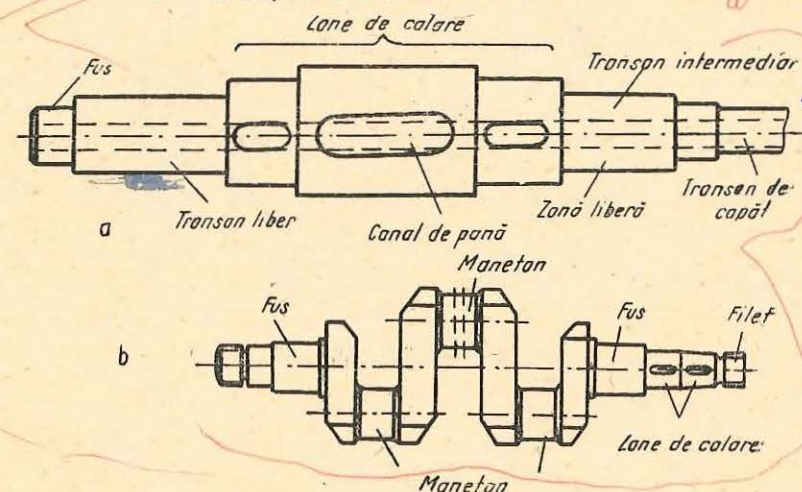


Fig. 8.4. Forme constructive și părți principale ale arborilor:
a — arbore drept cu formă obișnuită; b — arbore cotit.

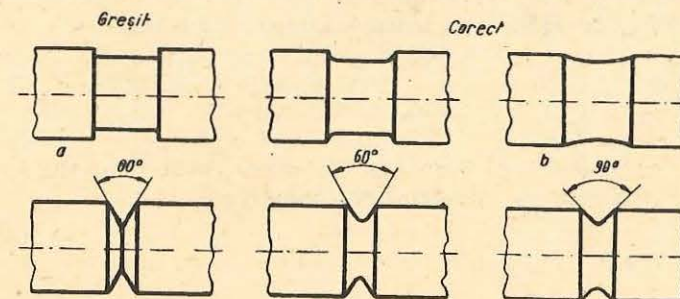


Fig. 8.5. Execuția corectă și cea incorectă a zonelor de trecere de la un diametru la altul al arborelui sau osiei.

Secțiunea plină este însă mai utilizată, deoarece se execută mai ușor. Părțile principale ale arborilor sunt: fusurile, zonele de *calare* și *tronsoanele intermediare* (fig. 8.4, a). În cazul arborilor cotiți (fig. 8.4, b) fusurile intermediare se numesc *manetoane*.

Canalele de pană, necesare fixării pieselor pe arbore, se recomandă a fi executate în același plan și cu aceeași lățime când este posibil (fig. 8.4, a).

Indiferent de forma geometrică a arborilor sau osiilor, fusurile sunt cilindrice, conice sau sferice (v. fig. 8.14).

Trecerea de la o secțiune la alta a arborilor sau a osiilor se face cât mai lin, cu raze de racordare corespunzătoare reducerii maxime a efectului de concentrare a eforturilor unitare (fig. 8.5, a—b). În anexa 2 sunt indicate alte forme moderne ale unor arbori și ale altor organe de mașini.

8.2. CALCULUL OSIILOR

Osiile sunt solicitate la încovoiere, calculele de dimensionare pornesc de la condițiile concrete de încărcare. Dacă dimensiunile principale sunt cunoscute sau determinate constructiv, osiile se verifică la rezistența de încovoiere.

Considerându-se cazul unei osii încărcate cu forța F , ca în figura 8.6, reacțiunile din reazemele A și B sunt egale ($R_A = R_B = F/2$). Momentul încovoiător este maxim M_{imax} , în dreptul forței F avind valoarea $M_i = F/2 \times l/2 = Fl/4$.

În ipoteza osiei cu secțiunea circulară, modulul de rezistență $W = \pi d^3/32$ iar diametrul rezultă din relația:

$$M_i = W \sigma_{at} = \frac{\pi d^3}{32} \sigma_{at} \approx 0,1 d^3 \sigma_{at};$$

deci:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{\sigma_{at}}}$$

(8.1)

Secțiunea osiei poate fi constantă cu același diametru d numai în cazul solicitărilor mici. În celelalte cazuri, secțiunea uniformă nu este economică (osi grele cu risipă de material). Deci, în cazul unor solicitări mari, forma exterioară a osiei trebuie să corespundă variației longitudinale a momentului încovoiător (fig. 8.6 b) și va avea forma punctată din figura 8.6, a. O astfel de osie ar corespunde formei solidului de egală rezistență, ceea ce este dificil de construit cu mijloacele obișnuite. De aceea, osiile puternic solicitate se construiesc din tronsoane cilindrice și conice (v. fig. 8.1).

Exemplu de calcul

Considerându-se dispozitivul cu cablu și role folosit pentru ridicare a cu macaraua (fig. 8.7), se cere să se dimensioneze osia fixă în cazul ridicării unor sarcini maxime de 10 tf.

Rezolvare. Urmărindu-se reprezentarea dispozitivului din figură rezultă schema încărcării osiei (fig. 8.8, a) și repartitia egală pe cele două reazeme ale sarcinii Q , astfel: $R_1 = R_2 = Q/2$. Momentele încovoiătoare maxime se produc la jumătatea rolor C_1, C_2 (fig. 8.8, b), sunt egale și au valoarea:

$$M_{imax} = M_{i1} = M_{i2} = R_1 a = \frac{Q}{2} a = \frac{10\,000}{2} \times 5 = 25\,000 \text{ kgf} \cdot \text{cm}.$$

Alegându-se materialul OL 60 cu $\sigma_s = 3\,000 \text{ kgf/cm}^2$ (Anexa 1) și un coeficient de siguranță $C+3$, rezistența admisibilă la încovoiere este $\sigma_{at} = 1,2 \sigma_s = 1,2 \times 3\,000/3 = 1\,200 \text{ kgf/cm}^2$.

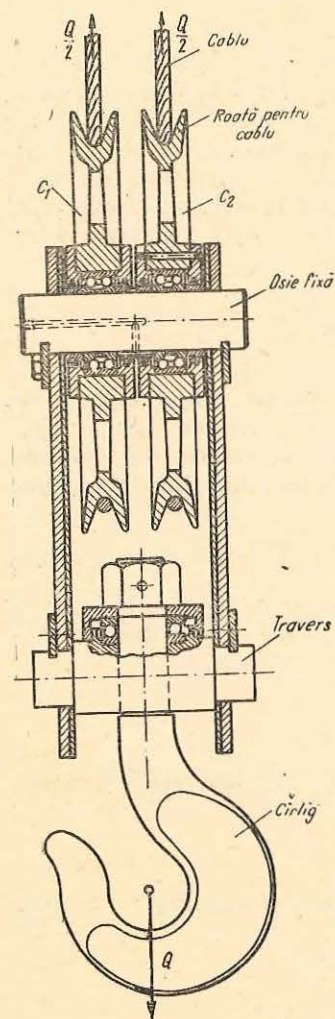


Fig. 8.6. Schema încărcării și diagrama momentului încovoiător M_i al unei osii.

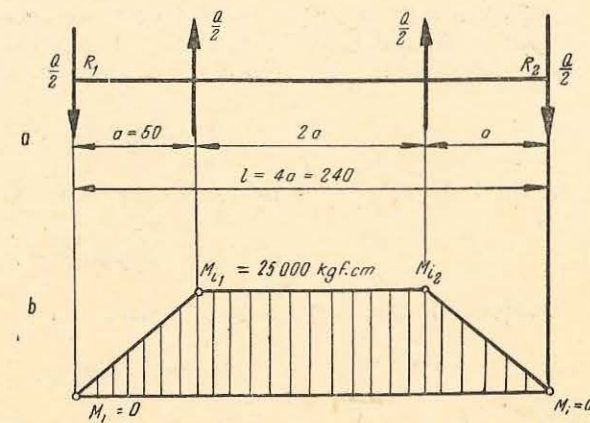


Fig. 8.7. Dispozitiv pentru ridicarea cu macaraua. Fig. 8.8. Schema încărcării și diagrama momentelor osiei dispozitivului din figura 8.7.

Aplicându-se relația (8.1) rezultă diametrul d al osiei:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 M_t}{\sigma_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \times 25\,000}{1\,200}} = \sqrt[3]{240} \approx 6 \text{ cm} = 60 \text{ mm}.$$

Deși osia este puternic solicitată, din considerente constructive, rezultă că ea poate avea secțiunea constantă pe întreaga lungime l .

8.3. CALCULUL ARBORILOR

Metoda generală de calcul al arborilor are în vedere faptul că ei sînt supuși la solicitări compuse — încovoiere, torsiune, eventual și compresiune.

Dimensionarea directă prin evaluarea precisă a tuturor solicitărilor este dificilă. De aceea, dimensiunile aproximative ale arborilor se stabilesc printr-un calcul simplificator, pe baza rezistenței de torsiune, apoi se verifică luînd în considerație celelalte solicitări. În funcție de rolul funcțional și de forma lor, unii arbori se verifică la oboseală, la rigiditate și la turația critică.

8.3.1. CALCULUL LA TORSIUNE

Numeroși arbori sînt solicitați în principal la torsiune, astfel încît încovoierea fiind mult mai mică poate fi neglijată. Un astfel de caz îl constituie de exemplu, arborii de transmisie de la translația podurilor rulante.

Asemenea arbori se dimensionează pe baza rezistenței admisibile la torsiune τ_{at} , aplicîndu-se relația cunoscută:

$$M_t = W \tau_{at}. \quad (8.2)$$

Este însă mai comod să se transforme această relație în funcție de puterea necesară a fi transmisă N , în CP — cunoscută sau dată și de turația arborelui n , în rot/min, de asemenea cunoscută sau dată anterior, astfel:

$$M_t = 71\,620 \frac{N}{n}$$

Modulul de rezistență polar W_p , pentru secțiuni circulare are expresia:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3.$$

Egalîndu-se cele două relații pentru M_t și înlocuindu-se W_p se obține:

$$71\,620 \frac{N}{n} = 0,2 d^3 \tau_{at}$$

Deci:

$$d = \sqrt[3]{\frac{71\,620 N}{0,2 \tau_{at} n}} = \sqrt[3]{\frac{5 \times 71\,620}{\tau_{at}}} \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = K \sqrt[3]{\frac{N}{n}} [\text{cm}], \quad (8.3)$$

Rezultă că pentru dimensionarea arborelui trebuie ales materialul, adică trebuie cunoscută valoarea numerică a coeficientului constant $K = \sqrt[3]{\frac{5 \times 71\,620}{\tau_{at}}}$. Valorile acestui coeficient se determină în funcție de τ_{at} și se găsesc în tabele. De exemplu:

τ_{at} , în kgf/cm ²	100	150	200	300	400	500	700	900
K	15,4	13,5	12,1	10,7	9,7	9	8,05	7,4

Exemplu de calcul

Să se determine diametrul unui arbore de torsiune, construit din oțel (OL 50) capabil să transmită o putere $N = 60$ CP, cu o turație $n = 100$ rot/min, avînd porniri și opriri frecvente.

Din anexa 1 rezultă la OL 50, $\tau_0 = 1\,700$ kgf/cm². S-a considerat cazul II de solicitare datorită pornirilor și opririlor frecvente, în ipoteza secțiunii uniforme — fără concentrator — rezistența admisibilă este $\tau_{0a} = \tau_0 / C = 1\,700 / 2,2 = 728$ kgf/cm². La această valoare corespunde $K \approx 8$.

Aplicîndu-se relația (8.3) se obține:

$$d = K \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 8 \sqrt[3]{\frac{60}{100}} \approx 7 \text{ cm} = 70 \text{ mm}.$$

8.3.2. CALCULUL LA DEFORMĂȚII TORSIONALE

Oricît de judicios s-ar efectua calculele de dimensionare ale arborilor pe baza rezistenței admisibile la torsiune τ_{at} , rezultatele obținute pe această cale nu sînt totdeauna satisfăcătoare din punct de vedere funcțional. Limitarea deformațiilor torsionale se aplică arborilor cu lungimi mari în raport cu diametrul d ; aceștia trebuie să îndeplinească anumite condiții de rigiditate, adică deformația unghiulară θ d toriă momentului de torsiune M_t , trebuie să fie mai mică decît deformația unghiulară admisibilă θ_a (grade), cu care se poate roti o secțiune a arborelui în raport cu altă secțiune situată la distanța l (cm).

Deformația unghiulară efectivă θ se determină cu relația cunoscută din rezistența materialelor.

$$\theta = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{l M_t}{G \cdot I_p} \leq \theta_a, \quad (8.4)$$

unde:

G este modulul de elasticitate transversal;

I_p — momentul de inerție polar (pentru secțiuni circulare $I_p = \pi d^4 / 32$).

Înlocuindu-se aceste valori în relația (8.4) se obține diametrul d :

$$\theta = \frac{180^\circ \cdot 32 M_t}{\pi \cdot \pi G d^4}; \quad \text{deci} \quad d = \sqrt[4]{\frac{180 \cdot 32 M_t}{\pi^2 \cdot G \cdot \theta_a}}$$

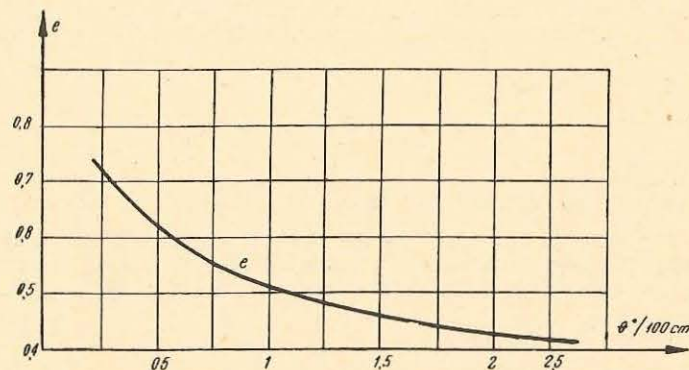


Fig. 8.9. Diagrama variației coeficientului de rigiditate e în funcție de deformațiile torsionale θ .

În practică se cunoaște puterea necesară a fi transmisă N (CP) și turația arborelui n (rot/min). După cum se știe din mecanica tehnică, expresia momentului poate fi pusă sub forma:

$$M_t = 71\,620 \frac{N}{n} [\text{kgf} \cdot \text{cm}]. \quad (8.6)$$

Substituindu-se această valoare în relația (8.5) rezultă:

$$d = \sqrt[4]{\frac{180 \cdot 32 \cdot l}{\pi^2 \cdot G \cdot \theta}} \cdot 71\,620 \cdot \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = e \sqrt[4]{\frac{N}{n}} [\text{cm}], \quad (8.7)$$

$$d = e \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

Coeficientul numeric e caracterizează rigiditatea arborelui în funcție de modulul de elasticitate al materialului, de lungimea arborelui și de deformația admisibilă. Valorile acestui coeficient se iau din diagrame (fig. 8.9) întocmite pentru arbori din oțel ($G=830\,000 \text{ kgf/cm}^2$) cu o lungime de 100 cm în funcție de deformația elastică admisibilă θ .

8.3.3. ARBORI SOLICITAȚI LA TORSIUNE ȘI LA ÎNCOVOIERE

Cazul forțelor de încovoieră cuprinse în același plan. Pentru dimensionarea arborilor solicitați în același timp la torsiune și la încovoieră, se determină

mai întâi valorile momentelor M_i , M_t , apoi a momentului redus, iar pentru dimensionare se aplică relația (8.1), astfel:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10}{\sigma_{at}} M_{red}}, \quad \text{în care } M_{red} = \sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2}. \quad (8.8)$$

Majoritatea arborilor sînt solicitați de momente încovoietoare M_i , care variază alternant-simetric și de momente de torsiune M_t variabile după alt ciclu de solicitare, de exemplu după cazul II de solicitare (ciclu pulsant nul). Pentru ca rezultatele obținute cu relația (8.8) să nu fie eronate în relația (8.8) se introduce coeficientul de corecție $\alpha < 1$ astfel:

$$\alpha = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} \quad (8.9)$$

iar relația de dimensionare a arborelui solicitat la torsiune și la încovoieră devine:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10}{\sigma_{at}} \sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2}}$$

sau

$$d^3 = \frac{10}{\sigma_{at}} \sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2} \quad (8.10)$$

De obicei, atât la arbori cît și la osii se neglijează solicitările la forfecare, care însoțesc inevitabil încovoierile, ca fiind foarte mici.

Exemplu de calcul

Să se dimensioneze arborele transmisiei din figura 8.10, a fiind cunoscute datele din figură și următoarele elemente: $N=45$ CP, $n=250$ rot/min, $a=b=c \approx a=250$ mm, OL 42 ($\sigma_{-1}=20 \text{ kgf/mm}^2$ și $\sigma_0=29 \text{ kgf/mm}^2$, deci $\alpha=20/29=0,69$; $\alpha^2 \approx 0,5$), în ipoteza acțiunii coplanare a forței transmisiei cu curea P_c și a forței radiale P_r a angrenajului. Rezolvare. Pentru datele problemei corespunde schema de încărcare a arborelui, reprezentată în figura 8.10 b.

Momentul de torsiune M_t (fig. 8.10, c) are valoarea:

$$M_t = 71\,620 \frac{N}{n} = \frac{71\,620 \cdot 45}{250} = 12\,900 \text{ kgf} \cdot \text{cm}.$$

Reacțiunile din lagărele A și B sînt R_A și R_B .

$$R_A = \frac{P_r \cdot a + P_c \cdot 3a}{2a} = \frac{100 + 3 \cdot 50}{2} = 125 \text{ kgf};$$

$$R_B = \frac{P_r \cdot a - P_c \cdot a}{2a} = \frac{100 - 50}{2} = 25 \text{ kgf}.$$

În dreptul lagărului A, momentul încovoiător este M_{i1} iar în dreptul lagărului B este M_{i2}

$$M_{i1} = P_c \cdot a = 50 \times 25 = 1\,250 \text{ kgf} \cdot \text{cm};$$

$$M_{i2} = -P_r \cdot a = -100 \times 25 = -2\,500 \text{ kgf} \cdot \text{cm}.$$

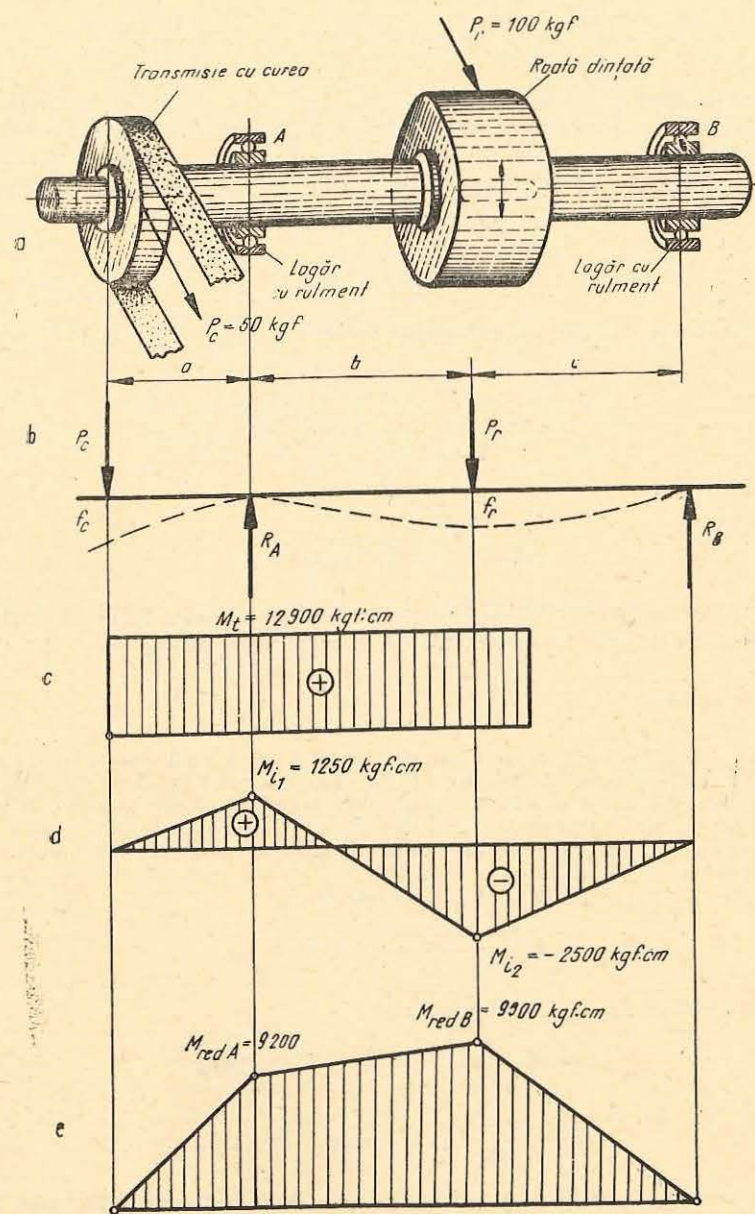


Fig. 8.10. Arborele unei transmisii cu curea și cu roți dințate:
a — schema parțială a transmisiei; b — schema încărcării; c — schema momentului de torsiune; d — diagrama momentelor încovoietoare, e — diagrama momentului redus.

Variația acestor momente este indicată pe figură (poz. d), iar a momentelor reduse pe ultima diagramă (poz. e).

$$M_{redA} = \sqrt{M_{i1}^2 + (\alpha M_t)^2} = \sqrt{1250^2 + 0,5 \cdot 12900^2} \approx 9200 \text{ kgf} \cdot \text{cm};$$

$$M_{redB} = \sqrt{M_{i2}^2 + (\alpha M_t)^2} = \sqrt{(-2500)^2 + 0,5 \cdot 12900^2} \approx 9500 \text{ kgf} \cdot \text{cm}.$$

Diametrele arborelui d_A și d_B se determină cu relația (8.10) pe baza rezistenței admisibile $\sigma_a = \sigma_{-1}/C = 1000 \text{ kgf/cm}^2$;

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{10}{\sigma_a} M_{redA}} = \sqrt[3]{\frac{10}{1000} \cdot 9200} = \sqrt[3]{92} \approx 4,5 \text{ cm} = 45 \text{ mm};$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{10}{\sigma_a} M_{redB}} = \sqrt[3]{\frac{10}{1000} \cdot 9500} = \sqrt[3]{95} \approx 4,56 \text{ cm} = 46 \text{ mm}.$$

Diferența diametrelor fiind mică se poate aproxima $d_A \approx d_B = d$ și lua la valoarea diametrelor standardizate $d = 50 \text{ mm}$.

Cazul forțelor de încovoiere cuprinse în plane diferite. Se presupune arborele unei transmisii cu curele (fig. 8.11, a) care primește mișcarea și puterea de la roata 1 care solicită arborele la încovoiere prin forța orizontală P_1 și o transmite prin roata 2, schimbându-i direcția cu unghiul $(\pi/2 - \alpha)$ sub care forța rezultantă P_2 încovoie arborele.

Calculul se simplifică dacă se descompun forțele P_1 și P_2 după direcții cuprinse în două plane perpendiculare, astfel încât cel puțin una din forțe să fie cuprinsă într-un plan; de exemplu, forța P_1 este cuprinsă în planul orizontal.

În cazul concret al transmisiei din figura 8.11, în planul vertical acționează forța $P_v = P_2 \cdot \cos \alpha$ (fig. 8.11, b). Diagrama de variație a momentului încovoietor corespunzător acestei forțe este reprezentată prin poziția c din figură.

În planul orizontal acționează forța P_1 și componenta $P_H = P_1 \sin \alpha$. Schema încărcării și a momentelor se pot urmări pe figura 8.11, d, e. După ce se determină reacțiunile: R_{VA} , R_{VB} , R_{HA} , R_{HB} și momentele încovoietoare corespunzătoare M_{i1H} , M_{i2H} se calculează momentul încovoietor rezultat în secțiunea periculoasă, astfel:

$$M_{irez} = \sqrt{M_{i1H}^2 + M_{i2H}^2} \quad (8.11)$$

Momentul redus cu ajutorul căruia se determină diametrul este:

$$M_{red} = \sqrt{M_{irez}^2 + (\alpha M_t)^2}.$$

În continuare, calculele se efectuează ca în cazul precedent al acțiunii tuturor forțelor în același plan (fig. 8.11, f, g). Deci când forțele care produc momente încovoietoare acționează în plane diferite, particularitatea calculelor constă numai în determinarea momentului încovoietor rezultat M_{irez} .

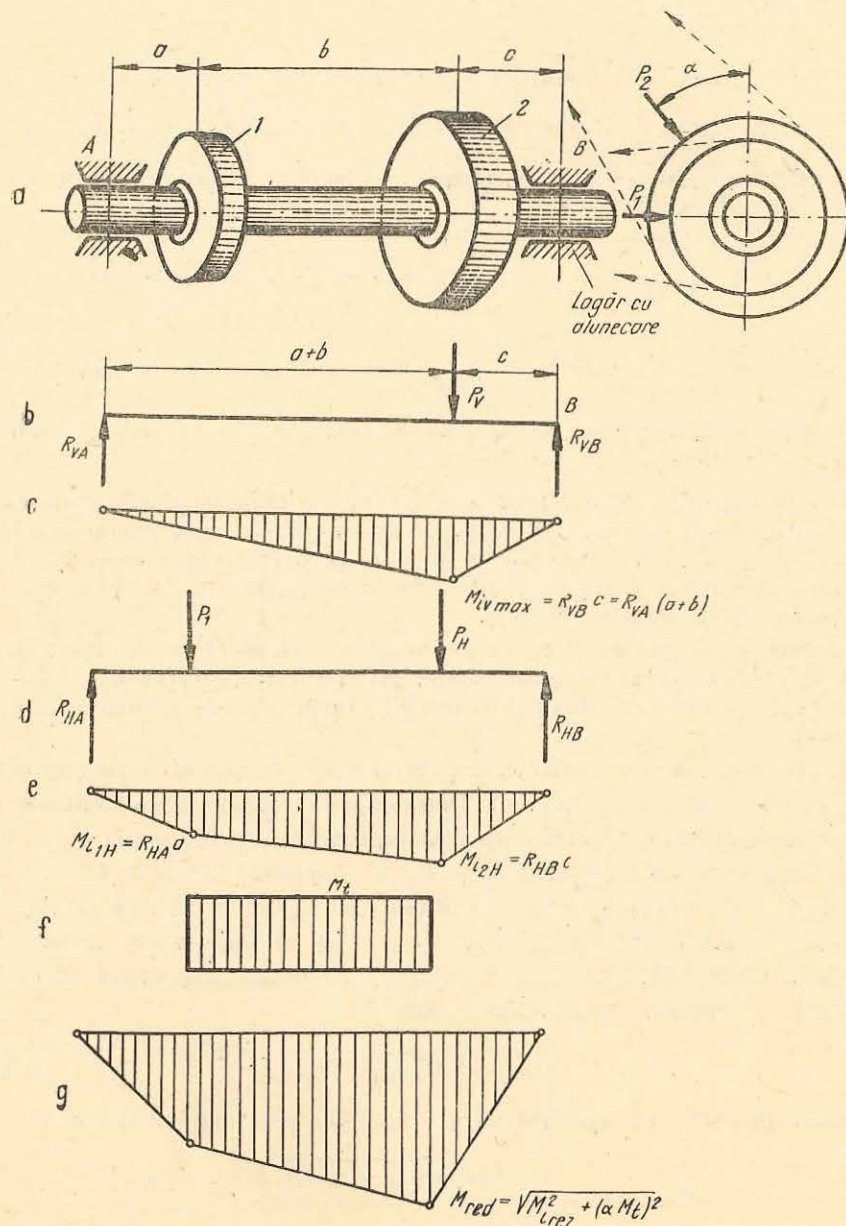


Fig. 8.11. Arborele unei transmisii prin curele cu acțiunea forțelor în plane diferite
 a — arborele unei transmisii cu curele; b, c — schema încărcării în planul orizontal
 și diagrama momentelor; d, e — schema încărcării și diagrama momentelor în planul
 vertical; f — diagrama momentului de torsiune; g — diagrama momentului redus.

Verificarea rezistenței la oboseală nu se aplică osiilor fixe, ci numai osiilor rotative și arborilor. Osiile rotative și arborii sunt organe de mașini supuse la solicitări variabile, deseori în cazul III de solicitare (ciclu alternant simetric); de aceea — după dimensionare — necesită verificarea rezistenței la oboseală în toate secțiunile periculoase.

Verificarea rezistenței la oboseală poate fi redusă la calculul coeficienților de siguranță C , aplicându-se relațiile (1.4) și (1.5) indicate și în tabela 1.3 și valorile: β_k , ϵ , γ , care influențează rezistența pieselor reale supuse la solicitări variabile.

Pentru arbori și osii rotative, valorile cele mai uzuale ale coeficienților $\beta_{k\sigma}$, $\beta_{k\tau}$, ϵ_σ , ϵ_τ , γ_σ , γ_τ , sunt reprezentate în diagrame sau indicate în tabele (tab. 8.1, 8.2, și 8.3).

Exemplu de calcul

Să se determine coeficientul de siguranță în zona canalului de pană corespunzător diametrului $\varnothing = 38$ mm, pentru arborele din figură 8.12, cu porniri frecvente, executat din OL 50 și rotit cu $n = 150$ rot/min. Întreaga porțiune cu diametrul $d = 38$ mm transmite o putere $N = 5$ CP, iar încovoierea din această porțiune este neglijabilă.

Rezolvare. În funcționarea de regim, arborele fiind supus la porniri și opriri dese, se consideră solicitat la torsiune în cazul II — τ_0 (ciclu pulsant nul).

1) Pentru determinarea coeficientului de siguranță C se aplică relația:

$$C = \frac{\tau_{0p}}{\tau_{0t}} = \frac{\tau_{0t}}{\tau_{0t}}$$

2) Rezistența efectivă $\tau_{0p} = \tau_{0tp}$ a arborelui rezultă din relația (8.2) adică $M_t = W_p \tau_{0t}$, care poate fi scrisă sub forma:

$$71\,620 \frac{N}{n} = \frac{\pi d^3}{32} \tau_{0tp}$$

Deci:

$$\tau_{0tp} = \frac{32 \cdot 71\,620 \cdot N}{\pi n \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 71\,620 \cdot 5}{3,14 \cdot 150 \cdot 3,8^3} = 440 \text{ kgf/cm}^2 = 4,4 \text{ kgf/mm}^2.$$

3) Rezistența limită la oboseală a materialului arborelui în secțiunea menționată a canalului de pană se obține aplicându-se relația:

$$\tau_{0t} = \frac{\tau_0}{K_\tau} = \frac{\tau_0}{\beta_{k\tau}} = \frac{\epsilon_\tau \gamma_\tau \tau_0}{\beta_{k\tau}} = \frac{0,74 \cdot 0,88 \cdot 1700}{1,4} \approx 790 \text{ kgf/cm}^2.$$

unde: $\tau_0 = 17$ kgf/mm (anexa 1); $\beta_{k\tau} = 1,4$ (tabela 8.1 — ultimul rând); $\epsilon_\tau = 0,74$ (tabela 8.2 — ultimul rând); $\gamma_\tau = 0,88$ (tabela 8.3 — rândul 4, asimilându-se suprafața canalului pe pană cu o suprafață degroșată prin strunjire).

Tabela 8.1

Coeficienții efectivi de concentrare $\beta_{k\sigma}$ și $\beta_{k\tau}$ pentru arborii crestați

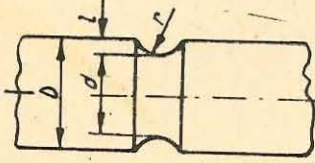
	$\sigma_r \text{ kgf/mm}^2$	Raportul $\frac{r}{d}$									
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	
		Raportul $\frac{t}{r} = \frac{D-d}{2r} = 1$					Raportul $\frac{D-d}{2r} = 2$				
Încovoiere $\beta_{k\sigma}$	50	1,93	1,84	1,77	1,66	1,48	2,15	2,05	1,97	1,85	
	70	2,04	1,95	1,87	1,77	1,55	2,27	2,17	2,08	1,97	
	90	2,15	2,06	1,97	1,88	1,62	2,39	2,28	2,19	2,09	
	120	2,31	2,22	2,12	2,04	1,73	2,57	2,49	2,36	2,27	
		Raportul $\frac{D-d}{2r} = 3$					Raportul $\frac{D-d}{2r} = 5$				
		50	2,36	2,25	2,16	—	—	2,47	2,35	—	—
		70	2,50	2,38	2,28	—	—	2,64	2,49	—	—
		90	2,63	2,51	2,41	—	—	2,81	2,63	—	—
Torsiune $\beta_{k\tau}$	50	1,70	1,60	1,52	1,40	1,20					
	70	1,90	1,77	1,67	1,52	1,26					
	90	2,10	1,94	1,82	1,63	1,31					
	120	2,40	2,20	2,05	1,81	1,40					

Tabela 8.1 (continuare)
Coeficienții efectivi de concentrare $\beta_{k\sigma}$; $\beta_{k\tau}$ în zona racordării arborilor (după Serensen S.V.)

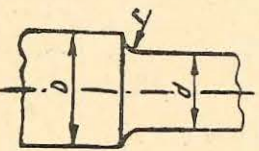
		σ_r kgf/mm ²	Raportul $\frac{r}{d}$								
			0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05
Încovoiere $\beta_{k\sigma}$	50 70 90 120	Raportul $\frac{D-d}{2r} = 1$					Raportul $\frac{D-d}{2r} = 2$				
		1,36	1,44	1,63	1,59	1,44	1,54	1,81	1,82	1,76	
		1,40	1,49	1,71	1,69	1,55	1,59	1,91	1,94	1,88	
		1,43	1,54	1,80	1,78	1,64	1,64	2,01	2,05	2,01	
	120	1,49	1,62	1,92	1,93	1,83	1,72	2,16	2,23	2,19	
	50 70 90 120	Raportul $\frac{D-d}{2r} = 3$					Raportul $\frac{D-d}{2r} = 5$				
		1,90	1,96	1,96		2,12	2,16	—	—		
		1,99	2,08	2,10		2,23	2,30	—	—		
		2,08	2,19	2,23		2,34	2,45	—	—		
	2,21	2,37	2,44	2,50		2,66	—	—			
Torsiune $\beta_{k\tau}$	50 70 90 120	Raportul $\frac{D-d}{2r} = 1$					Raportul $\frac{D-d}{2r} = 2$				
		1,28	1,37	1,40	1,43	1,38	1,39	1,55	1,54	1,53	
		1,29	1,37	1,44	1,46	1,42	1,42	1,59	1,59	1,59	
		1,30	1,38	1,47	1,50	1,45	1,44	1,62	1,64	1,65	
	120	1,32	1,42	1,52	1,54	1,50	1,47	1,68	1,71	1,74	
	50 70 90 120	Raportul $\frac{D-d}{2r} = 3$					Raportul $\frac{D-d}{2r} = 5$				
		1,57	1,62	1,65	—	—	2,18	2,08	—	—	
		1,61	1,69	1,72	—	—	2,30	2,17	—	—	
		1,66	1,75	1,77	—	—	2,42	2,26	—	—	
	120	1,73	1,86	1,88	—	—	2,60	2,40	—	—	

Tabela 8.1 (continuare)

σ_r kgf/mm ²	$\frac{d_0}{d}$			$\beta_{k\tau}$	$\tau = \frac{16 M_t}{\pi d^3}$ $\tau_{max} = K\tau$
	0,05-0,1	0,15-0,25	0,05-0,25		
≤ 70	$\beta_{k\sigma}$			1,75	—
90	2,00	1,8	1,9		
≥ 100	2,15	1,9	1,90		
	2,30	2,1	2,00		

Arbori solicitați la răsucire, avînd canale de pană cu colțuri rotunjite

$R = 0,25d$
 $t = 0,125d$

Coeficientul efectiv de concentrare	σ_r kgf/mm ²				
	50	60	70	80	100
$\beta_{k\sigma}$	1,6	1,75	1,9	2,0	2,3
$\beta_{k\tau}$	1,4	1,5	1,7	1,9	2,2

Valoriile coeficientului dimensional e în intervalul de la 100 la 200 mm

Tabela 8.2

Materialul	Diametrul									
	10	15	20	30	40	50	70	100	150	200
Oțel-carbon	e_σ	0,98	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Oțel aliat	e_σ	0,94	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Diferite mărci de oțel	e_τ	0,94	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Tabela 8.3

Valoriile medii ale factorului de calitate a suprafeței γ_σ pentru piese solicitate la încovoiere
Gradul de precizie a prelucrării mecanice

Starea suprafeței	σ_r kgf/mm ²								
	30	40	50	60	80	100	120	140	150
lustruită fin	I								
șlefuită (2...5 μm)	0,99	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90
strunjită fin (6—8 μm)	0,96	0,94	0,93	0,91	0,88	0,84	0,82	0,79	0,78
strunjită degroșat	0,93	0,9	0,88	0,85	0,79	0,75	0,7	0,65	0,62
cu crustă de laminare	0,8	0,74	0,67	0,6	0,5	0,42	0,38	0,33	0,31
coroziune în apă dulce	0,7	0,64	0,57	0,5	0,39	0,3	0,24	0,19	0,18
coroziune în apă de mare	0,5	0,45	0,4	0,35	0,26	0,2	0,16	0,13	0,12
sablata sau tușată	$\gamma_\sigma=0,8 \dots 1$								
decapată după sablare	$\gamma_\sigma=0,85 \dots 1$								
Ecrusarea prin rulare cu role									
Materialul	P (forța de apăsare, kgf)								Observații
	0	50	100	150	200	500	1000	2000	
oțel $\sigma_r=62$ kgf/mm ²	γ_σ pentru solicitări de încovoiere								
d = diametrul epruvetei, mm.	—	1,22	1,27	1,28	1,29	—	—	—	$d=18$
	—	1,08	1,12	—	1,15	1,2	1,25	—	$d=25$
	—	1,06	1,09	1,1	1,12	1,17	1,21	1,24	$d=50$
rularea filetelui	$\gamma_\tau=1,65 \dots 1,7$								—
rularea fusurilor arborilor cotiți	$\gamma_\sigma=1,4 \dots 2,0$								—

Notă: Pentru solicitările la răsucire γ_τ se determină cu relația

$$\gamma_\tau = 0,6\gamma_\sigma + 0,4$$

4) Înlocuindu-se rezultatele obținute la punctele 2) și 3) în relația de la punctul 1) se obține coeficientul de siguranță:

$$C = \frac{\tau_{0t} p}{\tau_{0t}} = \frac{790}{440} \approx 1,8$$

ceea ce dovedește că rezistența la oboseală este asigurată, deoarece coeficientul de siguranță $C > (1,3 \dots 1,4)$, iar arborele nu este supradimensionat, deoarece $C < (2 \dots 2,5)$.

Urmărindu-se forma arborelui din figura 8.12 rezultă necesitatea efectuării acestui calcul în toate secțiunile cu variație bruscă. Astfel de secțiuni sînt în zonele celorlalte canale de pană și la salturile de diametre cu racordări.

8.3.5. DEFORMAȚIA ARBORILOR LA ÎNCOVOIERE

Cazurile în care este necesară limitarea deformațiilor la încovoiere sînt mai frecvente decît cele în care este necesară limitarea deformațiilor la torsiune.

Săgețile efective f se determină cu relațiile cunoscute din rezistența materialelor. De exemplu, deformația efectivă f_e produsă prin încovoierea arborelui transmisiei din figura 8.10 datorită numai angrenajului, va fi:

$$f_e = \frac{P_c \cdot a^3}{3EI} = \frac{P_c \cdot a^3}{3E\pi \frac{d^4}{32}} = \frac{32}{3\pi} \frac{P_c \cdot a^3}{Ed^4}; \quad (8.12)$$

iar datorită curelei:

$$f_r = \frac{P_r(2a)^3}{48EI} = \frac{P_r 8a^3}{48E\pi \frac{d^4}{32}} = \frac{16}{3\pi} \frac{P_r a^3}{Ed^4}. \quad (8.13)$$

Valorile admisibile ale săgeților sînt stabilite pe baza experiențelor și se găsesc în literatura de specialitate. Pentru cazurile obișnuite se recomandă următoarea valoare admisibilă:

$$f_a = (0,0002 \dots 0,0003)l \quad [mm], \quad (8.14)$$

l fiind distanța dintre reazeme.

8.3.6. ECHILIBRAREA ARBORILOR ȘI TURAȚIA CRITICĂ

Arborii care funcționează la turații mari se prelucrează cît mai îngrijit ca și piesele montate pe ei. Cu toată acestea, datorită neomogenității perfecte a materialelor, erorile de execuție și de montaj, centrul de greutate S al roții montate (v. fig. 8.23, a) nu se suprapune axei de rotație a arborelui, deci rămîne o excentricitate e .

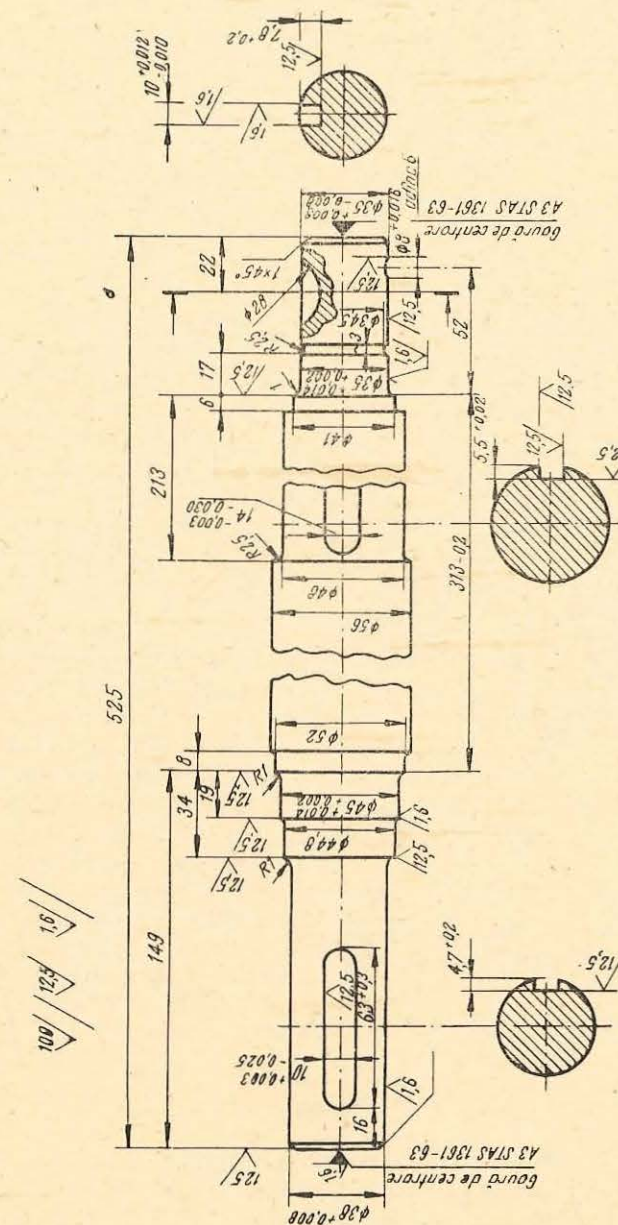


Fig. 8.12. Desenul de execuție al unui arbore.

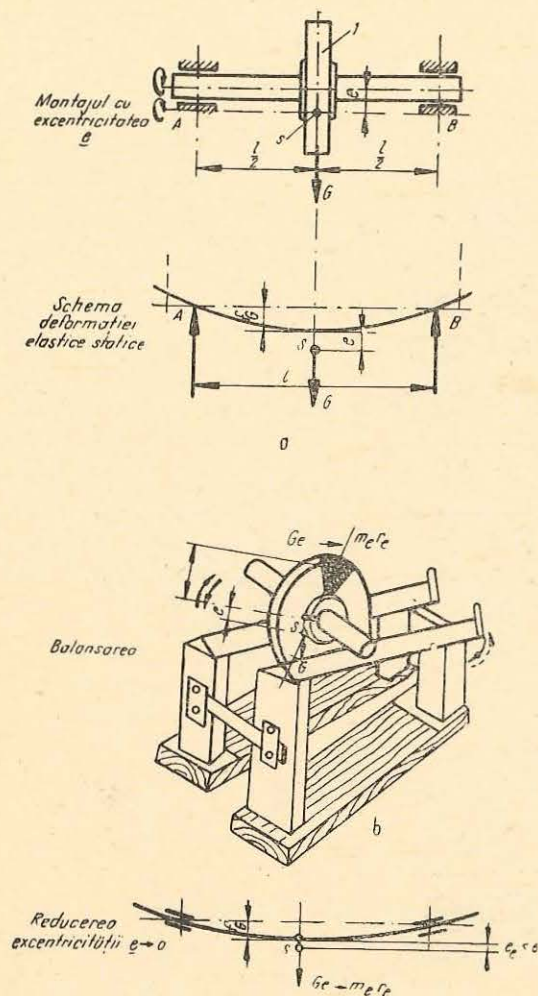


Fig. 8.13. Deformațiile elastice de încovoiere și echilibrarea prin balansare.

duce deformația elastică a arborelui caracterizată prin săgeata f_G (fig. 8.13, c);

$$f_G = \frac{Gl^3}{48Et}$$

La această deformație elastică statică, în timpul funcționării unor arbori se pot produce progresiv deformații elastice suplimentare când amplitudinea de variație a unor forțe se suprapune amplitudinei de oscilație a sistemului. Turația care produce deformație maximă se numește *critică* n_{cr} . Funcționarea la această turație este interzisă pentru a nu se crea deformații maxime prin feno-

Pentru ca excentricitatea să fie cât mai mică, după montaj întregul sistem se supune operației tehnologice de echilibrare. În acest scop, ansamblul arbore-roată se așază pe un dispozitiv de balansare (fig. 8.13, b). Datorită excentricității e , forța greutății proprii G , care trece prin S după direcția verticală, va crea un moment de nestabilitate $M = Ge$. Balansînd sistemul pe dispozitiv, pînă cînd direcția forței G va trece prin S intersectînd axa de rotație AB , brațul forței G se anulează, iar arborele rămîne în echilibru stabil.

Pentru ca ansamblul să rămînă în echilibru în orice poziție, prin încercări succesive, se adaugă spre extremitatea roții o masă suplimentară m_e , astfel încît direcția care unește centrul masei de greutate cu centrul masei de echilibru, să intersecteze și axa de rotație a arborelui (fig. 8.13, b). Astfel se realizează echilibrarea sistemului.

Practic, o echilibrare atît de perfectă nu este posibilă. Totdeauna rămîne o excentricitate e , care va fi cu atît mai puțin dăunătoare cu cît valoarea sa este mai mică. În plus, datorită greutății proprii G a ansamblului, se pro-

menul de rezonanță care distruge arborele. Turația critică se determină cu relația:

$$n_{cr} = 300 \sqrt{1/f_G} \text{ rot/min.} \quad (8.15)$$

Practic se recomandă turația de regim $n_r < 0,8 n_{cr}$ — cazul arborilor rigizi sau $n > 1,5 n_{cr}$ — cazul arborilor elastici.

8.4. FUSURILE ARBORILOR ȘI ALE OSIILOR

Fusurile reprezintă zona arborelui sau a osiei a cărei suprafață exterioară îngrijit prelucrată realizează contactul cu lagărul (palierul). Montate în lagăre cu alunecare, suprafețele de contact ale fusurilor se află în mișcare relativă în raport cu suprafața interioară de contact a lagărului. În cazul lagărelor prin rostogolire (rulmenți), montarea fusului pe rulment exclude mișcarea relativă dintre suprafața fusului și cea a lagărului. Mișcarea respectivă are loc numai între elementele rulmentului. De la arbore la lagăr, eforturile se transmit numai prin intermediul fusurilor.

Tipuri constructive. Principalele tipuri și forme constructive de fusuri sînt reprezentate în figura 8.14.

După poziția fusului în lagăr se deosebesc: fusuri de capăt — frontale sau marginale (fig. 8.14, a, b, c, d); fusuri intermediare (fig. 8.14, b).

După direcția forțelor în raport cu axa de rotație, fusurile și lagărele se grupează în: *radiale* (fig. 8.14, a...d); *axiale* (fig. 8.14, e...i); *radial-axiale* (fig. 8.14, j, h).

Fusurile radiale au forma cilindrică, tronconică sau sferică.

Pivoși se numesc atît fusurile axiale cît și cele axial-radiale la care forța principală din lagăr este paralelă cu axa de rotație.

Indicații de calcul. Fusurile fiind parte integrantă a arborilor sau a osiilor, diametrul lor d se determină o dată cu diametrul arborelui.

De exemplu, diametrul d al fusului radial marginal (fig. 8.14, a) presupus sprijinit pe un lagăr cu rulment, se determină ca și cînd reacțiunea P_r , ar acționa la jumătatea fusului ($l/2$). Considerîndu-se fusul cu o bară încastrată la distanța l , se aplică relația:

$$M_i = P_r \frac{l}{2} = W \sigma_{-1a} = \frac{\pi d^3}{32} \sigma_{-1a} = 0,1 d^3 \sigma_{-1a} \text{ și rezultă } d:$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{P_r l}{0,1 \sigma_{-1a}}} \quad (8.16)$$

Lungimea l a fusului se determină constructiv în funcție de tipul și dimensiunile rulmentului pe care se fixează.

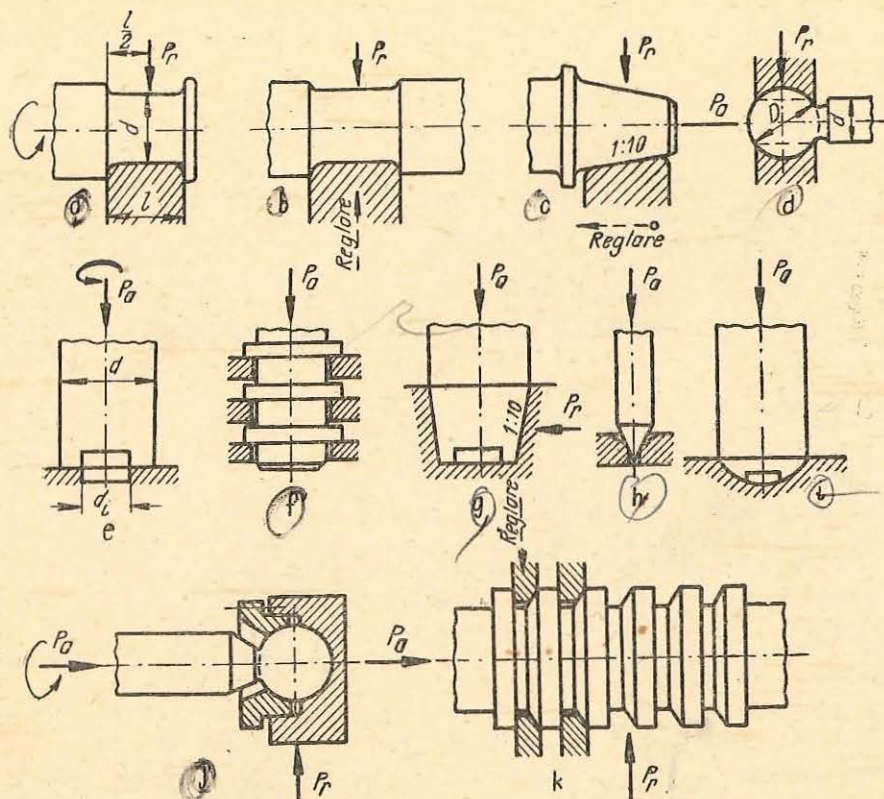


Fig. 8.14. Principalele tipuri și forme constructive de fusuri:

$a \dots d$ — fusuri radiale (a, b — cilindrice; c — tronconice; d — sferice); $e \dots i$ — fusuri axiale sau pivoti verticali; e — pivot cilindric inelar; f — pivot gulerat; g — pivot tronconic scobit; h — pivot conic; i — pivot cu cap convex; j, k — fusuri radial-axiale

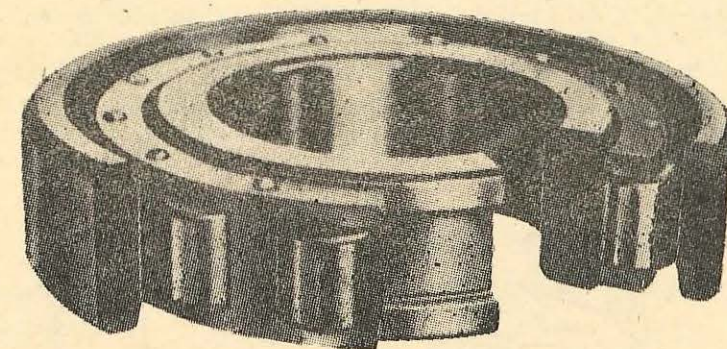
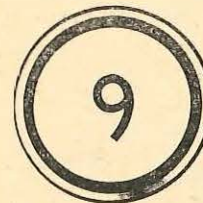
Fusurile lagărelor cu alunecare se supun suplimentar la următoarele calcule:
— dimensionarea sau verificarea la presiunea de contact;
— verificarea la încălzire.

Aceste calcule se aplică numai în legătură cu caracteristicile lagărelor, de aceea se dezvoltă în capitolul următor.

se clasifică 3 criterii:

- I — după direcția mișcării,
 - axiale, radiale
 - conșoare
- după forma constructivă
- după locul lor

CAPITOLUL



LAGĂRE

NOȚIUNI GENERALE

Lagărele sînt organe de mașini avînd funcția de susținere și ghidare a arborilor și a osiilor cu mișcare rotativă sub acțiunea sarcinilor care acționează asupra lor.

După direcția sarcinii principale față de axa de rotație lagărele se grupează în: *radiale* — cu direcția sarcinii principale perpendiculară pe axa de rotație; *axiale* și *crapodine* avînd direcția sarcinii principale paralelă cu axa de rotație; *radial-axiale* a căror sarcină are componente după cele două direcții menționate.

După caracterul frecării produse în funcționare, lagărele se grupează în: *lagăre cu alunecare* — între suprafața exterioară a fusului și suprafața interioară a lagărului; *lagăre cu rostogolire* — între elementele rulmenților; *lagăre combinate*.

9.1. LAGĂRE CU ALUNECARE

9.1.1. CARACTERISTICI. PĂRȚI COMPONENTE. MATERIALE

La aceste lagăre fusul se sprijină pe o suprafață interioară, fie direct fie prin intermediul unui lubrifianț.

Principalele elemente componente ale unui lagăr obișnuit pot fi urmărite pe figura 9.1. Corpul lagărului are suprafața cilindrică în interior și poate fi executat dintr-o bucată — ca o bucă — sau două bucăți, avînd un plan de separație diametral, pentru a se putea monta pe fusurile intermediare. În mod obișnuit, partea interioară a corpului reprezintă o căptușeală. — *cuzinet* — fixată de corpul lagărului printr-un anumit sistem sau direct prin turnare în niște canale de formă specială (coada de rîndunică). Ultima soluție este mai

avantajoasă, deoarece materialul cuzineților trebuie să aibă proprietăți superioare antifricțiune și tehnologice de prelucrare mecanică, sudare, turnare etc. fiind mai scump decât restul materialului corpului.

Posibilitatea reglării lagărelor pentru compensarea uzurii dintre fus și cuzinet este indicată în figura 8.14, b, c, k.

Materiale. Condițiile de bază pe care trebuie să le îndeplinească materialele destinate executării acestor elemente sînt: coeficient de frecare redus și o

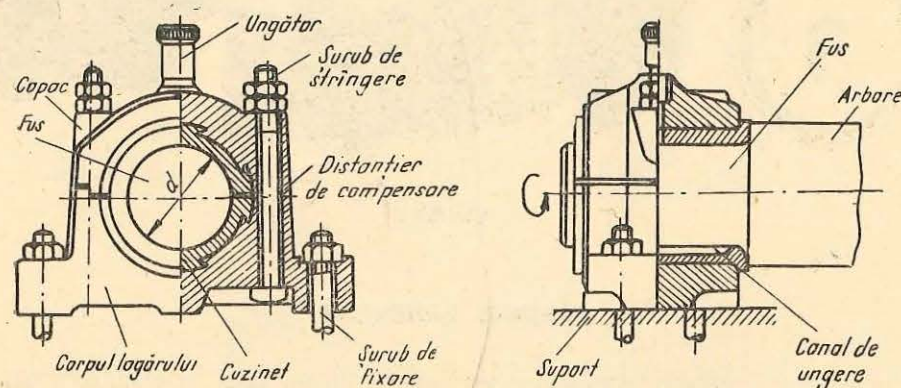


Fig. 9.1. Părțile componente ale unui lagăr cu alunecare.

bună rezistență la uzare (antifricțiune), capacitate de aderență superficială pentru reținerea lubrifianului, conductivitate termică ridicată pentru radiația provenită din frecare, coeficient de dilatație redus pentru menținerea preciziei în funcționare, proprietăți tehnologice (turnare, așchiere, sudare-lipire pentru reparare) cât mai bune pentru asigurarea unei eficiențe economice cât mai ridicate.

Grupele de materiale care satisfac aceste condiții sînt: — *aliaje metalice*: pe bază de staniu, de plumb cu cupru (STAS 1512—67), de zinc, fonte și oțeluri pentru cuzineți, materiale metalice sinterizate (obținute din pulberi metalice la presiuni și temperaturi mari), materiale bimetalice sub formă de benzi laminate din două aliaje diferite; materiale sintetice nemetalice (textolit, lignofol, poliamide, fenoplaste, cauciuc); materiale metalice combinate cu materiale nemetalice (bronz sinterizat impregnat cu material plastic, grafit și pulberi metalice) etc.

Cînd lagărul se execută cu corpul și cuzinetul din materiale diferite, carcasa (corpul) se execută din materiale inferioare cuzineților (oțel turnat sau prin sudare, fonte).

9.1.2. FUNCȚIONAREA LAGĂRELOR CU ALUNECARE

Frecarea în lagăr. La cele mai multe lagăre mișcarea de rotație este asigurată de fusurile arborilor. Frecarea se produce între suprafața fusului și a cuzinetului, aflate în contact sub presiunea exercitată prin forțele de încărcare a arborilor.

Pentru ca mișcarea să fie posibilă, diametrul fusului d , este mai mic decât diametrul lagărului D . Astfel, între fus și cuzinet se creează un joc radial (fig. 9.2). Spațiul dintre fus și cuzinet (interstițiu) se umple cu un material de ungere, numit *lubrifian*. Astfel, în timpul funcționării, contactul nu se mai produce direct între suprafețele metalice fus-cuzinet, ci prin intermediul

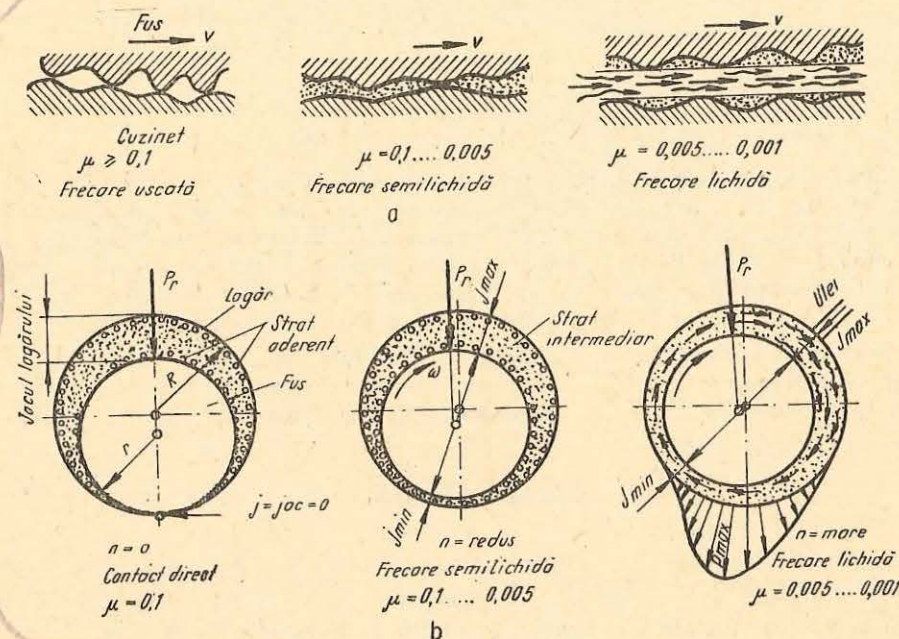


Fig. 9.2. Frecarea în lagăre:

a — aspectul suprafețelor de contact; b — evoluția poziției fusului în lagărele hidrodinamice.

lubrifianului. Ca urmare, coeficientul de frecare μ , scade considerabil, pînă la 100 de ori. În cazul lagărelor obișnuite se disting următoarele trei situații (fig. 9.2, a):

- *frecare uscată*, cînd contactul este direct între suprafețele metalice, deci absență totală a lubrifianului;
- *frecare semilichidă*, cînd contactul este parțial între suprafețele metalice fus-cuzinet, parțial între suprafețele metalice și lubrifian;
- *frecare lichidă (fluidă)*, cînd contactul nu are loc direct între suprafețele metalice, iar frecarea se produce numai între straturile de lubrifian.

Funcționarea cea mai avantajoasă are loc în ultimul caz. În aceste condiții pot funcționa numai lagărele speciale, *hidrostatice*, la care desprinderea fusului de cuzinet se produce cu lubrifian sub presiune cînd turația fusului

este $n=0$. Pornirea are loc numai după ce s-a produs desprinderea menționată, deci în condițiile frecării lichide.

Majoritatea lagărelor funcționează cu ungere fără presiune exterioară, și se numesc *lagăre hidrodinamice*. Din momentul pornirii ($n=0$) până la turația de regim ($n=n$), aceste lagăre trec prin toate regimurile de frecare: *uscată* ($n=0$), *semilichidă* (turație redusă), *lichidă* (mișcare de regim).

În aceste condiții se aplică legea lui *Coulomb*.

$$F = \mu N,$$

în care:

F este forța de frecare;

μ — coeficientul de frecare;

N — forța normală (apăsarea) pe suprafața de contact.

Natura frecării lichide diferă complet de natura frecării uscate. La începutul mișcării fusului, contactul asperităților se menține parțial producându-se frecarea semiuscată sau semifluidă. Valoarea coeficientului de frecare începe să scadă în anumite limite ($\mu=0,1 \dots 0,05$) pe măsura creșterii turației. Lubrifiantul introdus prin zona jocului minim este *antrenat, cu efect de pană*, între cele două suprafețe producând desprinderea fusului de pe cuzinet.

Jocul minim. Pentru producerea frecării fluide este necesar, ca între cele două suprafețe să se mențină permanent cel puțin câteva straturi de lubrifiant, numite *pelicule* sau *film*. În acest scop, lagărul se execută cu un joc inițial minim (j_{min}) de valoare:

$$j_{min} = C(h_1 + h_2), \quad (9.1)$$

în care:

h_1 și h_2 sînt înălțimile asperităților suprafețelor ($h_1 + h_2 = 1-14 \mu m$);

$C=2$ — coeficient de siguranță.

În acest caz, forțele din lagăr sînt preluate de presiunea din filmul de lubrifiant. Variația presiunilor în filmul de lubrifiant are forma din figura 9.2, b, (poziția a treia).

Parametru geometric. Presiunea din lubrifiant și buna funcționare nu depind numai de încărcarea P_r a lagărului, ci și de raportul $\frac{l}{d} = \psi$ dintre lungimea l a lagărului și diametrul d corespunzător, numit *parametru geometric*.

Valorile sale optime variază între limitele:

$$\psi = \frac{l}{d} = 0,4 \dots 1,5 \quad (9.2)$$

Valorile mici corespund lagărelor cu turație ridicată și solicitări reduse, iar cele maxime corespund lagărelor greu solicitate, dar cu turații reduse.

Ungerea lagărelor. Reducerea pierderilor prin frecare este influențată în mare măsură de forma geometrică și de locul amplasării canalelor de ungere. Cîteva forme uzuale pot fi urmărite pe figura 9.3. Zona descărcată sau a jocului maxim (fig. 9.2) este cea mai potrivită amplasării canalelor de ungere.

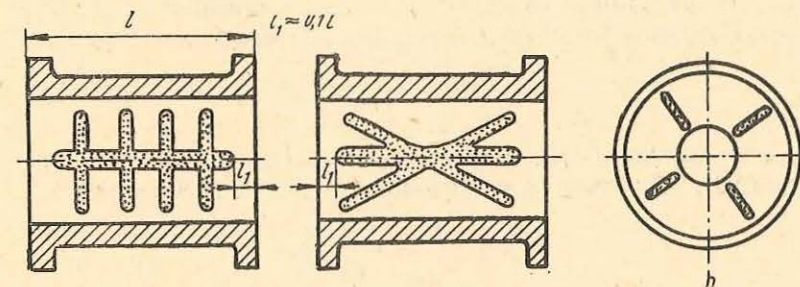


Fig. 9.3. Canale pentru ungere;
a — lagăre radiale; b — lagăre axiale.

Lubrifiantul din lagăr, pe lângă faptul că reduce pierderile prin frecare, deci prelungește durata de funcționare datorită ungerii, mai are și proprietatea de: protector împotriva coroziunii, amortizor al șocurilor, transportor al căldurii din interiorul lagărului în mediul exterior. Aceste avantaje fac absolut necesară ungerea lagărelor.

9.1.3. ELEMENTE DE CALCUL

Diametrul fusului oricărui lagăr se determină pe baza rezistenței admisibile a arborelui sau osiei din care face parte — după cum s-a arătat la sfîrșitul capitoului precedent.

Funcționarea lagărelor cu alunecare condiționează reciproc diametrul d al fusului și lungimea l a lagărului. Pentru garantarea bunei funcționări sînt necesare calcule suplimentare specifice lagărelor cu alunecare.

Lagăre radiale. *Calculul la presiunea de contact.* Capacitatea lagărelor cu alunecare este limitată de presiunea de contact p , dintre suprafața fusului și a cuzinetului, cînd se află în contact direct. În cazul lagărului radial cu fus cilindric, frontal (fig. 9.4) asupra căruia apasă forța de reacțiune P_r , între fus și cuzinet se produc presiunile de contact p a căror distribuție este indicată

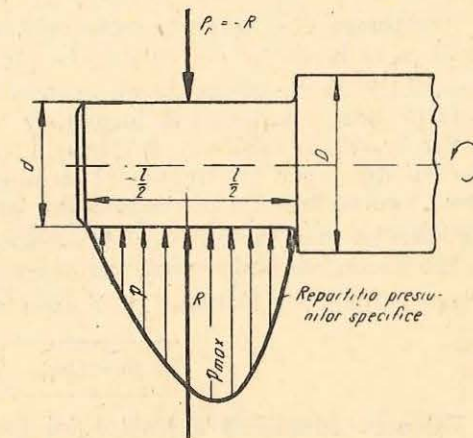


Fig. 9.4. Repartiția presiunilor pe fusul radial marginal.

pe figură. Presupunându-se că rezultanta acestor presiuni se află la distanța $l/2$, presiunea specifică efectivă se determină cu relația

$$p = \frac{P_r}{ld} \leq p_a \text{ [kgf/cm}^2\text{]}. \quad (9.3)$$

Pe baza condițiilor de funcționare, se alege parametrul geometric $\psi = l/d$ din relația (9.2). Substituind această valoare în relația (9.3) rezultă:

$$p = \frac{P_r}{\frac{l}{d} \cdot d} = \frac{P_r}{\psi d^2};$$

deci

$$d = \sqrt{\frac{P_r}{\psi p_a}} \quad (9.4)$$

Tabela 9.1

Cîteva valori ale presiunii admisibile p

Materialul fusului	Materialul cuzinetului	p kgf/cm ²
Oțel călit și lustruit	Bronz	90—150
Oțel moale prelucrat îngrijit	Bronz	30—60
Fontă de calitate	Bronz	15—25

Reacțiunea din lagăr este cunoscută, parametrul ψ ales, iar presiunea admisibilă p_a se ia din tabele în funcție de rezistența la strivire a cuzinetului (tab. 9.1.) Acest diametru nu poate avea o valoare mai mică decît cea obținută pe baza rezistenței la încovoiere.

Verificarea la încălzire. În timpul funcționării, temperatura ca produs al frecării din lagăr nu trebuie să depășească o valoare admisibilă. Încălzirea peste limitele admise poate schimba atît de profund proprietățile de ungere ale lubrifiantului încît să ducă la scoaterea lagărului din funcționare.

Sub forma cea mai simplă, verificarea la încălzire a lagărului ține seama de viteza periferică a fusului v și de presiunea p prin relația:

$$pv < (pv)_a \quad \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (9.5)$$

Valoarea admisibilă a produsului $(pv)_a$ se găsește în tabele (tab. 9.2) și depinde de: materiale, calitatea suprafeței fusului și a cuzinetului, încălcarea P_r , ungere, răcire etc.

Lagăre radiale cu suprafețe sferice (fig. 9.5). Verificarea la încovoiere a fusului se bazează pe următoarele elemente constructive: $D=1,4 d$; $\psi=l/d=0,7 \dots 1$. Momentul încovoietor $M_i = P_r \frac{l}{2} = 0,1 d^3 \sigma_{ai}$, iar diametrul

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{\sigma_{-1a}}}$$

ca în cazul fusurilor cilindrice.

Tabela 9.2

Valori orientative ale produsului $(pv)_a$

Domeniul de utilizare	$(pv)_a$ $\left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$
Transmisii în general	10—20
Motoare electrice	150—180
Turbine	850—1 200
Mșini-unelte	10—30

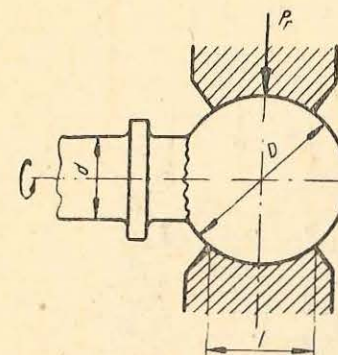


Fig. 9.5. Lagăr radial cu suprafața sferică.

La presiunea specifică se verifică cu relația:

$$p = \frac{P_r}{lD} \leq p_a \quad (9.6)$$

Lagăre axiale verticale — crapodine. Fusurile acestor lagăre, numite și pivoți, și lagărele, numite crapodine, se calculează pentru asigurarea rezistenței fusului la compresiune $\sigma_c \leq \sigma_{ac}$, și a cuzinetului la presiunea de contact pe suprafața circulară $A = \frac{\pi}{4} d^2$ (fig. 9.6, a):

$$p_{med} = \frac{P_r}{\pi r^2} = \frac{4 P_a}{\pi d^2} \leq p_a. \quad (9.7)$$

Pentru a se reduce concentrările presiunii dinspre centrul fusului se execută pivoți inelari (fig. 9.6, b). Repartiția presiunilor se îmbunătățește în acest caz, după cum este indicat pe figură. Se adoptă inițial raportul $d_i = (0,4 \dots 0,5) d_e$, iar presiunea medie de contact devine:

$$p_{med} = \frac{P_a}{A} = \frac{P_a}{\pi (r_e^2 - r_i^2)} \leq p_a. \quad (8.8)$$

Pierderile prin frecare sînt caracterizate de momentul frecării M_f , sau de puterea consumată pentru învingerea frecării N_F :

$$M_F = F_f \cdot r_m = \mu P_a \cdot r_m, \quad (9.9)$$

μP_a fiind forța de frecare F_f , iar r_m — brațul forței de frecare (v. fig. 9.6, b).

Puterea consumată pentru învingerea frecării se obține din relația $M_t =$
 $= 71\,620 \frac{N}{n} = M_F$,

deci

$$N_F = \frac{M_F \cdot n}{71\,620}$$

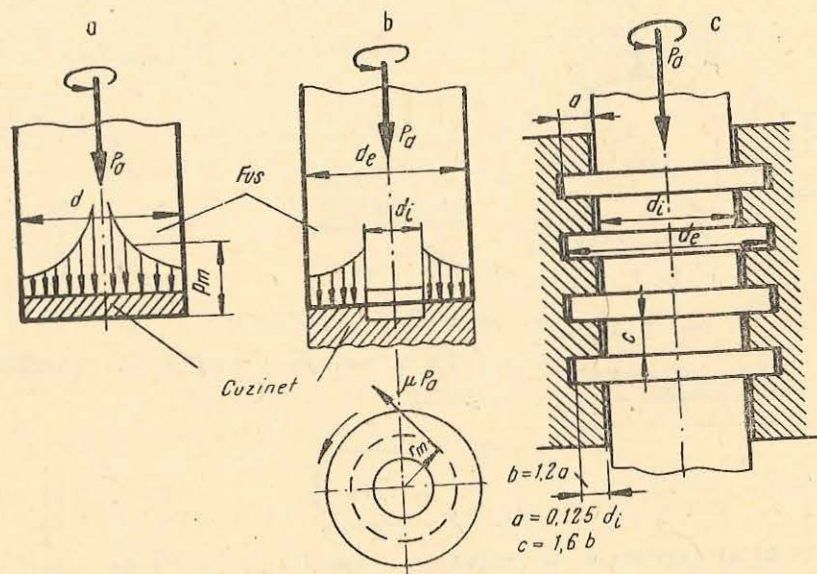


Fig. 9.6. Pivoți cilindrici:
a — cu secțiune plină; b — cu secțiune inelară; c — cu gulere.

În figura 9.6, c sînt indicate cîteva elemente constructive ale pivoților *canelați* sau *gulerati*. Calculele sînt analoage pivoților cilindrici inelari.

Indicații pentru alegerea lubrifiantului. Pentru ungerea lagărelor cu alunecare se folosesc în special *uleiuri minerale* și *unsori consistente*. Pe scară mai redusă, la temperaturi ridicate, se întrebuintează *lubrifianți solizi* în stare pulverulentă ca: *talcu*, *sulfura de molibden* etc.

În țara noastră se produce o gamă largă de sortimente de uleiuri minerale cu calități superioare.

Principalele criterii care stau la baza alegerii lubrifiantului necesar ungerii unui mecanism sînt:

— tipul mecanismului și presiunea din lagăr; pentru evitarea frecărilor pronunțate la presiuni mici și turații mari se aleg unsori cu vîscozitate redusă iar la presiuni mari și turații mici se folosesc lubrifianți cu vîscozitate mare;

— punctul de inflamabilitate, temperatura de picurare, temperatura de congelare, care se iau în considerație în special pentru lubrifianții necesari lagărelor cu regim special de funcționare, la temperaturi diferite de cea normală (20°C).

9.2. LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE

9.2.1. PĂRȚI COMPONENTE. CARACTERISTICI. MATERIALE

Lagărul cu rostogolire se obține prin înlocuirea cuzinetului din lagărul cu alunecare printr-un rulment. De aceea, aceste lagăre se numesc și *lagăre cu rulmenți*. Celelalte elemente componente ale lagărelor cu rostogolire diferă foarte puțin de elementele lagărelor cu alunecare. Ca urmare, studiul lagărelor cu rostogolire se reduce la studiul rulmenților.

Ca urmare a înlocuirii frecării de alunecare prin frecarea de rostogolire, randamentul lagărelor cu rulmenți este superior, $\eta \approx 0,995$.

Rulmenții sînt alcătuiți din mai multe părți: *inelul interior* și cel *exterior* care formează *calea de rulare*; *corpurile de rostogolire* sub formă de *bile* sau *role*; *colivia* pentru păstrarea distanței între corpurile de rostogolire; diferite elemente pentru asamblare și etanșare. În figura 9.7. este reprezentat un lagăr cu rulment cu bile pe care se pot urmări principalele elemente componente.

Dimensiunile de bază ale rulmentului sînt: d — diametrul nominal corespunzător diametrului nominal al fusului; D — diametrul exterior al inelului exterior, corespunzător diametrului interior al corpului lagărului; B — lățimea rulmentului.

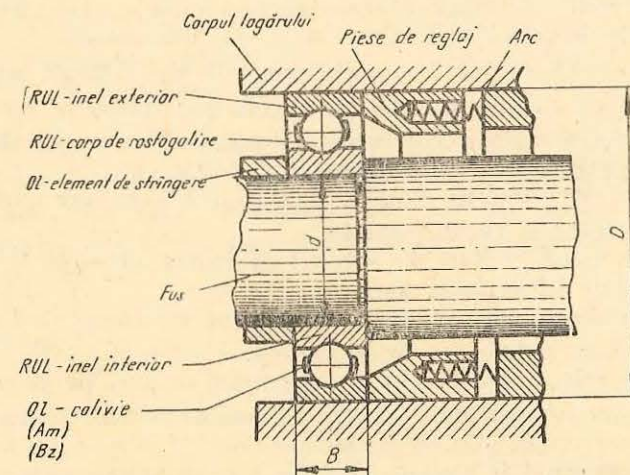


Fig. 9.7. Părțile componente ale unui lagăr cu rulment și materialele corespunzătoare.

Lagărele cu rulmenți prezintă următoarele avantaje principale față de lagărele cu alunecare: pierderi mai mici de putere prin frecare datorită randamentului ridicat; turații mari (20 000—30 000 rot/min); consum redus de lubrifiant în perioada de întreținere; eficiență economică superioară, datorită avantajelor standardizării și posibilității centralizării execuției lor prin fabrici specializate cu procese de producție automatizate.

Lagărele cu rulmenți au dimensiunea radială mai mare decât lagărele cu alunecare, necesită o precizie mare de execuție și montaj, sunt mai rigide și mai puțin rezistente la șocuri.

Materiale. Corpurile de rostogolire și elementele căii de rulare (inelul interior și cel exterior) se execută din oțel special pentru rulmenți, cunoscut sub denumirea de RUL 1 și RUL 2 (STAS 1456-67).

Colivia rulmentului se execută din oțeluri obișnuite, bronzuri, duraluminii sau materiale plastice.

9.2.2. CLASIFICAREA ȘI SIMBOLIZAREA RULMENȚILOR

Clasificarea rulmenților se face după diferite criterii: După direcția de acțiune a sarcinii principale se grupează în: rulmenți *radiali*, rulmenți *radial-axiali*; rulmenți *axiali*; rulmenți *axial-radiali*.

După forma corpurilor de rostogolire se deosebesc: rulmenți cu *bile* și rulmenți cu *role* (forma rolor este indicată pe fig. 9.8). Corpurile de rostogolire, în raport cu încărcarea și condițiile de funcționare, pot fi dispuse pe *un singur rând*, pe *două rânduri* și rareori pe *mai multe rânduri*. Exemple de rulmenți din aceste categorii sunt indicate schematic în figura 9.8.

Rulmenții radiali pot prelua și sarcini axiale reduse, iar cei axiali pot prelua și sarcini radiale de valori mici în raport cu sarcinile axiale.

Dintre numeroasele variante constructive, cele mai utilizate lagăre sunt cele cu rulmenți radiali cu *bile* (fig. 9.9, a) și cele cu rulmenți axiali cu *bile* (fig. 9.9, b). Lagăre radial-axiale sau axial-radiale se pot executa și din rulmenți radiali combinați cu rulmenți axiali (fig. 9.9, c).

Rulmenții cu role cilindrice suportă sarcini de 1,7 ori mai mari decât cei cu bile și pot funcționa la turații sporite.

Rulmenții cu două rânduri de corpuri de rulare nu suportă sarcini chiar duble, ci numai de 1,5 ori mai mari.

Rulmenții cu role cilindrice lungi sau cei cu ace se folosesc când sunt necesare diametre exterioare reduse sau foarte reduse.

Rulmenții cu role conice și cei cu role butoiș dispuse pe două rânduri pot fi încărcăți de 1,9 ori mai mult față de cei cu role dispuse pe un singur rând. Turația lor poate crește până la 15 m/s.

Rulmenții oscilanți pot suporta înclinarea axei de rotație a arborilor sau osiilor cu 2—3°.

Uneori, mărimea diametrului fusului d este impusă. În acest caz nu rămâne decât să se aleagă tipul rulmentului și să se verifice durata de funcționare L , exprimată în milioane de rotații.

Datorită avantajelor standardizării, rulmenții nu se supun calculelor de rezistență, ci numai calculelor pentru determinarea sau verificarea capacității de încărcare dinamică C și a durabilității efective L , pe baza forței echivalente P care-l soliciată.

Forța echivalentă. Reacțiunea din lagăr poate avea o direcție oarecare, deci două componente: F_r — după direcția radială (perpendiculară pe axa de rotație); F_a — după direcția axei de rotație. Efectul acestor forțe asupra rulmentului poate fi înlocuit prin efectul unei forțe echivalente pur radiale P_r , cu care se află în următoarea corelație:

$$P_r = XVF_r + YF_a \quad [\text{kgf}]. \quad (9.10)$$

În această relație, valorile factorilor de convertire X și Y și a factorului de rotație V sunt date în standarde (STAS 7160-65).

Capacitatea de încărcare dinamică de bază C este o mărime caracteristică fiecărui tip de rulment. Valoarea maximă a acestei caracteristici este dată în cataloagele de rulmenți (tab. 9.3). Valoarea efectivă se determină în funcție de: forța echivalentă P (kgf), turația n (rot/min) și durata de serviciu h (h) în funcție de tipul mașinii (tab. 9.4), cu relația:

$$C = P(n \cdot h)^{0.3} \quad [\text{kgf}]. \quad (9.11)$$

Durabilitatea efectivă L (milioane rotații) este o altă caracteristică a rulmenților. Valoarea sa este:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3, \text{ la rulmenții cu bile; } L = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3}, \text{ la cei cu role.} \quad (9.12)$$

Când din calcule rezultă o durabilitate prea mică se recurge la una din soluțiile; alegerea altei serii din același tip de rulment sau alegerea altui tip cu o capacitate C mai mare; folosirea a doi rulmenți montați pe același fus; mărirea diametrului d al fusului, deci mărirea rulmentului.

Exemplu de calcul

Să se determine durata de funcționare a rulmentului lagărului A al transmisiei din figura 8.10. S-a arătat că reacțiunea $R_A = 125 \text{ kgf} = F_r = P$ (deoarece nu are componentă axială, $F_a = 0$, acționează perpendicular pe axa de rotație), iar turația fusului este $n = 1\,250 \text{ rot/min}$.

Se alege un rulment radial cu bile pe un rând ca să se poată monta fusul cu diametrul calculat prealabil $d = 45 \text{ mm}$.

Tabela 9.3

Capacitatea de încărcare C a rulmenților radiali cu bile pe un singur rând, seria foarte ușoară îngustă

Tipul de rulment	Dimensiuni			Capacitate $C(\text{kgf})$	Turația limitată
	d	D	B		
7 000 102	15	32	8	365	20 000
03	17	35	8	400	18 000
04	20	42	8	475	14 000
05	25	47	8	540	12 000
05	30	55	9	850	10 000
07	35	62	9	930	8 700
08	40	68	9	1 020	7 800
09	45	75	10	1 220	7 000
10	50	80	10	1 270	6 500
7 000 111	55	90	11	1 560	5 600
12	60	95	11	1 600	5 300
13	65	100	11	1 730	5 000
14	70	110	13	2 240	4 500
15	75	115	13	2 360	4 300
7 000 116	80	125	14	2 750	3 900
17	85	130	14	2 850	3 800
18	90	140	16	3 400	3 500
19	95	145	16	3 550	3 300
20	100	150	16	3 600	2 300
7 000 121	150	160	18	4 250	3 000
22	110	170	19	4 650	2 800
24	120	180	19	5 100	2 600
26	130	200	22	6 550	2 400
28	140	210	22	6 700	2 200
7 000 130	150	225	24	7 500	2 100
32	160	240	25	8 150	2 000
34	170	260	28	9 500	1 800
36	180	280	31	10 800	1 700
38	190	290	31	11 800	1 600
7 000 140	200	310	34	13 400	1 500

Din tabela 9.3 capacitatea dinamică a rulmentului radial cu bile pe un rând având diametrul $d=45$ mm este: $C=1\,220$ kgf.

Durabilitatea efectivă în milioane rotații va fi:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{1\,220}{125}\right)^3 \approx (9,6)^3 \approx 930 \text{ milioane rotații, care corespund la } h \text{ ore:}$$

$$h = \frac{L}{60n} = \frac{930\,000\,000}{60 \cdot 1\,250} \approx 12\,400 \text{ h.}$$

Dacă această durabilitate este satisfăcătoare, rulmentul poate fi considerat ales corect. Pentru o mașină agricolă, de exemplu, acest rulment are durabilitate suficientă.

Tabela 9.4

Valori orientative pentru durata de funcționare h

Domeniul de utilizare a rulmentului	$h(\text{ore})$
Mașini-unelte și motoare electrice	10 000— 15 000
Mașini agricole, macarale, poduri rulante	3 000— 8 000
Mașini de forță în general și automotoare	20 000— 30 000
Autoturisme, motociclete și alte mașini rutiere	1 200— 2 400
Aparate în general	50 000—150 000
Osii pentru vagoane	5 000
Autobuze	2 000— 5 000
Motoare electrice stabile	14 000— 20 000
Strunguri și mașini de frezat	30 000— 60 000
Pompe de alimentare cu apă	10 000—200 000

9.2.4. MĂSURI SUPLIMENTARE PENTRU ASIGURAREA BUNEI FUNCȚIONĂRI A LAGĂRELOR

Buna funcționare a lagărelor este influențată nu numai de alegerea corectă a tipului, de stabilirea corespunzătoare a mărimii rulmentului, ci și de alți factori, cum sînt: montarea corectă a rulmentului pe fus și în lagăr, ungerea și proprietățile lubrifiantului, etanșarea lagărelor etc.

Montarea incorectă a rulmenților pe fus și în lagăr poate reduce considerabil durata de funcționare. De exemplu montarea prin forțarea inelului exterior (fig. 9.10, a) duce la deformații și eforturi suplimentare între elementele componente. Ca urmare, rulmentul poate fi scos din uz după primele ore de funcționare sau chiar după primele rotații.

Montarea se poate face prin încălzirea rulmentului și introducerea liberă a fusului sau prin presare la rece după cum se indică pe figură (poz. b).

Ungerea rulmenților reduce efectul frecării dintre corpurile de rostogolire — căile de rulare — colivie, protejează elementele împotriva coroziunii (care are efect abraziv), micșorează zgomotul elimină căldura și amortizează șocurile.

Pentru ungere se folosesc uleiuri minerale și unsori consistente. Alegerea uleiului sau a unsorii depinde de condițiile funcționării lagărelor. Toate indicațiile referitoare la alegerea lubrifiantilor pentru lagărele cu alunecare sînt valabile și pentru rulmenți. Sistemul de ungere poate fi individual (propriu fiecărui lagăr) sau centralizat. În figura 9.11 sînt indicate cîteva sisteme uzuale: a — cu inel de antrenare a uleiului din baie (aplicat lagărelor cu alunecare cu turații joase); b — ungătoare cu fitil de antrenare a uleiului a locul de ungere; c — ungător cu pîlnie pentru unsoare consistentă; d — cu cană pentru completarea lubrifiantului în baie în buznarul ungă-

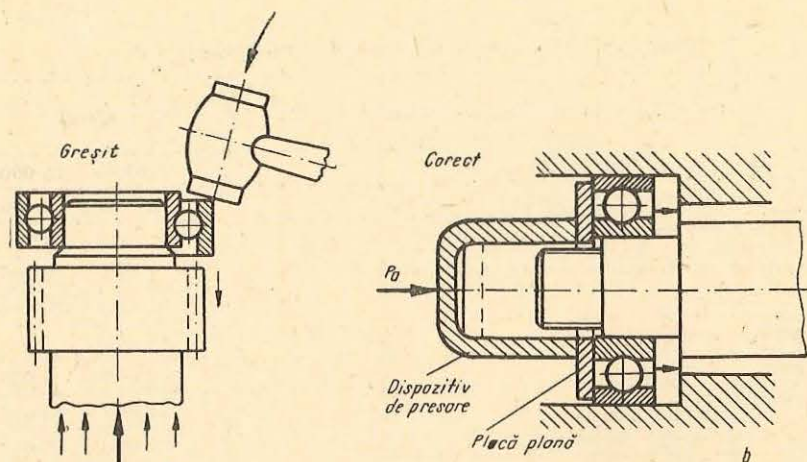


Fig. 9.10. Sisteme de montare a rulmenților:
a — montare incorectă; b — montare corectă.

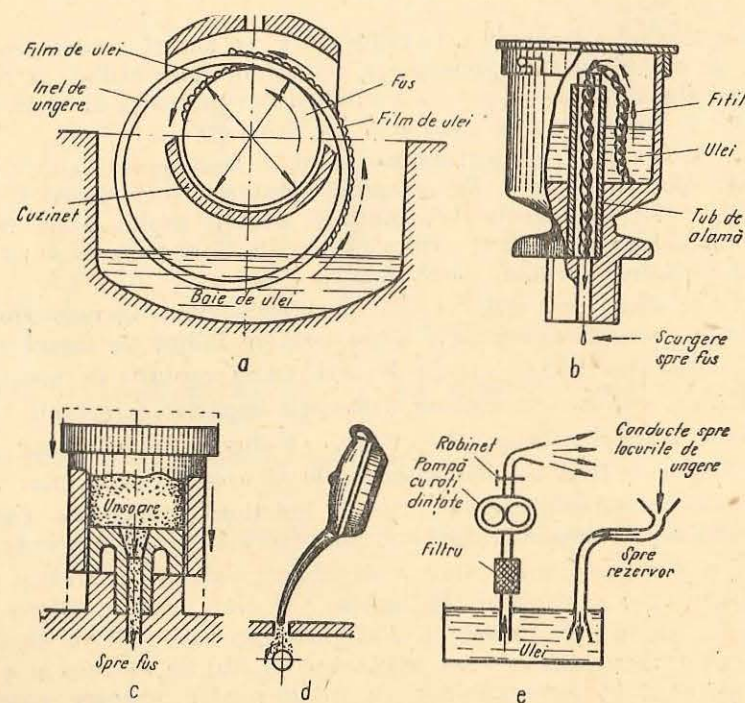


Fig. 9.11. Diferite dispozitive de ungere.

torului; e — sistem, centralizat cu pompă de presiune pentru antrenarea uleiului prin conducte.

Ungerea rulmenților montați pe lagăre separate sau la locuri greu accesibile se asigură cu unsori consistente, speciale pentru rulmenți, simbolizate astfel: Rul 100, Rul 145; Rul 165; Rul S 140, Rul SL 130 (STAS 1608-65).

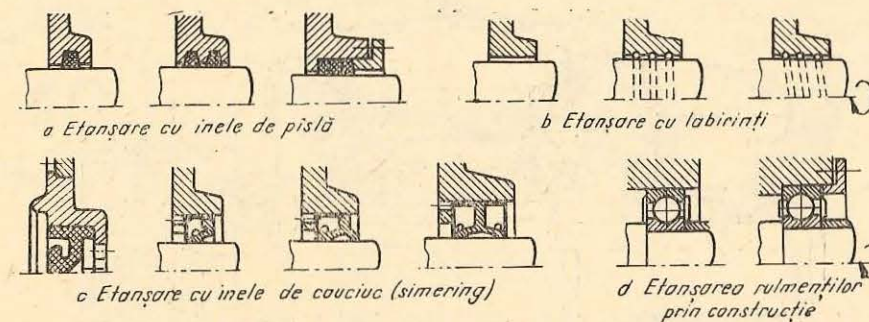


Fig. 9.12. Sistem de etanșare a lagărelor:
a, b, c — la orice tip de lagăr; d — specific rulmenților.

Etanșarea este necesară pentru a nu permite scurgerea lubrifiantului în afara lagărului și pentru a împiedica pătrunderea impurităților din afară în zona de frecare. Sistemele de etanșare din figura 9.12 se folosesc atât pentru etanșarea lagărelor cu rulmenți, cât și pentru cele cu alunecare (cu excepția poziției d).

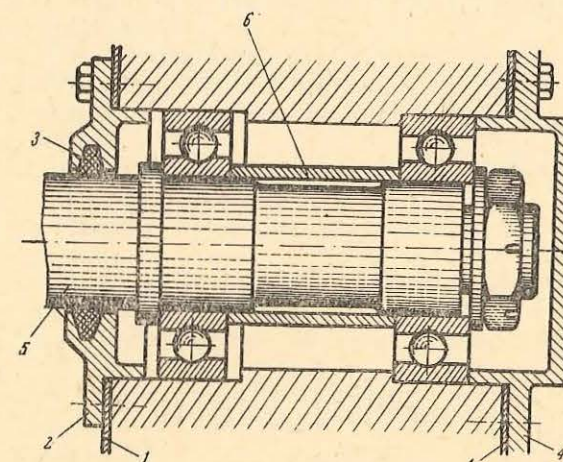


Fig. 9.13. Asamblarea corectă a rulmenților în lagăre:
1 — garnitură de etanșare; 2 — capac; 3 — inel din pislă pentru etanșare; 4 — arbore; 5 — distanțier; 6 — distanțier.

Figura 9.13 reprezintă asamblarea corectă a rulmenților în lagăre și etanșarea cu inele din pîslă, iar figura 9.14 asamblarea rulmenților pe rotorul și carcasa unui motor electric și sistemul de etanșare prin labirinți.

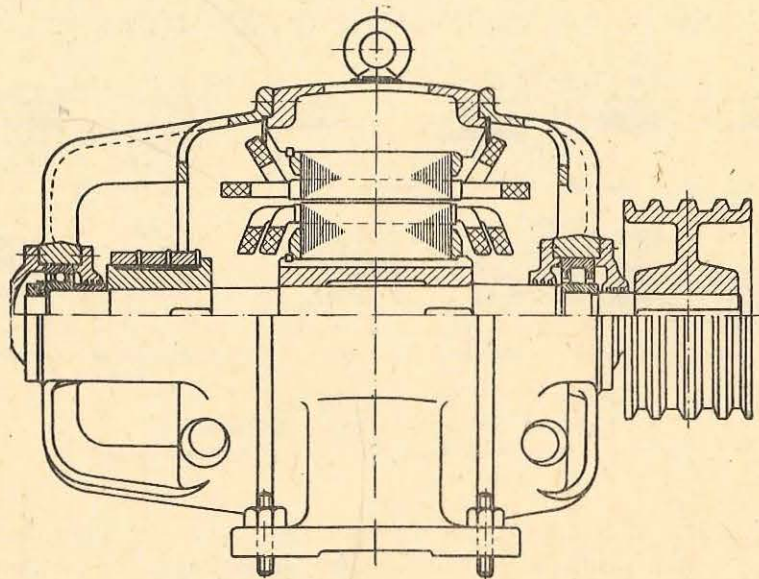
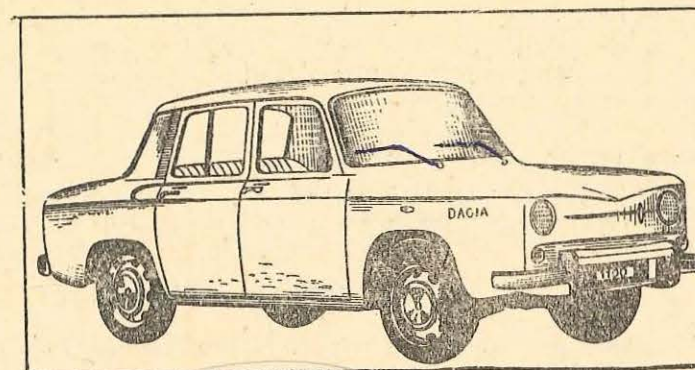
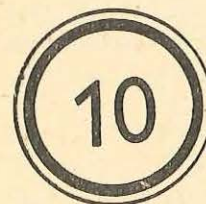


Fig. 9.14. Asamblarea rulmenților pe rotorul și carcasa unui motor electric și sistemul de etanșare prin labirinți.

CAPITOLUL



CUPLAJE

10.1. CARACTERISTICI. ROL FUNCȚIONAL. TIPURI CONSTRUCTIVE

Cuplajele sînt organe de asigurare a legăturii între doi arbori care-și pot transmite reciproc mișcarea și puterea.

Prin aceste elemente se asigură legătura între tronsoanele (părțile) aceluiași arbore sau între arbori diferiți. De exemplu, unui arbore de transmisie cu lungime mare 10, 20, 30 m s-ar executa foarte greu dintr-o singură bucată sau nu s-ar putea realiza. Execuția din tronsoane separate și legarea acestora prin organe speciale de legătură, numite cuplaje, nu prezintă dificultăți constructive sau funcționale. De exemplu, cuplul motor al unui automobil se transmite roților de rulare prin intermediul unui cuplaj cu funcționare intermitentă, numit și *ambreiaj*.

Axele de rotație ale arborilor legați prin cuplaje sau prin ambreiaje pot fi paralele sau neparalele (fig. 10.1).

Principalele condiții pe care trebuie să le îndeplinească cuplajele pentru o bună funcționare sînt:

- capacitate de transmitere totală a momentului de răsucire al arborelui;
- dimensiuni constructive cît mai reduse;
- capacitate de atenuare a șocurilor provenite din variația regimului de funcționare a mașinilor;
- posibilitatea prevenirii, preluării și transmiterii supraeforturilor dăunătoare sau a depășirii turației;
- asigurarea interschimbabilității necesare înlocuirii elementelor uzate.



Fig. 10.1. Pozițiile posibile ale axelor percheilor de arbori legați prin cuplaje.

Clasificarea cuplajelor are în vedere condițiile de funcționare ale celor doi arbori ca criteriu de bază. Astfel, variatele tipuri de cuplaje se grupează în două categorii: cuplaje cu funcționare permanentă; cuplaje cu funcționare intermitentă sau ambreiaje.

La cuplajele cu funcționare permanentă, transmiterea mișcării între cei doi arbori nu poate fi întreruptă în timpul funcționării decât prin oprirea arborilor și demontarea cuplajelor. Prin cuplare-decuplare, ambreiajele pot întrerupe sau relua transmiterea mișcării în gol sau chiar sub sarcină, fără oprirea elementului (arborelui) de la care se transmite.

10.2. CUPLAJE PERMANENTE

Cuplajele permanente se împart în următoarele două grupe:

— cuplaje fixe (fig. 10.2, b, c), prin care se realizează legătura rigidă a arborilor;

— cuplaje mobile (fig. 10.2 a) care permit mici deplasări axiale, radiale sau unghiulare între arbori legați (cuplați).

10.2.1. CUPLAJE FIXE

Cuplajele permanente fixe se contruiesc în trei variante: cu manșon cilindric (neted) dintr-o bucată (fig. 10.2, b); cu manșon cilindric din două bucăți (fig. 10.2, c) cu flanșă (fig. 10.3).

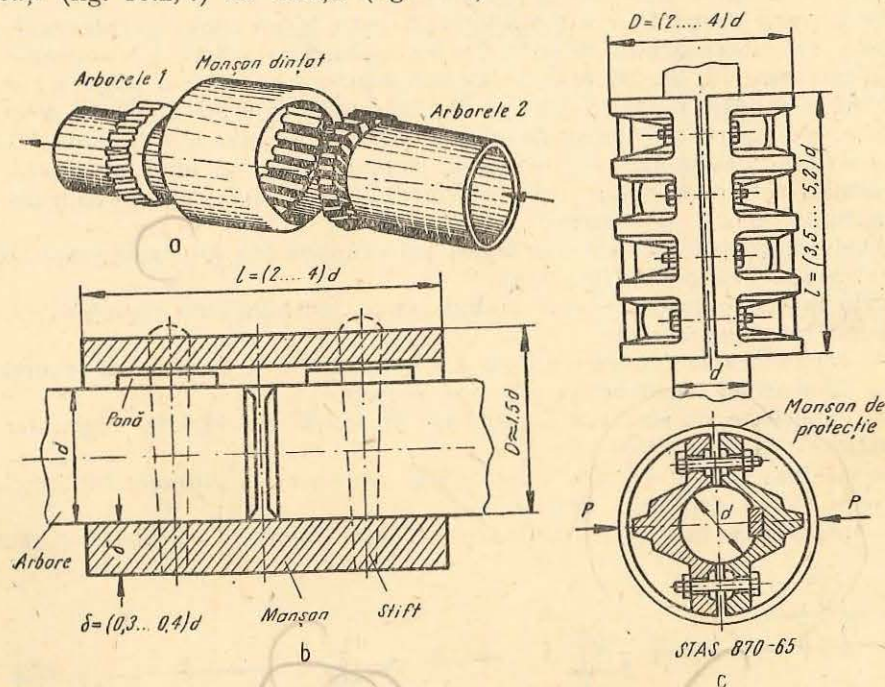


Fig. 10.2. Cuplaje cu manșon:

a — cu manșon dințat pentru abateri axiale; b — cu manșon cilindric; c — cu manșon din două bucăți.

Cuplaje cu manșon dintr-o bucată (fig. 10.2 b) se montează pe capetele celor doi arbori între care urmează să se transmită mișcarea. De la arbore la manșon, efortul este transmis prin intermediul unor pene longitudinale sau prin știfturi transversale, cind eforturile sînt mici.

Principalul avantaj îl prezintă simplitatea constructivă.

Pentru a evita apariția unor forțe suplimentare, cuplajul manșon necesită ajustaje, centrare și montare foarte precise. Legătura cu manșon dintr-o bucată este posibilă numai prin deplasarea axială a unuia din arbori pînă la capătul arborelui pereche.

Dimensionarea manșonului urmărește stabilirea unei secțiuni de rezistență egală cu rezistența secțiunii arborelui. Folosindu-se notațiile din figura 10.2, b, această condiție de bază se exprimă astfel:

$$W_a \tau_a = W_m \tau_m \text{ sau:}$$

$$\pi \frac{d^3}{16} \tau_a = \pi \frac{D^4 - d^4}{16 D} \tau_m \approx \pi \frac{D^3 - d^3}{16} \tau_m, \quad (10.1)$$

în care indicele a se referă la arbore, iar m la manșon.

Efectuîndu-se simplificările respective se obține:

$$D = d \sqrt[3]{1 + \frac{\tau_a}{\tau_m}} \quad [\text{mm}]. \quad (10.2)$$

Dacă arborile și manșonul se execută din același material rezultă $D = 1,3 d$. De obicei, manșoanele se execută din fontă obișnuită sau din alte materiale cu caracteristici de rezistență inferioare arborilor din oțel; de aceea $D = (1,4 \dots 1,8) d$.

Cuplajele cu manșon din două bucăți trebuie să asigure preluarea și transmiterea momentului arborelui numai prin frecarea dintre suprafețele de contact ale fusurilor și manșonului (fig. 10.2, c). În acest scop, cele două jumătăți de manșon se strîng puternic pe capetele arborilor prin intermediul unui număr z de 6—8 șuruburi.

Pe baza notațiilor din figură, momentul de frecare M_F al cuplajului trebuie să fie cel puțin egal cu momentul de torsiune al arborelui M_t , adică $M_F = \beta M_t$:

$$\mu P \frac{d}{2} = \beta \cdot 71\,620 \frac{N}{n},$$

deci

$$P = \frac{2 \cdot 71\,620 \beta N}{\mu d n} \quad (10.3)$$

unde:

P este forța totală de strîngere a manșonului ce se repartizează pe cele z șuruburi; $N(CP)$ — puterea transmisă; $\mu = 0,15 \dots 0,25$ — coeficientul de frecare între suprafețele de contact prelucrate intenționat rugoase; $\beta = 1 \dots 1,5$ — coeficient de siguranță împotriva lunecării.

Fiecare șurub va fi strâns cu forța :

$$P_1 = \frac{P}{z} = 143\,240 \frac{\beta N}{\mu d n z}$$

cu ajutorul căreia se determină d_1 al șurubului aplicind relația (6.25) :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P_1}{\pi \sigma_a}}, \text{ sau practic } d_1 \approx 0,02d + 10 \text{ mm.}$$

Pentru evitarea accidentelor în timpul funcționării, cuplajul se protejează cu o carcasă de tablă.

Cuplajele cu flanșe. Pentru construcții obișnuite se folosesc din flanșe separate (fig. 10.3 a) iar pentru construcții puternic solicitate se execută flanșele dintr-o bucată cu arborii respectivi (fig. 10.3, b). Fiecare din cele două discuri se montează pe un capăt de arbore prin împănare, prin presare la rece, prin strângere la cald sau chiar prin sudare.

Poziția centrală a discurilor se asigură printr-un prag de 2 mm, iar asamblarea prin șuruburi strânse.

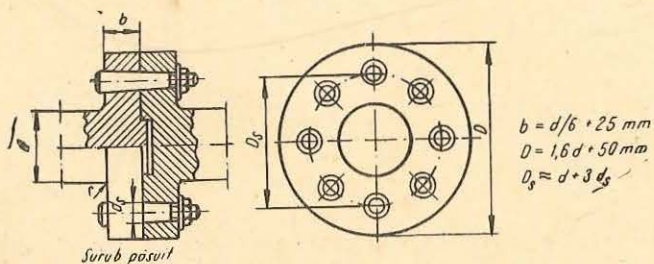
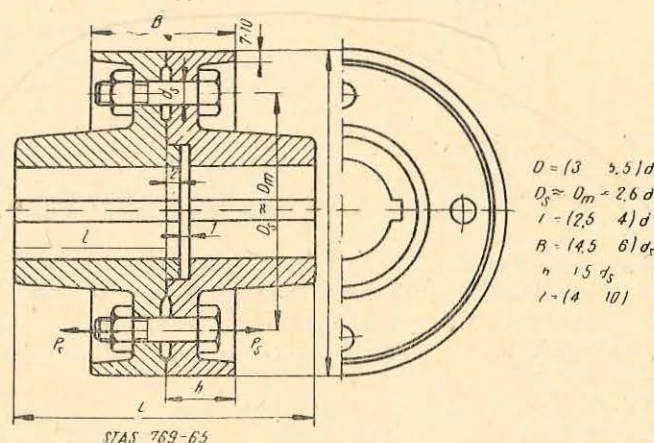


Fig. 10.3. Cuplaj cu flanșe (discuri):
a — cu flanșe separate ; b — cu flanșe dintr-o bucată cu arborii.

În calculele de dimensionare se disting două cazuri : cuplaje strânse cu șuruburi cuprinse în găuri fără joc și cuplaje strânse cu șuruburi cuprinse în găuri cu joc. În cazul șuruburilor strânse cuprinse în găuri păsuite (fig. 10.3, b) întregul moment M_{rc} este preluat de șuruburile solicitate la forfecare. Păștrindu-se notațiile din figură se poate scrie forța de forfecare P_f preluată de cele z șuruburi :

$$P_f = \frac{2M_{rc}\beta}{zD_m} [\text{kgf}]. \quad (10.4)$$

Coeficientul de supraîncărcare al cuplajului β are valorile ; $\beta = 1$ când rupe-rea cuplajului nu provoacă alte avarii mașinii, $\beta = 1,2 \dots 1,5$ când provoacă asemenea avarii și $\beta = 1,8$ pentru prevenirea accidentelor de muncă.

Cu ajutorul forței de forfecare P_f se pot dimensiona șuruburile de secțiune

$$A_s = \frac{\pi}{4} d_s^2, \text{ astfel :}$$

$$P_f = \frac{2M_{rc}}{zD_m} \beta = \frac{\pi}{4} d_s^2 \tau_{af},$$

$$d_s = \sqrt{\frac{8 M_{rc} \beta}{\pi z D_m \tau_{af}}} \quad (10.5)$$

Cînd șuruburile de strângere sînt cuprinse în găuri cu joc, transmiterea momentului este asigurată prin frecarea dintre discurile cuplajului, iar șuruburile sînt solicitate la întindere ca în cazul precedent. Elementele constructive și capacitatea de transmitere a acestor cuplaje sînt indicate în STAS 769-65.

10.2.2. CUPLAJE MOBILE

Astfel de cuplaje se folosesc cînd sînt necesare deplasări axiale, radiale sau unghiulare ale arborilor. Tipurile cele mai reprezentative sînt indicate în figura 10.4.

Tipurile descrise mai sus sînt cuplaje permanente cu elemente rigide. Foarte mult întrebuintate sînt *cuplajele permanente mobile cu elemente elastice*. Fiind ieftine, simple și ușor de montat, dintre numeroasele variante constructive se utilizează tipul standardizat (fig. 10.5), denumit *cuplaj elastic cu bolțuri*. Elementele elastice sînt executate din piele, cauciuc sau pînză cauciucată. Celelalte elemente se execută din fontă sau din oțel.

Cuplajele elastice prezintă avantajul amortizării șocurilor dinamice la pornire sau în perioada de serviciu.

Dimensiunile cuplajului elastic se aleg din STAS 5982-66 pe baza diametrelor arborilor d pe care-i cuplează. Verificarea se face comparîndu-se momentul de răsucire al arborelui $M_a = \frac{\pi d^3}{16} \tau_a$ cu momentul echivalent M_e al cuplajului determinat astfel:

$$M_e = M_a K_1 K_2 [\text{kgf} \cdot \text{cm}] \quad (10.6)$$

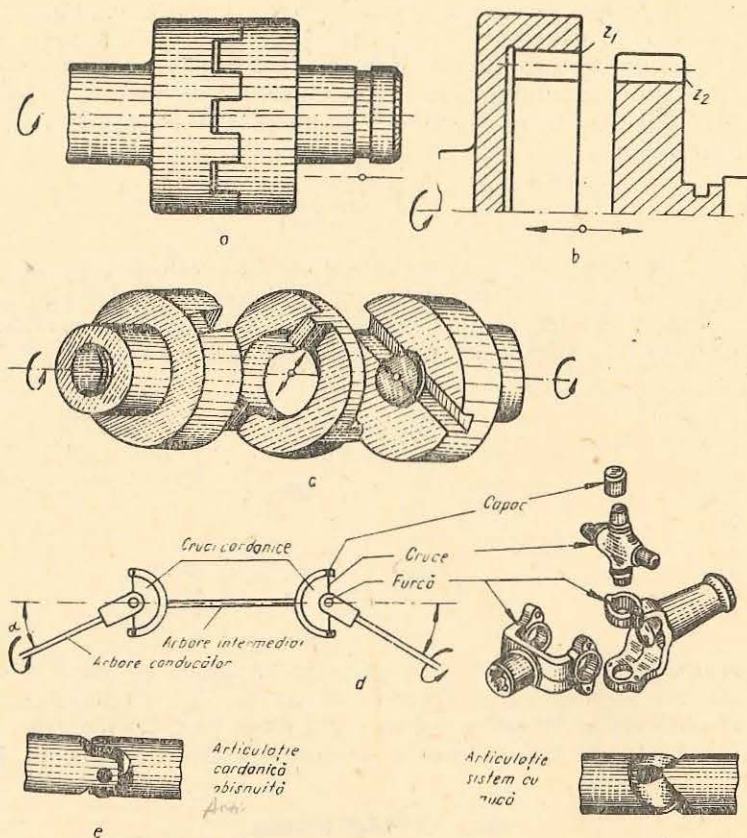


Fig. 10.4. Tipuri constructive de cuplaje permanente mobile:
 a, b — pentru compensarea deplasărilor axiale; (a — cu gheare; b — cu manșoane dințate); c — pentru compensarea deplasărilor axiale și radiale (cu disc intermediar); d-e-f — pentru compensarea deplasărilor unghiulare (d — cu articulație dublă, e, f — cu articulație simplă).

Coefficienții K_1 , K_2 au valorile indicate în tabela 10.1 și tabela 10.2 în funcție de importanța transmisiei și de regimul de funcționare.

Tabela 10.1

Valorile coeficientului K_1 de importanță a transmisiei (după STAS 5982-66)

Importanța transmisie	K_1
Ruperea cuplajului provoacă :	
— oprirea mașinii	1
— avariarea mașinii	1,2
— avariarea mai multor mașinii	1,6
— victime omenești	2,0

Tabela 10.2

Valorile coeficientului K_2 de regim de funcționare (după STAS 5982-66)

Regim de funcționare	K_2
Regim de lucru liniștit al unor mecanisme uniform solicitate	1,0
Funcționarea unor mecanisme neuniform solicitate	peste 1,0 la 1,6
Regim de lucru greu cu șocuri în mecanisme solicitate neuniform.	peste 1,6 la 2,5

10.3. CUPLAJE INTERMITENTE

Cuplajele intermitente, numite *ambreiaje*, pot fi cuplate (ambreiate) și decuplate (debreiate) în gol, fără demontare și chiar în sarcină când sînt prevăzute cu elemente elastice pentru preluarea energiei de șoc.

Numeroasele variante constructive și în acest caz pot fi grupate în două categorii: ambreiaje comandate și ambreiaje automate.

Oricare din cele două categorii de cuplaje intermitente pot fi realizate cu contact rigid sau prin contact elastic. Ambreiajele comandate elastic se folosesc în scopul întreruperii temporare a transmiterii mișcării sau ca mijloc de protecție, prin asigurarea unei debreieri rapide, ca în cazul automobilelor. În figura 10.6 este schematizat un tip reprezentativ al cuplajelor intermediare comandate rigid, numit ambreiaj cu gheare. Una din părțile cuplajului este fixată rigid pe un capăt al arborelui, iar cealaltă parte se poate cupla și decupla prin deplasarea axială a discului mobil (semicupla) 1, care este montat cu joc alunecător pe arbore.

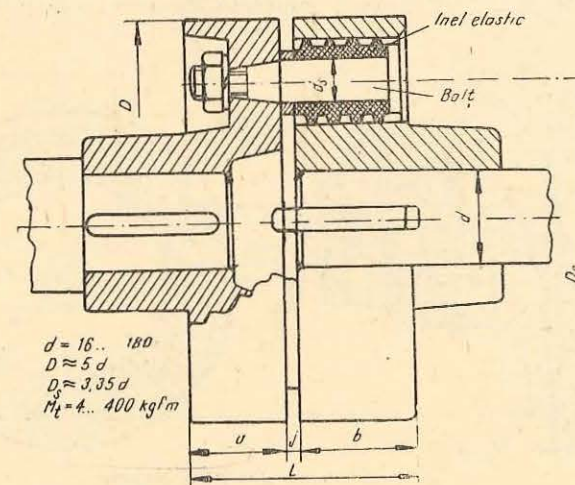


Fig. 10.5. Cuplaj elastic cu bolțuri

Ambreierea-debreierea ambreiajelor poate fi comandată manual cu ajutorul pîrghiilor (fig. 10.7), electric, pneumatic sau hidraulic.

Ambreiaje comandate avînd contact elastic. Această categorie este folosită pentru asigurarea ambreierii și debreierii arborilor sub sarcină, fără a produce

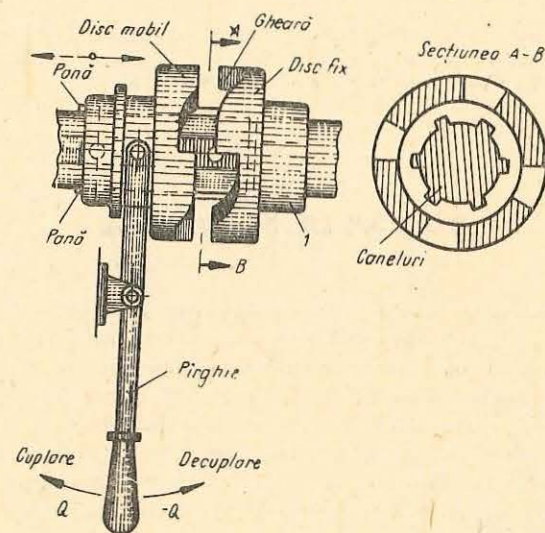


Fig. 10.6. Ambreiaj rigid cu gheare.

șocuri dăunătoare. Astfel, partea ambreiajului montată pe arborele unui motor trebuie să facă posibilă antrenarea arborelui condus din poziția de repaus ($n=0$) în poziția de regim $n_1=n_2=n$.

Cuplajele sub sarcină cu fricțiune între suprafețe, în perioada ambreierii $n_1 \neq n_0$ dezvoltă pierderi prin frecare concretizate prin degajare de căldură.

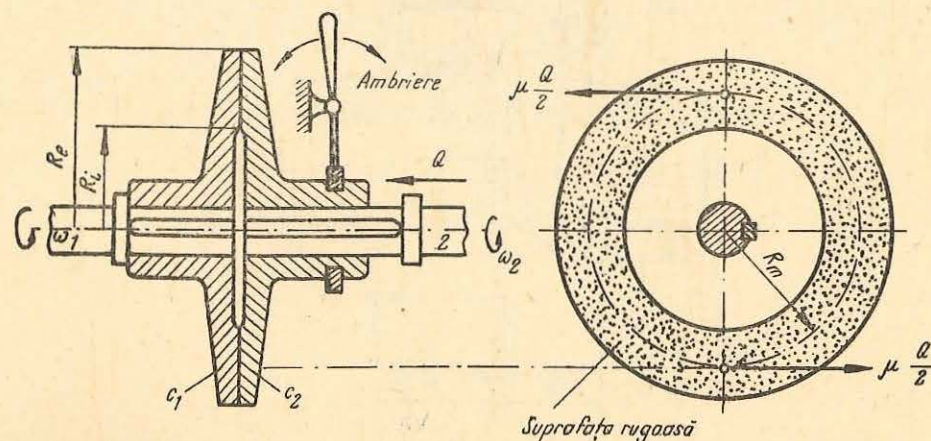


Fig. 10.7. Ambreiaj cu fricțiune avînd suprafețe plane.

Contactul acestor cuplaje trebuie să fie uniform între suprafețe. Ele trebuie să asigure: posibilități de reglare, de înlocuire a elementelor uzate și evitarea șocurilor și a uzurii premature.

Ambreiaje cu fricțiune. Discul mobil C_2 din figura 10.7, solidar cu arborele său în poziție decuplată are turația $n=0$, iar discul C_1 montat pe celălalt arbore are turația de regim $n_1=n$.

Apăsîndu-se asupra discului C_2 cu o forță Q paralelă cu axa arborilor se realizează contactul cu suprafața discului C_1 care se află în mișcare. Pentru antrenarea sa este necesară menținerea forței Q , care dă naștere unei presiuni p , presupusă uniformă pe suprafața de contact. Astfel, între suprafețele de contact apar forțe de frecare a căror rezultantă este $2\mu \frac{Q}{2}$, situată la distanța

$$\text{razei medii } R_m = \frac{R_e + R_i}{2}.$$

Momentul de frecare va fi: $M_F = \mu M_t$;

$$M_F = 2\mu \frac{Q}{2} R_m = \mu Q R_m = \beta M_t.$$

Momentul necesar a fi transmis M_t fiind cunoscut, rezultă forța Q necesară realizării ambreierii:

$$Q = \frac{\beta M_t}{\mu R_m} \quad [\text{kgf}] \quad (10.6)$$

Valorile uzuale ale coeficientului de frecare μ sînt:

material	oțel pe fontă	oțel pe ferodo	fonta pe fontă	lemn pe oțel
η	0,15	0,30—0,50	0,15—0,25	0,35—0,55

Ambreiajele cu fricțiune prin discuri multiple reprezentate în figura 10.8 au o capacitate de transmitere mult mai mare, proporțională cu numărul suprafețelor de contact z :

$$M_f = z\mu Q R_m = \beta M_t$$

$$\text{deci: } z = \frac{\beta M_t}{\mu Q R_m} \quad (10.7)$$

Numărul discurilor $z_1 = z + 1$ variază în limite

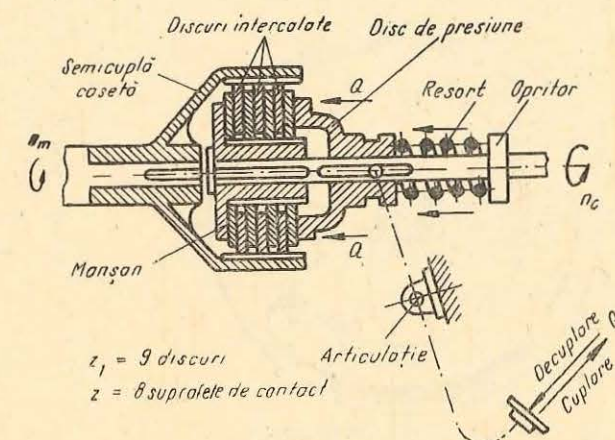


Fig. 10.8. Ambreiaj elastic cu discuri multiple.

PARTEA A PATRA

TRANSMISII MECANICE

Simplitatea constructivă, posibilitatea transmiterii continue — la distanțe variate, funcționarea tot mai silențioasă, însușirea de amortizare și siguranța în funcționare sînt caracteristici spre care tinde perfecționarea continuă a transmisiilor mecanice.

Transmiterea directă a mișcării de rotație între doi arbori situați cap la cap se face prin intermediul cuplajelor.

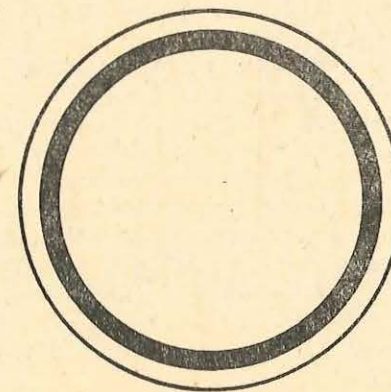
Pentru transmiterea mișcării între arbori situați la o anumită distanță, dispuși într-o anumită poziție, se folosesc mecanisme speciale, numite transmisii mecanice.

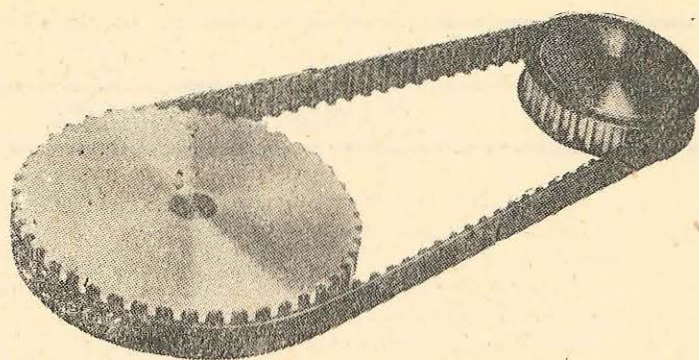
Transmisiile mecanice se folosesc atît pentru transmiterea cît și pentru transformarea mișcării. Transformarea poate fi cantitativă, cînd se transmite mișcarea sub un anumit raport de transmisie $i \neq 0$, sau calitativă cînd se produce transmiterea prin transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație sau invers.

Principalele tipuri constructive de transmisii sînt schematizate în figura 11.1

Cînd distanța A dintre axele de rotație ale arborilor nu este prea mare se folosesc transmisii directe cu *roți de fricțiune*, cu *roți dințate* sau cu *came* (fig. 11.1., *a.* și *d.*). Pentru transmiterea mișcării la distanțe mari se folosesc *elemente intermediare de tracțiune* pe bază de *aderență* pe roți, cum sînt *curelele* și *cablurile* (fig. 11.1, *h,* *i*), prin *angrenare* și *aderență* (curele dințate sau prin angrenare pe periferia roților, cum sînt *lanșurile* (fig. 11.1, *j*).

Transmiterea prin transformarea calitativă a mișcării de rotație în mișcare de translație sau invers se face cu ajutorul transmisiilor cu *pîrghii*, cu *came* sau cu *șurub-piuliță* (fig. 11.1, *d—g*).





TRANSMISII INDIRECTE

11.1. TRANSMISII CU CURELE

11.1.1. NOȚIUNI GENERALE

Transmisia cu curea este un mecanism, avînd rolul de a transmite mișcarea — deci cuplul motor, de la arborele de antrenare la cel antrenat prin intermediul unui *element de tracțiune*, numit *curea*.

Cureaua este o bandă închisă (fără fine), flexibilă și extensibilă. Ea se înfășoară cu aderență pe suprafețele periferice ale roților de transmisie, fixate pe arbori.

Elementele componente ale transmisiei cu curele sînt: cei doi arbori între care se transmite mișcarea, lagărele de sprijinire a arborilor, două roți de transmisie (una conducătoare și alta condusă), cureaua de legătură ca element de tracțiune, și, eventual, un dispozitiv de întindere a curelei. În figura 11.1 sînt reprezentate principalele tipuri de transmisii mecanice.

Clasificarea. În funcție de modul înfășurării curelei și de poziția axelor de rotație se disting următoarele tipuri de transmisii:

- transmisii *paralele* cu același sens de rotație (fig. 11.2, a, e);
- transmisii *încrucișate*, avînd roțile tot cu axele paralele, dar cu sensurile de rotație opuse (fig. 11.2, b, d);
- transmisii *încrucișate în spațiu* sub un unghi de 90° (fig. 11.2, c) sau sub un unghi oarecare (fig. 11.2, f).

În funcție de forma secțiunii transversale a elementului de tracțiune se disting transmisii cu elemente *late*, *trapezoidale* sau *rotunde* (fig. 11.2, g).

Avantaje. Flexibilitatea elementului de tracțiune determină funcționarea liniștită a transmisiei, fără șocuri sau vibrații. Randamentul superior ($\eta = 0,92 \dots 0,98$), posibilitatea transmiterii la distanțe mari între axe ($A \leq 10$ m), cu un raport de transmitere mare ($i \leq 30$), simplitatea constructivă și eficiența economică asigură transmisiilor cu curele un larg domeniu de aplicație în construcția de mașini și aparate. Ele se folosesc pentru puteri dintre cele mai mici pînă la 2 000 CP, cu turații pînă la 16 000 rot/min și viteze periferice pînă la 50 m/s.

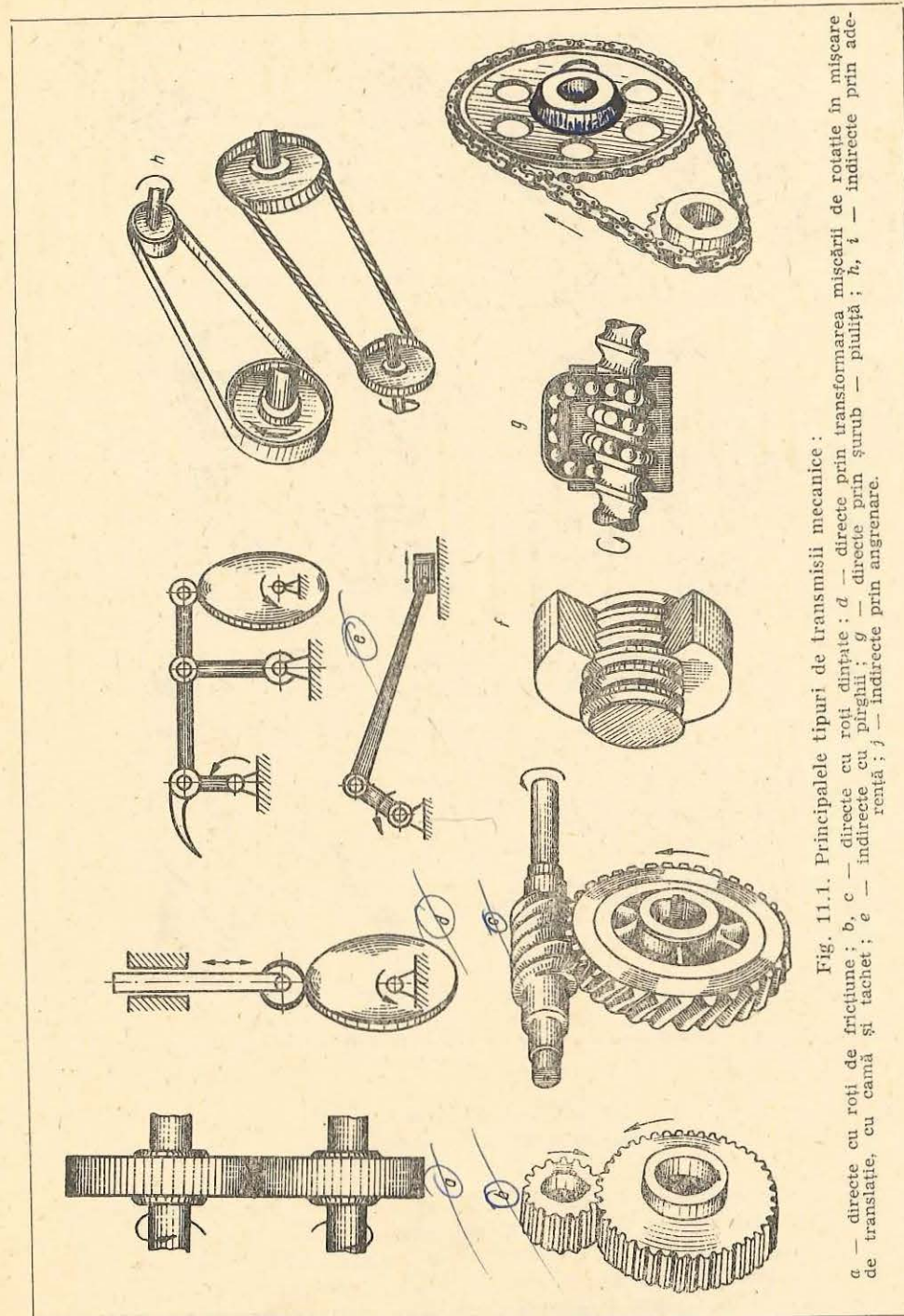


Fig. 11.1. Principalele tipuri de transmisii mecanice:

a — directe cu roți dințate; b, c — directe cu roți dințate; d — directe cu roți dințate; e — directe cu roți dințate; f — directe cu roți dințate; g — directe cu roți dințate; h — directe cu roți dințate; i — directe cu roți dințate; j — directe cu roți dințate.

$$i = \frac{m_1}{m_2} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

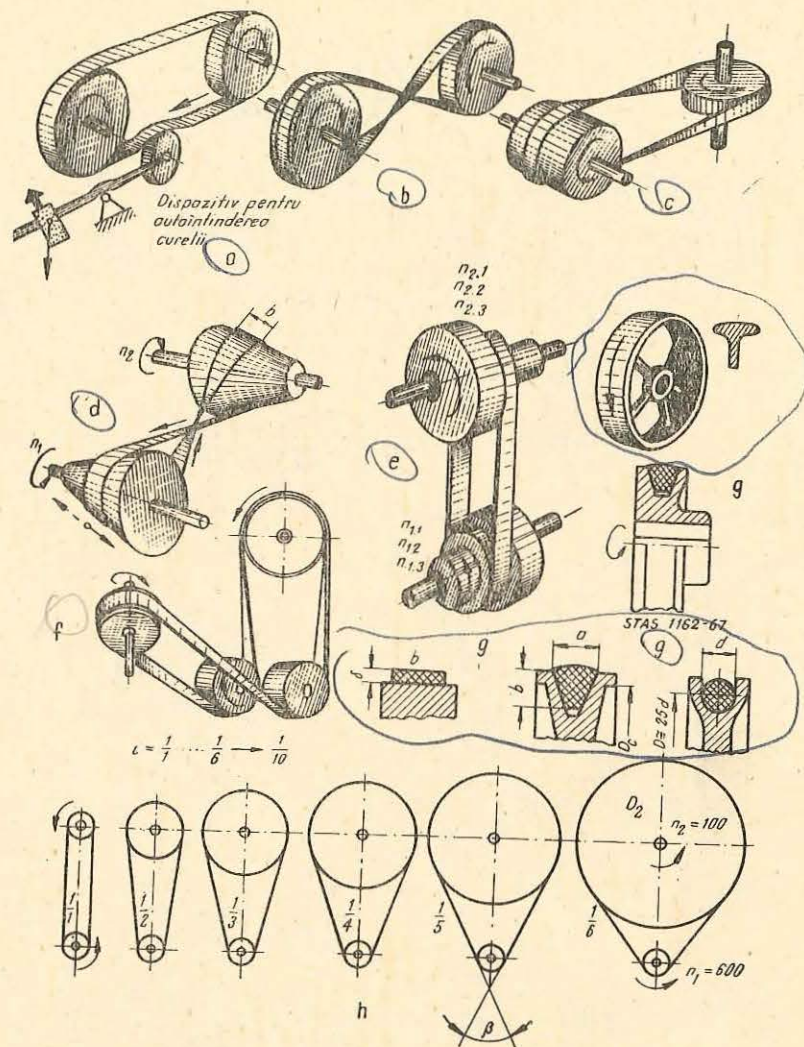


Fig. 11.2. Transmisii prin curele — tipuri de bază și, forme constructive.

Domeniul de aplicare este limitat, în special de alunecarea curelei pe roți ceea ce face imposibilă menținerea unui raport de transmisie constant în timpul funcționării. De asemenea, periodic, este necesară mărirea distanței dintre axe, pentru asigurarea aderenței curelei pe roțile de curea care au o dimensiune radială mare.

Pentru ca transmisia să aibă o bună funcționare, trebuie îndeplinite următoarele condiții: viteza periferică v să fie cuprinsă între 10—30 m/s iar distanța dintre axe să nu depășească 10 m ($A < 10$ m); la curelele orizontale, ramura de jos să fie cea conducătoare (încărcată). Aderența curelei pe roată se asigură montându-se cureaua pe roți prin întindere, astfel încât forța S_0 din cureaua montată în repaus să fie mai mare decât forța utilă F_u necesar a fi transmisă:

$$F_u = 75 \frac{P}{v} = \frac{60 \cdot 75}{\pi d n} P = \frac{4500}{\pi d n} P \quad (11.1)$$

P (CP) fiind puterea necesară a fi transmisă de la arborele roții motoare; v (m/s) și n (rot/min) — viteza periferică și turația acestei roți; d — diametrul roții motoare.

Materiale. Roțile de transmisie se execută din fontă, oțel, aliaje de aluminiu, materiale plastice. Pentru confecționarea curelelor se întrebuintează: piele de bovine (crupon), cauciuc sau pînză cauciucată, fibre textile, materiale plastice.

Principalele caracteristici ale materialelor pentru curele sînt indicate în tabela 11.1.

Tabela 11.1

Caracteristicile de bază ale materialelor pentru curele de transmisie

Denumirea materialului	σ_1 kg/cm ²	E kg/cm ²	η (coeficient de frecare)
Piele de bovine (crupon) STAS 616-67	200—300	1 000—3 000	0,22
Pinză cauciucată STAS 1815-69	400—460	1 000—2 400	0,35
Țesături din bumbac	300—360	1 200—1 800	0,22
Țesătură din mătase	300—450	—	—
Poliamide	≈800	≈20 000	—
Țesături cauciucate STAS 1736-66	—	—	0,46

11.1.2. PARAMETRI GEOMETRICI ȘI CINEMATICI AI TRANSMISIEI

Alunecarea elastică a curelei pe roți se explică prin deformarea elastică a curelei — datorită alungirii ramurii active și a contracției elastice a ramurii pasive. Analizînd vitezele v_1 și v_2 , rezultă că în timpul funcționării transmisiei are loc trecerea vitezei v_1 din ramura activă la o altă valoare v_2 în ramura pasivă, în care cureaua rămîne mai groasă, deci $v_1 > v_2$ adică $v_2/v_1 < 1$

deci $v_2/v_1 = 1 - \varepsilon$, ceea ce micșorează viteza de la roata conducătoare la cea condusă. Valorile coeficientului de alunecare specifică ε sînt cuprinse în limitele $\varepsilon = 1 \dots 2\%$.

Raportul de transmitere se calculează aproximativ făcînd abstracție de influența lunecării curelei, deci în ipoteza vitezelor egale $v_1 = v_2$. Rezultă:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (11.2)$$

În practică se recomandă $i \leq 8$.

Cînd se cere o valoare mai precisă a raportului de transmisie se ia în considerație alunecarea specifică prin coeficientul caracteristic ε astfel:

$$D_2 n_2 = D_1 n_1 (1 - \varepsilon); \text{ deci } D_2 = D_1 \frac{n_1}{n_2} (1 - \varepsilon). \quad (11.3)$$

Notînd cu δ grosimea curelei late (fig. 11.2, g), diametrul limită D_1 favorabil înfășurării curelei este: $D_1 \geq 50 \delta$. Practic se ia $D_1 = (50 \dots 80) \delta$ care poate fi determinat cu relația aproximativă:

$$D_1 \approx (1\,000 \dots 1\,200) \sqrt{\frac{N}{n}} \quad [\text{mm}] \quad (11.4)$$

În cazul curelelor cu secțiune trapezoidală, diametrul favorabil D_1 al roții mici este indicat în standard (STAS 1162-67), în funcție de secțiunea curelei.

Lungimea curelei înfășurată pe roți trebuie determinată, întrucît lungimea reală a curelei închisă, nemontată, trebuie să fie mai mică. Această diferență rezultă din necesitatea montării curelei pe roți prin întindere sau pre-tensionare. Ca urmare este asigurată aderența curelei pe roți și din această cauză în curea apare forța S_0 care solicită transmisia atît în funcționare cît și la mersul în gol.

În cazul transmisiilor cu posibilități de reglare a întinderii, lungimea geometrică este egală cu lungimea reală L .

În ipoteza întinderii liniare a ramurilor curelei (fig. 11.3), și respectînd notațiile din figura rezultă:

$$\begin{aligned} L &= (2\overline{B_1B_2}) + (2\overline{B_2B_3}) + (\overline{B_3B_4}) + (\overline{B_5B_1}) = \\ &= \left(2A \cos \frac{\beta}{2}\right) + \left(2 \frac{D_2}{2} \frac{\beta}{2}\right) + \left(\pi \frac{D_2}{2}\right) + \left(\pi \frac{D_1}{2} - 2 \frac{D_1}{2} \frac{\beta}{2}\right) = \\ &= 2A \cos \frac{\beta}{2} + \pi \frac{D_1 + D_2}{2} + \beta \frac{D_2 - D_1}{2}. \end{aligned}$$

Notîndu-se $D_m = \frac{D_1 + D_2}{2}$ și $\Delta = \frac{D_2 - D_1}{2}$ se obține:

$$L = 2A \cos \frac{\beta}{2} + \pi D_m + \beta \Delta. \quad (11.5)$$

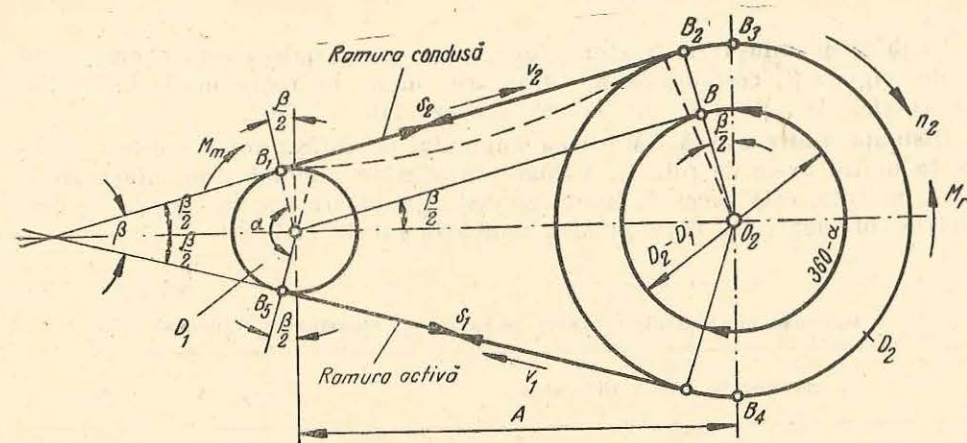


Fig. 11.3. Principalele elemente geometrice ale transmisiei.

Adesea se folosește o relație mai simplă, dar aproximativă:

$$L = 2A + \pi D_m + \frac{\Delta^2}{A} \quad (11.6)$$

Îmbinarea capetelor curelei plate (cu secțiune dreptunghiulară) aduce cu-reaua în stare de funcționare. Operația de îmbinare a capetelor se face prin: cusătură cu agrafe speciale, prin lipire, prin coasere cu ață, cu șuruburi sau cu nituri (fig. 11.4). De metoda îmbinării capetelor se ține seama la corectarea lungimii L .

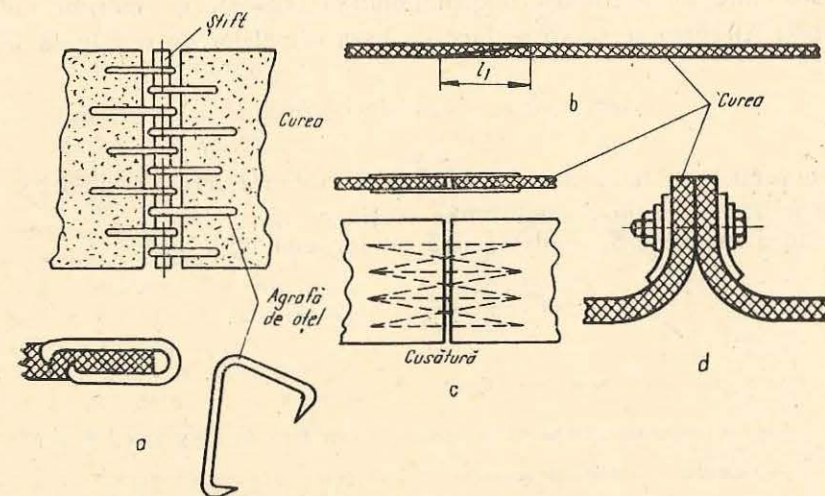


Fig. 11.4. Îmbinarea capetelor curelei:

a — cu agrafe; b — prin lipire; c — prin coasere; d — cu șuruburi.

Unghiul de înfășurare β . Buna funcționare a transmisiei este condiționată și de unghiul β , corespunzător înfășurării curelei pe roata mică (fig. 11.3). La curelele late $\beta > 150^\circ$, iar la cele trapezoidale $\beta > 120^\circ$.

Distanța dintre axe A. Mărimea unghiului de înfășurare α crește cu distanța dintre axele de rotație. Valoarea minimă a unghiului de înfășurare β fiind limitată, este necesară limitarea distanței dintre axe în funcție de diametrul roții mari D_2 , după cum se indică în tabela 11.2.

Tabela 11.2

Distanța minimă dintre axele de rotație și raportul de transmisie

Caracteristicile înfășurării curelei	A
Curea paralelă (fig. 11.2 a, e)	$A > 2D_1$ $i = D_2/D_1 \leq 8$
Curea încrucișată (fig. 11.2, b)	$A > 3D_1$ $i = D_2/D_1 \leq 6$
Curea semiîncrucișată (fig. 11.2, c)	$A = \sqrt{8D_1}$
Transmisii cu curele trapezoidale	$A > 2(D_1 + D_2)$ $i = D_2/D_1 \leq 10$

11.1.3. CALCULUL CURELELOR LATE

Curelele late au secțiunea dreptunghiulară $A_c = \delta b$, de mărimi indicate standarde. Alegerea secțiunii se face pe baza calculelor de rezistență astfel:

$$A_c \sigma_u = \delta b \cdot \sigma_a = S_1; \text{ deci } \delta b = \frac{S_1}{\sigma_a} \quad (11.7)$$

Deci, cunoscându-se tensiunea maximă S_1 din ramura activă a curelei și efortul unitar util σ_u se poate determina secțiunea A_c .

Tensiunea maximă S_1 se determină cu formula lui Euler:

$$S_1 = F_n \frac{e^{\beta\mu}}{e^{\beta\mu} - 1} \quad (11.8)$$

în care:

F_n este forța utilă determinată cu relația (11.1) în funcție de puterea P (CP);

e — coeficientul constant de valoare $e = 2,71$ reprezintă baza logaritmilor naturali;

β — unghiul de înfășurare;

μ — coeficientul de frecare.

Valorile factorului $e^{\beta\mu}$ sint gata calculate și centralizate în tabele (tab. 11.3).

Tabela 11.3

Valorile factorului $e^{\beta\mu}$

μ	0,11	0,15	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50
β°	$e^{\beta\mu}$						
120	1,23	1,37	1,69	1,87	2,08	2,31	2,85
140	1,28	1,45	1,84	2,08	2,35	2,66	3,39
150	1,30	1,48	1,92	2,19	2,50	2,85	3,70
160	1,32	1,52	2,01	2,31	2,66	3,06	4,04
170	1,35	1,56	2,10	2,44	2,83	3,28	4,41
180	1,37	1,60	2,19	2,57	3,00	3,51	4,81
190	1,39	1,64	2,29	2,70	3,19	3,77	5,25
200	1,42	1,69	2,39	2,83	3,39	4,04	5,75
210	1,44	1,73	2,50	3,00	3,61	4,33	6,25
220	1,47	1,78	2,61	3,16	3,83	4,65	6,81

Tabela 11.4

Eforturile unitare σ_c pentru curele din piele sau din alte materiale cu greutatea specifică apropiată de a pielei

v (m/s)	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
σ_c	1	4	9	16	25	36	50	nu se utilizează		

Valorile capacității utile σ_u sint date sub formă de diagrame în funcție de raportul δ/D și de viteza periferică v (fig. 11.5).

Rezistența admisibilă σ_a se determină pe baza rezistenței la rupere σ_r , a coeficientului de siguranță $C = 4 \dots 8$ și a solicitărilor suplimentare: σ_0 , τ_i , σ_c .

$\sigma_0 = 12 \dots 16$ kgf/cm² se datorește forței S_0 de preîntindere a curelei la montaj pentru asigurarea funcționării prin aderență.

σ_i provine din încovoierea curelei prin înfășurare pe roată $\sigma_i = E\delta/D_1$ (E fiind modulul de elasticitate — v. tab. 11.1).

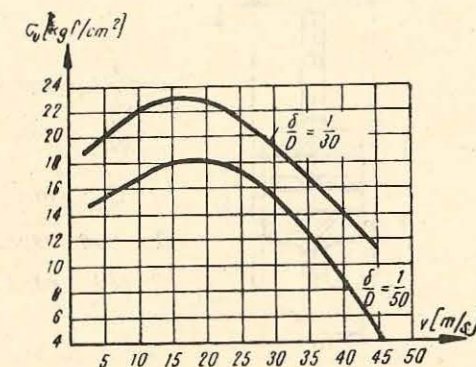


Fig. 11.5. Diagrama variației efortului unitar util σ_u în funcție de variația vitezei periferice v și a raportului δ/D .

σ_0 se datorește solicitării curelei prin forța centrifugă la care este supusă cureaua în perioada înfășurării pe roata mică. Valorile sale sînt indicate în tabela 11.4.

Eforturile unitare σ_0 , σ_i , σ_c scad capacitatea utilă de transmitere curelei, ceea ce se ia în considerație prin rezistența admisibilă σ_a astfel :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{C} - (\sigma_0 + \sigma_i + \sigma_c) = \frac{\sigma_r}{C} - \sigma_s, \quad (11.9)$$

11.1.4. CONSTRUCȚIA ROȚILOR

Numărul z indică dacă roata se va construi cu brațe, spițe ($z > 3$) sau sub formă de disc ($z < 3$). Numărul brațelor z se determină cu relația empirică $z = \left(\frac{1}{5} \dots \frac{1}{7}\right) \sqrt{D}$. Luînd $z = \frac{1}{5} \sqrt{160} = 2,5 < 3$, înseamnă că roata va avea brațe de forma celei din figura 11.6, a, ci va fi de forma celei din figura 11.6, b. Pe figura 11.6 sînt indicate orientativ celelalte date constructive de bază ale roților pentru curele late.

Exemplu de calcul

Să se dimensioneze elementele unei transmisii cu curea lată din *pînză cauciucată* fiind date: $\sigma_r = 450 \text{ kgf/cm}^2$; $\mu = 0,35$; $P = 10 \text{ CP}$; $n = 500 \text{ rot/min}$; $i = 1$.

Rezolvarea problemei este indicată în tabela 11.5.

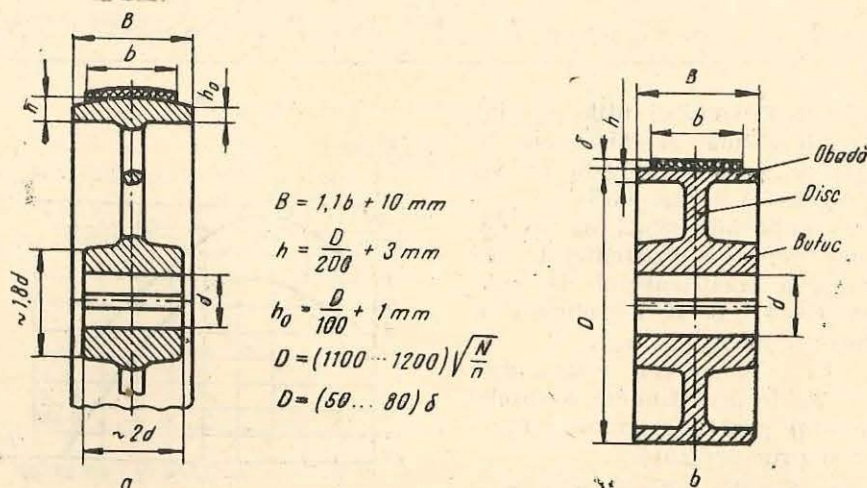


Fig. 11.6. Elementele și formele constructive ale roților de transmisie prin curele :
a — cu brațe (spițe) ; b — cu disc.

Date pentru rezolvarea problemei

Tabela 11.5

Parametrul			Formula de calcul	
Denumire	simbol	nr. relația	Forma	valoarea
Raportul de transmisie	i	11.2	$i = \frac{n_1}{n_2} = 1$	1
Diametrul minim	D	11.4	$D_1 = D_2 = 100 \sqrt{\frac{10}{500}} \approx 156 \text{ mm}$	160 mm
Distanța între axe	A	Tab. 11.2	$A > 2D = 2 \times 160 = 320 \text{ mm} \approx 350$	350
Lungimea curelei	L	11.6	$L = 2A + \pi Dm + \frac{\Delta_2}{A} = 2A + \pi Dm = 2 \cdot 350 + 3,14 \cdot 160 = 1210$	1210 mm
Forța periferică utilă	F_u	11.1	$F_u = \frac{4500P}{\pi Dn} = \frac{4500 \cdot 10}{3,14 \cdot 160 \cdot 500} \approx 180$	180 kgf
Unghiul de înfășurare	β		$\beta = 180^\circ$; deoarece $D_2 = D_1 = D$	180°
$e^{\beta\mu}$	$e^{\beta\mu}$	Tab. 11.3	$e^{\beta\mu} = 2,71^{\frac{\pi \cdot 180^\circ \cdot 0,35}{180}} \approx 3$	3
Tensiunea maximă	S_1	11.8	$S_1 = F_u \frac{e^{\beta\mu}}{e^{\beta\mu} - 1} = 180 \frac{3}{3 - 1} = 270$	270 kgf
Rezistența la întindere inițială	σ_0		$\sigma_0 = 12 \dots 16 \text{ kgf/cm}^2$	12,5
Rezistența la încovoiere	σ_i	Tab. 11.1	$\sigma_i = E \frac{\delta}{D_1} = 2000 \cdot \frac{1}{160} \approx 12,5 \text{ kgf/cm}^2$	12,5
Viteza periferică	v		$v = \frac{D}{2} \omega = \frac{D}{2} \cdot \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi Dn}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 500}{60 \cdot 1000} \approx 4,2 \text{ m/s}$	4,2
Rezistența datorită forței centrifuge	σ_c	Tab. 11.4	$\sigma_c \approx 1 \text{ kgf/cm}^2$	1
Rezistența datorită solicitărilor suplimentare	σ_s		$\sigma_s = \sigma_0 + \sigma_i + \sigma_c = 12,5 + 12,5 + 1 \text{ kgf/cm}^2$	26
Rezistența admisibilă	σ_a	11.9 Tab. 11.1	$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{C} - \sigma_s = \frac{450}{4} - 26 \approx 84 \text{ kgf/cm}^2$	84
Secțiunea curelei (STAS 7503-66)	A_c	11.7	$A_c = \delta b = \frac{S_1}{\sigma_a} = \frac{270}{84} \approx 3,2 \text{ cm}^2$	3,2 cm²
Grosimea curelei	δ		$\frac{\delta}{D} = \frac{1}{50} \dots \frac{1}{80}$; $\delta = \frac{D}{80} = \frac{160}{80} = 2$	2 mm
Lățimea curelei	b		$b = A/\delta = 350/2 = 175 \text{ cm} = 160 \text{ mm}$	160

11.1.5. CALCULUL CURELOR TRAPEZOIDALE

Curelele trapezoidale nu au capete libere, deci sînt de construcție închisă (fără sfîrșit). Lungimea L_p și suprafața secțiunii A_c sînt standardizate (STAS 1162-67 și 7192-65) într-o gamă de 27 tipodimensiuni pentru lungimi, 7 secțiuni normale (Y, Z, A, B, C, D, E) și 5 secțiuni corespunzătoare curelelor trapezoidale înguste.

Calculule efectuate mai sus, se referă atît la transmisiile prin curele late cît și la cele prin curele trapezoidale. În relațiile generale de calcul ale curelelor trapezoidale se va lua în considerație lungimea primitivă L_p corespunzătoare diametrului primitiv D_p (fig. 11.7).

Roțile de curea necesită o execuție mai precisă pentru asigurarea unei montări și funcționări corecte și cu suprafețe prelucrate intenționat rugoase în vederea asigurării unei frecări cît mai mari cu suprafețele curelelor.

Deoarece secțiunile, lungimea curelelor și caracteristicilor roților destinate curelelor trapezoidale sînt standardizate, nu rămîne decît să se aleagă din tabele STAS secțiunea și lungimea curelei, apoi să se determine numărul de curele z necesar transmisiei unei puteri efective date P , în kW:

$$z = \frac{P}{P_0 K_1 K_2} \leq 12 \quad [\text{curele}]. \quad (11.10)$$

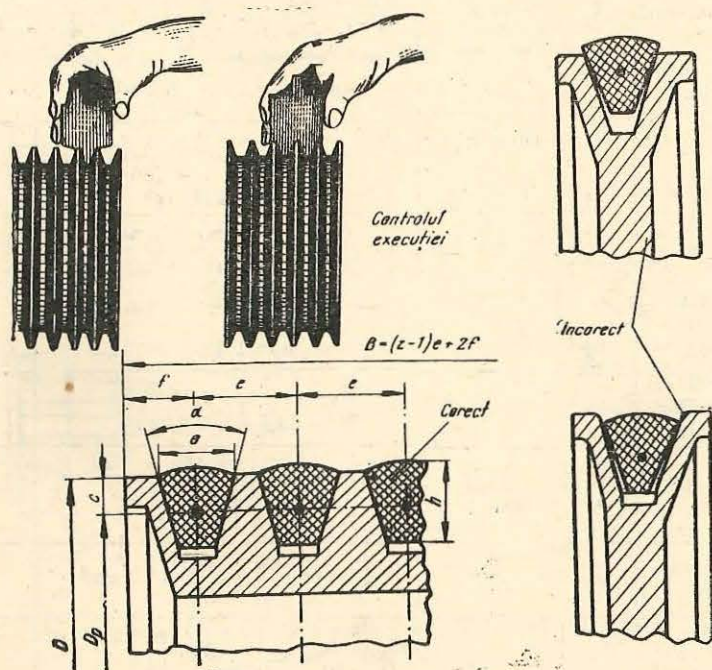


Fig. 11.7. Execuția corectă și cea incorectă a canalelor roților pentru montarea curelelor trapezoidale (STAS 1162-67).

În această relație P_0 reprezintă puterea transmisă de o singură curea cu secțiunea A_c dată în tabele (STAS 1163-67), iar K_1 și K_2 sînt coeficienții de corecție; K_1 depinde de regimul de lucru și de tipul mașinii antrenate, iar K_2 depinde de unghiul de înfășurare al curelelor pe roata mică. Valorile lor sînt date în standard (STAS 1163-67).

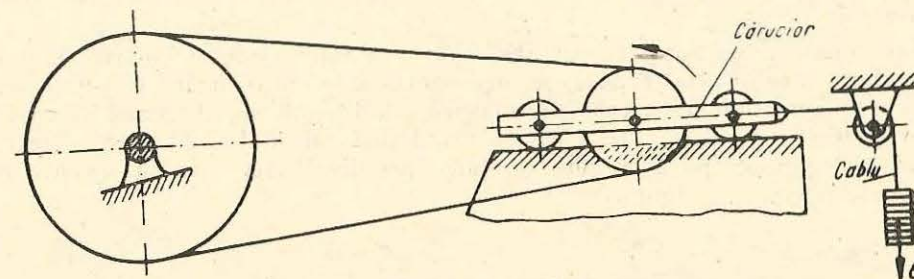


Fig. 11.8. Întinderea curelei prin dispozitiv cu greutate de autoîntindere.

Raportul de transmisie i se determină în funcție de valorile diametrelor primitive:

$$i = D_{p2} / D_{p1}$$

Curelele trapezoidale se notează prin simbolul tipului secțiunii și numărul corespunzător mărimei lungimii L_p . De exemplu, A 2500 STAS 1164-67; simbolul tipului secțiunii și lungimea L ; setul numărului de curele (c) și standardul respectiv. De exemplu A 2500 4 STAS 1164-67.

Caracteristicile constructive ale roților sînt de asemenea standardizate și se notează cu simbolul RCT urmat de: diametrul primitiv D_p , simbolul secțiunii canalului și unghiul canalului. De exemplu, $RCT 800 B 34^\circ$ STAS 1162-67 (roată pentru curea trapezoidală tipul B cu unghiul canalului $B=34^\circ$).

Pentru preîntinderea curelelor și menținerea tensiunii necesare asigurării aderenței se folosesc diferite sisteme. Un dispozitiv obișnuit cu contragreutăți este schematizat în figura 11.8. Acest sistem se aplică atunci cînd lagărul roții motoare este mobil.

11.2. TRANSMISII CU CABLU

11.2.1. NOȚIUNI GENERALE

Transmisia cu cablu funcționează tot prin aderență ca și transmisia cu curele.

Ca organ intermediar de tracțiune, *cablul* este un ansamblu format din fire textile sau metalice grupate prin *cablare* (răsucire elicoidală sau împletire)

(fig. 11.9). Se disting: cabluri *rotunde* (fig. 11.9, a...d); cabluri *plate*; cabluri cu *toron rotund sau profilat*; cabluri cu *inimă nemetalică* (vegetală — minerală — sau din fire sintetice); cabluri răsucite spre *dreapta* sau spre *stînga* (fig. 11.9, b) sau cu firele spre dreapta, iar toroanele spre stînga și invers.

Domeniul de utilizare a cablurilor este foarte larg. Ele se folosesc în special la mașinile de ridicat și de transportat (fig. 11.9, f — electropalanul), la scripeți, pentru ridicarea greutăților, la macarale, trolii, excavatoare, teleferice ș.a.

Îmbinarea cablurilor este necesară pentru a obține lungimi mari. Fixarea capetelor de cablu (fig. 11.9, d) se face pentru a putea fi încărcat la unul din capete și legat solidar cu toba de înfășurare la celălalt capăt. Bucla de capăt a cablului (fig. 11.9, e) este necesară prinderii la cîrligul de ridicare. Pentru fixare și legare se aplică metode speciale, specifice acestui element după cum se poate urmări pe figură.

11.2.2. ALEGEREA DIAMETRULUI CABLULUI STANDARDIZAT ȘI AL ROLEI DE ÎNFĂȘURARE

Formele și dimensiunile cablurilor sînt standardizate. În tabelele de dimensiuni se indică diametrul exterior d al cablului, materialul — prin — rezistența σ_r de rupere a sîrmei și sarcina minimă de rupere P_r .

Alegerea diametrului din tabele (STAS) se face pe baza sarcinii de calcul P_c (efortul pe ramura cablului care se înfășoară pe rolă) și a coeficientului de siguranță C , respectînd condiția:

$$P_r \geq CP_c \quad [\text{kgf}], \quad (11.11)$$

Valorile coeficientului de siguranță C variază în limite largi ($C=4\dots8$) și se adoptă numai prin respectarea prescripțiilor standard (STAS 7526-66).

Forței P_r îi corespunde un cablu de diametru d prevăzut în standard, cu ajutorul căreia se determină diametrul D al rolei de înfășurare (fig. 11.9, g):

$$D = (e-1)d \quad (11.12)$$

Coeficientul de calcul e se adoptă conform prescripțiilor STAS 7526-66.

Exemplu de calcul]

Să se dimensioneze un cablu simplu destinat unei macarale cu capacitatea $P_c \leq 1 \text{ t}$.

Rezolvare. Pentru aplicarea relației (11.11) este necesară cunoașterea valorii coeficientului de siguranță C , care se alege din STAS 7526-66 (tabela 1 A), $G=6$, rezultă valoarea sarcinii minime de rupere P_r :

$$P_r \geq CP_c = 6 \cdot 1\,000 = 6\,090 \text{ kgf.}$$

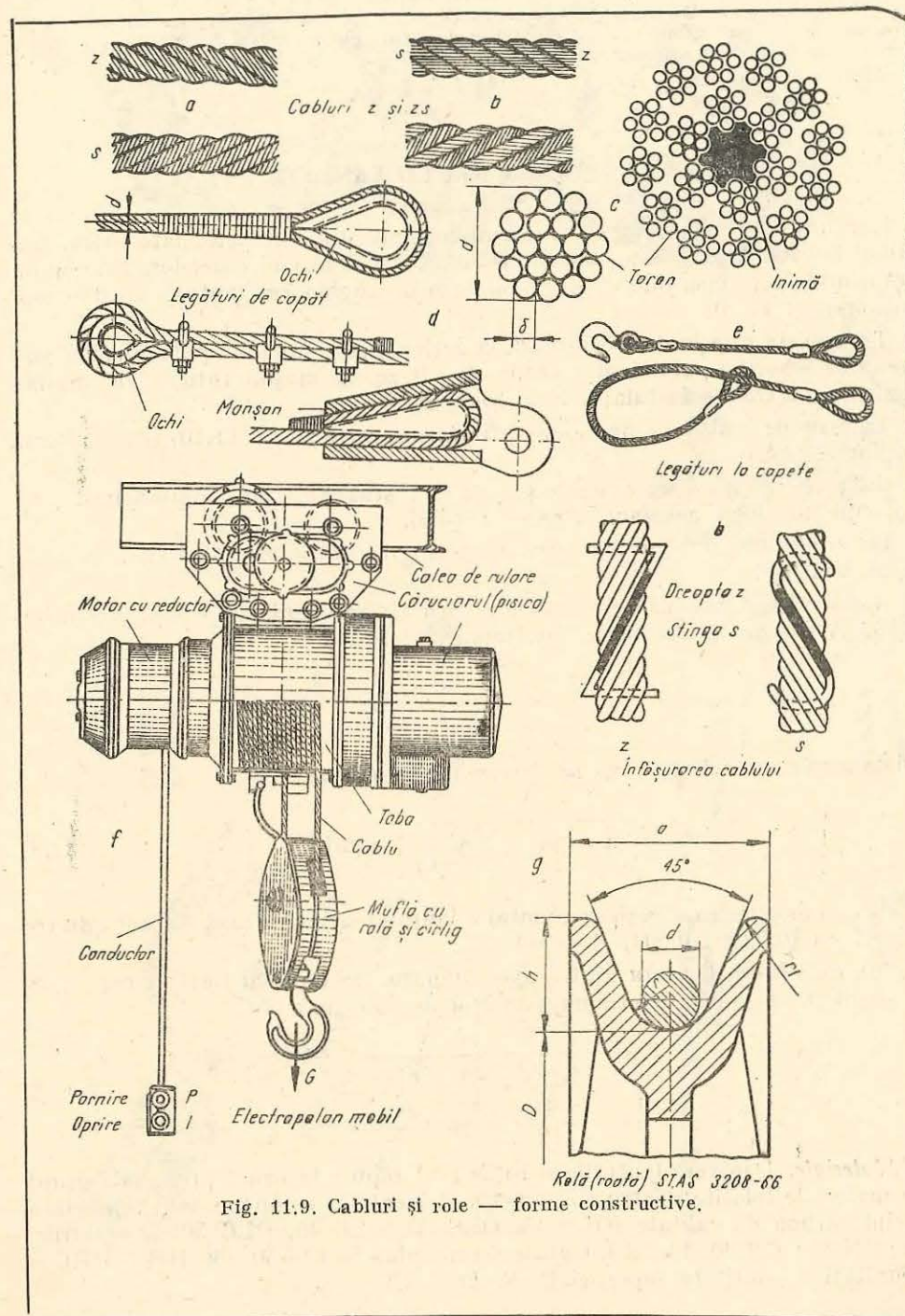


Fig. 11.9. Cabluri și role — forme constructive.

Confruntind această valoare cu cele ale forțelor minime de rupere P_r indicate în tabela 2 (STAS 1513-66), rezultă un cablu de construcție simplă avînd $P_r = 6\,442$ kgf, și diametrul nominal de 8 mm, format din $1+6=7$ fire de sîrmă cu diametrul $\delta = 2,6$ mm și rezistența sirmei $\sigma_r = 140$ kgf/mm², notat astfel:

Cablu simplu zincat — 9,0—1×7—140—STAS 1513-66.

11.3. TRANSMISII CU LANȚURI

Lanțurile sînt elemente de tracțiune formate din zale articulate între ele. Rolul lor funcțional este același ca al cablurilor sau al curelelor. Principiul transmisiei este însă diferit. El se bazează pe angrenarea lanțului cu dantura roților (fig. 11.10).

Transmisia prin lanț se utilizează la acționarea manuală a palanelor, la antrenarea arborilor paraleli din cutile de viteze, la mașini rutiere, la mașini agricole, la troliile instalațiilor de foraj etc.

Tipurile de lanțuri se deosebesc prin forma zalelor (fig. 11.10) și a danturii roților respective.

Lanțurile de transmisie cu role și zale sînt standardizate și simbolizate în aproape 40 tipodimensiuni (STAS 5174-66).

În general se utilizează pentru transmiterea între axe paralele distanțat pînă la 10 m.

Raportul de transmisie este: $i \leq 8$ pentru viteze medii, iar pentru cele lente ≤ 15 . Acest raport se poate determina astfel:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (11.13)$$

Distanța optimă dintre axe se determină cu relația (11.14)

$$A = (30 \dots 50) p \quad [\text{mm}]. \quad (11.14)$$

Pentru asigurarea săgeții de montaj a lanțului se micșorează distanța dintre axe A cu $(0,002 \dots 0,004) A$.

Cunoscîndu-se distanța dintre axe, numărul de dinți al fiecărei roți z_1, z_2 și pasul p , se poate determina numărul de zale n :

$$n = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A}{p} + \frac{p}{A} \left(\frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 \quad (11.15)$$

Materiale. Deoarece lanțurile și roțile sînt supuse la uzură principala grupă de materiale folosite pentru construcția elementelor componente o reprezintă oțelul carbon de calitate (OLC 15, OLC 20, OLC 45, OLC 50) și oțelurile, ca: CN 15; CN 30, 40 C 10, tratate termic pînă la 40—50—60 HRC (HRC = unități de duritate superficială Rockwell C).

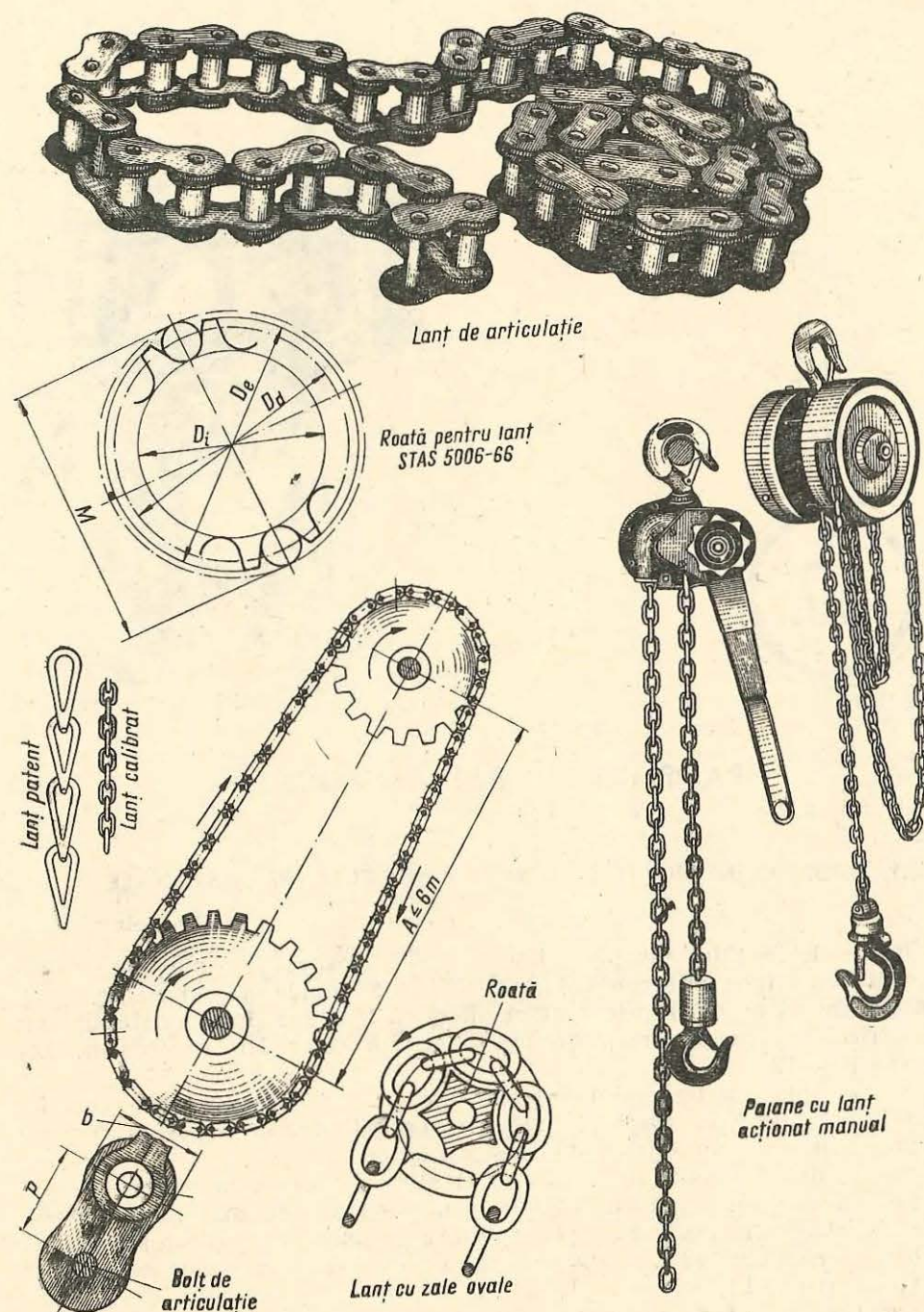


Fig. 11.10. Diferite forme constructive de lanțuri și transmisii cu lanț.

TRANSMISII DIRECTE

CAPITOLUL



TRANSMISII CU ROȚI CU FRICȚIUNE

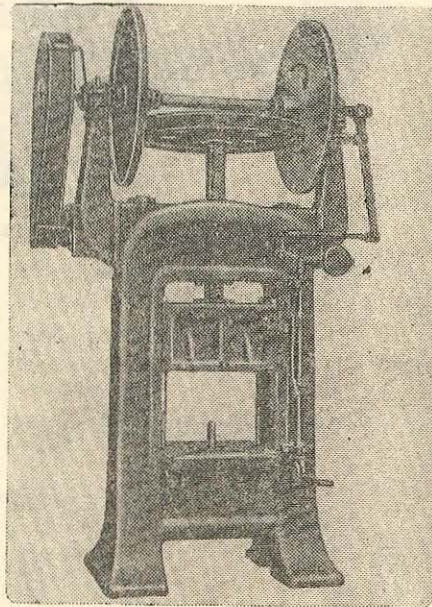
12.1. TIPURI CONSTRUCTIVE, DOMENII DE UTILIZARE, MATERIALE

Roțile de fricțiune fac parte din organele folosite în scopul transmiterii mișcării de rotație prin contact direct. Cele mai simple mecanisme de transmitere directă a puterii prin contact direct cu fricțiune sînt formate din roți cilindrice cu periferia dreaptă avînd diametrele cercurilor de rostogolire D_{r1} și D_{r2} (fig. 12.1).

Aceste tipuri de transmisii sînt foarte simple, au dimensiuni mici, funcționează fără șocuri, cu zgomot redus și cu posibilitatea de a patina în cazul suprasolicitărilor, protejînd astfel instalațiile respective.

Pe una din roți aflată în mișcare de rotație cu viteza v_1 montată pe lagăre deplasabile, se apasă cu forță Q . În zona periferică de contact dintre roți apare forța de frecare F capabilă să transmită puterea și mișcarea între doi arbori paraleli (fig. 12.1, a) sau care se intersectează (roți conice cu contact exterior, (fig. 12.1, b).

Legătura între forța de frecare F dintre roți, avînd efect favorabil, forța periferică utilă $F_u = \frac{2M_t}{D_1}$ și forța de apăsare Q , este $F = \mu Q \gg F_u$.



Se consideră un coeficient de siguranță împotriva alunecării $C=1,25 \dots \dots 1,8$ cu care se mărește forța F , adică $CF = \mu Q$. Deci :

$$Q = \frac{CF}{\mu} = (8 \dots 12)F \quad (12.1)$$

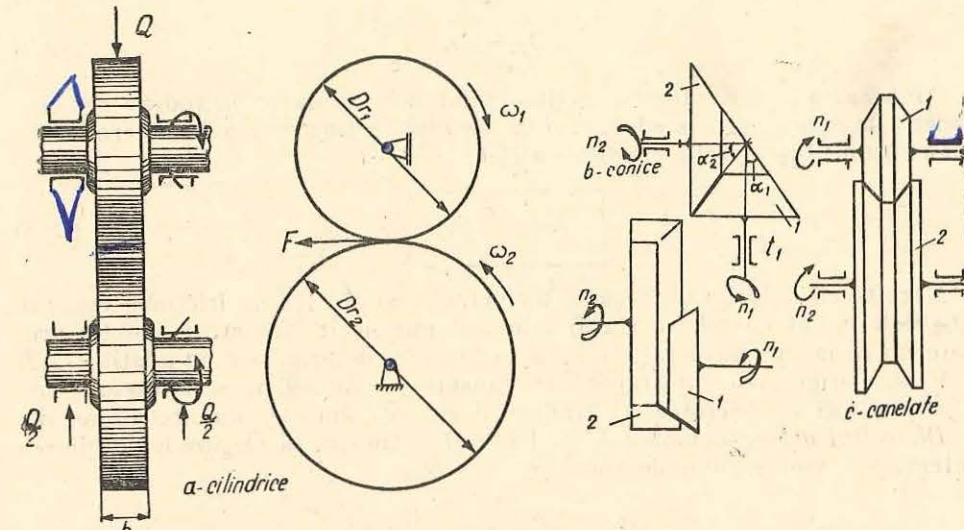


Fig. 12.1. Tipuri constructive de transmisii cu roți cu fricțiune.

Rezultă necesitatea unor eforturi Q de apăsare, în medie de 10 ori mai mare decît efortul necesar a fi transmis, ceea ce încarcă mult arborii și lagărele. Din această cauză principală, domeniul de utilizare a transmisiilor cu roți cu fricțiune este limitat la puteri mici pînă la 30 CP. Aceste puteri pot fi depășite prin folosirea roților cu fricțiune cu caneluri avînd secțiunea trapezoidală în care pătrunde obada roții cu profil conjugat (fig. 12.1, c). Datorită efectului de pană, pentru a transmite aceeași putere este necesară o forță de apăsare Q de trei ori mai mică.

Materialele utilizate în construcția roților cu fricțiune trebuie să asigure un coeficient de frecare cît mai mare, o rezistență sporită la presiunea de contact și o comportare satisfăcătoare împotriva uzării superficiale. Aceste materiale sînt : fontă ($\mu=0,17$) ; oțel ($\mu=0,16$) ; textolit ($\mu=0,22$) ; ferodo ($\mu=0,35$) ; piele ($\mu=0,3$) ; cauciuc ($\mu=0,3$) etc.

12.2. ELEMENTE DE CALCUL

Pentru asigurarea bunei funcționări a transmisiei se urmărește evitarea alunecării specifice, dar aceasta nu poate fi exclusă. Dacă cele două roți cu fricțiune reprezentate prin cercurile de rostogolire cu diametrele D_{r1} și D_{r2}

s-ar rostogoli între ele fără să alunece, în acest caz vitezele lor periferice ar fi egale, iar raportul de transmisie i constant.

Alegându-se mărimea diametrului roții conducătoare D_{r1} și cunoscându-se raportul de transmisie $i = \frac{n_1}{n_2}$ se poate determina diametrul roții conduse:

$$D_{r2} = i D_{r1} \quad (12.2)$$

Alunecarea dintre roțile cu fricțiune fiind inevitabilă se introduce un coeficient de compensare $\varepsilon = 1,02 \dots 1,05$ de care se ține seama în determinarea diametrului D_{r2} al roții conduse, astfel:

$$D_{r2} = \frac{i}{\varepsilon} D_{r1} \quad (12.3)$$

Rezultă că datorită alunecării, diametrul real al roții cu fricțiune conduse D_{r2} determinat cu relația (12.3) este mai mic decât diametrul teoretic prin care nu se ia în considerație alunecarea specifică determinată cu relația (12.2)

Pentru asigurarea unui raport de transmisie constant nu se folosesc transmisii cu roți cu fricțiune, ci transmisii cu roți dințate, numite angrenaje.

Diametrul arborelui motor d_1 și al rolei D_{r1} trebuie să asigure transmiterea integrală a momentului de torsiune $M_t = Q \tau_{at}$.

$$M_t = 71620 \frac{N}{n_1} = \frac{\pi d_1^3}{16} \tau_{at};$$

deci:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{71620 \cdot 16}{\pi \tau_{at}} \frac{N}{n_1}} \quad (12.4)$$

N reprezintă puterea în cai putere.

Cunoscând diametrul d_1 al arborelui rezultă D_{r1} și D_{r2} :

$$D_{r1} = (5 \dots 10) d_1; \text{ respectiv } D_{r2} = \frac{i}{\varepsilon} D_{r1} \quad (12.5)$$

Lățimea b se determină pe baza forței de apăsare Q și a rezistenței admisibile la contact liniar σ_{as} ; astfel $Q = b \sigma_{as}$. Valoarea $\sigma_{as} = (25 \dots 30)$ HB, pentru oțeluri și $1,5 \sigma_{ri}$ pentru fonte.

12.3. VARIATOARE DE TURAȚIE

Roțile cu fricțiune sînt utilizate și în construcția variatoarelor continue de turație. De obicei, arborele conductor are o turație constantă. Cînd este necesară o turație continuu variabilă a arborelui condus se poate construi

un variator cu roți de fricțiune de tipul celui din figura 12.2. Viteza periferică a roții 1 variind liniar, $v_i = R_x \omega_1$, rezultă că viteza roții 2 depinde de zona de contact, adică de distanța R_x . De aceea roata 2 se construiește cu posibilitatea deplasării axiale, astfel încît distanța de contact R_x poate varia de la R_{min} la R_{max} .

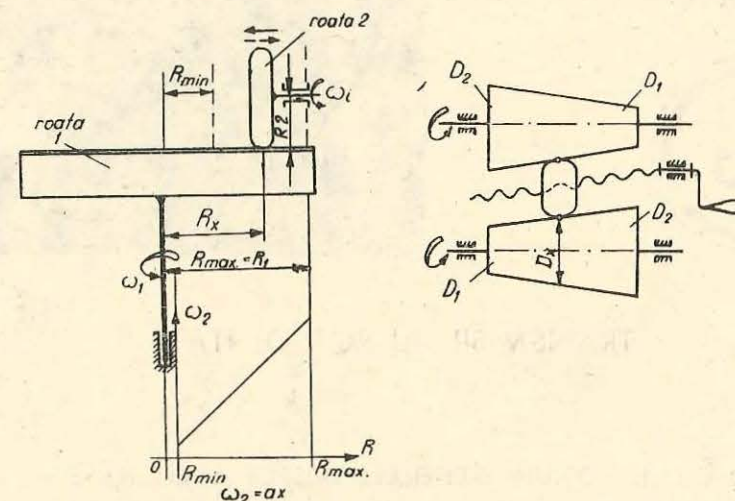


Fig. 12.2. Tipuri constructive de valoare de turație:
a — cu roți plane; b — cu roți conice și rolă intermediară.

Considerîndu-se transmiterea micșării fără alunecare, vitezele periferice vor fi egale $v_1 = v_2$ deci $\omega_1 R_x = \omega_2 R_2$ și rezultă:

$$\omega_i = \frac{\omega_1}{R_2} R_x = a R_x = \omega_2 \quad (12.6)$$

ceea ce indică variația liniară a vitezei roții 2 în funcție de variabila R_x , după cum se poate urmări pe diagrama din figură.

În figura 12.2, b este reprezentat schematic un variator de turație cu roți conice și cu rolă intermediară.

În figura 12.3 este reprezentată schema unui variator cu posibilitatea inversării turației. Sensul rotației arborelui II se schimbă după cum contactul cu roata 2 are loc în zona A sau în zona opusă B, ceea ce se obține prin deplasarea axială a sistemului de roți 1.

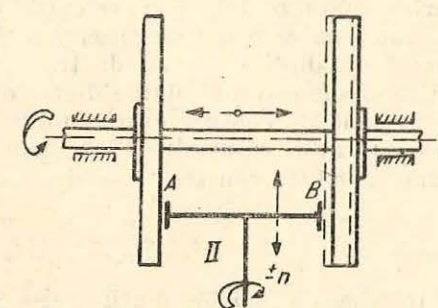
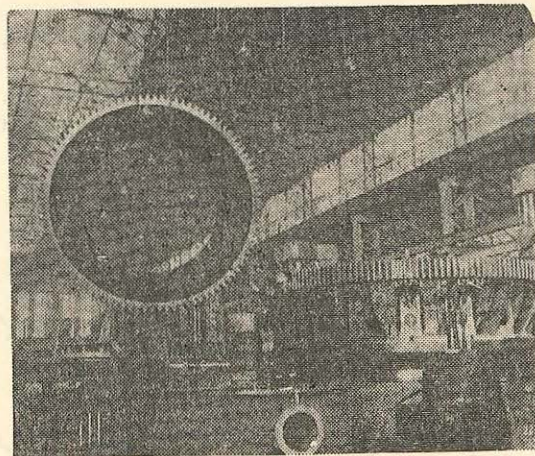


Fig. 12.3. Variator și inversor de turație cu roți de fricțiune.



TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

13.1. NOȚIUNI GENERALE DESPRE ANGRENAJE

Mecanismele cu roți cu fricțiune nu pot asigura mișcarea uniformă a arborilor, deci nu pot realiza o valoare constantă a raportului de transmisie i și nici transmiterea unor puteri mari. Astfel de inconveniente nu apar în funcționarea mecanismelor cu roți dințate numite angrenaje. Un angrenaj este format dintr-o pereche de roți dințate, una *conducătoare*, iar cealaltă *condusă*.

Suprafețele cilindrice, reprezentate prin cercurile de rostogolire D_{r1} , D_{r2} (fig. 12.1; 13.1), se rostogolesc între ele, fără alunecare, dacă în afară și în interiorul acestor cercuri, deci pe periferia lor, se execută, niște proeminențe, *dinți* și goluri asemănătoare. Astfel, alunecarea relativă a suprafețelor de contact — reprezentate prin cercurile de rostogolire — este exclusă, deoarece mișcarea nu se mai transmite, prin forța de frecare ci printr-o forță de apăsare între dinți. În perioada transmiterii mișcării, dinții roții conducătoare pătrund succesiv în golurile dintre dinții roții pereche conjugate și realizează o presiune de contact antrenându-i prin *angrenare*.

Raportul de transmisie i este definit ca în cazul transmisiei cu roți cu fricțiune, dar este constant:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{D_{r2}}{D_{r1}} = \text{const.} \quad (13.1)$$

Înălțimea capetelor dinților este limitată în exterior de cercul de strunjire având diametrul D_e , iar în interior la picioarele dinților corespunde cercul interior D_i (fig. 13.1).

În construcția modernă de mașini și aparate, transmisia cu roți dințate constituie mecanismul cel mai important și cel mai utilizat. Astfel, construcția unui automobil ca și aceea a unui strung cuprinde zeci de roți dințate. În schemele cinematice ale unor mașini-unelte complexe se află sute de roți dințate.

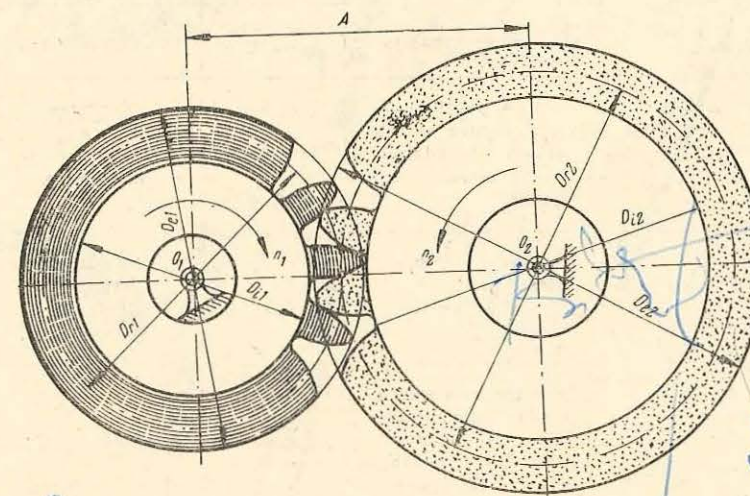


Fig. 13.1. Angrenaj cu roți dințate cilindrice cu dinți drepi:
 D_{r1}, D_{r2} — diametrele de rostogolire; D_{e1}, D_{e2} — diametrele prin vîrfurile dinților;
 D_{i1}, D_{i2} — diametrele suprafețelor de la baza dinților.

Rol funcțional. Angrenajele sînt utilizate la transmiterea mișcării de rotație de la un arbore conducător la altul condus, realizînd un raport de transmisie i între viteze. Transmiterea mișcării este totdeauna însoțită de transmiterea unor momente de torsiune M_t , adică a unui lucru mecanic L , deci a unei puteri N .

Domeniul de utilizare a angrenajelor este vast. Executate îngrijit și montate corect pot garanta siguranța în funcționare la viteze și puteri reduse (cazul ceasornicelor; aparatelor etc.), la puteri de zeci de mii de kilowați (mașini grele) și la viteze periferice ridicate pînă la 100—150 m/s (mașini rapide).

Gama dimensiunilor roților dințate este determinată de stadiul general al construcției de mașini. În prezent se pot executa roți dințate cu diametrele cuprinse între fracțiuni de milimetru pînă la diametre de strunjire $D_e > 10$ m. În țara noastră se execută în prezent roți dințate cu diametre de peste 5000 mm.

La turații mari, angrenajele în funcționare produc zgomote de intensitate proporțională cu turația n și invers proporțională cu precizia de execuție și montaj. La angrenajele cu dinți *înclinați*, în V sau în *curbă*, zgomotul este mai redus.

Clasificarea generală a angrenajelor și a roților dințate este schematizată în tabela 13.1 și ilustrată prin figura 13.2.

Materialele cele mai utilizate în construcția roților dințate sînt: oțeluri (tab. 13.2), fonte, alamă, bronz și diferite materiale plastice.

Tabela 13.1

Clasificarea roților dințate și a angrenajelor

Denumirea criteriului de clasificare	Denumirea angrenajului	Poziția în figura 13.2	Denumirea roții
Poziția axelor de rotație	— cu axe paralele — cu axe care se intersectează în plan — cu axe încrucișate în spațiu	I a, b, c, d II-e III-f, g, h	— cilindrice — conice — elicoidale
Sensul de mișcare al roților angrenate	— în sens opus sau diferit — în același sens	a, b, d, e, f, g, h, c	— cu dantura exterioară — cu dantura în interior
Caracterul mișcării	— fără transformarea mișcării de rotație — cu transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație sau invers	a, b, c, d, e, f, h, g	— roată — roată cremalieră
Orientarea axei longitudinale a dinților față de generatoarea suprafeței supusă danturării	— corespunde denumirilor roților	a, c, e, g b d f	— cu dinți drepi — cu dinți înclinați (elicoidali) — cu dinți înclinați în V sau W — cu dinți curbi
Forma suprafeței de danturare	— corespunde denumirilor roților	a—d e—f h — —	— cilindrică — conică — melcată — alte forme de revoluție — necirculare
După forma curbei flancurilor	—	a—h	— evolventă; cicloidală; arc de cerc

13.2. CONDIȚIILE DE BAZĂ ALE CONSTRUCȚIEI PROFILULUI

Profilul dinților trebuie astfel construit încît să asigure un raport de transmisie constant. Aceasta este condiția fundamentală a profilului angrenajului cu roți dințate.

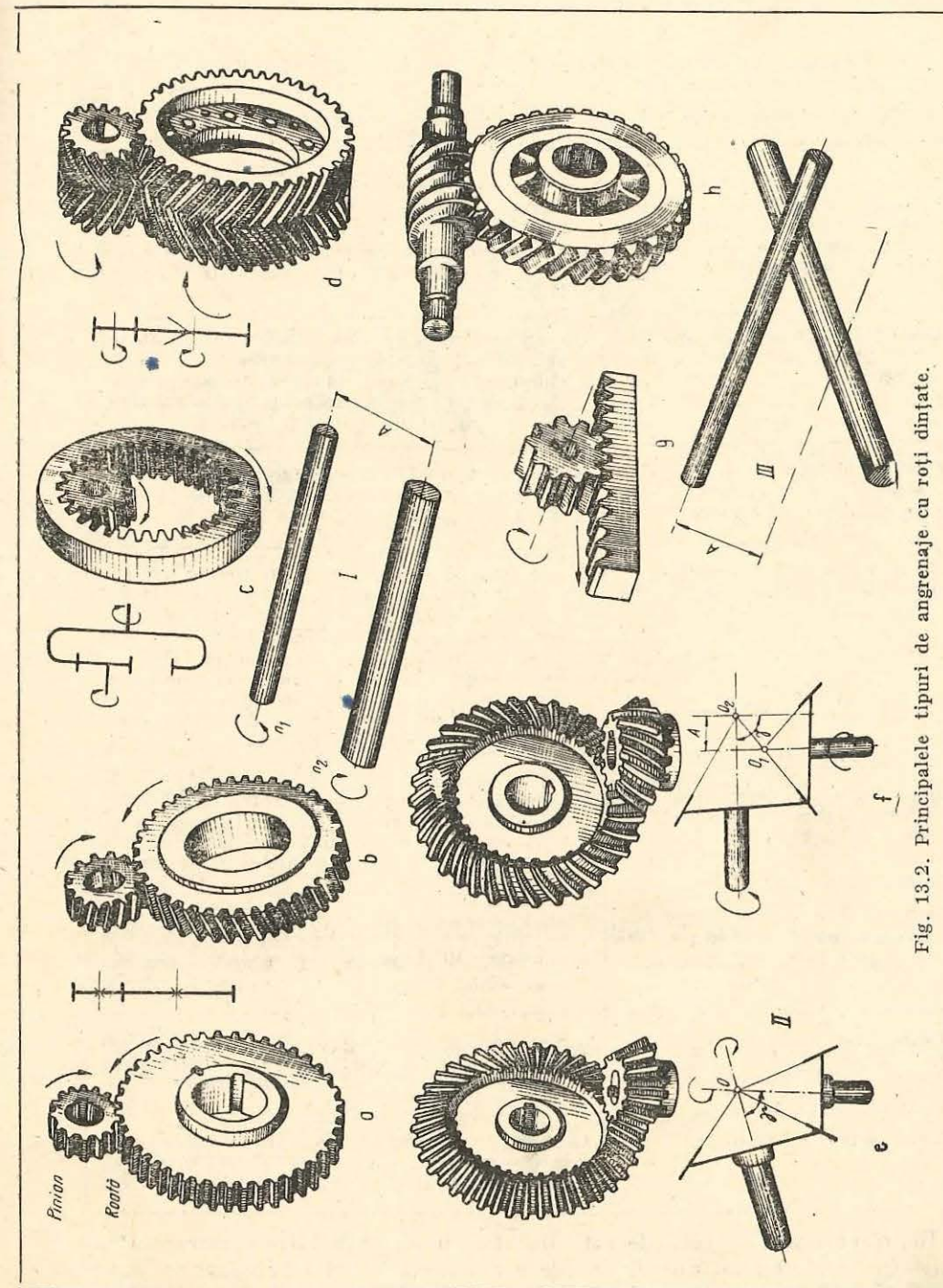


Fig. 13.2. Principalele tipuri de angrenaje cu roți dințate.

Tabela 13.2

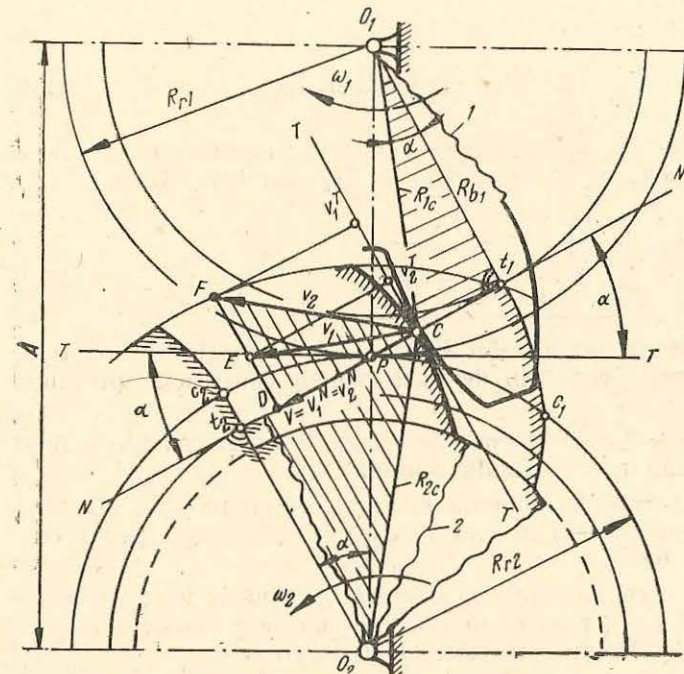
Exemple de mărci de oțeluri indicate în construcția roților dințate

Condițiile de funcționare ale roții	Oțelurile și tratamentele termice recomandate
1	2
Roți dințate: Foarte greu solicitate (viteze periferice mari 12 m/s și presiuni specifice foarte mari; cu șoc).	Oțeluri de cementare aliate (13 CN 33; 18 MoCN 3; 20 MoN 35; 18 MoCN 06; 21 MoMC 12; 21 TMC 12) cementate pe adâncime mai mare de 1,5 mm și călite la 58—62 HRC în suprafață și 30—40 HRC în miez.
Greu solicitate (viteze periferice mari și presiuni specifice mari; cu șoc).	Oțeluri de cementare aliate (13 CN 30; 14 MoMC 12; 18 MC 10; 15 C 08) cementate pe adâncimea de 1,0—1,5 mm sau carbonitrate pe adâncimea de 0,6—0,8 mm și călite la 55—60 HRC în suprafață și 20—30 HRC în miez.
Mediu solicitate (viteze periferice mijlocii 8—12 m/s și presiuni specifice mari; cu șoc).	Oțeluri carbon și aliate (OLC 45S; OLC 55; 40C10; 41 MoC 11) îmbunătățite la 30—35 HRC și călite superficial la 50—55 HRC.
Mediu solicitate (viteze mijlocii și mici 4—8 m/s și presiuni specifice mari; fără șoc).	Oțeluri aliate (35 CMS 13; 40 C 10; 50 VC 11; 41 MoC 11) îmbunătățite global la 45—50 HRC; pentru mărirea rezistenței la uzare se poate aplica cianurarea pe adâncimea de 0,2—0,3 mm cu călire directă și revenire joasă (55 HRC în strat și 40—45 HRC în miez) sau îmbunătățire la 40—45 HRC urmată de călire superficială la 52—56 HRC; excepție oțelul 35 CMS 13, care în schimb poate fi călit izoterm.
Slab solicitate (viteze mijlocii 6—12 m/s și presiuni specifice mici; cu șoc).	Oțeluri carbon de cementare (OLC 15; OLC 25) cementate pe adâncimea de 0,6—1 mm și călite la 55—60 HRC în suprafață sau carbonitrate pe adâncimea de 0,4—0,6 mm și călite direct;
Slab solicitate (viteze mici 6 m/s, presiuni specifice mici; cu sau fără șoc).	Oțeluri carbon sau aliate (OLC 45; OLC 55; 35 M 16; 40 C 10; 27 MS 12; 31 CMS 10; 35 CMS 13) îmbunătățite la 20—25 HRC; oțel carbon sau aliat turnat HR.
Foarte slab solicitate.	Oțeluri carbon obișnuite cu 0,25—0,5 % C n tratate; OL 42; OL 50; OL 60; oțeluri carbon turnate OT 45; OT 50; fontă turnată.
Melci (arbori melcați).	15 C 08; 13 CN 30; 21 MoMc 12 călit și revenite la 65—63 HRC; OLC 45; 40 C 10; 41 CM 12 călite în adâncime și revenite la 45—55 HRC

Reprezentând o pereche de roți dințate, cu distanța între centrele de rotație $O_1O_2=A$, numai prin flancurile a doi dinți aflați în contact în punctul C (fig. 13.3), viteza punctului C de pe roata 1 este, $v_1=O_1C\omega_1$, ($v_1 \perp O_1C$), iar de pe roata 2 este $v_2=O_2C\omega_2$ ($v_2 \perp O_2C$).

În punctul comun C , flancurile aflate în contact admit o dreaptă normală comună NN și o tangentă la profil TT .

Proiecțiile vitezelor v_1 și v_2 pe direcția normalei comune NN nu pot avea valori diferite.

Fig. 13.3. Condiția de bază a angrenării cu raport de transmisie constant ($i=\text{constant}$).

Presupunându-se că $v_1^N > v_2^N$ rezultă că profilul unui dinte pătrunde în profilul celuilalt ($v_1^N > v_2^N$), ceea ce nu este posibil, întrucât materialele danturii sînt rigide. Dacă $v_1^N < v_2^N$ rezultă că roata 2 se rotește mai repede decît roata 1 ceea ce nu este posibil.

Deci:

$$v_1^N = v_2^N = v \quad (13.2)$$

Goborîndu-se perpendiculara din centrele roților O_1 și O_2 pe normala NN se obțin punctele t_1 și t_2 apoi urmărindu-se corespondența dintre laturi și unghiuri rezultă:

$$\Delta O_1 t_1 C \sim \Delta CDE; \Delta O_2 t_2 C \sim \Delta CDF.$$

Cu această construcție se definesc și razele cercurilor de bază R_{b1} și R_{b2} . Latura $GD=v$ este comună triunghiurilor CDE și CDF , încît au loc relațiile:

$$\frac{CD}{O_1 t_1} = \frac{CE}{CO_1}; \text{ sau } \frac{v}{R_{b1}} = \frac{v_1}{CO_1}; \text{ deci:}$$

$$\frac{v}{v_1} = \frac{R_{b1}}{R_{1c}}$$

Procedându-se în mod asemănător se obține :

$$\frac{v}{v_2} = \frac{R_{b2}}{R_{2c}}$$

Din aceste relații rezultă :

$$v = \frac{v_1 R_{b1}}{R_{1c}} = \frac{R_2 R_{b2}}{R_{2c}} = \omega_1 R_{b1} = \omega_2 R_{b2} \quad (13.3)$$

de unde se deduce o nouă expresie care dovedește că raportul de transmisie prin angrenaj i este constant, deoarece R_{b1} și R_{b2} sînt invariabile.

Deci :

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i = \text{const.} \quad (13.4)$$

Urmărindu-se construcția grafică din figura 13.3 și conținutul relațiilor de mai sus, rezultă și alte concluzii de bază pentru construcția profilului dinților și anume :

— Profilurile dinților a două roți conjugate trebuie astfel construite încît curbele flancurilor să admită o normală comună NN .

Normala comună NN este și tangentă comună la cercurile de raze R_{b1} și R_{b2} generînd cele două flancuri în contact cînd se rostogolește pe un cerc sau pe celălalt cerc de bază.

— De la intrarea în angrenare (primul contact t_1), pînă la ieșirea din angrenare (ultimul contact t_2), o pereche de dinți se mențin permanent în contact descriind traiectoria NN numită *direcție de angrenare*.

— Normala comună NN împarte distanța dintre centrele de rotație $O_1O_2 = A = \text{const.}$ în două părți constante $O_1P = R_{r1}$ și $O_2P = R_{r2}$.

— Traectoria t_1t_2 descrisă de succesiunea punctelor de contact C de la intrarea pînă la ieșirea din angrenare se numește *linie de angrenare*.

— Punctul P prin care trece linia de angrenare t_1t_2 suprapusă tangentei comune NN deci normalei comune, reprezintă centrul instantaneu de rotație a cercurilor de rostogolire fără alunecare. Acest punct P se numește *polul angrenării*.

— Direcția tangentei comune NN la cercurile de bază formează cu direcția tangentei comune TT (perpendiculară pe direcția centrelor O_1O_2) *unghiul de angrenare* α , un alt parametru al angrenajului.

Majoritatea profilurilor se construiesc, cu un unghi de angrenare $\alpha = 20^\circ$ după prevederile standard (STAS 821-63).

Astfel de condiții fundamentale sînt cele complet satisfăcute de *curbele ciclice* [evolventa (fig. 13.4, a). *cicloida* etc.]. Caracteristicile geometrice ale evolventei ușurează procesul tehnologic de prelucrare a danturii. De aceea, familia curbelor evolvente (fig. 13.4, b) este cea mai utilizată în construcția roților dințate.

Gradul de acoperire. O altă condiție necesară realizării unui raport de transmisie constant este asigurarea unui *grad de acoperire* ε supraunitar. Cu va-

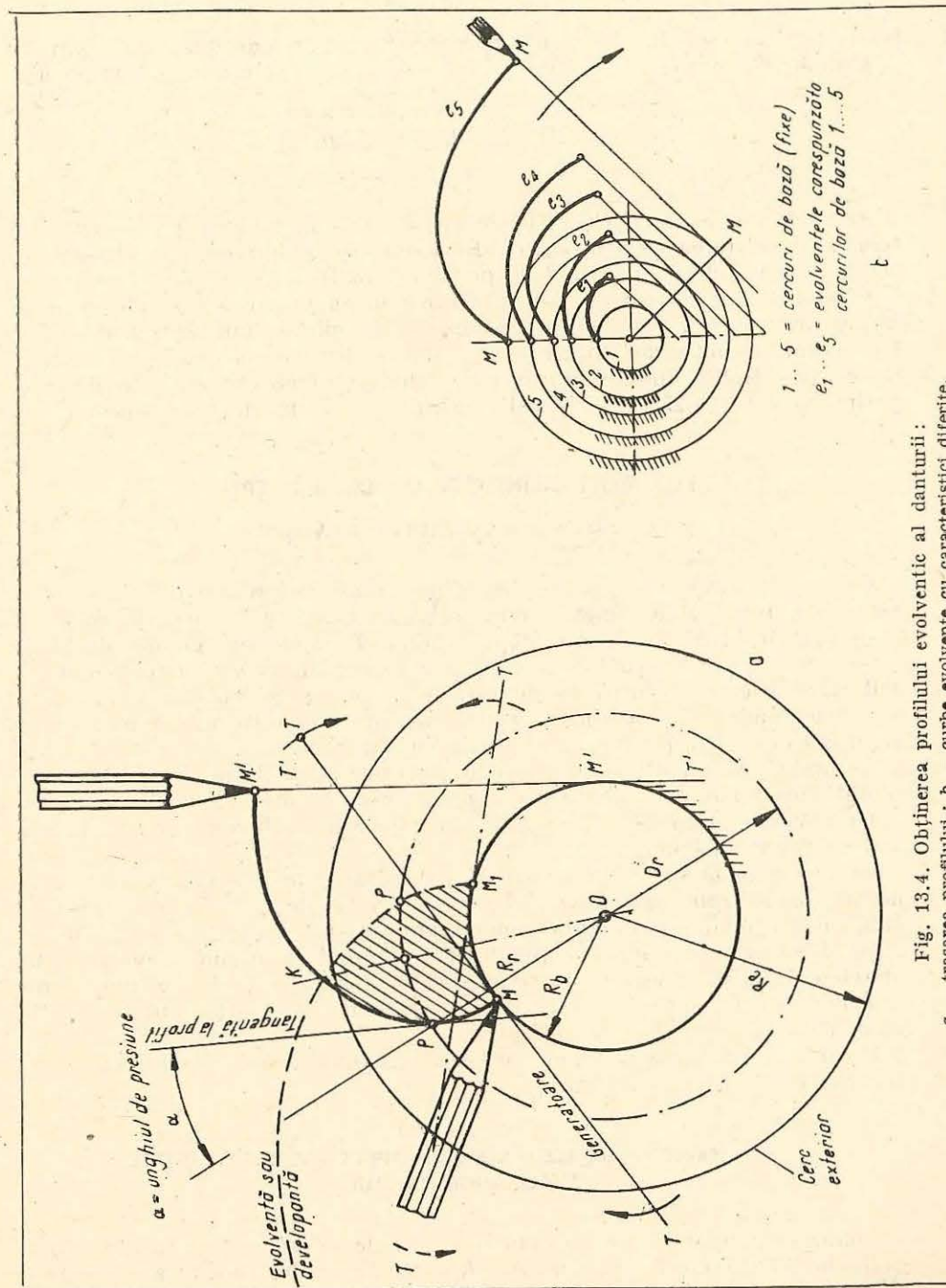


Fig. 13.4. Obținerea profilului evolventic al danturii :
a — trasarea profilului ; b — curbe evolvente cu caracteristici diferite.

loarea acestui coeficient se poate aprecia câte perechi de dinți conjugați se află simultan în angrenare. Gradul de acoperire se determină cu raportul:

$$\varepsilon = \frac{\text{arcul de angrenare}}{\text{pas}} = \frac{\widehat{C_1PC_2}}{p}$$

Arcul de angrenare $\widehat{C_1PC_2}$ este descris de un punct C_1 de pe flancul dintelui de la intrarea până la ieșirea din angrenare a dintelui respectiv (poziția hașurată a dintelui roții 2 de pe figura 13.3).

Gradul de acoperire $\varepsilon > 1$ indică intrarea în angrenare a perechii de dinți următoare înainte de ieșirea din angrenare a perechii de dinți precedente. Astfel, contactul dintre doi dinți este permanent, deci angrenarea este continuă ($i = \text{const.}$). Roțile dințate de precizie trebuie să realizeze un grad de acoperire $\varepsilon > 1,1 \dots 1,25$. Dacă $\varepsilon < 1$ mișcarea se transmite neuniform.

13.3. ROȚI CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

13.3.1. DANTURA CU PROFIL EVOLVENTIC

Cele mai utilizate în practică sînt roțile dințate cu profil evolventic, deoarece oferă următoarele avantaje remarcabile, neîntîlnite la celelalte profiluri:

- caracteristicile evolventei depind numai de mărimea cercului de bază;
- orice roată de profil evolventic poate angrena cu o altă roată din familia profilelor evolventice avînd aceiași parametri de bază α și m ;
- angrenarea rămîne corectă chiar dacă distanța între axe A nu rămîne riguros exactă (în acest caz se modifică puțin α);
- prelucrarea danturii cu profil evolventic, poate fi realizată fără dificultăți, utilizîndu-se scule cu profil drept (neevolventic).

Un astfel de profil a fost propus de savantul Euler sub denumirea de angrenaj cu profil evolventic.

Curba evolventă sau simplu *evolventa* se obține prin rostogolirea (fără alunecare) unei drepte generatoare TT pe un cerc fix de rază R_b numit *cerc de bază*. Rostogolindu-se dreapta generatoare într-un sens sau în celălalt se obțin două evolvente identice (fig. 13.4, a). Luînd ca origine a evolventelor punctele M și M_1 , aceste curbe se intersectează în punctul K și definesc profilul dintelui. Dreapta KO reprezintă axa de simetrie a profilului evolventic al danturii.

Mărimi diferite ale cercului de bază R_b determină curbe evolvente cu caracteristici diferite (fig. 13.4, b).

13.3.2. PRINCIPALELE ELEMENTE GEOMETRICE ALE ROȚII DINȚATE ȘI ALE ANGRENAJULUI

Înălțimea dinților h este limitată spre vîrf de cercul exterior cu raza $R_e > R_b$, iar în interior de cercul interior $R_i < R_b$ (fig. 13.5). Diferența $R_b - R_i = c$ se numește *joc de fund*. El este necesar pentru ca vîrfurile dinților unei roți să

nu atingă roata pereche pe zona diametrului interior dintre dinți spre a nu bloca angrenajul.

Cercul de rostogolire trece aproximativ pe la jumătatea distanței dintre cercul de bază și cel exterior (măsurată de direcția razei). Capul dintelui reprezintă distanța a dintre cercul de rostogolire și cel exterior, iar piciorul dintelui, distanța b dintre cercul de rostogolire și cel interior. Între aceste mărimi există relația $a + b = h$. Deoarece flancul dintelui coboară puțin sub cercul de bază, $b > a$. Zona activă a flancului dintelui este cuprinsă între D_b și D_e .

Pasul circular p se obține prin măsurarea lungimii arcului pe cercul de rostogolire (numit și *cerc de divizare* de rază R_r) între flancurile de același sens a doi dinți alăturați (fig. 13.5).

Între lungimea cercului de divizare πD_r , numărul de dinți z al unei roți dințate și pasul p există legătura:

$$zp = \pi D_r, \text{ deci } z = \frac{\pi}{p} D_r. \quad (13.)$$

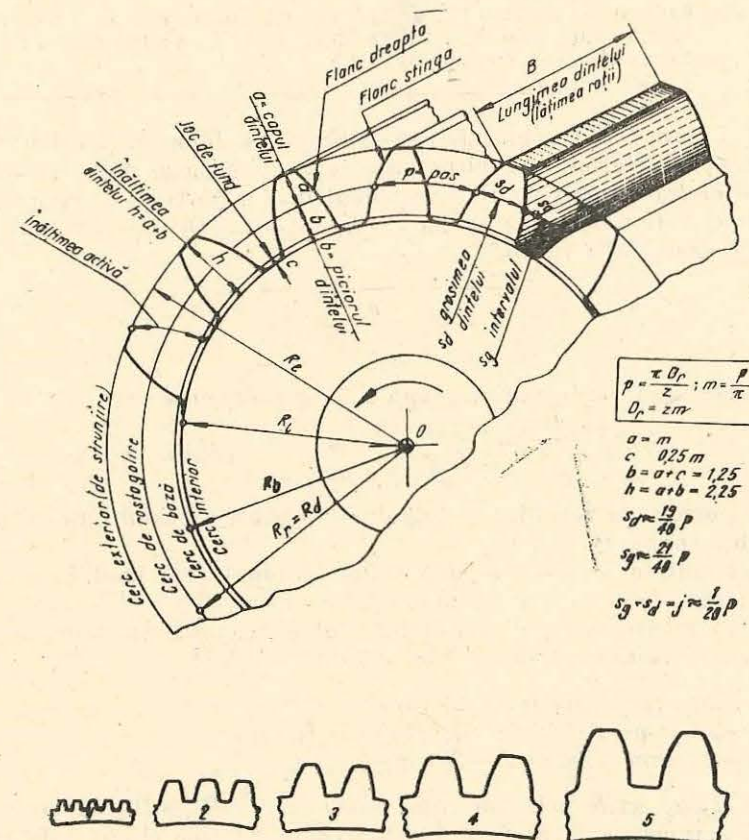


Fig. 13.5. Elementele de bază ale unei roți dințate:
1-5 creșterea profilului danturii în funcție de modul.

Din aceste relații se poate scrie expresia pasului p , a modulului m , a diametrului cercului de rostogolire D_r (în mm) și a numărului de dinți z .

$$\boxed{p = \frac{\pi D_r}{z}}; \quad \boxed{m = \frac{p}{\pi}}; \quad \boxed{D_r = mz}; \quad \boxed{z = \frac{D_r}{m}}. \quad (13.6)$$

Modulul m , numit și *pas diametral*, și numărul de dinți z al fiecărei roți dințate sînt parametrii de bază în calculul mecanismelor cu roți dințate. Pentru asigurarea angrenării dinților, prechea de roți trebuie construită cu același pas $p = p_1 = p_2$. Deoarece $m = \frac{p}{\pi}$, rezultă că cele două roți au și același modul m . Prin STAS 822-61 au fost limitate valorile modulului în mm la mărimile indicate în tabela 13.3.

Tabela 13.3

Valorile modulului m în mm (STAS 822-61)

$m = 0,05; 0,06; 0,08; 0,10; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5;$
 $0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3,0; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20;$
 $25; 32; 40; 50; 60; 80; 100 \text{ mm}.$

Pasul p și diametrul cercului de rostogolire D_r se folosesc în calculele intermediare pentru determinarea altor parametri de bază ai angrenajului.

Raportul de transmisie i poate fi exprimat prin raportul numerelor de dinți ai celor două roți z_1 și z_2 . Deoarece $i = D_{r2}/D_{r1}$, iar $D_r = zm$ (m fiind același pentru cele două roți) rezultă:

$$\boxed{i = \frac{D_{r2}}{D_{r1}} = \frac{mz_2}{mz_1} = \frac{z_2}{z_1}} \quad (13.7)$$

Relația generală care exprimă raportul de transmisie este:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{r2}}{D_{r1}} = \frac{R_{r2}}{R_{r1}} = \frac{z_2}{z_1} = \text{const.} \quad (13.8)$$

Printr-o pereche de roți dințate cilindrice se poate transmite raportul $i < 10$, iar prin roți conice $i \leq 4 \dots 6$.

Înălțimea dintelui $h = a + b$ se determină în funcție de modul: $a = m$; $b = 1,25 m$; deci $h = a + b = m + 1,25 m = 2,25 m$.

Parametrii menționați pot fi folosiți pentru calculul celorlalte cercuri ale roții dințate. Urmărind figura 13.5, rezultă:

$$\begin{aligned} D_e &= D_r + 2a = zm + 2m = m(z + 2) \text{ [mm]}; \\ D_i &= D_r - 2b = zm - 2 \cdot 1,25 m = m(z - 2,5) \text{ [mm]}; \\ D_b &= D_r - 2a = zm - 2m = m(z - 2) \text{ [mm]}. \end{aligned} \quad (13.9)$$

Distanța dintre axe arborilor roților dințate $A = R_{r1} + R_{r2}$, poate fi exprimată prin parametrii de bază, avînd în vedere relațiile (13.6) și figura 13.6.

$$A = \frac{D_{r1}}{2} + \frac{D_{r2}}{2} = \frac{D_{r1} + D_{r2}}{2} \text{ [mm]}$$

În această relație substituindu-se diametrele D_{r1} și D_{r2} determinate cu relația (13.6) și anume $D_{r1} = mz_1$, $D_{r2} = mz_2$, deci $D_{r1} + D_{r2} = m \cdot (z_1 + z_2)$ se obține relația generală:

$$\boxed{A = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}} \text{ [mm]} \quad (13.10)$$

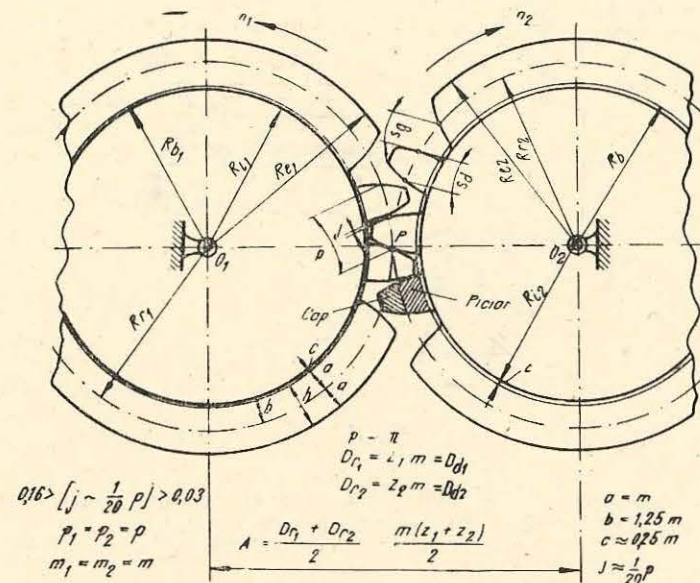


Fig. 13.6. Elementele geometrice ale angrenajului.

Această relație se aplică numai angrenajelor cu roți dințate cilindrice cu dinți drepți, cu semnul (+) pentru angrenarea exterioară și cu semnul (—) pentru angrenarea interioară.

Normele de proiectare a angrenajelor pentru construcția de mașini în general recomandă ca distanța dintre axe A să se realizeze la una din valorile standardizate (STAS 6055-68):

$A = 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250;$
 $315; 400; 500; 630; 800;$
 $1000; 1250; 1600; 2000; 2500 \text{ mm}.$

Grosimea dintelui s_d și intervalul dintre dinți s_g . Dintr-o aproximare teoretică rezultă că pe cercul divizor D_r , coarda dintelui s_d este egală cu coarda intervalului dintre doi dinți $s_g = s_d$ (v. fig. 13.5). Deoarece sînt inevitabile erorile de execuție și cele de montaj ca și deformarea dinților în timpul transmiterii puterii, construcția roților pe baza egalității $s_g = s_d$ ar produce blocarea angrenajului. Acest fenomen se evită construindu-se astfel dantura încît $s_g \neq s_d$.

$$\boxed{s_g > s_d}, \quad \text{dar} \quad \boxed{s_g + s_d = p} \text{ [mm]}$$

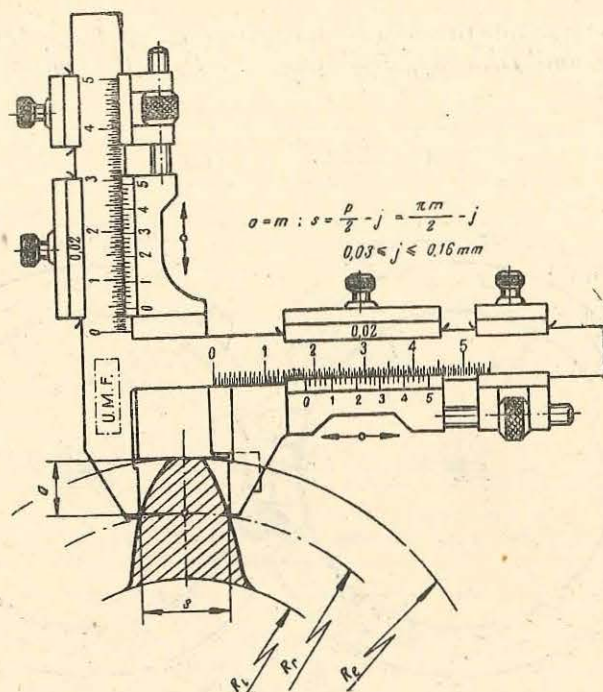


Fig. 13.7. Schema controlului execuției danturii roților cu ajutorul micrometrului special pentru măsurat grosimea dinților pe cercul de rostogolire.

Se realizează deci un joc de flanc $j = s_g - s_d$ (fig. 13.6), ceea ce asigură funcționarea angrenajului fără pericolul blocării.

Practic, grosimea dinților se măsoară în procesul danturării pentru asigurarea unei execuții corecte a roților de dimensiuni mari. În acest scop se folosește micrometrul pentru măsurat dantura, după schema din figura 13.7.

13.3.3. ECUAȚIILE PARAMETRICE ALE EVOLVENTEI ȘI APLICAȚIILE LOR

Dacă pe cercul de bază R_b (fig. 13.8) se rostogolește fără alunecare dreapta generatoare, cu punctul de tangentă în M_0 , când trece prin polul angrenării P devine tangentă în punctul A ocupînd poziția NN . Unind centrul roții O cu polul angrenării P , această dreaptă formează cu direcția tangentei la profil TPT unghiul de angrenare α , iar cu direcția OM_0 unghiul γ , respectiv $\angle M_0OA = \alpha + \gamma$

Între cercul de bază R_b unghiul de angrenare α și cercul de rostogolire R_r are loc următoarea ecuație parametrică :

$$R_b = R_r \cos \alpha. \quad (13.11)$$

folosită pentru determinarea distanței dintre axe, $A \cos \alpha = R_{b1} + R_{b2}$, sau luînd în considerație și relația (13.10) se obține :

$$A = R_{r1} + R_{r2} = \frac{R_{b1} + R_{b2}}{\cos \alpha} = \frac{D_{r1} + D_{r2}}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}. \quad (13.12)$$

Dependența unghiului γ de unghiul de angrenare α se numește *funcție de evolventă* (ev) sau *involută* (inv.). Exprimînd unghiurile α și γ în radian, această dependență are următoarea expresie :

$$\gamma = ev \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha. \quad (13.13)$$

Valorile funcției involută de α sînt calculate și tabelate în cărțile de roți dințate. Pentru $\alpha = 20^\circ$ corespunde :

$$\text{inv. } 20^\circ = 0,114 \, 904. \quad (13.14)$$

Relațiile (13.11 și 13.13) sînt două *ecuații parametrice de bază* ale evolventei, deosebit de importante pentru dimensionarea și construcția angrenajelor.

De exemplu, folosind valoarea rezultată din funcția $\text{inv. } \alpha$ se poate determina lungimea liniei frontale L peste z' dinți, numită normala comună, necesară controlului execuției corecte a danturii roții dințate cu dimensiuni obișnuite, după schema din figura 13.9.

Pentru determinarea normalei comune L peste z' dinți se aplică relația (13.15) numai în cazul roților cilindrice normale cu dinți dreپți și cu profil evolventic :

$$L = m \cos \alpha \left[\left(z' - \frac{1}{2} \right) \pi + z \, \text{inv } \alpha \right] \quad [\text{mm}], \quad (13.15)$$

în care z' rezultă din tabele în funcție de z .

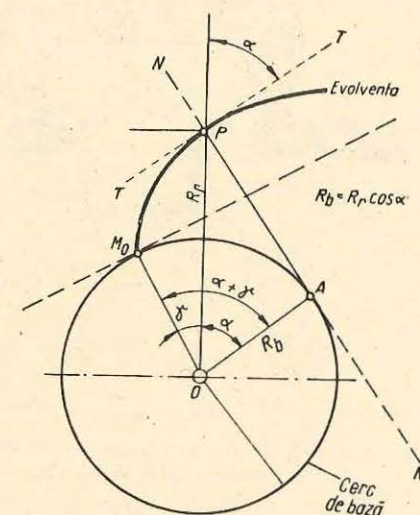


Fig. 13.8. Parametrii geometrici ai evolventei.

Exemplu de calcul

Să se determine lungimea L dintre fălcile micrometrului pentru controlul execuției unei roți dințate avind: $m=4$ mm, $\alpha=20^\circ$, $z=40$ dinți.

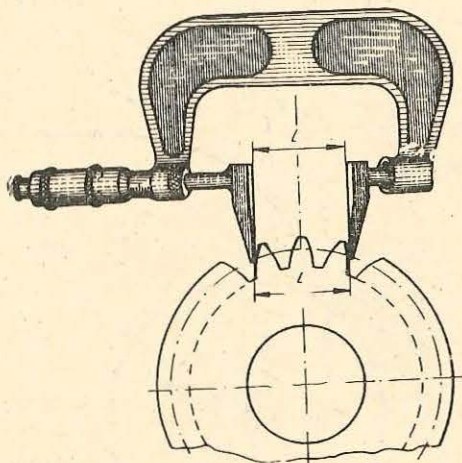


Fig. 13.9. Schema măsurării lungimii normalei comune la execuția danturii.

Rezolvare. Cunoscindu-se că; $\cos 20^\circ=0,93969$; $\text{inv } 20^\circ=0,014904$; $z'=5$
Substituindu-se aceste valori în relația (13.15) se obține:

$$L = L_s = m \cos 20^\circ \left[\left(z' - \frac{1}{2} \right) \pi + z \text{ inv } \alpha \right] =$$

$$= 4 \cdot 0,93969 \left[\left(5 - \frac{1}{2} \right) \cdot 3,14 + 40 \cdot 0,014904 \right] = 55,347 \text{ mm.}$$

13.4. NUMĂRUL MINIM DE DINȚI

Angrenări corecte se produc numai în interiorul liniei de angrenare $t_1 t_2$ (v. fig. 13.3 și 13.10). Când diferența dintre mărimile cercurilor de bază este foarte mare, deci $z_2 - z_1$ este mare, mai ales cind z_1 este foarte mic ($z_1 < 17$), ca în cazul angrenării unui pinion cu o cremalieră (fig. 13.10), racordarea evolventei de la cercul de bază pînă la cercul interior necesită o formă specială pentru a nu se intersecta vîrfurile roții z_2 la baza dinților pinionului z_1 . Acesta este fenomenul de interferență a dinților.

Se pot construi angrenaje cu un număr foarte mic de dinți, la care interferența să se producă în timpul execuției între roata dințată și sculă,

$$L = m \cos \alpha \left[\left(z' - \frac{1}{2} \right) \pi + z \text{ inv } \alpha \right]$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\cos \alpha = 0,93969$$

$$\text{inv } \alpha = 0,014904$$

$$z' = \frac{\alpha}{180} z + 0,5;$$

Pentru $\alpha = 20^\circ$ rezultă:

$$z' = \frac{z}{9} + 0,5.$$

pentru a nu se produce în timpul angrenării roților z_1 și z_2 . Astfel de angrenaje cu profil deplasat necesită calcule și execuție speciale.

Prevenirea fenomenului de interferență este asigurată dacă roata cea mai mică (pinionul) se construiește cu un număr de dinți mai mare decît numărul minim de dinți z_{min} , la care se mai poate produce interferența. În acest caz, roțile poartă denumirea de roți dințate normale (cu dantura zero, sau cu profil nedeplasat), deci cu modulul normal ($m=m_n$). z_{min} poate fi calculat precis în funcție de raportul de transmisie. Se obține însă $z_{min} \leq 17$ dinți. Deci, o roată cu profil normal sau nedeplasat are:

$$z_{min} \geq 17 \quad [\text{dinți}]$$

(13.16)

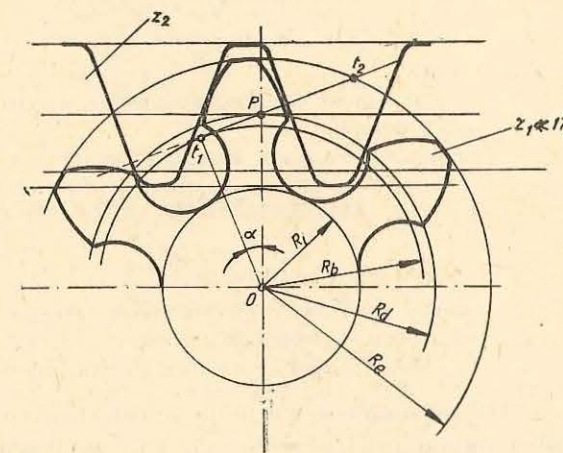


Fig. 13.10. Interferența dinților.

În numeroase cazuri se pot construi și roți cu un număr mai mic de 17 dinți, fără să apară fenomenul de interferență. Dar, considerîndu-se $z_1 > 17$ dinți, nu mai sînt necesare calcule suplimentare pentru determinarea numărului minim de dinți $z_1 > z_{min}$.

13.5. CALCULUL DINȚILOR LA ÎNCOVOIERE

Roțile dințate au o perioadă de funcționare limitată ca orice organ de mașină supus solicitărilor variabile și uzării. De la roata conducătoare la cea condusă, întregul efort este preluat numai de perechile de dinți aflați în angrenare. Astfel, fiecare dinte este încărcat și descărcat, la fiecare rotație, deci este solicitat ciclic și supus la oboseală.

Cînd roata dințată este solicitată într-un singur sens, dinții sînt solicitați de un ciclu pulsator (σ_0), iar cînd se rotesc periodic în ambele sensuri solicitarea se poate considera ca fiind alternant simetrică (σ_{-1}).

Cazurile care determină scoaterea angrenajelor din uz sînt:

- ruperea dinților prin încovoiere;
- uzarea flancurilor active sub diferite aspecte (ciupirea datorită oboselii straturilor superficiale — griparea — uzarea abrazivă în special la roțile care lucrează în medii cu praf — strivirea, coroziunea, fisurarea).

Pentru verificarea danturii drepte la încovoiere se consideră o singură pereche de dinți în angrenare ($\epsilon=1$) și se folosește relația:

$$\sigma_i = \frac{48500 \text{ KN}}{\phi f m^3 n z} \sigma_{ai} \quad [\text{kgf/cm}^2] \quad (13.17)$$

Pentru dimensionare se determină modulul m pe baza rezistenței admisibile la încovoiere σ_{at} astfel:

$$m = \sqrt[3]{\frac{48\,500\,KN(CP)}{\psi f z n \sigma_{at}}} \quad [cm] \quad (13.18)$$

În aceste relații:

$K = 1 \dots 1,6$ este un *coeficient dinamic* caracterizând șocurile sau suprasolicitățile de scurtă durată;

N — puterea necesară a fi transmisă, în CP;

ψ — coeficientul de lățime al roții ce se determină în funcție de modulul m ;

$$\psi = \frac{B}{m} = 5 \dots 40. \quad (13.19)$$

valorile mici fiind pentru angrenaje precise și cu turație ridicată;

f — coeficientul de formă al dintelui (fig. 13.11);

n și z — turația, respectiv numărul de dinți al roții calculate.

Pentru un angrenaj cu două roți dințate din același material, relațiile se aplică numai pentru roata mică z_1, n_1 deoarece f_1 este mai defavorabil.

La angrenajele cu roți dințate din materiale diferite, relațiile se aplică pentru roata care are produsul $(\sigma_{at} \cdot f)$ cel mai mic.

Rezistența admisibilă. La încovoiere, rezistența admisibilă σ_{at} se determină pe baza rezistenței limită σ_0 , respectiv σ_{-1} luată din STAS (sau din tabele — anexa 1) prin considerarea coeficientului de siguranță $C = 1,8 \dots 2,5$ și a coeficientului de concentrare ce se produce la baza dinților $K\sigma \approx 1,65 - \frac{2,5}{z}$. Astfel σ_{at} devine:

$$\sigma_{at} = \frac{\sigma_0}{CK\sigma}, \text{ la rotirea roții într-un singur sens;} \quad (13.20)$$

$$\sigma_{at} = \frac{\sigma_{-1}}{CK\sigma}, \text{ în cazul rotirii în ambele sensuri.} \quad (13.21)$$

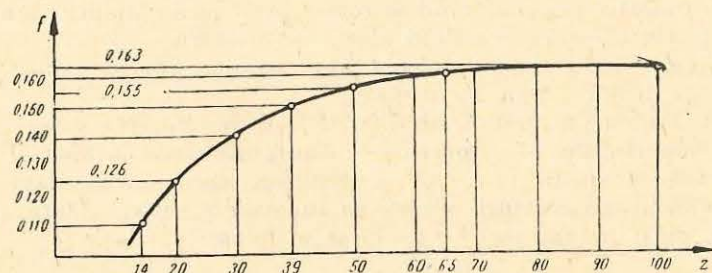


Fig. 13.11. Variația coeficientului de formă f cu numărul de dinți z .

Exemplu de calcul

La o roată din OL 50 STAS 500—69, avind $z=22$ dinți, cu rotirea în ambele sensuri, corespunde:

$$\sigma_{at} = \frac{\sigma_{-1}}{CK\sigma} = \frac{2\,400}{2,5 \left(1,65 - \frac{2,5}{22}\right)} = \frac{2\,400}{3,88} = 620 \text{ kgf/cm}^2.$$

13.6. DURABILITATEA ANGRENAJELOR

Prin durabilitatea angrenajului se înțelege perioada de timp în care pot fi utilizate roțile dințate fără să se rupă prin încovoiere și fără să se uzeze peste limita care ar putea dăuna bunei funcționări.

Cind rezistența la încovoiere a dinților este asigurată, flancurile active ale dinților în funcționare se uzează continuu. Prin fenomenul de uzare se produce o îndepărtare lentă a microparticulelor straturilor superficiale ale dinților în contact sub presiune și frecare. Astfel, flancurile dinților își modifică profilul, grosimea dintelui s_d se micșorează, jocul de flanc j se mărește, iar randamentul scade. Toate acestea micșorează treptat capacitatea de rezistență și precizia de funcționare chiar dacă nu se produce ruperea dinților prin încovoiere.

Durabilitatea necesară angrenajelor se poate asigura prin calcule de verificare la presiune de contact.

13.7. EXEMPLU DE PROIECTARE

Să se proiecteze un angrenaj format din roți dințate cilindrice cu dinți drepti, pe baza următoarelor date: $n_1=300$ rot/min; $n_2=73$ rot/min; $A=140$ mm; $N=2$ CP; $\alpha=20^\circ$ (STAS 822-61).

Ipoleze. Funcționarea angrenajului este liniștită, fără șocuri deci, $K=1$. Roțile se construiesc din același material OL 50 (anexa 1) avind $\sigma_r=5\,000$ kgf/cm²; $\sigma_{-1}=2\,400$ kgf/cm²

Rezolvarea problemei este ordonată sub formă de tabel (tab. 13.4).

Desenul de execuție al fiecărei roți definește proiectarea acesteia. Pe desen, alături de elementele constructive, se indică toate datele principale rezultate din calculele de mai sus. Pentru exemplificare, pe figura 13.12 s-au reprezentat datele necesare desenului de execuție al roții z_2 .

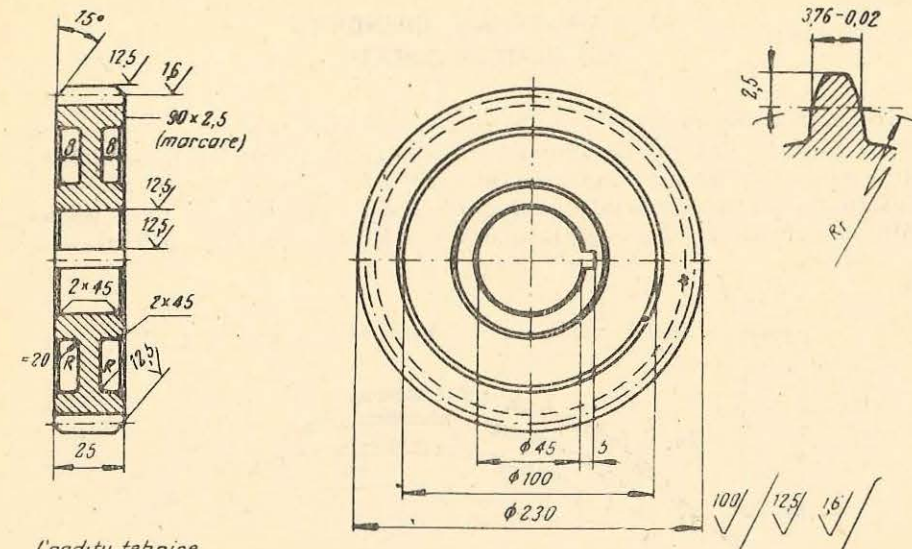
13.8. ANGRENAJE CU CREMALIERĂ

Angrenajul cu cremalieră se compune dintr-o roată dințată și o bară dințată numită *cremalieră* (fig. 13.13). Cremaliera poate fi considerată ca un sector dințat pe suprafața de rază $R_r=\infty$ și prin urmare își păstrează caracteristicile de bază ale roții dințate.

Tabela 13.4

Proiectarea angrenajului pe baza datelor de la punctul 13.7

Parametrul		Relația de calcul		Rezultatul necesar execuției
simbol	denumire	nr. relației	forma	
i_{12}	Raportul de transmitere	(13.8)	$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{300}{72} = 4,1$	—
z_1	Numărul de dinți al pinionului	(13.16)	$z_1 > z_{min} = 17$; se adoptă $z_1 = 22$	$z_1 = 22$,
z_2	Numărul de dinți al roții	(13.8)	$z_2 = i_{12} z_1 = 4,1 \cdot 22 \approx 90$ dinți	$z_2 = 90$
m	Determinarea geometrică a modului	(13.12)	$m = \frac{2A}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 140}{22 + 90} = 2,5 \text{ mm}$	$m = 2,5$
B	Lățimea roților (lungimea dintelui)	(13.19)	$B = \psi m = 10m = 10 \cdot 2,5 = 25 \text{ mm}$	$B = 25$
σ_{ai}	Rezistența admisibilă	(13.17); anexa 1	$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_1}{CK\sigma} = \frac{2400}{2 \left(1,65 - \frac{2,5}{22} \right)} \approx 775 \text{ kgf/cm}^2$ 775 kgf/cm^2 $m = \sqrt[3]{\frac{48500 \text{ KN}}{\psi f z_1 n_1 \sigma_{ai}}} =$ $= \sqrt[3]{\frac{48500 \cdot 2}{10 \cdot 0,129 \cdot 22 \cdot 300 \cdot 775}} =$ $= \sqrt[3]{\frac{9,70}{600 \cdot 8,7}} = \frac{2,13}{8,7} = 0,24 \text{ cm}$	775 kgf/cm ² (OL 50)
m	Verificarea modului la rezistență	(13.18); Fig. 13.11	$a = m = 2,5 \text{ mm}$ $b = 1,25 m = 3,12 \text{ mm}$ $h = a + b = 2,5 + 3,12 = 5,62 \text{ m}$	2,5 mm (STAS 822-61)
a	Capul dinților			—
b	Piciorul dinților			—
h	Înălțimea dinților			—
D	Diametrul cercului de rostogolire	(13.5)	$D_{r1} = z_1 m = 22 \cdot 2,5 = 55 \text{ mm}$	—
D_{r2}	Idem	(13.5)	$D_{r2} = z_2 m = 90 \cdot 2,5 = 225 \text{ mm}$	—
D_{r1}	Diametrul de strunjire	(13.9)	$D_{e1} = D_{r1} + 2a = 55 + 2 \cdot 2,5 = 60 \text{ mm}$	$D_{e1} = 60$
D_{e2}	Diametrul de strunjire	(13.9)	$D_{e2} = D_{r2} + 2a = 225 + 2 \cdot 2 \cdot 5 = 230 \text{ mm}$	$D_{e2} = 230$
Z'_1	Numărul de dinți între fălcile instrumentului	Fig. 13.9	$Z'_2 = \frac{22}{9} + 0,5 \approx 3$	—
Z'_2	Idem	Fig. 13.9	$Z'_2 = \frac{90}{9} + 0,5 \approx 11$	—
L	Cota de control peste z'_1 dinți	(13.15) Fig. 13.9	$L_3 = m \cdot \cos 20^\circ \left[\left(z'_1 - \frac{1}{2} \right) \pi + \right.$ $\left. + z_1 \operatorname{inv} 20^\circ \right] = 2,5 \cdot 0,94 \left[\left(3 - \frac{1}{2} \right) \pi + 22 \cdot 0,015 \right] = 19,223 \text{ mm.}$	$L_3 = 19,223$
L_{11}	Cota de control peste z'_2 dinți	(13.15) Fig. 13.9	$L_{11} = 2,5 \cdot 0,94 [10,5\pi + 90 \cdot 0,015] = 78,2 \text{ mm}$	$L_{11} = 78,20$



Condiții tehnice

Numărul de dinți	z_2	90
Modulul STAS 822-61	m	2,5
Unghiul de angrenare STAS 821-63	α	20° 1,0 0,25
Clasa de precizie STAS 6273-60	δ	
Lungimea peste 11 dinți	L_{11}	78,20
Materialul		OL50
Numărul desenului roții conjugate		3254-0,12
Numărul de dinți al roții conjugate	z_1	22
Distanța între axe	A_{12}	140 ± 0,08
Jocul de flanc	j	0,05

Fig. 13.12. Desenul de execuție al unei roți dințate.

Profilul dinților cremalierii se obține prin rostogolirea unei generatoare pe o bază $R_b = \infty$, deci evolventa se transformă într-o dreaptă. Așadar flancurile dinților cremalierii sînt drepte, nu curbe ca ale roții.

Cremaliera are mișcare liniară. Viteza de deplasare a cremalierii este aceeași cu viteza periferică a roții $v_{cr} = v_r = R_r \omega$.

Unghiul de angrenare, modulul, pasul, înălțimea dinților sînt comune roții dințate și cremalierii.

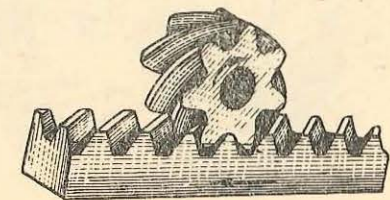


Fig 13.13. Angrenaj elicoidal cu cremalieră.

13.9. ANGRENAJE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Funcționarea angrenajelor la turații mari este însoțită de zgomot a cărui intensitate poate deveni dăunătoare. Aceste zgomote sînt proporționale cu turațiile și invers proporționale cu precizia execuției și a montajului.

Construcția dinților înclinați cu unghiul $\beta = 5 \dots 30^\circ$ (fig. 13.14) prezintă următoarele avantaje: la aceeași lățime B a roții au o capacitate de transmitere

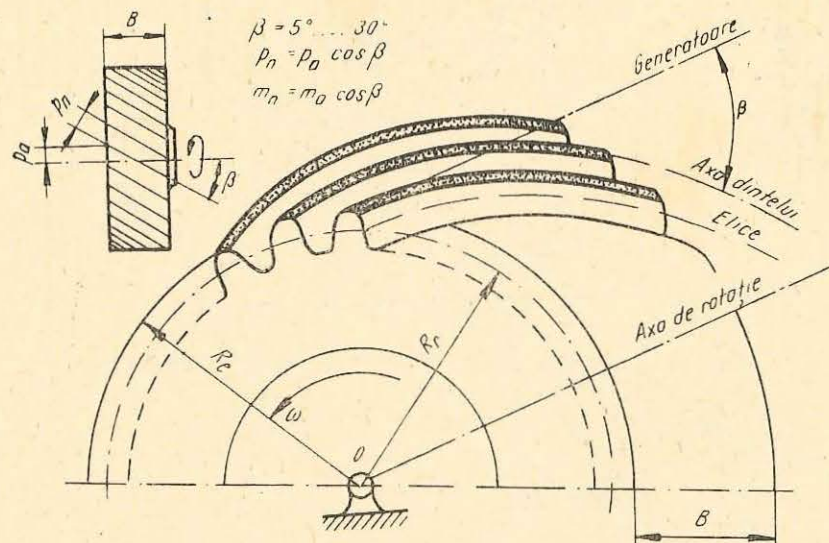


Fig. 13.14. Roată cilindrică avînd dinții înclinați.

mai mare, deoarece lungimea dintelui și gradul de acoperire ε au valori mai mari; zgomotul este mai redus, întrucît contactul dinților nu se mai face deodată pe toată lungimea lor, ci în mod treptat.

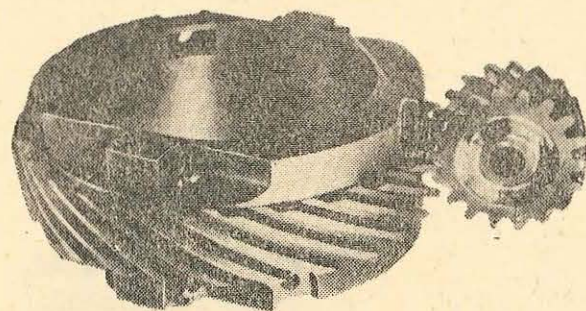


Fig. 13.15. Angrenaj elicoidal.

Neajunsul principal al roților cu dinți înclinați îl constituie apariția unor eforturi suplimentare axiale în lagărele arborilor.

Cînd unghiurile de înclinare β au valori diferite ($\beta_1 \neq \beta_2$), axele de rotație nu mai sînt paralele, ci se încrucișează în spațiu formînd angrenaje elicoidale (fig. 13.15).

La roțile cu dinți înclinați se deosebesc: pasul aparent sau frontal p_f : pasul

normal p_n ; modulul aparent sau frontal m_f , modulul normal $m_n = m$ (de execuție ca în cazul dinților drepecți) și distanța dintre axe A . Acești parametri se determină în funcție de înclinarea dinților astfel:

$$\boxed{p_n = p_f \cos \beta}; \quad \boxed{m_n = m_f \cos \beta}; \quad \boxed{A = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}}. \quad (13.22)$$

Celelalte calcule sînt asemănătoare roților cu dinți drepecți.

13.10. ANGRENAJE CU ROȚI CONICE

Cînd este necesară schimbarea direcției de mișcare se construiesc roți dințate conice. De obicei, axele de rotație ale unui asemenea angrenaj se intersectează în plan formînd unghiul γ (fig. 13.16). Generatoarea comună a conurilor roților formează cu axa de rotație unghiurile $\gamma_1 + \gamma_2 = \gamma$. Cele mai utilizate sînt angrenajele conice la care $\gamma_1 + \gamma_2 = 90^\circ$, deoarece se execută mai ușor.

Raportul de transmisie se determină cu relația:

$$\boxed{i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{\sin \gamma_2}{\sin \gamma_1}}. \quad (13.23)$$

Deoarece dinții sînt orientați după generatoarea conurilor de rostogolire, pasul și modulul sînt variabile. La baza mare a conului corespund p_e și m_e ; la baza mică p_i și m_i , iar la jumătatea lungimii dinților corespund valorile medii p_m și m_m .

Pentru execuție se folosește modulul maxim, corespunzător cercului exterior d_e , adică $m_{max} = m_e$.

Execuția roților dințate conice pornește de la detașarea din conul de rostogolire cu lungimea generatoarei L a unui trunchi de con cu lungimea $B = (0,25 \dots 0,35) L$.

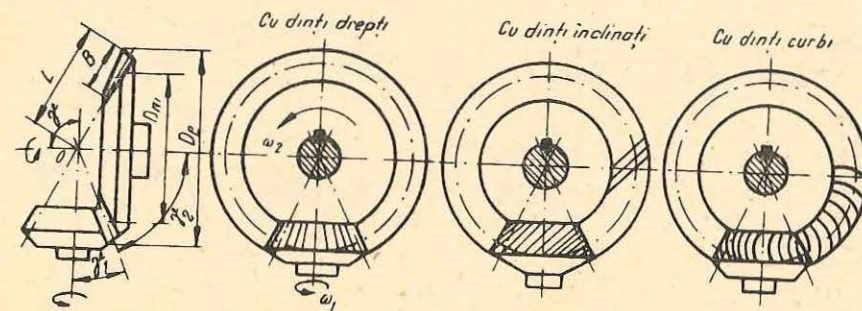


Fig. 13.16. Angrenaj cu roți dințate conice.

13.11. ANGREN AJUL MELCAT

Dintre angrenajele elicoidale o importanță deosebită o au cele cu șurub melc și roată melcată (fig. 13.17). Șurubul melc poate fi imaginat ca o roată cu un singur dinte înclinat pe lățimea L (lungimea filetată) ce se înfășoară de câteva ori. Profilul filetului este trapezoidal și poate avea unul sau mai multe începuturi t ($t=1 \dots 4$).

Suprafața dințată a roții z nu este cilindrică, ci *globoidală* (fig. 13.18, a). Angrenajul globoidal are și suprafața melcului curbată (fig. 13.18, b).

Raportul de transmisie. Principalul avantaj al acestor angrenaje îl constituie capacitatea de realizare a unui mare raport de transmisie $i=25 \dots 100$ în mod obișnuit, doar poate fi și mai mare ($i=500 \dots 1000$).

Datorită frecărilor pronunțate, randamentul acestui angrenaj este scăzut $\eta=0,65 \dots 0,92$.

Notind cu t numărul „de dinți” al melcului (corespunzător numărului de începuturi) și cu z numărul de dinți al roții, raportul de transmisie are expresia:

$$i = \frac{z}{t} \quad (13.24)$$

Elementele de calcul cinematic și geometric. Proiectându-se axele de rotație ale arborilor angrenajului pe același plan, acestea se vor încrucișa formînd un unghi $\delta=90^\circ$ (fig. 13.2, h).

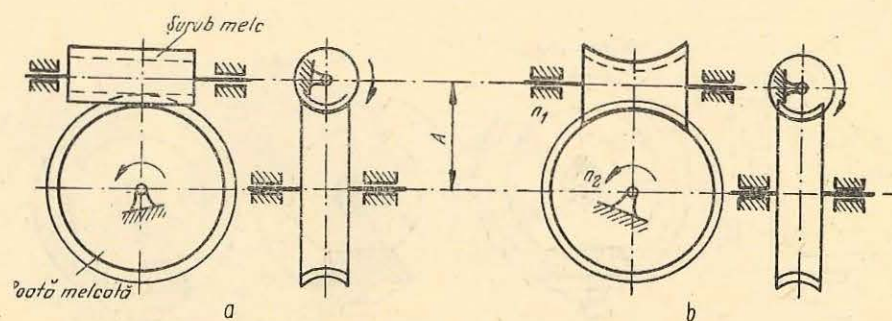


Fig. 13.18. Angrenaj cu șurub-melc și roată melcată: a — angrenaj obișnuit; b — angrenaj globoidal.

Deoarece roțile dințate elicoidale se construiesc numai cu dinți înclinați cu unghiul β , modulul normal, modulul aparent, pasul normal și pasul aparent se determină cu relațiile (13.22), ca la roțile cilindrice cu dinți înclinați.

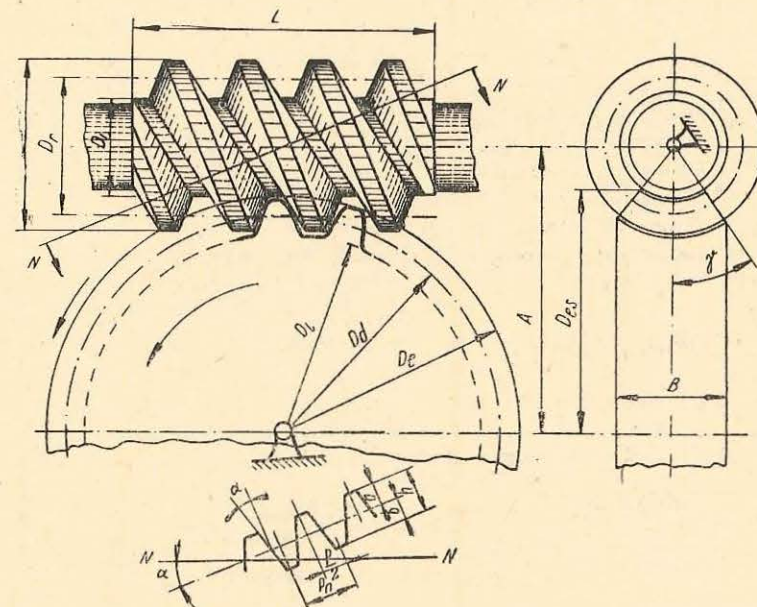


Fig. 13.19. Principalele elemente geometrice ale angrenajului melcat.

Diametrul cercului de rostogolire D_{rm} al melcului se limitează prin numărul de module q pe care le cuprinde, astfel:

$$D_{rm} = qm \quad (13.25)$$

m	2	2,5—3,5	4—4,5	5	6—7	8—12	14—16
q	13	12	11	10	9	8	9

Respectînd notațiile din figura 13.19, celelalte elemente geometrice sau constructive sînt indicate sub formă de tabelă (tabela 13.5).

13.12. MECANISME CU ROȚI DINȚATE ANGRENATE ÎN SERIE

Cînd este necesară transmiterea mișcării între arbori situați la distanțe mari, este mai avantajos să se construiască mecanismul cu mai multe roți dințate *legate în serie* (fig. 13.20) decît în cazul transmisiei cu o singură pereche de roți dințate care ar comporta niște dimensiuni suplimentare inutile.

Principalele elemente geometrice și constructive ale angrenajului mecat

Simbol	Parametrul	Relația de calcul	Simbol de execuție
i	Raport de transmisie	$i = \frac{z}{l} = 25 \dots 125 \dots 500$	—
t	Numărul începuturilor melcului	$t = 1-2-3-4$	—
D_{rn} ; D_r	Diametrul de rostogolire	$D_{rm} = q_m \cdot D_{rr} = z \cdot m$	—
D_e	Diametrul exterior al roții	$D_e = D_r + 2a = D_r + 2m$	D_e
D_{ir} ; D_{ir}	Diametrul interior al roții	$D_{ir} = D_{rr} - 2b = D_{rr} - 2,5 \cdot m$	D_{ri}
D_{es}	Diametrul de strunjire al roții	$t=1$; $D_{es} = D_e + 2m$ $t=2-3$; $D_{es} = D_e + 1,5m$ $t=4$; $D_{es} = D_e + m$	D_{es}
A	Distanța dintre axe	$A = \frac{D_{rm} - D_{rr}}{2} = 0,5m \cdot (q + z)$	A
L	Lungimea filetată a melcului	$t=1-2$; $L = (11 + 0,06 \cdot z) \cdot m_f$ $t=3-4$; $L = (12,5 + 0,09 \cdot z) \cdot m_f$	L
γ	Unghiul de înfășurare al roții pe melc (se adoptă)	$\gamma \approx 100^\circ$	γ
B	Lățimea roții	$B = 0,75 D_{em}$	B
σ_i	Rezistența efectivă la încovoiere	$\sigma_i = \frac{57\,000 \text{ KNCP}}{q f_r z_r n_r m^3} \leq \sigma_{ai}$	—

Observație: K ; N ; f_r ; n_r ; z_r ; m au aceeași semnificație ca și la roțile obișnuite; indicele r indică referirea la parametrii roții (exemplu R_{rr}), iar indicele m referirile la melc (exemplu D_{rm}).

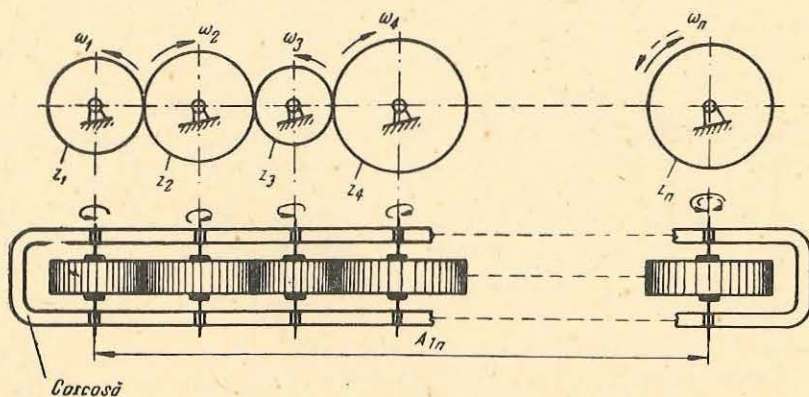


Fig. 13.20. Mecanism cu angrenaje în serie.

Raportul de transmisie al unui astfel de mecanism, respectind notațiile din figură, are următoarea expresie:

$$i_{1n} = i_{12} i_{23} i_{34} \dots i_{(n-1)n} = \frac{z_n}{z_1};$$

$$\boxed{i_{1n} = \frac{z_n}{z_1}} \quad (13.26)$$

Rezultă că roțile intermediare $z_2 \dots z_{n-1}$ nu influențează raportul de transmisie. Astfel de roți sînt *pasive* sau *parazite*. Totuși, fiecare roată intermediară schimbă sensul de rotație.

Exemplu de calcul

Să se determine raportul de transmisie i_{14} și distanța dintre axe A_{14} ale unui angrenaj în serie compus din 4 roți dințate cu modulul $m=4$ mm și următoarele numere de dinți $z_1=z_3=18$; $z_2=56$, $z_4=80$ dinți.

Rezolvare: Aplicindu-se relația (13.26) rezultă:

$$i_{14} = \frac{z_n}{z_1} = \frac{80}{18} \approx 4,5.$$

Distanța dintre axele primei și ultimei roți A_{14} se determină pe baza relației (13.12), deoarece roțile sînt cilindrice cu dinți drepiți și cu axele de rotație în același plan.

$$A_{14} = A_{12} + A_{34} = \frac{D_{r1} + D_{r2}}{2} + \frac{D_{r2} + D_{r3}}{2} + \frac{D_{r3} + D_{r4}}{2} = \frac{1}{2} (D_{r1} + 2D_{r2} + 2D_{r3} + D_{r4})$$

Înlocuindu-se D_r prin $D_r = m \cdot z$ rezultă:

$$A = \frac{1}{2} m (z_1 + 2z_2 + 2z_3 + z_4) = \frac{1}{2} \cdot 4 (18 + 2 \cdot 56 + 2 \cdot 18 + 80) = 492 \text{ mm}.$$

13.13 MECANISME REDUCTOARE

Cu același număr de roți dințate de aceleași dimensiuni se pot realiza rapoarte de transmisie mult mai mari prin dispunerea angrenajelor în *cascadă* (fig. 13.21). În astfel de cazuri toate roțile dințate contribuie la realizarea raportului de transmisie, după cum urmează:

$$i_n = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_n.$$

Dar rapoartele de transmisie parțiale sînt:

$$i_1 = i_{12} = \frac{z_2}{z_1}; \quad i_2 = i_{34} = \frac{z_4}{z_3}; \quad \dots i_n = i_{(n-1)n} = \frac{z_n}{z_{n-1}}.$$

În cazul reductorului cu trei trepte de reducere reprezentat schematic în figura 13.21, raportul total al transmisiei are expresia:

$$i_{1n} = i_{14} = i_{12} i_{34} i_{56} = \frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}. \quad (13.27)$$

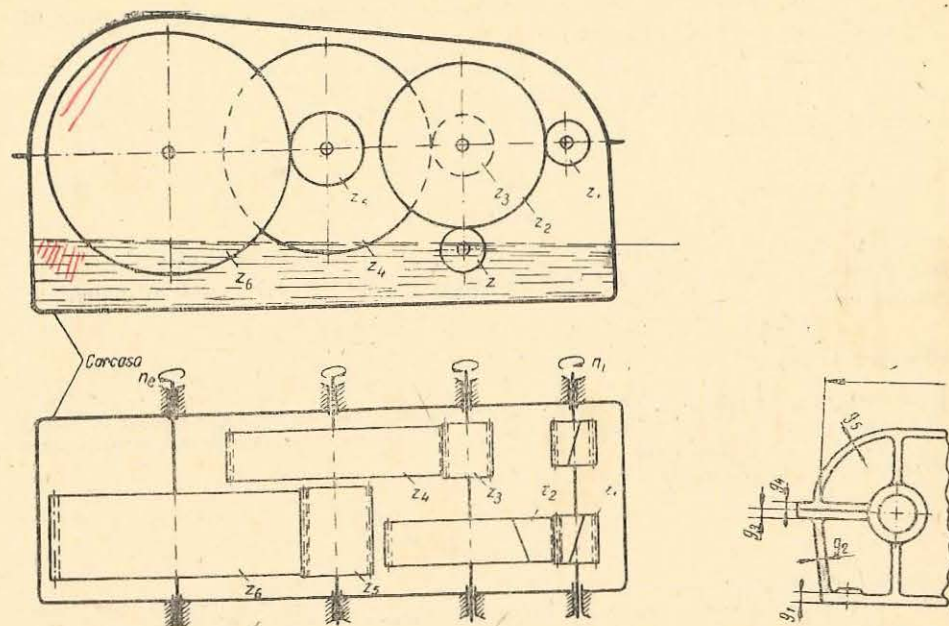


Fig. 13.21. Reductor de turație cu angrenaje în cascadă avind trei trepte de reducere. Roata z nu contribuie la reducerea turației, ci numai la ungerea roților z_1 și z_2 .

Exemplu de calcul

La reductorul din figura 13.21 folosindu-se aceleași roți dințate z_1, z_2, z_3, z_4 ca în exemplele precedente, plus $z_5=17, z_6=90$, și aplicindu-se relația (13.27) se obține:

$$i_{16} = \frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5} = \frac{56 \times 80 \times 90}{18 \times 18 \times 17} = 65.$$

Reductoare melcate. Raportul de transmisie este mult mai mare în cazul reductoarelor cu mai multe trepte de angrenaje combinate.

De exemplu, pentru reductorul cu o treaptă de demultiplicare ca în figura 13.22, dacă $z=100$, iar $t=1$, raportul de transmisie i_{12} este $z/t=100$.

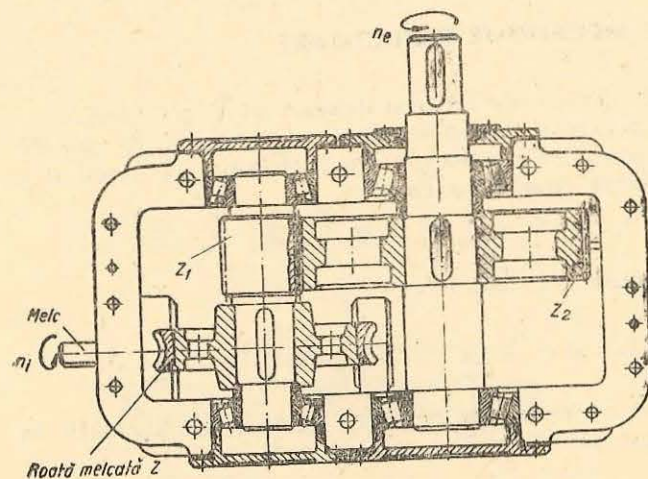


Fig. 13.22. Reductor cu două trepte — prima cu angrenaj melcat, a doua cu angrenaj obișnuit.

Folosindu-se două trepte de demultiplicare, una cu angrenaj melcat, iar a doua cu angrenaj obișnuit, ca în figură, cu următoarele caracteristici: $t=1; z=125; z_1=25; z_2=75; n_1=1\,500$ rot/min se cere să se determine turația n a arborelui de ieșire:

$$i_{13} = \frac{z}{t} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{125 \times 75}{1 \times 25} = 375.$$

$$n_e = \frac{n_1}{i_{13}} = \frac{1\,500}{375} = 4 \text{ rot/min},$$

deci un raport de demultiplicare foarte mare.

13.14. CUTII DE VITEZE

Cutiile de viteze sînt tot mecanisme reductoare, cu roțile dințate astfel dispuse încît, pentru aceeași turație la intrare n_i , se pot obține succesiv diferite turații la arborele de ieșire n_e , se pot obține succesiv diferite turații la arborele de ieșire n_e , numite *trepte de turație*.

O anumită turație din cele posibile se obține prin posibilitatea schimbării vitezelor, adică prin scoaterea din angrenare a unei perechi de roți și introducerea în angrenare a altei perechi.

Una din cele mai simple cutii de viteze cu trei trepte de turație este reprezentată schematic în figura 13.23. Pe arborele I este fixat un tren alcătuit din trei roți dințate. Al doilea tren de roți dințate este *balador*, adică se poate deplasa axial spre dreapta sau spre stînga — cu ajutorul unei manete — introducînd în angrenaj una din perechile de roți z_1 și z_2 sau z_3 cu z_4 sau z_5 cu z_6 . Astfel rezultă la ieșirea din cutie una din cele 3 turații diferite: n_{e1}, n_{e2}, n_{e3} deoarece fiecare angrenaj realizează alt raport de transmisie. Simultan nu poate angrena decît o pereche de roți.

În figura 13.24 este reprezentată secțiunea prin cutia de viteze a unui automobil.

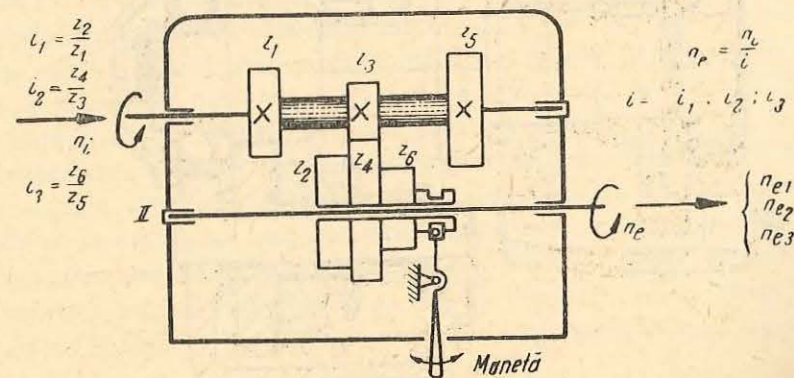


Fig. 13.23. Cutie de viteze cu trei trepte de turație: $z_1 z_2 z_3$ formează trenul de roți fixe pe arbore; $z_4 z_5 z_6$ — tren de roți dințate baladoare.

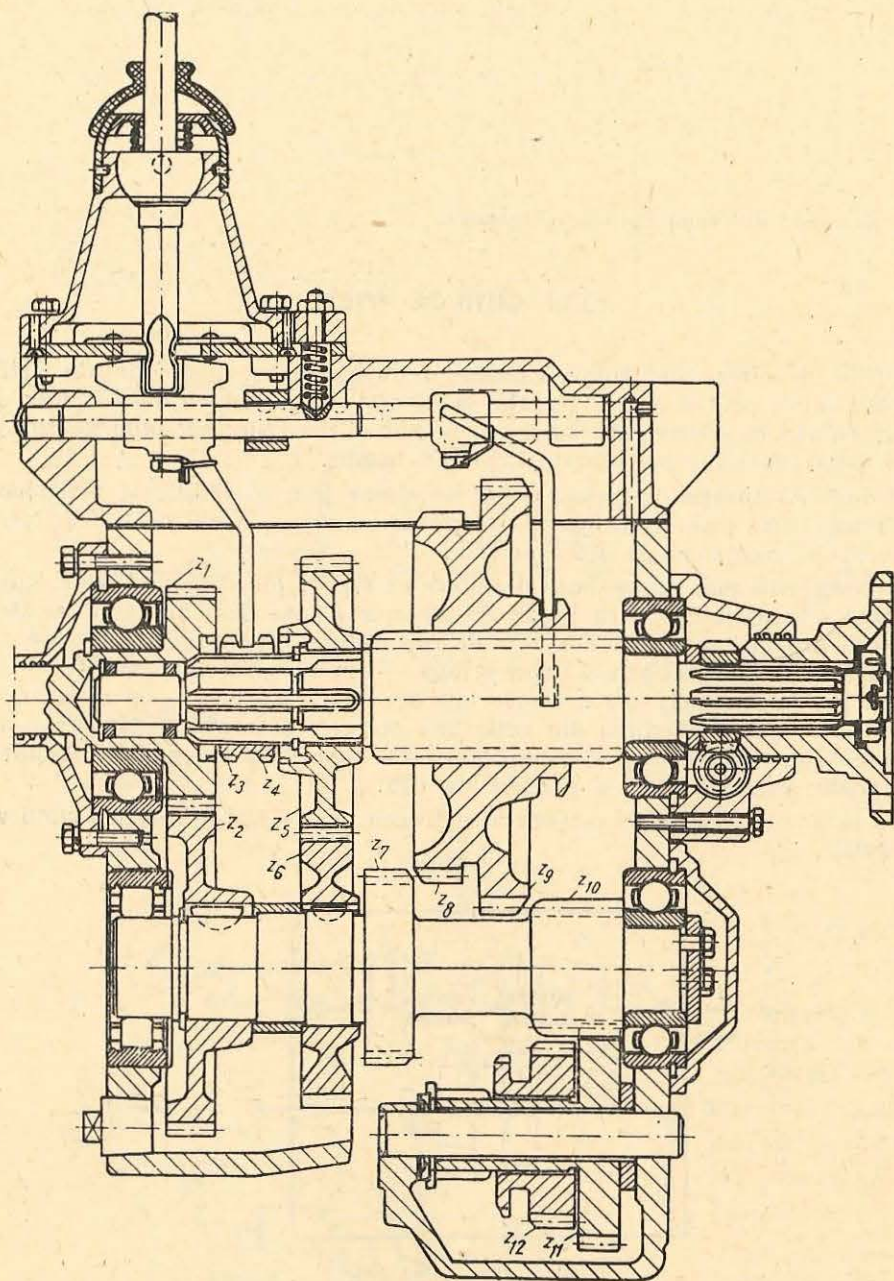
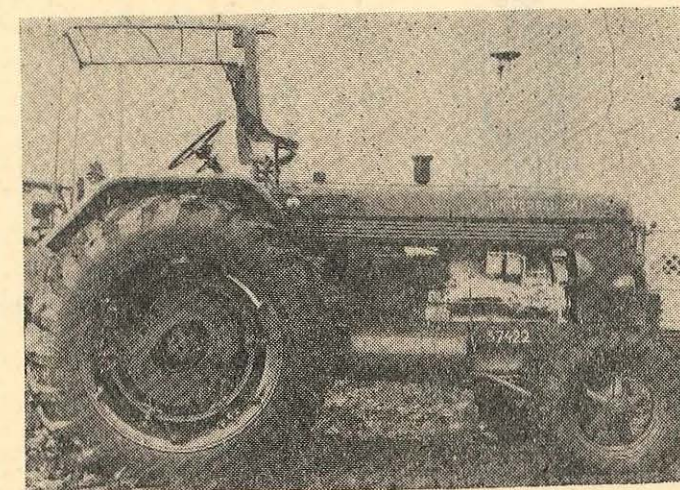


Fig. 13.24. Secțiune prin cutia de viteze a unui automobil.

CAPITOLUL

14



MECANISMUL BIELĂ MANIVELĂ

14.1. PĂRȚI COMPONENTE — PRINCIPII DE FUNCȚIONARE

Mecanismul bielă-manivelă se folosește în construcția de mașini grele ca și în industria de aparate din domeniul mecanicii fine. Acest mecanism are rolul de a transmite și a transforma mișcarea de rotație circulară continuă în mișcare de translație rectilinie-alternativă și invers. (fig. 14.1).

Transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație se produce când elementul conducător sau elementul motor cu turație continuă este manivela. În acest caz, elementul condus (pistonul) are o mișcare rectilinie-alternativă, numită și mișcare de du-te-vino. Un astfel de rol îl are, de exemplu mecanismul compresoarelor, al pompelor cu piston etc.

Transformarea mișcării rectilinie-alternative în mișcare de rotație continuă se obține când elementul de acționare este pistonul ca în cazul motoarelor montate pe locomotivele Diesel-electrice sau al motoarelor de automobile etc.

Principalele elemente componente ale mecanismului sînt: manivela, bielă și pistonul cu segmenti (fig. 14.2, a). La unele tipuri constructive, legătura între piston și bielă se face prin intermediul unei tije și al unui cap de cruce (fig. 14.2, c).

Cînd direcția ghidajului xx , care reprezintă direcția de mișcare a pistonului, trece prin articulația O , mecanismul se numește *axat* (fig. 14.2, a), iar cînd direcția xx trece la distanța $e \neq 0$ mecanismul se numește *dezaxat* sau *excentric*.

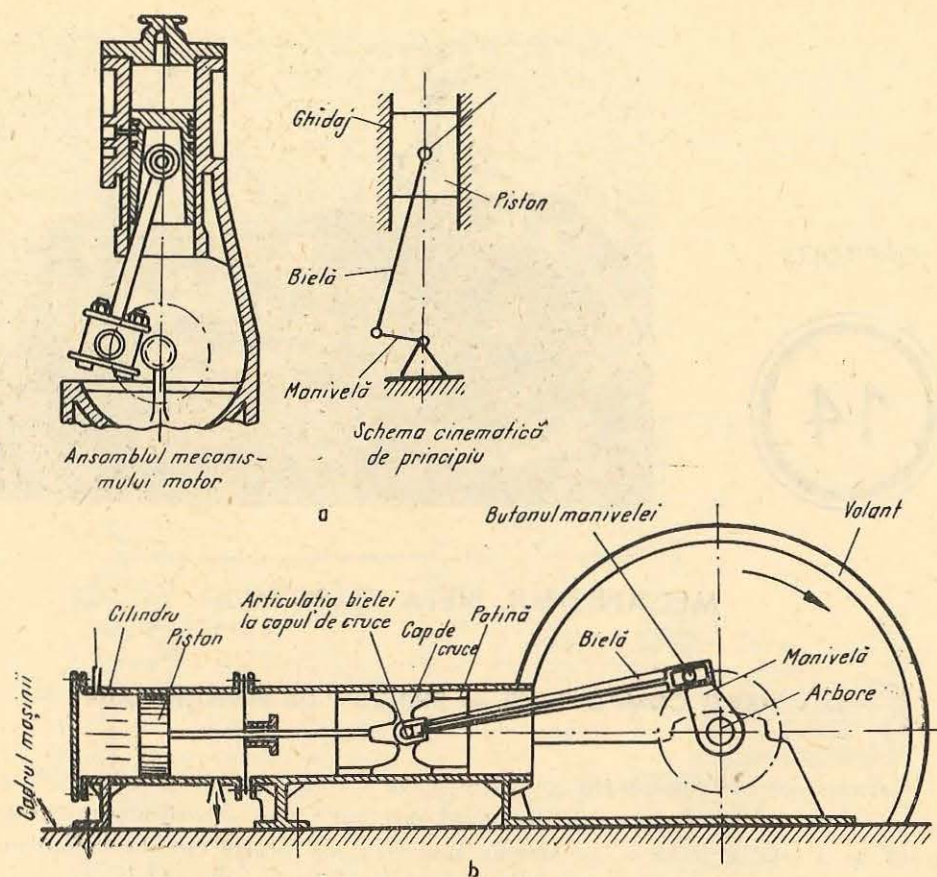


Fig. 14.1. Mecanism cu bielă și manivelă:

a — în cazul motorului cu ardere internă; b — schema unei pompe cu piston.

14.2. CINEMATICA MECANISMULUI BIELĂ-MANIVELĂ

Prin analiza mișcării mecanismului bielă-manivelă se urmărește stabilirea unei legături funcționale între mișcarea rotativă a manivelei și mișcarea alternativă a pistonului. În același timp se urmărește variația spațiului, a vitezei și a accelerației în perioada unui ciclu complet al mișcării mecanismului.

Mișcarea unui ciclu poate fi urmărită prin rotirea completă a manivelei r cu unghiul $\alpha = 360^\circ$.

De obicei, mișcarea manivelei r este constantă. Ea se exprimă prin relația $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \text{const.}$ și determină mișcarea pistonului.

Spațiul parcurs de piston. Din figura 14.3, a rezultă că întregul spațiu $= AB = 2r$ parcurs de punctul C este străbătut când manivela r a descris unghiul $\alpha = \pi \text{ rad} = 180^\circ$.

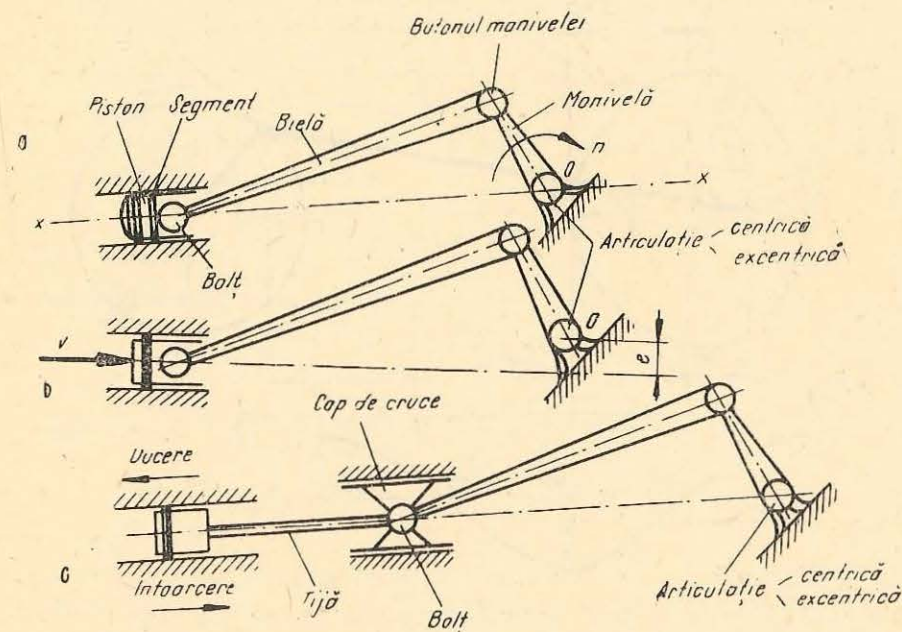


Fig. 14.2. Reprezentarea schematică a principalelor componente ale mecanismului bielă-manivelă:

a — mecanism axat; b — mecanism dezaxat (e — excentricitate); c — mecanism axat în tijă și cap de cruce.

Unei poziții oarecare a mecanismului definită prin unghiul α îi corespunde un spațiu $s_\alpha = x$, conform relației:

$$x = GE + EF. \quad (14.1)$$

Punctul F se obține cu un arc de cerc de rază $CD = l$, având centrul în punctul C , iar punctul E rezultă prin coborîrea unei perpendiculare din punctul D pe direcția AO .

Respectîndu-se notațiile din figură pot fi exprimate și substituite în relația (14.1) mărimile GE și EF astfel:

$$GE = GO - OE = r - r \cos \alpha = r(1 - \cos \alpha);$$

$$EF = CF - CE = l - l \cos \beta = l(1 - \cos \beta).$$

Deci:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + l(1 - \cos \beta). \quad (14.2)$$

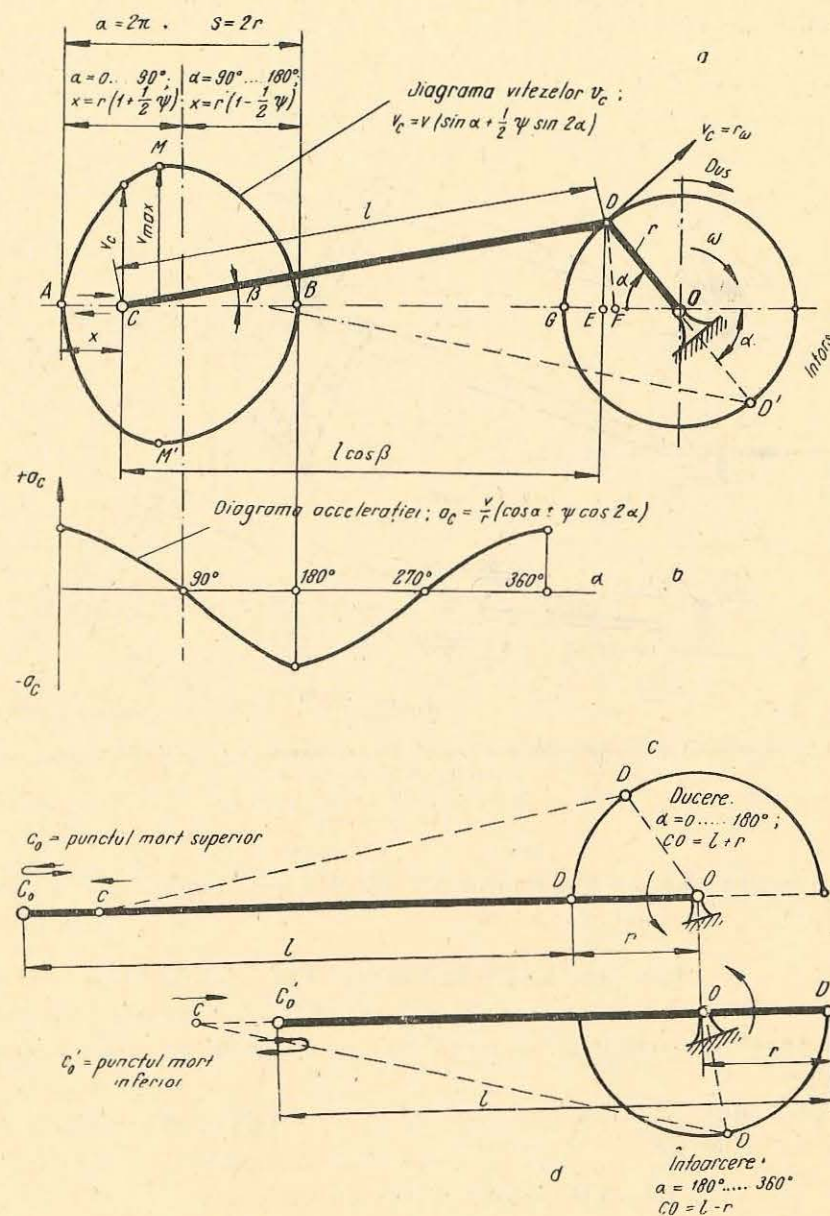


Fig. 14.3. Mișcarea mecanismului — bielă manivelă:
a — diagramele cinematice ale vitezelor; b — diagrama accelerațiilor; c — punctul mort interior; d — punctul mort exterior.

Ultima relație devine mai simplă prin înlocuirea unghiului β în funcție de unghiul α , astfel:

$$DE = l \sin \beta = r \sin \alpha.$$

$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha$; respectiv $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \alpha \right)^2}$. Prin urmare:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + l \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \alpha \right)^2} \right) \quad (14.3)$$

Cu suficientă aproximație pentru nevoile practicii obișnuite se poate considera valoarea aproximativă:

$$\cos \beta \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin \alpha \right)^2 = 1 - \frac{1}{2} \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha$$

Ecuatia spațiului (14.3) capătă forma:

$$\begin{aligned} x &= r(1 - \cos \alpha) + l \left[1 - \left(1 - \frac{1}{2} \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha \right) \right] = \\ &= r(1 - \cos \alpha) + l \left(1 - 1 + \frac{1}{2} \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha \right) = r(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{2} \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha = \\ &= r(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{2} r \frac{r}{l} \sin^2 \alpha = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin^2 \alpha \right). \end{aligned} \quad (14.4)$$

Raportul dintre lungimea manivelei r și cea a bielei l numit *caracteristica mecanismului* este considerat un parametru de bază al mecanismului; se notează $\frac{r}{l} = \psi$ și are valori cunoscute în funcție de tipul mecanismului; variind în limitele: $1/3 > \psi > 1/8$ (tab. 14.1).

Tabela 14.1

Valori ale caracteristicii $\psi = r/l$ a mecanismului bielă-manivelă

Grupa de mașini și mecanisme	ψ
Cazurile cele mai frecvente	$\frac{1}{5}$
Cazurile motoarelor rapide	$\frac{1}{4}$
Cazurile construcției de aparate	$\frac{1}{5} - \frac{1}{3}$
Diverse mașini cu mers lent	$\frac{1}{6} - \frac{1}{8}$

Înlocuind în relația 14.4, raportul $r/l = \psi$ rezultă relația finală folosită în calculele cinematice :

$$x = r \left(1 - \cos \alpha \pm \frac{1}{2} \psi \sin^2 \alpha \right) \quad (14.5)$$

Semnele $\pm$ se referă la sensul mișcării pistonului.

De exemplu, dacă se alege caracteristica mecanismului $\psi = 1/5$ și lungimea manivelei $r = 0,1 \text{ m} = 100 \text{ mm}$, rezultă $l = 5r = 500 \text{ mm}$. Cu aceste valori se poate determina spațiul x parcurs de piston în orice poziție a manivelei. Astfel, pentru $\alpha = 180^\circ$, din formula (14.5) rezultă $x = r(1 - (-1) + 0) = 2r$. Dar, dacă $\alpha = 90^\circ$ rezultă că $x \neq r$, deci $x = r \left(1 - 0 + \frac{1}{2} \psi \right) = r \left(1 + \frac{1}{2} \psi \right) > r$. Numeric se obține $x = r \left(1 + 0,5 \frac{0,1}{0,5} \right) = 1,1r = 110 \text{ mm}$. Rezultă că, deși rotația manivelei se menține constantă, mișcarea pistonului este variabilă (fig. 14.3, a). Astfel :

$$\alpha = \pi = 180^\circ; \quad \alpha = \frac{\pi}{2} = 90^\circ;$$

$$x = s = 2r; \quad s = r \left(1 \pm \frac{1}{2} \psi \right).$$

Relațiile pentru determinarea vitezei v_c și a accelerației pistonului a_c corespunzătoare mișcării manivelei se obțin pe baza relației spațiului (14.5). Din calcule rezultă :

$$v_c = v \left(\sin \alpha \pm \frac{1}{2} \psi \sin 2\alpha \right) \quad (14.6)$$

$$a_c = \frac{v^2}{r} (\cos \alpha \pm \psi \cos 2\alpha) \quad (14.7)$$

Deși viteza butonului de manivelă $v_s = v = r \cdot \omega$ se menține constantă, conform ecuației (14.6) viteza pistonului v_c variază avînd două puncte de discontinuitate A și B . În aceste puncte viteza pistonului se anulează $v_a = v_b = 0$, apoi își schimbă sensul, de aceea se numesc *puncte moarte*.

Mișcarea pistonului fiind variabilă, pentru un ciclu complet al mișcării mecanismului, se obține diagrama de variație a vitezei v_c reprezentată prin curba $AMBM'A$ (fig. 14.3, a).

Variația accelerației a_c exprimată prin relația 14.7 pentru un ciclu complet al mișcării este reprezentată în figura 14.3, b.

Diagramele de variație a vitezelor, și a accelerațiilor se numesc *diagrame cinematice*. În general, aceste diagrame indică variația parametrilor mișcării (spațiu, viteză, accelerație) în timpul unei mișcări complete a elementului conducător. În cazul mecanismului bielă-manivelă, diagrama cinematică a variației spațiului se obține reprezentîndu-se grafic ecuația 14.5.

14.3. SOLICITAREA PRINCIPALELOR ELEMENTE COMPONENTE

Principalele forțe ce se dezvoltă în funcționarea de regim a mecanismului pot fi grupate în două categorii :

- forțe interioare datorită presiunii asupra pistonului ;
- forțe exterioare generate de masele pieselor în mișcare.

Acțiunea forțelor din cilindru. Considerîndu-se cazul mașinilor de forță cu piston, elementul conducător este pistonul. În acest caz mișcarea de translație a pistonului este transformată în mișcare de rotație prin intermediul bielei și al manivelei.

Forța maximă F_{max} este proporțională cu suprafața cilindrului A_c și cu presiunea maximă p_{max} creată în interiorul cilindrului :

$$F_{max} = A_c p_{max}.$$

Această forță acționează asupra bielei prin componenta S după direcția CD și asupra ghidajului prin componenta N avînd direcția perpendiculară pe direcția de ghidaj sau de mișcare a pistonului (fig. 14.4). Deci :

$$\vec{F} = \vec{S} + \vec{N}$$

Forțele $\vec{S}$ și $\vec{N}$ au valorile :

$$\boxed{S = \frac{F}{\cos \beta}} \quad \boxed{N = F \operatorname{tg} \beta} \quad [\text{kgf}]. \quad (14.8)$$

Forța bielei S se descompune la butonul manivelei D în două componente $\vec{T} + \vec{R} = \vec{S}$. Componenta tangențială $\vec{T}$ creează un cuplu motor $M_m = rT$, deoarece are direcția perpendiculară pe direcția manivelei $OD = r$. Momentul motor M_m dezvoltă cuplul necesar întreținerii mișcării mecanismului. Mărimea acestui cuplu depinde de forța S , deci de forța F , deoarece $F = S \cos \beta$.

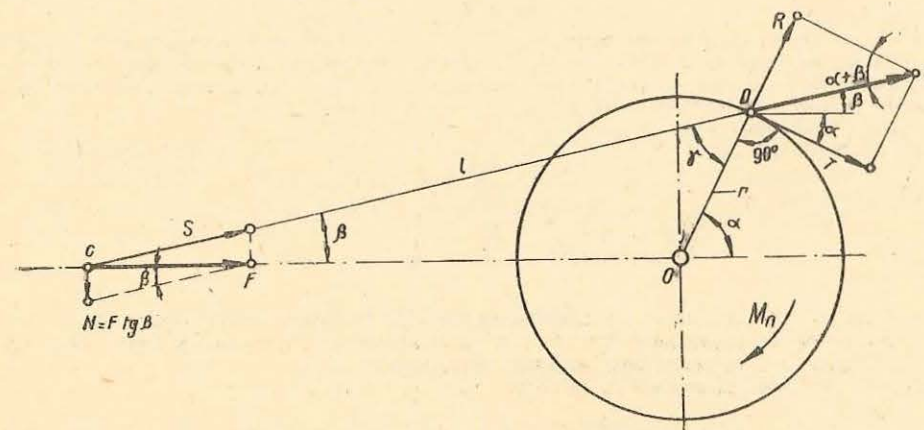


Fig. 14.4. Forțele care solicită elementele mecanismului datorită presiunii din cilindru.

Forța T are valoarea :

$$T = S \cdot \sin (\alpha + \beta) \text{ sau :}$$

$$T = F \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ [kgf].}$$

Deci :

$$M_m = r \cdot T = r \cdot F \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ [kgf].}$$

Componenta normală R acționează după direcția DO avînd mărimea $R = S \cos (\alpha + \beta)$, dar $S = F / \cos \beta$, deci :

$$R = F \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ [kgf].}$$

Exemplu de calcul

Să se determine forțele care acționează principalele elemente ale mecanismului bielă-manivelă datorită presiunii variabile $p = 0-40 \text{ kgf/cm}^2$ dintr-un cilindru cu diametru $D_c = 100 \text{ mm}$, cînd unghiul β are valoarea maximă, $\psi = \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$, iar manivela $r = 10 \text{ mm}$.

Rezolvare. Forța maximă F_{max} dezvoltată de presiunea gazelor din cilindru se determină cu relația (14.1) :

$$F = F_{max} = A_c p_{max} = \frac{\pi}{4} D_c^2 p_{max} = \frac{\pi}{4} \cdot 10^2 \cdot 40 \approx 3\,000 \text{ kgf.}$$

Pistonul apasă asupra cilindrului cu forța $N = N_{max}$ cînd deschiderea β este maximă, ceea ce are loc cînd $\beta + \alpha = 90^\circ$, deci cînd direcția bieiei devine perpendiculară pe direcția manivelei. În acest caz se poate scrie relația : $\sin \beta = r/l = \psi = 0,2$. Din tabelele trigonometrice rezultă : $\beta = 10^\circ 20'$; $\cos \beta = 0,983$; $\tan \beta = 0,182$.

Aplicînd relațiile (14.8) rezultă :

$$S = \frac{F}{\cos \beta} = \frac{3\,000}{0,983} \approx 3\,300 \text{ kgf ;}$$

$$N = F \tan \beta = 3\,000 \cdot 0,182 = 546 \text{ kgf.}$$

Cu forța $S = 3\,300 \text{ kgf}$ se va dimensiona biela la întindere-compresiune, iar cu forța $N = 546 \text{ kgf}$ se va dimensiona suprafața de contact dintre cilindru și piston, astfel încît să nu depășească valoarea unei presiuni admisibile.

Forțele T , R se determină cu relațiile (14.9) și (14.11) :

$$T = F \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = F \frac{\sin 90^\circ}{\cos 10^\circ 20'} = 3\,000 \cdot \frac{1}{0,983} = 3\,300 = S.$$

Egalitatea $T = S$ are loc datorită perpendicularității bieiei pe manivelă. În acest caz mai rezultă că $R = 0$. Într-adevăr :

$$R = F \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = F \frac{\cos 90^\circ}{\cos \beta} = 0.$$

$$R = F \cos(\alpha + \beta) \cos \beta = F \cos 90^\circ \cos \beta = 0.$$

Momentul motor se determină cu relația (14.10) :

$$M_m = r T = r F \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = 10 \cdot 3\,000 \cdot \frac{1}{0,983} = 33\,000 \text{ kgf} \cdot \text{cm.}$$

Aceeași valoare a momentului motor este necesară și dacă elementul motor este manivela r .

Influența forțelor de inerție. Forțele masive sau de inerție solicită suplimentar organele mecanismului bielă-manivelă peste acțiunea forțelor din cilindru.

Pistonul cu bolțul său, tija și capul de cruce (dacă există) se deplasează cu o viteză variabilă, deci au o accelerație a_c , ceea ce dă naștere la forțe de inerție a căror rezultantă este $P_i = m a_c$.

Un capăt al bieiei (C) oscilează în jurul bolțului de articulație cu pistonul sau cu capul de cruce, iar celălalt capăt (D) se rotește cu butonul de manivelă în jurul arborelui (O).

Notînd cu m suma maselor pieselor cu mișcare rectilinie alternativă ($m = m_{pist} + m_{bolt} + m_{tija} + m_{cc} + m_{bv}$), interesează în primul rînd influența rezultantei P_i a forțelor de inerție ale acestor mase :

$$P_i = m \cdot a_c = m \cdot \frac{v^2}{r} (\cos \alpha \pm \psi \cos 2\alpha).$$

Înlocuind $m = (G$ fiind suma greutateților maselor cu mișcare rectilinie-alternativă variabilă) se obține :

$$P_i = \frac{G}{g} \frac{v^2}{r} (\cos \alpha \pm \psi \cos 2\alpha). \quad (14.13)$$

Cînd mecanismul are un mers lent, sau, dacă suma maselor m are o valoare redusă, rezultanta forțelor de inerție P_i poate avea o influență redusă în comparație cu forța din cilindru $F_{max} = F$. În astfel de cazuri, influența forței P_i nu se ia în considerație în calcule, deci se neglijează.

14.4. VOLANTUL

14.4.1. NECESITATEA VOLANTULUI

În perioada unui ciclu complet al mișcării mecanismului punctele $C-D-O$ devin de două ori coliniare. Prima coliniaritate are loc cînd manivela OD se situează în prelungirea bieiei CD , iar pistonul C se depărtează de articulația O pînă cînd se realizează egalitatea $C_0O = l + r$. În acest moment, oricît de

mare ar fi forța F din cilindru, componenta tangențială $T=0$, întrucît $\alpha + \beta = 0$, deci $\sin(\alpha + \beta) = 0$, iar momentul motor $M_m = rT = 0$. Mecanismul ajuns în această situație se spune că se află în poziție „moartă”, iar punctul C situat la distanța $OC_0 = l + r$ se numește punct *mort interior* sau *superior* (v. fig. 14.3, c). Al doilea punct mort exterior sau inferior se află cînd C este tuat la distanța $CO'_0 = l - r$ (v. fig. 14.3, d).

În punctele moarte se schimbă sensul deplasării pistonului, direcția forței F se suprapune concomitent cu axa bielei și manivelei, iar momentul motor se anulează. Mișcarea mecanismului continuă numai datorită inerției maseilor în mișcare. Tendința de încetare și de blocare a mișcării pistonului se poate micșora dacă pe arborele articulației manivelei se montează o *masă suplimentară*, numită *volant*, care să se rotească continuu cu viteza unghiulară ω . Energia acumulată de masa volantului asigură prevenirea blocării mecanismului cînd trece prin zona punctelor moarte.

La încetarea intenționată a mișcării mecanismului poate avea loc oprirea într-unul din punctele moarte. În acest caz pornirea nu mai este posibilă prin forța F , indiferent de mărimea acestei forțe. Pornirea se asigură prin aplicarea unei forțe suplimentare capabile, să producă un cuplu $M_m > 0$. Direcția cea mai avantajoasă a forței suplimentare se află pe perpendiculară la direcția manivelei OD .

14.4.2. MASA VOLANTULUI ȘI GRADUL DE NEUNIFORMITATE

În punctele moarte viteza pistonului se anulează. Pentru asigurarea continuității mișcării, volantul — ca acumulator de energie cinetică — cedează o parte din această energie cînd mecanismul trece prin punctele moarte. Deci, rolul volantului este de a îmbunătăți uniformitatea mișcării întregului mecanism. Un mers perfect uniform s-ar obține foarte greu, iar în unele cazuri practic este imposibil de realizat.

Gradul de neregularitate sau de neuniformitate al mersului unei mașini caracterizează limitele în care pot oscila valorile turațiilor $n_1 = n_{min}$, $n_2 = n_{max}$, sau ale vitezelor ω_1 , ω_2 , respectiv v_1 , v_2 ale organului de la care se folosește mișcarea, astfel încît să fie asigurată buna funcționare. Deci se admite un grad de neuniformitate sau de neregularitate al mersului mașinii. În cazul mecanismului bielă-manivelă, arborele principal 0 trebuie să aibă o mișcare cît mai uniformă.

Avînd în vedere neuniformitatea mișcării, turația medie și viteza medie sînt:

$$n_m = \frac{n_1 + n_2}{2}; \quad \omega_m = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}; \quad v_m = \frac{v_1 + v_2}{2}. \quad (14.14)$$

Operînd de exemplu, cu vitezele unghiulare, gradul de neregularitate al mișcării mecanismului se definește prin relația:

$$\delta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m}; \quad \text{sau:} \quad \delta = \frac{n_2 - n_1}{n_m} \quad (14.15)$$

Comparîndu-se rezultatul obținut prin relația (14.14) cu valoarea gradului de neregularitate admis δ_a , se poate aprecia calitatea mașinii sau a mecanis-

mului din acest punct de vedere. Coeficientul gradului de neregularitate δ_a are valori specifice tipului mașinii (tab. 14.2).

Tabela 14.2

Valori ale gradului de neregularități δ_a pentru cîteva tipuri de mașini

Grupa de mașini	δ_a
Mașini generatoare electrice	$\frac{1}{100} \dots \frac{1}{300}$
Motoare de avion	$\frac{1}{200}$
Mașini-unelte pentru prelucrat metale Mașini textile Mașini poligrafice	$\frac{1}{30} \dots \frac{1}{50}$
Pompe și compresoare	$\frac{1}{15} \dots \frac{1}{30}$

Acceptînd o valoare medie a vitezei unghiulare ω_m , deci a turației n_m cu ajutorul gradului de neregularitate δ_a și aplicînd relațiile (14.14) și (14.15) rezultă $n_{max} = n_2$ și $n_{min} = n_1$, astfel:

$$\left. \begin{aligned} \delta_a n_m &= n_2 - n_1 \text{ din relația (14.15)} \\ 2n_m &= n_2 + n_1 \text{ din relația (14.14)} \end{aligned} \right\} \quad (14.16)$$

$$n_m(\delta_a + 2) = 2n_2 \text{ [rezultatul adunării sistemului (14.16)]}$$

$$n_2 = n_m \left(1 + \frac{\delta_a}{2} \right) \quad [\text{rot/min}]. \quad (14.17)$$

Substituind această valoare în ecuația (14.14) se obține:

$$n_1 = n_m \left(1 - \frac{\delta_a}{2} \right) \quad [\text{rot/min}]. \quad (14.18)$$

Asigurarea mersului mașinii în limitele neregularității admise poate fi realizată determinînd masa volantului prin calcule specifice.

Masa volantului exprimată în funcție de greutatea acestuia G se determină cu o relație stabilită pe baza unor experimentări și calcule mai aprofundate. Această relație are forma:

$$GD^2 = 3600 \frac{W}{\delta_a n_m^2} \quad [\text{kgf.m}^2]. \quad (14.19)$$

În această relație produsul GD^2 se numește *momentul volantului*, D reprezintă diametrul circumferinței pe care se rotește centrul de greutate al obezii volantului (fig. 14.5), iar W reprezintă diferența lucrurilor mecanice (determinată prin reprezentări grafice) dintre variația cuplului motor $M_m = rT$ și a cuplului rezistent M_r , într-un ciclu al mișcării de regim.

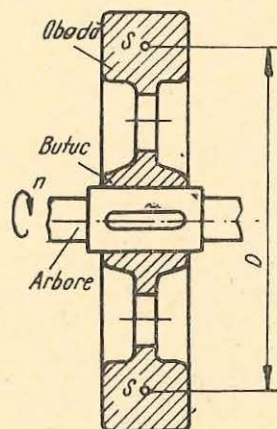


Fig. 14.5. Forma constructivă a unui volant.



Fig. 14.6. Montarea segmentelor metalici în canalele unui piston.

Forma constructivă a volantului urmărește îndepărtarea maximă a masei acestuia de propria axă de rotație, astfel încât să se realizeze un gabarit admis de ansamblul mecanismului.

În stabilirea formei și a dimensiunilor volantului se alege diametrul D și se determină greutatea G sau invers.

În figura 14.5 este reprezentată o formă obișnuită de volant. Cea mai mare parte a masei este concentrată în obodă $G_0 \approx 0,9 G$.

14.5. CONSTRUCȚIA PRINCIPALELOR ELEMENTE COMPONENTE

Pistonul. Acționat de fluidul sub presiune, pistonul ghidat în cilindrul său efectuează o mișcare alternativă de translație. De fapt, contactul cu cilindrul este asigurat prin intermediul unor segmente metalici sau nemetalici.

Montarea segmentelor metalici se face cu dispozitive speciale, ca în figura 14.6

Materialele de bază din care se execută pistoanele sînt aliaje de aluminiu, fonte aliate și oțeluri turnate sau forjate. În cazuri speciale se execută pistoane cu armături de invar pentru micșorarea dilatării, sau cu mantaua din materiale bimetalice, iar în cazuri excepționale se folosesc aliaje pe bază de magneziu. Principalele proprietăți ale materialului pentru pistoane sînt:

menținerea rezistenței la temperaturi ridicate, dilatare redusă, greutate specifică mică, rezistență la uzare și la coroziune, prelucrabilitate bună și preț de fabricație redus.

În figura 14.7 este reprezentat un piston de motor cu ardere internă cu câteva elemente constructive. După ce se determină diametrul D prin calcule de rezistență mecanică și termică, celelalte elemente se stabilesc constructiv.

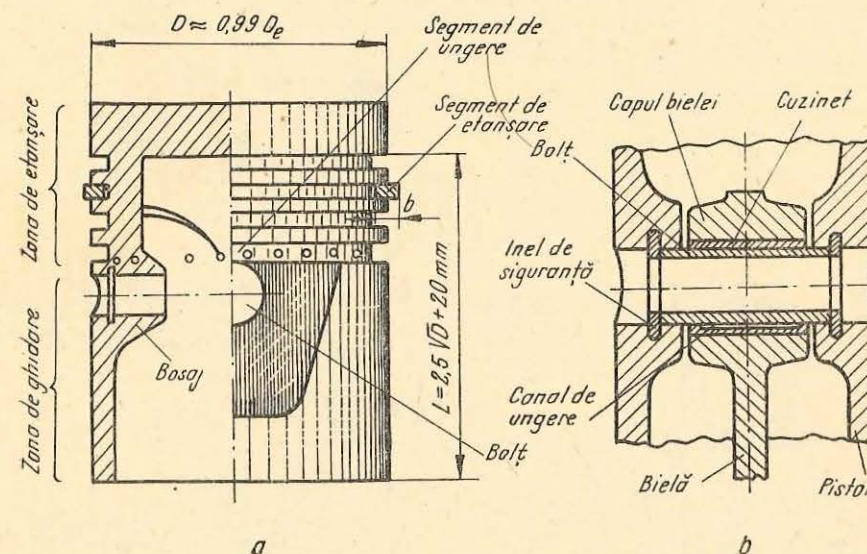


Fig. 14.7. Pistonul unui motor cu ardere internă:

a — pistonul; b — îmbinarea capului bielei cu pistonul prin intermediul boltului.

În figura 14.8 sînt reprezentate diverse tipuri de pistoane cu segmente metalici și nemetalici.

Segmentii sau inelele pistonului. Pistoanele și cilindrii sînt rigide și scumpe. Contactul direct între cilindri și piston ar determina o uzare rapidă: acest lucru poate fi prevenit prin asigurarea contactului prin intermediul segmentelor. Segmentii metalici se execută din fontă, din oțel sau din bronz. Diametrul lor inițial (de strunjire D_0) este mai mare decît diametrul cilindrului în care funcționează. Înainte de montaj se crestează și se tratează încît devin elastice. La montaj, pentru a nu se rupe, se desfac cu dispozitive speciale (clești), astfel încît diametrul lor interior devine mai mare decît diametrul pistonului (fig. 14.8).

După montarea segmentelor pe piston, întregul ansamblu se montează în cilindru prin stringerea elastică a segmentelor, astfel încît diametrul segmentului devine egal cu diametrul cilindrului D_c adică $D_s = D_c = D$.

Tendința de revenire a segmentelor la diametrul inițial D_0 creează o presiune pe pereții cilindrului $p = 0,5 \dots 2,5 \text{ kgf/cm}^2$. În general $p_a \leq 3 \text{ kgf/cm}^2$.

Pentru a proteja cilindrul împotriva uzării rapide, segmentii au o duritate superficială mai mică, deci se uzează mai ușor și se înlocuiesc cu alții noi (piese de schimb).

Segmentii sînt folosiți pentru etanșarea interstițiului dintre piston și cilindru în care se deplasează. În unele cazuri au și rolul curățirii (raclării) uleiului de pe suprafața cilindrului.

Tija. Tija este un element intermediar care asigură legătura cinematică a pistonului cu capul de cruce. Ea se execută din oțel laminat cu secțiunea circulară. Tija este solicitată alternativ la întindere-compresiune de forța $F=F_{max}$. Diametrul tijei cilindrice se obține astfel:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2};$$

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi \sigma_{at}}}$$

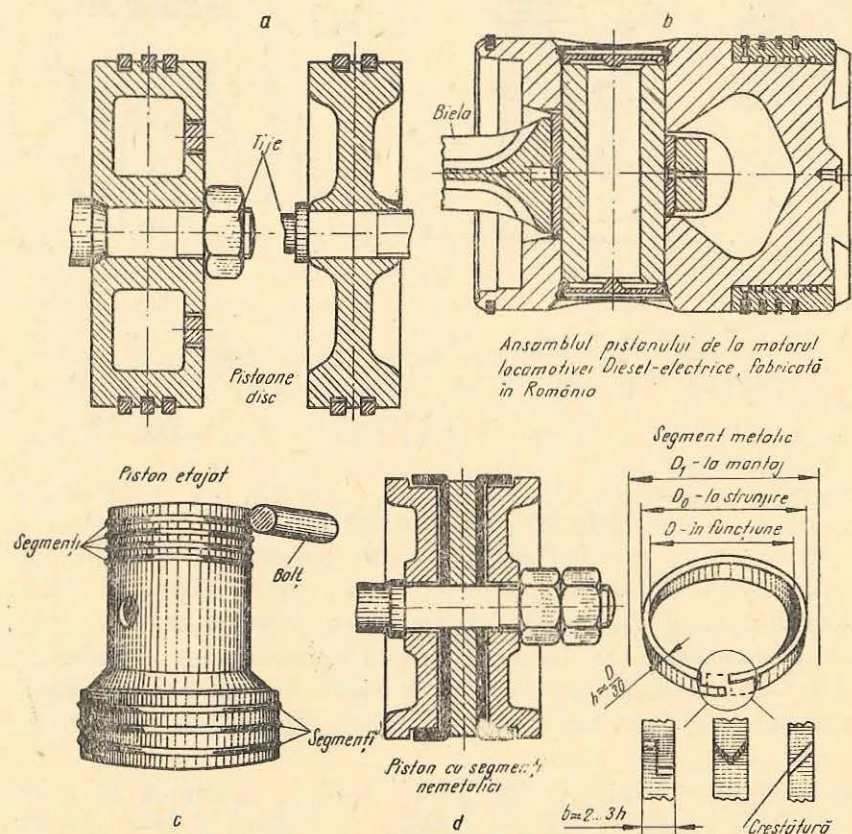


Fig. 14.8. Diferite tipuri constructive de pistoane și segmenti:

a — pistoane disc pentru mașini cu abur; b — piston cu segmenti de etanșare și de raclare; c — piston etajat; d — piston cu segmenti nemetalici pentru motoare hidraluice sau pneumatice; e — segment de etanșare.

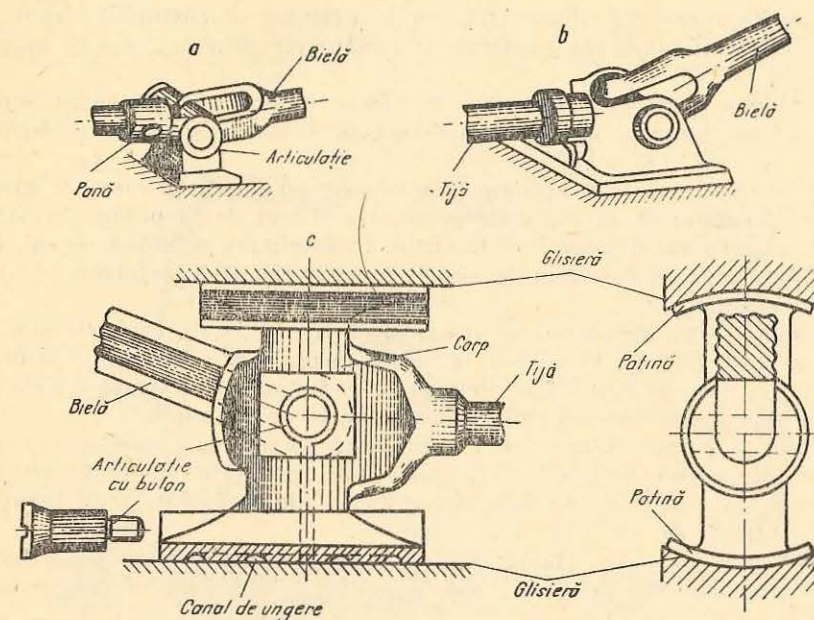


Fig. 14.9. Capete de cruce — părți componente și variante constructive.

Capul de cruce. Capul de cruce este un alt element intermediar prin care se face legătura cinematică între tija pistonului și bielă mecanismului (fig. 14.9). S-a menționat că numai unele mecanisme sînt prevăzute cu tijă și cap de cruce. De exemplu, mecanismul bielă-manivelă al motoarelor cu ardere internă nu este prevăzut cu cap de cruce și tijă, pe cînd cel al pompelor de foraj are și aceste elemente. În figura 14.9, c este reprezentat capul de cruce simetric de la mecanismul bielă-manivelă de la pompele de foraj din industria petrolieră.

Capul de cruce are mișcarea de translație sau de ghidaj fiind legat rigid cu pistonul prin intermediul tijei. Între capul de cruce și bielă legătura se asigură printr-o articulație cu bolt.

Corpul capului de cruce, executat din fontă obișnuită sau din oțel turnat, are doi pereți laterali pe care se montează tăpile — din fontă specială sau cu o altă căptușeală antifricțiune — numite și *patine*, care ghidează pe două părți exterioare, numite *glisieră*.

Patinele se execută cu o suprafață de contact cît mai mare pentru a realiza o presiune specifică mai redusă. Presiunea redusă și ungerea permanentă asigură o bună funcționare, prevenind griparea suprafețelor de contact dintre patine și glisieră.

Capetele de cruce se execută în diferite forme și variante constructive. Cîteva din acestea sînt reprezentate în figura 14.9.

Bielă. Ca element component de bază al mecanismului bielă este articulată la ambele capete de alte elemente ale mecanismului. Capul mic (piciorul) are

o mișcare de translație alternativă, fiind articulat cu pistonul. Capul mare are o mișcare circulară fiind articulat cu manivela prin butonul de manivelă (v. fig. 14.1).

Capul bielei poate fi dintr-o bucată, bielă închisă sau cu capac separat, pentru a face posibilă montarea acestuia pe fusuri intermediare, bielă deschisă.

În cazul mecanismelor motoare (ale motoarelor), biela transmite mișcarea prin transformare, de la capul de cruce, sau direct de la piston, la butonul de manivelă. În cazul mașinilor de lucru, transmiterea schimbă sensul, deoarece de data aceasta mișcarea de rotație a manivelei se transformă în mișcare rectilinie alternativă.

Principalele componente pot fi urmărite pe figura 14.10. Formele mai obișnuite ale secțiunii tijei bielei pot fi cilindrică-plină sau inelară-dreptunghiulară, sau în I (fig. 14.10). Materialele de bază din care se execută bieele sunt: oțelul carbon de calitate, oțelul aliat și aliajele de aluminiu.

Indicații de calcul. Asupra tijei acționează forța S_{max} , care o supune la solicitări alternative de tracțiune-compresiune, deci și la flambaj. Bielele de dimensiuni mari, sau supuse vitezelor ridicate, sunt solicitate și la încovoiere, de către forțele de inerție.

Forța S care solicită biela la întindere-compresiune are valoarea maximă când $\beta = 0$, deci în punctul mort ($S = F_{max} = S_{max}$) (fig. 14.4). Astfel secțiunea bielei A_b va fi:

$$A_b = \frac{F_{max}}{\sigma_{ut}}$$

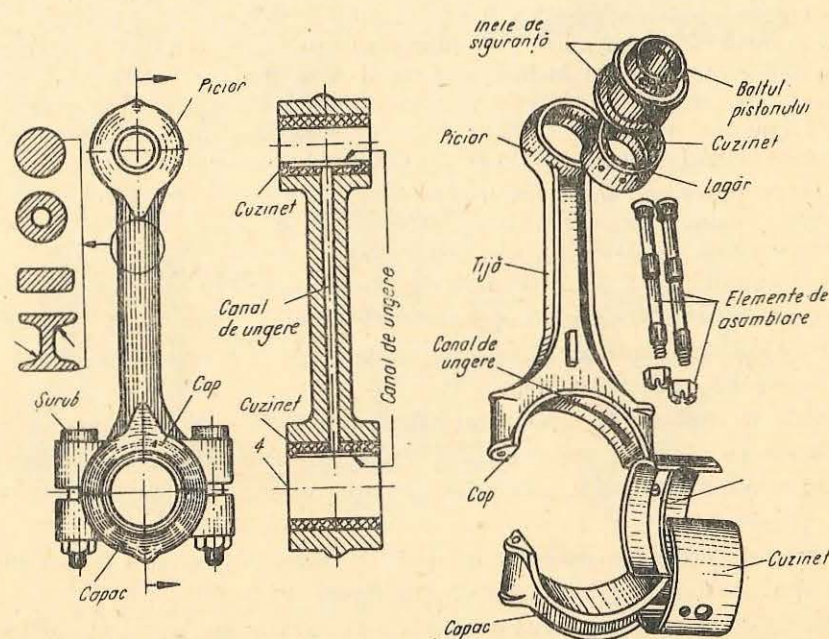


Fig. 14.10. Bielă de motor. Elementecomponente și forma constructivă.

După determinarea secțiunii tijei se efectuează calculul de verificare la flambaj dacă este cazul.

Tija unor biele este prevăzută cu un orificiu de ungere în lungul axei de simetrie, după cum se indică pe figura 14.10.

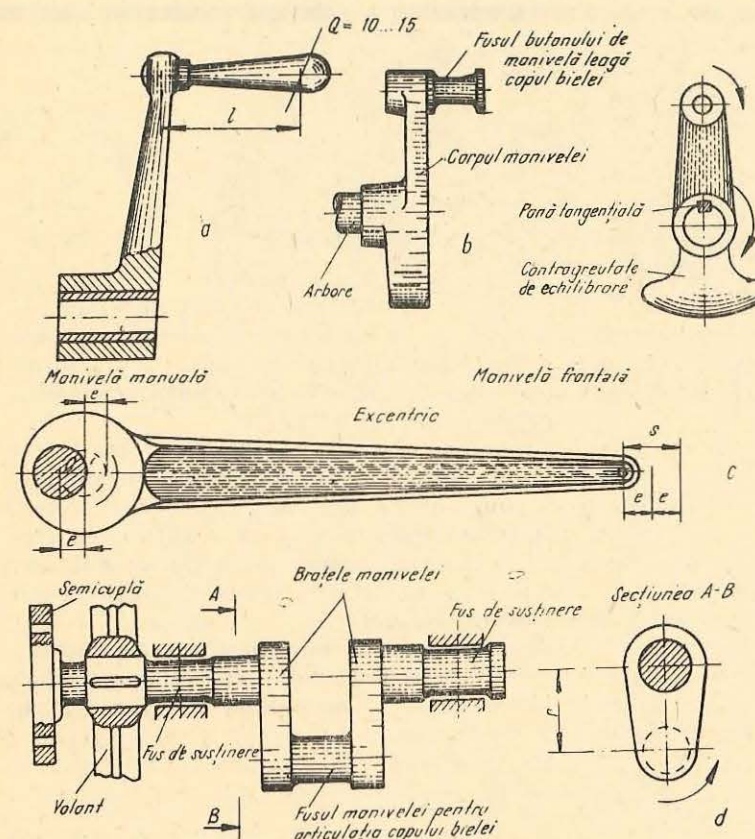


Fig. 14.11. Manivele. Diverse tipuri constructive.

Manivela. În general, prin manivelă se definește organul de mașină care face legătura, între biela și arbore. Ea are o mișcare simplă de rotație în jurul axei arborelui.

În construcția de mașini și aparate se întrebuintează atât manivelele acționate manual (fig. 14.11, a) cât și cele acționate mecanic (fig. 14.11, b, c, d).

PARTEA A CINCEA

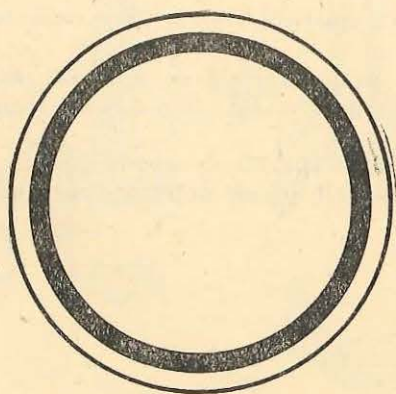
CONDUCEREA ȘI CIRCULAȚIA FLUIDELOR

În interiorul uzinelor sau al localităților prin sistemele de reținere, reglare și conducere a circulației fluidelor se poate asigura transportul diferitelor materii ca: apă, abur, lubrifianți, gaze, substanțe chimice etc. cu o eficiență economică optimă.

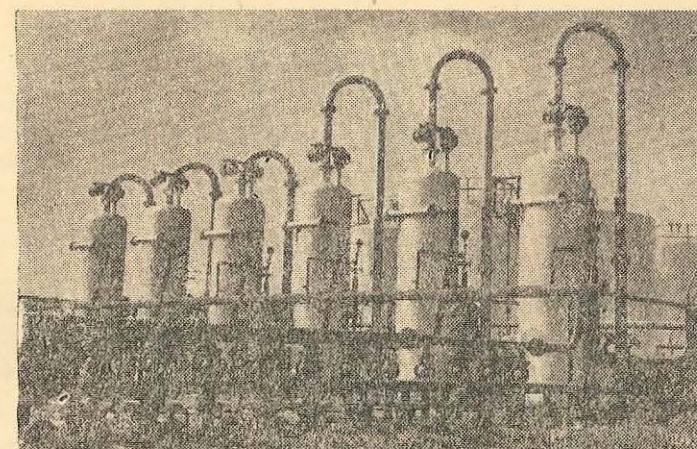
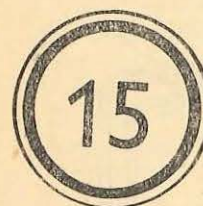
Astfel de sisteme tehnice fac parte și din structura mașinilor, de obicei alcătuind sistemul de ungere sau lubrificare.

Principalele părți componente ale unui asemenea sistem sînt: tubulatura sau conductele, flanșele de legătură cu elementele de asigurare a etanșării, compensatoarele de dilatare, racordurile sau fittingurile și armăturile necesare reținerii sau reglării circulației fluidului respectiv.

Caracteristicile fizico-chimice ale materialelor transportate (temperatura, presiunea, coroziunea etc.) necesită o gamă largă de materiale în construcția elementelor componente ale acestor sisteme.



CAPITOLUL



ORGANE PENTRU REȚINEREA, CONDUCEREA ȘI COMANDA CIRCULAȚIEI FLUIDELOR

15.1. GENERALITĂȚI

Schemele unor mașini sau ale unor instalații industriale sînt prevăzute cu circuite speciale pentru circulația anumitor fluide (uleiuri, benzină, apă abur, aer comprimat etc.). Fluidele respective pot avea rol funcțional propriu în ansamblul mașinii: ulei pentru ungere, apă destinată răcirii, abur sub presiune (agent motor) pentru comanda rotorului de turbină, aer pentru acționarea ciocanelor pneumatice etc. În alte cazuri, fluidele nu au un rol funcțional propriu în ansamblul funcționării mașinii, ci un rol tehnologic divers; de exemplu, petrolul și derivatele sale în instalațiile de alimentare sau de irigare, gazele naturale în instalațiile respective etc.

De obicei, fluidele sînt captate sau reținute în *vase de depozitare*, rezervoare sau recipiente de construcție etanșă. De la locul de reținere pînă la cel de utilizare, fluidele sînt dirijate prin intermediul *conductelor* (țevi sau tuburi).

Pentru asigurarea circulației fluidelor, cele două grupe de piese se îmbină prin elemente de legătură: piese fasonate, compensatoare de dilatare etc.

Echipate cu organe pentru comanda circulației fluidelor (ventile, sertare, cepuri, valve etc.), cele două grupe de elemente îmbinate (rezervoarele și conductele) formează diverse circuite prin care se pot asigura independent sau concomitent, funcțiile de reținere, dirijare și reglare a circulației fluidelor.

În general, elementele folosite pentru închidere-deschidere, comandă, reglare, siguranță etc. se numesc *armături*.

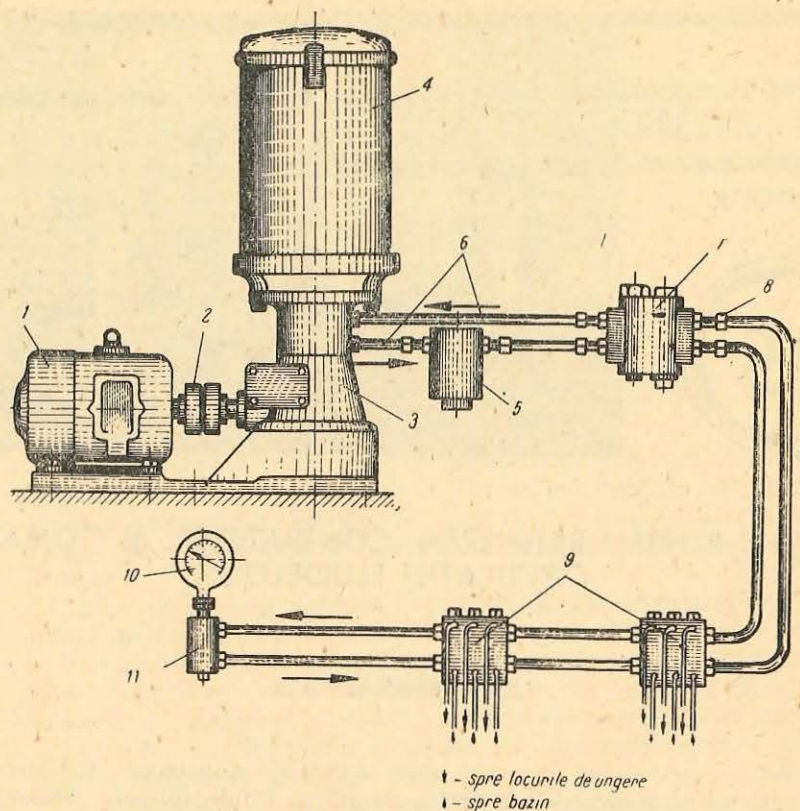


Fig. 15.1. Schema de principiu a unei instalații de ungere forțată prin presiunea creată de o pompă cu roți dințate:

1 — motor electric; 2 — cuplaj; 3 — pompa cu roți dințate; 4 — rezervor cu ulei; 5 — filtru de ulei; 6 — conducte; 7, 9 — distribuitoare; 8 — mufă; 10 — manometru; 11 — supapă de siguranță.

Etanșeitatea, rezistența la presiune, la temperatură, la coroziune și interschimbabilitatea sunt principalele condiții pe care trebuie să le satisfacă aceste piese.

O asemenea instalație folosită în schema mașinilor pentru asigurarea ungerii este reprezentată în figura 15.1.

15.2. ELEMENTE PENTRU REȚINEREA FLUIDELOR

Din această categorie fac parte: rezervoarele, recipientele și cilindrii mașinilor de forță sau ai mașinilor de lucru.

Aceste elemente se execută în special prin turnare din fontă sau din oțel. Cele de dimensiuni mari se execută prin sudare din table de oțel (fig. 15.2).

Rezervoarele, recipientele și cilindrii sunt echipate cu conducte de umplere și de evacuare, cu serpentine de încălzire sau de răcire, cu dispozitive de nivel și de prea-plin, precum și cu armăturile specifice.

Rezervoarele sunt vase închise (de construcție etanșă) utilizate pentru depozitarea fluidelor la presiunea atmosferică și la temperatura obișnuită, sau la presiuni diferite, dar la temperatura obișnuită. De exemplu, rezervoarele de benzină ale mașinilor rutiere sau cele ale stațiilor de benzină, rezervoarele castelelor de apă etc.

Recipientele sunt tot vase închise, de construcție etanșă. Ele rețin fluidele la temperaturi și presiuni diferite. Ca exemplu pot fi indicate buteliile de aer-gaz, autoclavele, tamburele cazanelor de abur, tuburile de oxigen etc.

Rezervoarele și recipientele se realizează cu variate forme constructive. Mai obișnuite sunt formele cilindrice (tamburele cazanelor cu abur), eliptice (cisternele pentru transportul laptei, al benzinei etc.), sferice (vase de depozit din industria chimică).

Cilindrii se studiază la disciplinele de specialitate.

Elementele de calcul sunt specifice fiecărei forme constructive, dar sunt comune pentru rezervoare și recipiente. De exemplu, în cazul vaselor cilindrice se deosebește solicitarea transversală F și cea longitudinală F' .

Diametrul D al rezervorului sau al recipientului și lungimea L se determină astfel încât să se asigure capacitatea cerută vasului respectiv. În funcție de presiunea p , diametrul D și de rezistența materialului σ se determină grosimea s a vasului.

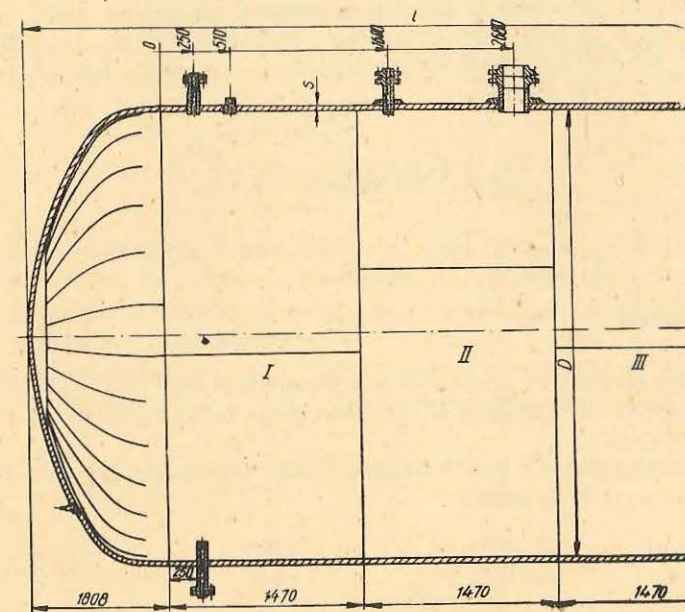


Fig. 15.2. Vas de depozitare de mare capacitate, din rafinării:
 $D = 3450 \text{ mm}$; $L = 15376 \text{ mm}$; $s = 32 \text{ mm}$.

Solicitarea în secțiune transversală F . În direcția capacului se dezvoltă forța $F = \frac{\pi}{4} D^2 p_{max}$, care solicită corpul (mantaua sau virola) vasului la tracțiune (fig. 15.3), potrivit relației:

$$F_t = \frac{\pi}{4} D^2 p_{max} = \pi D s \varphi \sigma_{at}; \text{ iar } s = \frac{D p_{max}}{4 \varphi \sigma_{at}} + s_1. \quad (15.1)$$

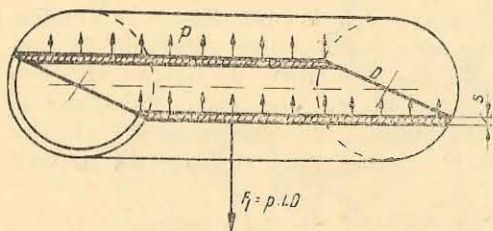


Fig. 15.3. Schema solicitării longitudinale a unui recipient cilindric.

(STAS 2883-62). La fonte se admite $\sigma_{at} = 250-300 \text{ kgf/cm}^2$; iar $s_1 = 5-7 \text{ mm}$.

Solicitarea secțiunii longitudinale. Forța F_t , care solicită secțiunea longitudinală $A_t = 2\phi l s$ la întindere, provine din acțiunea presiunii pe suprafața cilindrică. Efectul presiunii p asupra suprafeței cilindrice este același cu efectul presiunii p asupra unei suprafețe dreptunghiulare $A = LD$ obținută prin proiecția suprafeței cilindrice pe un plan diametral (fig. 15.3). Ecuația de echilibru $F = A \cdot \sigma$ devine:

$$p \cdot l \cdot D = 2 l \cdot s \cdot \varphi \sigma_{at}, \text{ deci } \sigma_t = \frac{p D}{2 s \varphi} \leq \sigma_{at} \quad (15.2)$$

Exemplu de calcul

Să se determine grosimea s a unui recipient cilindric sudat din tablă de oțel — OLK 2 (STAS 2883-62) avind: $\sigma_c = 22 \text{ kgf/mm}^2$, cind sint date: $p = 10 \text{ kgf/cm}^2$; $D = 1000 \text{ mm} = 100 \text{ cm}$; $l = 150 \text{ cm}$.

Rezolvare. Considerindu-se: $\varphi = 0,8$; $\sigma_{at} = \sigma_c / C = 2200/2 = 1100 \text{ kgf/cm}^2$ $s_1 = 2 \text{ mm}$ și aplicindu-se relația (15.1) se obține:

$$s = \frac{D p_{max}}{4 \varphi \sigma_{at}} + s_1 = \frac{100 \times 10}{4 \times 0,8 \times 1100} + 0,2 = \frac{1000}{3200} + 0,2 = 0,5 \text{ cm} \approx 5 \text{ mm}.$$

Secțiunea longitudinală se verifică la întindere cu relația (15.2).

$$\sigma_t = \frac{p D}{2 s \varphi} = \frac{10 \cdot 100}{2 \cdot 0,5 \cdot 0,8} = \frac{1000}{0,8} = 1250 \text{ kgf/cm}^2 > 1100 \text{ kgf/cm}^2$$

Deoarece $\sigma_t > \sigma_{at}$ rezultă necesitatea determinării grosimii s din relația (15.2);

$$s = \frac{p D}{2 \varphi \sigma_{at}} = \frac{10 \cdot 100}{2 \cdot 0,8 \cdot 1100} = \frac{1000}{1760} = 0,57 \text{ cm} = 6 \text{ mm}.$$

Deci, grosimea tablei va fi: $s = 6 \text{ mm}$.

15.3. CONDUCTE ȘI TUBURI

Conductele sînt piese tubulare cu pereți relativ subțiri din oțel, fontă, cupru, aluminiu, material plastic etc. Forma constructivă a conductelor permite circulația unor fluide sau a unor materiale pulverulente.

În construcția de mașini se folosesc în special acele conducte denumite țevi. Țevile au secțiunea inelară și pereții subțiri în raport cu diametrul lor exterior.

Conductele din țevă prin care circulă fluide sub presiune se execută prin tragere sau laminare, fără a fi sudate. Cele prin care circulă fluide sub presiunea joasă se execută din oțel prin îndoire și sudare (țevi sudate) sau din material plastic prin extrudare.

Țevile din instalații termice care lucrează la presiuni și temperaturi ridicate se execută fără sudură din oțeluri elaborate din grupa OLT 32... OLT 65 și OAT 1...OAT 5 după prescripțiile STAS 2881-61.

Țevile din metale neferoase-cupru, alamă, plumb, aluminiu etc. sau din materiale nemetalice se folosesc în industria aparatelor electrice, navale, sanitare, agricole, în industria alimentară etc.

Tuburile sînt tot conducte utilizate pentru transportul fluidelor. Ele au diametrele foarte mari, sînt mai scurte și se execută prin turnare. Tuburile se execută, din fontă, oțel sau beton.

15.3.1. ELEMENTE DE CALCUL

Diametrul nominal D_n reprezintă principala dimensiune a conductei și se referă la secțiunea de trecere a fluidului (STAS 2099-65).

Grosimea corpului țevii s se determină cu relațiile (15.1) sau (15.2) ca și grosimea corpului recipientelor.

Diametrul interior nominal D_n , se determină în funcție de debitul Q (m^3/s) necesar a fi transportat și de viteza de curgere admisibilă v (m/s) indicată în tabele.

Debitul Q se determină cu relația de continuitate a curgerii:

$$Q = \frac{\pi D_n^2}{4} v;$$

$$D_n = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (15.3)$$

Rezultatul obținut pe această cale se rotunjește la valoarea standardizată (STAS 2099-65).

Pierderile de presiune din conducte se datoresc și formei coturilor ce se execută în lungul țevilor. Execuția coturilor bruște se evită pe cât posibil.

Dilatarea conductelor. Conductele lungi supuse la variații apreciabile de temperatură se dilată astfel încât pot să se deterioreze chiar dacă presiunea fluidului este redusă.

Pentru ca efortul suplimentar σ în secțiunea conductei să nu depășească valorile admisibile trebuie ca deformația suplimentară Δl să fie compensată.

$$\Delta l = \alpha(l_1 - l_2) \quad (15.4)$$

De exemplu, o conductă de oțel cu lungimea liniară $l = 300$ mm folosită la alimentarea cu abur și funcționind la o variație de temperatură între $t_1 = 170^\circ\text{C}$, și $t_2 = -10^\circ\text{C}$ (considerind $\alpha = 0,000012$) se va dilata cu valoarea:

$$\Delta l = 300 \cdot 0,000012 (170 + 10) = 0,648 \text{ m} = 648 \text{ mm}.$$

Cînd capetele conductelor sînt montate rigid astfel de dilatări sau comprimări o pot distruge. De aceea, conductele drepte cu lungimi mari, se echi-pează cu compensatoare ale deformațiilor de tipul celor din figura 15.4. În STAS 4377-67 sînt indicate detaliile necesare construcției compensatoarelor.

15.3.2. ÎMBINAREA CONDUCTELOR

Îmbinarea cu flanșe. Flanșele sînt elemente utilizate aproape exclusiv la îmbinarea tronsoanelor intermediare ale conductelor.

Caracteristicile constructive ale flanșelor sînt standardizate (STAS 1150-66) în funcție de diametrul nominal D_n și de presiunea nominală p_n .

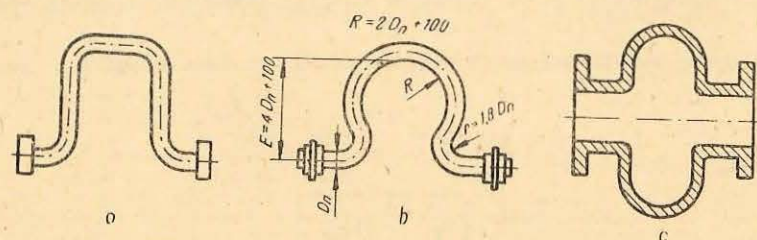


Fig. 15.4. Compensatoare de dilatație, pentru conducte liniare lungi:
a — îndoite direct din țeavă; b — lire de dilatare; c — racorduri cu gofraj.

Îmbinările prin sudură cu flanșe sînt cele mai frecvente (fig. 15.5, a), datorită simplității constructive și a eficienței economice. Forma lor este circulară sau eliptică. Flanșele sudate pe fiecare capăt al țevii se îmbină apoi între ele prin șuruburi. Pe suprafețele flanșelor se practică 2—3 canale triunghiulare care măresc etanșeitatea îmbinării. Astfel de îmbinări satisfac condițiile de rezistență și etanșare numai în cazul presiunilor reduse.

Flanșele cu prag (fig. 15.5, b), asigură o etanșeitate sporită deoarece presiunea creată prin strîngerea șuruburilor se repartizează pe o suprafață mai redusă.

Îmbinarea cu flanșe cu prag și canal circular (fig. 15.5, c) se utilizează la îmbinarea țevilor cu regim de presiune ridicată. Pentru sporirea etanșeității în canal se pot introduce garnituri ce se presează cu pragul flanșei pereche. Găurile șuruburilor de strîngere se practică mai aproape de canalul circular.

Îmbinarea cu flanșe libere așezate pe țeavă, presupune rășfrîngerea capetelor țevilor ca în figura 15.5, d. Se aplică în special conductelor din cupru, alamă și aluminiu, deoarece rășfrîngerea are rol de garnitură pentru etanșare.

Îmbinarea prin filetare necesită flanșe cu guler care permit o lungime filetată suficientă pentru asigurarea etanșeității necesare (fig. 15.5, e).

Tuburile se îmbină tot prin flanșe cînd se execută prin turnare. Flanșele se pot executa dintr-o bucată cu capetele tuburilor supuse îmbinării (fig. 15.5 f), dar pot fi și separate, executate din același material sau din materiale diferite.

Îmbinări prin mufe. Tuburile folosite pentru transportul fluidelor se pot îmbina și prin mufe (fig. 15.5, g). Spațiul dintre mufă și tub se umple cu șnur de cîneapă îmbinat cu gudron peste care se toarnă ciment (tuburi de scurgere) sau care se presează printr-un strat de plumb ștemuit (deformat prin batere).

Îmbinări cu fittinguri și racorduri. Fittingurile sînt organe simple care fac legătura între țevi sau între tuburi (fig. 15.6 și 15.7). Îmbinarea cu fittinguri asigură:

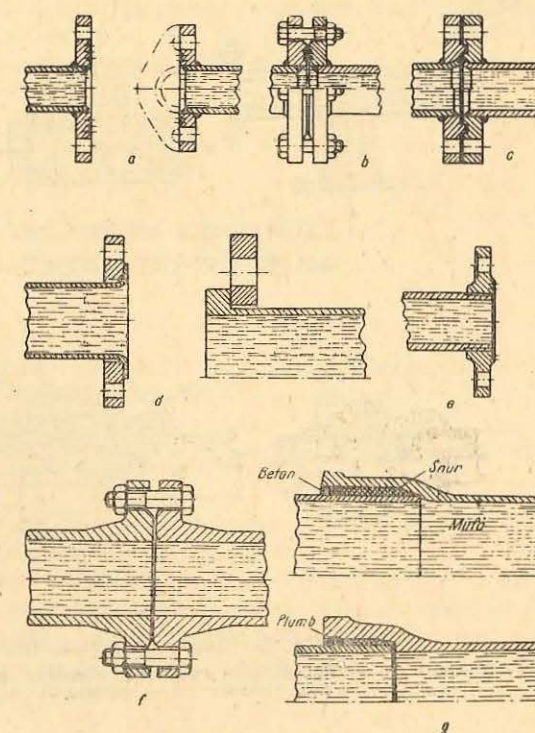


Fig. 15.5. Îmbinarea conductelor prin flanșe și prin mufe.

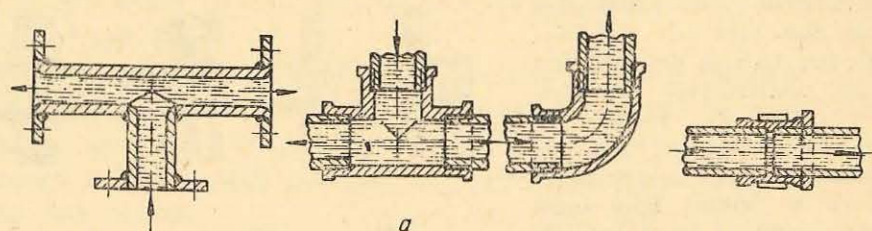


Fig. 15.6. Secțiuni prin diverse fittinguri și racorduri:

a — fittinguri; b — îmbinări cu racorduri olandeze (1 — ștuț; 2 — piuliță cu filet interior; 3 — piuliță cu filet exterior; 4 — garnitură); c — piuliță olandeză cu inel conic.

- legătura dintre conducte de aceeași dimensiuni (îmbinare);
- legătura dintre conducte cu dimensiuni diferite în scopul reducerii secțiunii de curgere;
- schimbarea direcției de curgere;
- ramificarea curgerii de la o conductă centrală pe diferite direcții ale conductelor derivate.

Forma constructivă a fittingurilor este specifică rolului lor funcțional, după cum se poate urmări și pe figura 15.6.

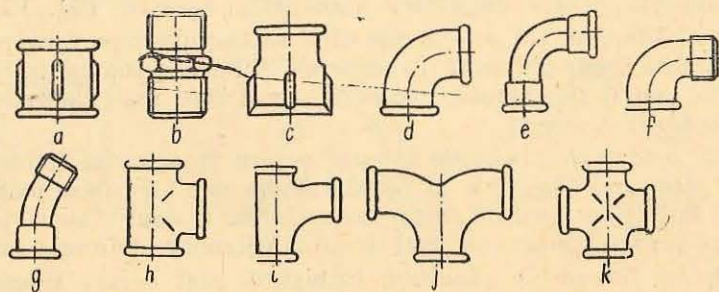


Fig. 15.7. Reprezentarea simbolică a diferitelor forme uzuale de fittinguri.

Materialele de bază folosite în construcția elementelor sînt fonte maleabile, oțeluri obișnuite și metale neferoase.

Cele mai uzuale forme constructive și tipuri de fittinguri sînt reprezentate schematic în figura 15.7.

15.4. ARMĂTURI PENTRU COMANDA ȘI REGLAREA CIRCULAȚIEI FLUIDELOR

Armăturile sînt organe de mașini folosite în următoarele scopuri:

- închiderea (reținerea) și deschiderea circulației fluidelor;
- reglarea debitului de curgere a fluidelor;
- măsurarea și controlul unor parametri (presiune, temperatură etc.) pentru siguranța și protecția instalațiilor.

Armături normale. Organele folosite pentru închidere și cele pentru reglarea circulației fluidelor se numesc armături normale.

Organul cel mai utilizat pentru comanda circulației fluidelor este ventilul sau supapa (fig. 15.8, a, b). Închiderea-deschiderea se produce prin deplasarea liniară a ventilului (supapei), prin înșurubare-deșurubare în cazul ventilului din figura 15.8, a, sau prin acționarea directă a tijei supapei în cazul robinetului din figura 15.8, b.

Robinete cu cep. Robinetele cu cep (fig. 15.9) asigură o închidere etanșă prin contactul suprafețelor șlefuite ale cepului cu corpul armăturii. Astfel de armături se montează pe conducte cu gaze, la indicatoare de nivel etc. Deschiderea se produce prin rotirea cepului prevăzut cu fantă. Se pot construi robinete cu cep pentru: un singur sens, două sensuri, două sau trei căi de curgere (fig. 15.9, b).

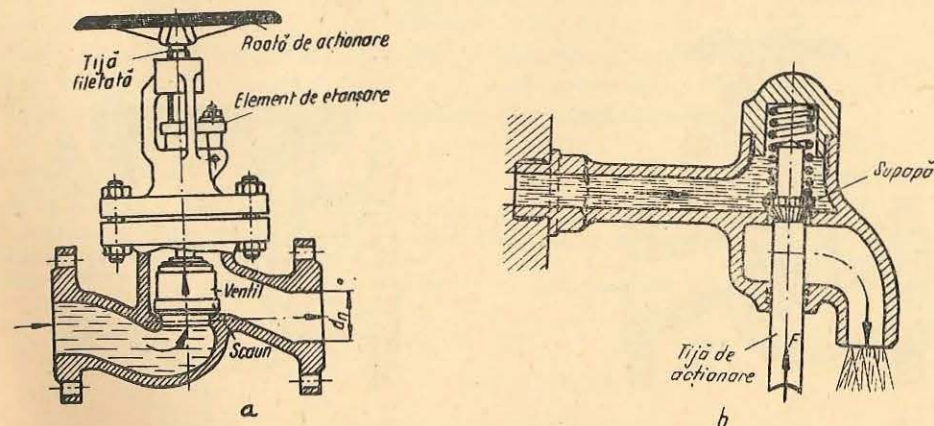


Fig. 15.8. Principalele elemente componente ale robinetului cu ventil.

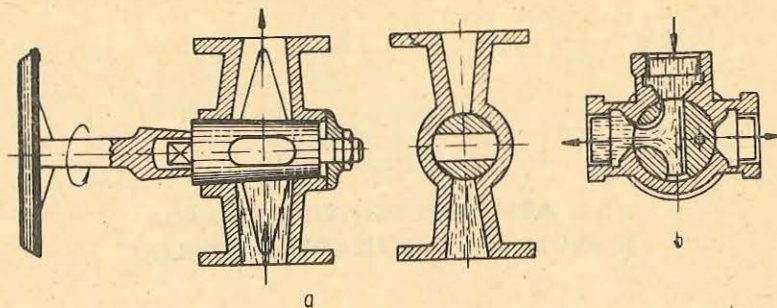


Fig. 15.9. Robinet cu cep:

a — pentru o singură direcție de circulație a fluidului; b — pentru schimbarea direcției de circulație a fluidului.

Armături de reglare. Cele mai reprezentative armături cu funcție de reglaj sînt robinetele cu arc și supapele cu clapete sau vane (fig. 15.10) executate în diferite variante. Variația debitului de trecere prin conductă este reglată prin înșurubarea sau deșurubarea treptată a tijei acului, respectiv prin deschiderea variabilă a clapetei. Astfel, elementele de închidere pot asigura o secțiune variabilă orificiului de trecere a fluidului, adică se poate regla debitul de trecere prin conductă.

Armături speciale. Grupa armăturilor speciale cuprinde organele pentru indicarea presiunii, debitului etc. din interiorul fluidului conductei sau al vaselor.

Supapele, ventilele sau valvele de siguranță se montează pe conductele sau pe recipientele în care presiunea fluidului variază de la p_{min} la p_{max} datorită pompelor de presiune, compresoarelor, aburului etc. Este necesară protejarea unor astfel de instalații împotriva deteriorării determinată de creșterea presiunii peste valoarea maximă admisibilă. Deoarece eventuala deteriorare a unor părți ale instalației ca urmare a suprapresiunii poate produce accidentarea personalului de deservire, echiparea instalațiilor cu supape de siguranță este obligatorie.

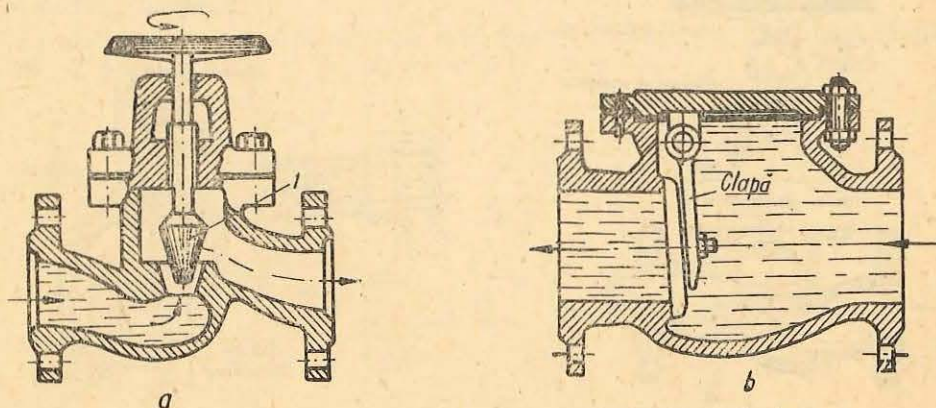


Fig. 15.10. Armături pentru reglarea debitului în conducte:
a — robinet cu ventil-ac (1); b — vană cu clapă.

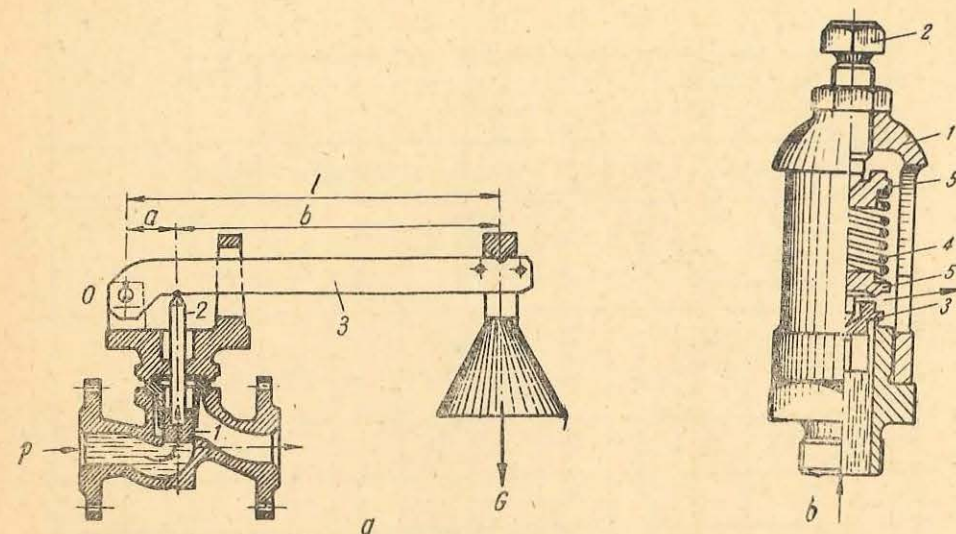


Fig. 15.11. Supape de siguranță pentru prevenirea creșterii presiunii:

a — supapă cu pîrghie și contragreutate (1 — ventil; 2 — tijă; 3 — pîrghie); b — supapă cu arc elicoidal (1 — corpul supapei; 2 — șuruburi de reglare; 3 — ventil; 4 — arc; 5 — suporturile arcului).

În figura 15.11, a este reprezentată secțiunea printr-o supapă de siguranță cu pîrghie ($a+b=l$) și contragreutate (G). Astfel de supape de siguranță funcționează automat sub acțiunea directă a presiunii fluidului. De exemplu dacă presiunea p din recipient sau din conductă depășește valoarea admisibilă, asupra ventilului 1 se creează o forță F , care prin intermediul tijei 2 se transmite pîrghiei 3 pe care o dezechilibrează. În acest caz, ventilul 1 se ridică de pe scaun și permite evacuarea fluidului pînă scade presiunea în limitele valorii de regim.

Un alt tip de armătură pentru siguranță și protecție foarte mult utilizat este supapa de siguranță cu arc elicoidal (fig. 15.11, b).

Cînd presiunea din conductă sau din recipientul pe care se montează supapa crește astfel încît creează o forță mai mare decît cea a arcului, ventilul se deschide, iar presiunea se restabilește la valoarea admisibilă.

Exemplu de calcul

Să se determine greutatea G necesară pîrghiei din figura 15.11, a pentru menținerea unei presiuni în conductă $p \leq 25 \text{ kgf/cm}^2$ fiind date: $a=20 \text{ mm}$; $b=110 \text{ mm}$; $d_1=10 \text{ mm}$ (diametrul orificiului ventilului).

Rezolvare. Scriindu-se condiția de echilibru a pîrghiei 3 printr-o ecuație de momente în raport cu articulația O rezultă:

$$Fa = G(a+b) = Gl, \text{ deci:}$$

$$F = \frac{\pi}{4} d_1^2 p = \frac{\pi}{4} \cdot 1^2 \cdot 25 \approx 19,6 \text{ kgf};$$

$$G = F \frac{a}{l} = 19,6 \cdot \frac{20}{130} \approx 3 \text{ kgf}.$$

Valori orientative ale rezistenței epruvetelor din oțel în trei cazuri de solicitare

Marca	Starea	I				II			III		
		σ_r	σ_c	τ_r	τ_{rf}	σ_t	σ_{of}	τ_0	σ_{-1}	σ_{-1f}	τ_{-1}
OL 00	B	— 31,4		27—42	>24	24	25	16	N16—22	N 12—15	N 8—12
OL 32	B	32—40	16	27—34	24	28	30	17	N 19—24	N 16—21	N 8—9
OL 34	B	34—42	17—20	29—35	25	N—22	N—19	N—12	N—17	N—12	N—9,5
OL 37	B	36,2—44,1	24—21	32—40	29	25	N—22	N—14	N—18,5	N—13,5	N—10,4
OL 42	B	42—50	26—24	35—44	32	N—29	N—24	N—15	N—20	N—14,5	N—11,4
OL 50	N	50—60	27	42—50	38	32	27	17	24	17,5	14
	I	—	—	—	—	—	—	—	24—28	—	14—15
OL 60	N	60—72	31—30	50—60	45	36	30	19	28	20	16
	I	—	—	—	—	—	—	—	28—33	—	16—20
	N	>68,6	>35	>60	53	42	35	22	33	23	19
OL 70	I	—	—	—	—	—	—	—	33—40	—	21—30

STAS 500-68

Observație: B — brut laminat; I — îmbunătățit; N — normalizat.

Formele constructive moderne pentru diminuarea concentrării eforturilor unitare și a pericolului ruperii prin oboseală a unor organe de mașini

Categoria organelor de mașini	Denumirea corecției
$\rho \geq d$ $\rho = \frac{D-d}{2}$	Mărirea razelor de racordare ale arborilor (când $\rho \geq d$ efectul concentratorului β_k se anihilează)
	Micșorarea rigidității pieselor spre vârful concentratorului prin canale de descărcare a-vînd raza ρ
a b	Mărirea dimensiunilor în zona concentratorului a- arbori simpli b- arbori cu caneturi
a b c	a- forme constructive speciale (piuliță elastică de egală rezistență) b- racordarea canalelor filetului c- sau ale penelor

CUPRINS

Partea întâi

GENERALITĂȚI ASUPRA ORGANELOR DE MAȘINI

Cap. 1.	Noțiuni introductive	5
1.1.	Însușiri ale organelor de mașini	5
1.2.	Clasificarea organelor de mașini	6
1.3.	Forțe și solicitări caracteristice ale organelor de mașini	6
1.4.	Capacitatea de rezistență	10
1.5.	Execuția organelor de mașini	12

Partea a doua

ÎMBINĂRI ȘI ASAMBLĂRI MECANICE

Cap. 2.	Îmbinări prin nituire	15
2.1.	Generalități	15
2.2.	Calculul îmbinărilor prin nituire	18
Cap. 3.	Îmbinări prin lipire	23
3.1.	Materiale, tehnologie	23
3.1.1.	Lipituri metalice	23
3.1.2.	Lipituri nemetalice	25
3.2.	Elemente de calcul	26
Cap. 4.	Îmbinări prin sudare	27
4.1.	Definiții, Procedee tehnologice, Forme constructive	27
4.1.1.	Definiții	27
4.1.2.	Procedee tehnologice de sudare	29
4.1.3.	Forme constructive	32
4.2.	Elemente de calcul	32
4.2.1.	Calculul îmbinărilor cu sudură cap la cap	32
4.2.2.	Calculul sudurilor laterale	35
4.2.3.	Solicitări asimetrice	37
4.2.4.	Sudarea flanșelor și a butucilor roților de transmisie	38

Cap. 5.	Asamblări arbore-butuc	41
5.1.	Asamblări cu pene și cu știfturi	41
5.2.	Asamblări cu pene sau știfturi transversale	43
5.2.1.	Autofrinarea penelor și a știfturilor conice	44
5.2.2.	Asamblări cu știfturi transversale	46
5.3.	Asamblări cu pene sau cu știfturi longitudinale	47
5.3.1.	Pene înalte	47
5.3.2.	Pene plate și pene concave	51
5.3.3.	Știfturi longitudinale	52
5.3.4.	Pene paralele	53
5.3.5.	Pene disc	56
5.4.	Asamblări prin caneluri	58
5.5.	Asamblări cu inele conice	58
5.6.	Asamblări cu inele ondulate	58
5.7.	Asamblări cu brățări elastice	60
5.8.	Asamblări prin stringere elastică	60
Cap. 6.	Asamblări filetate	63
6.1.	Elementele de bază ale asamblării cu piese filetate	63
6.2.	Caracteristicile filetelor	64
6.3.	Șuruburi și piulițe	63
6.4.	Materiale	71
6.5.	Elemente de calcul	72
6.5.1.	Condiția de autofrinare	73
6.5.2.	Măsuri suplimentare împotriva autodesurubării	73
6.5.3.	Randamentul asamblării șurub-piuliță	76
6.6.	Dimensionarea șuruburilor	76
6.6.1.	Șuruburi solicate la forțe axiale centrice	76
6.6.2.	Șuruburi solicate de forțe axiale excentrice	82
6.6.3.	Șuruburi solicate de forțe transversale	82
6.6.4.	Șuruburi și piulițe speciale	85
6.7.	Transmisii cu șurub și piuliță	85
6.8.	Indicații tehnologice	87
Cap. 7.	Asamblări elastice și elemente de acumulare a energiei. Arcuri	90
7.1.	Tipuri constructive. Domenii de utilizare. Materiale	90
7.2.	Caracteristica arcurilor	94
7.3.	Arcuri lamelare	96
7.3.1.	Arcuri lamelare dreptunghiulare	96
7.3.2.	Arcuri lamelare triunghiulare	97
7.3.3.	Arcuri lamelare cu foi multiple	97

7.3.4.	Arcuri lamelare duble	98
7.4.	Arcurile elicoidale	99
7.5.	Arcuri spirale plane	100
7.6.	Arcuri-bară de torsiune	101

Partea a treia

ELEMENTE PENTRU GHIDAREA MIȘCĂRII DE ROTAȚIE

Cap. 8.	Oșii și arbori	105
8.1.	Definiții. Clasificare. Materiale. Tehnologie	105
8.2.	Calculul oșilor	108
8.3.	Calculul arborilor	110
8.3.1.	Calculul la torsiune	110
8.3.2.	Calculul la deformații torsionale	111
8.3.3.	Arbori solicitați la torsiune și la încovoiere	112
8.3.4.	Verificarea la oboseală	117
8.3.5.	Deformația arborilor la încovoiere	122
8.3.6.	Echilibrarea arborilor și turația critică	122
8.	Fusurile arborilor și ale oșilor	125
Cap. 9.	Lagăre	127
	Noțiuni generale	127
9.1.	Lagăre cu alunecare	127
9.1.1.	Caracteristici. Părți componente. Materiale	127
9.1.2.	Funcționarea lagărelor de alunecare	128
9.1.3.	Elemente de calcul	131
9.2.	Lagăre cu rostogolire	135
9.2.1.	Părți componente. Caracteristici. Materiale	135
9.2.2.	Clasificarea și simbolizarea rulmenților	136
9.2.3.	Alegerea rulmenților	138
9.2.4.	Măsuri suplimentare pentru asigurarea bunei funcționări a lagărelor	141
Cap. 10.	Cuplaje	145
10.1.	Caracteristici. Rol funcțional. Tipuri constructive	145
10.2.	Cuplaje permanente	146
10.3.	Cuplaje intermitente	151

Partea a patra

TRANSMISII MECANICE

NOȚIUNI DE BAZĂ DESPRE TRANSMISII

Cap. 11.	Transmisii indirecte	159
11.1.	Transmisii cu curele	159
11.1.1.	Noțiuni generale	159
	geometriei și cinematiei ai transmisiei	162

11.1.3. Calculul curelelor late	165
11.1.4. Construcția roților	167
11.1.5. Calculul curelelor trapezoidale	169
11.2. Transmisii cu cablu	170
11.2.1. Noțiuni generale	170
11.2.2. Alegerea diametrului cablului standardizat și al rolei de înfășurare	171
11.3. Transmisii cu lanțuri	173
Transmisii directe	175
C a p. 12. Transmisii cu roți cu fricțiune	175
12.1. Tipuri constructive, domenii de utilizare, materiale	175
12.2. Elemente de calcul	176
12.3. Variatoare de turație	177
C a p. 13. Transmisii cu roții dințate	179
13.1. Noțiuni generale despre angrenaje	179
13.2. Condițiile de bază ale construcției profilului	181
13.3. Roți cilindrice cu dinți drepti	187
13.3.1. Dantura cu profil evolventic	187
13.3.2. Principalele elemente geometrice ale roții dințate și ale angrenajului	187
13.3.3. Ecuațiile parametrice ale evolventei și aplicațiile lor	191
13.4. Numărul minim de dinți	193
13.5. Calculul dinților la încovoiere	194
13.6. Durabilitatea angrenajelor	196
13.7. Exemplu de proiectare	196
13.8. Angrenaje cu cremalieră	199
13.9. Angrenaje cilindrice cu dinți înclinați	200
13.10. Angrenaje cu roți conice	201
13.11. Angrenajul melcat	202
13.12. Mecanisme cu roți dințate angrenate în serie	204
13.13. Mecanisme reductoare	206
13.14. Cutii de viteză	206
C a p. 14. Mecanismul bielă-manivelă	208
14.1. Părți componente — principii de funcționare	208
14.2. Cinematica mecanismului bielă-manivelă	209
14.3. Solicitarea principalelor elemente componente	214
14.4. Volantul	216
14.4.1. Necesitatea volantului	216
14.4.2. Masa volantului și gradul de neuniformitate	217
14.5. Construcția principalelor elemente componente	219

Partea a cincea

CONDUCEREA ȘI CIRCULAȚIA FLUIDELOR

C a p. 15. Organe pentru reținerea, conducerea și comanda circulației fluidelor	227
15.1. Generalități	227
15.2. Elemente pentru reținerea fluidelor	228
15.3. Conducte și tuburi	231
15.3.1. Elemente de calcul	231
15.3.2. Îmbinarea conductelor	232
15.4. Armături pentru comanda și reglarea circulației fluidelor	235
Anexa 1	239
Anexa 2	240

Coli de tipar 15,25
Tiraj 18000+90, apărut 1973
Întreprinderea Poligrafică „Oltenia”
Craiova, Str. Mihai Viteazu, nr. 4
Republica Socialistă România
Comanda nr. 346/4584

