

Ovidiu Buişigă

ORGANE DE MAŞINI 1

Suport de curs

UTPRESS
Cluj-Napoca, 2021
ISBN 978-606-737-517-6



Editura U.T.PRESS
Str. Observatorului nr. 34
400775 Cluj-Napoca
Tel.: 0264-401.999
e-mail: utpress@biblio.utcluj.ro
<http://biblioteca.utcluj.ro/editura>

Director: ing. Călin Câmpean

Recenzia: Prof. dr. ing. Simion HARAGÂȘ
Ș.I. dr. ing. Claudiu Ovidiu POPA

Copyright © 2021 Editura U.T.PRESS
Reproducerea integrală sau parțială a textului sau ilustrațiilor din această carte este posibilă numai cu acordul prealabil scris al editurii U.T.PRESS.

ISBN 978-606-737-499-5

Bun de tipar: 01.06.2021

CUPRINS

C01	Activitatea de proiectare în domeniul construcțiilor mecanice. Asamblări filetate	7
	Introducere	8
	Activitatea de proiectare în domeniul construcțiilor mecanice	11
	Asamblări filetate	20
	Generalități. Clasificarea asamblărilor filetate	21
	Filete. Terminologie. Elemente geometrice	23
	Clasificarea filetelor	26
	Tipuri de profiluri	28
	Tehnologia de prelucrare	29
	Simbolizarea filetelor	31
	Forțe și momente în asamblarea filetată. Forța axială	33
	Forțe și momente în asamblarea filetată. Forța tangențială. Momentul de torsiune necesar realizării/utilizării asamblării - T_1	34
	Forțe și momente în asamblarea filetată. Forța tangențială. Momentul de torsiune - T_2	38
	<i>Întrebări recapitulative</i>	39
C02	Asamblări filetate de fixare	40
	Clase de calitate. Marcarea	41
	Secțiunea rezistentă. Calculul asamblărilor de fixare	45
	Sarcini și tensiuni în tija șurubului	46
	Încărcarea și solicitarea spirelor. Încărcarea neuniformă a spirelor	47
	Asigurarea asamblărilor filetate. Factori	50
	Moduri de realizare	51
	Moduri de realizare. Prin formă	52
	Moduri de realizare. Cu ajutorul șaibelor elastice	55
	Moduri de realizare. Prin introducere în asamblare a unor sarcini suplimentare	56
	Moduri de realizare. Cu elemente de blocare	57
	Moduri de realizare. Cu adezivi	58
	Performanțe	59

	Aspecte economice privind realizarea asamblărilor filetate	60
	Întrebări recapitulative	61
C03	Transmisii cu șuruburi cu frecare de alunecare. Șuruburi diferențiale. Transmisii cu șuruburi bile	62
	Dimensionarea și verificarea filetului	63
	Randamentul filetului transmisiilor cu șurub	72
	Șuruburi diferențiale. Considerații generale	73
	Transmisii cu șuruburi cu bile. Introducere	82
	Profilul căilor de rulare	84
	Recircularea bilelor	85
	Randamentul șuruburilor cu bile	86
	Pretensionarea trasnmişiei	87
	Durabilitatea transmisiei	89
	Întrebări recapitulative	90
C04	Asamblări arbore-butuc. Asamblări cu pene. Asamblări cu caneluri	91
	Asamblări cu pene. Considerații generale.	92
	Clasificare	93
	Materiale	95
	Prelucrarea canalelor de pană	96
	Calculul asamblărilor cu pene paralele	98
	Metodologia de calcul	101
	Asamblări cu caneluri. Considerații generale	103
	Clasificare	104
	Serii de caneluri	105
	Tehnologia de prelucrare	107
	Neuniformitatea încărcării flancurilor	109
	Materiale	113
	Elemente de calcul	114
	Metodologia de calcul	116
	Întrebări recapitulative	120
C05	Asamblări arbore-butuc. Asamblări cu strângere proprie (seraje)	121
	Asanblări cu strângere proprie. Considerații generale	122
	Aplicații	124

Dependența dintre strângere și presiunea de contact	125
Presiunea de contact / strângerea minimă în timpul funcționării	128
Presiunea de contact / strângerea maximă în timpul funcționării	130
Strângerea efectivă din timpul funcționării. Strângerea corectată	131
Alegerea ajustajului standardizat. Strângerile minime și maxime efective	133

Întrebări recapitulative 134

C06 Asamblări cu strângere pe con. Asamblări cu strângere datorită formei 135

Asamblări cu strângere pe con. Introducere	136
Considerații generale	137
Unghiuri de conuri și conicități normale	138
Asamblări cu strângere datorită formei. Considerații generale	143
Dispozitivul TRANTORQUE-GT	145
Dispozitivul B-LOC	151

Întrebări recapitulative 155

C07 Asamblări cu știfturi și bolțuri 156

Asamblări cu știfturi. Considerații generale	157
Știfturi nefiletate	158
Știfturi filetate	163
Asamblări cu bolțuri	164
Funcționare. Solicitări. Materiale	165

Întrebări recapitulative 167

C08 Arcuri 168

Arcuri. Introducere. Clasificare. Materiale	169
Carcateristica arcurilor. Considerații generale	171
Arcuri cu caracteristică liniară	172
Arcuri cu caracteristică neliniară	173
Arcuri cu caracteristică care prezintă curbă de histerezis	174
Calculul arcurilor. Introducere	175
Arcul lamelar	176
Arcul bară de torsiune	178
Arcul elicoidal de compresiune	180

Întrebări recapitulative 186

C09	Angrenaje. Aspecte ale uzurii angrenajelor. Angrenaje cu axe paralele	186
	Angrenaje. Considerații generale. Clasificare	187
	Moduri de ieșire din funcțiune	190
	Angrenaje cu roți dințate cilindrice cu dinți drepți. Elemente geometrice. Terminologie	194
	Angrenaje cu roți dințate cilindrice cu dinți drepți. Forțele	202
	<i>Întrebări recapitulative</i>	204
C10	Calculul angrenajelor cilindrice cu dinți drepți la presiune de contact și încovoiere	205
	Calculul la presiune de contact. Considerații generale	206
	Calculul distanței axiale	210
	Calculul la încovoiere. Introducere	211
	Calculul distanței axiale	213
	<i>Întrebări recapitulative</i>	214
C11	Angrenaje cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați. Forțele. Calculul la presiune de contact și încovoiere	215
	Introducere	216
	Elemente geometrice. Terminologie și simboluri	218
	Forțele în angrenajele cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați	221
	Calculul de rezistență. Calculul la presiune de contact. Calculul distanței axiale	222
	Calculul de rezistență. Calculul la încovoiere. Calculul distanței axiale	223
	Metodologia de calcul	224
	<i>Întrebări recapitulative</i>	227
C12	Angrenaje cu axe concurente. Angrenaje cu roți dințate conice cu dinți drepți	228
	Introducere	229
	Elemente geometrice. Terminologie și simboluri	230
	Roata echivalentă	231
	Forțele în angrenajele cu roți dințate conice cu dinți drepți	232
	Calculul de rezistență. Calculul la presiune de contact	233
	Calculul de rezistență. Calculul la presiune de contact. Calculul lungimii generatoarei exterioare	234
	Calculul la încovoiere. Determinarea lungimii generatoarei exterioare	235
	Metodologia de calcul	236
	<i>Întrebări recapitulative</i>	239
C13	Angrenaje cu axe încrucișate. Angrenaje melcate	240
	Introducere	241

Particularități cinematice	244	
Materiale	245	
Forțele în angrenajele melcate	246	
Calculul angrenajelor melcate. Calculul la presiune de contact	247	
Calculul angrenajelor melcate. Calculul la încălzire	250	
Metodologia de calcul	251	
<i>Întrebări recapitulative</i>	254	
C14	Transmisii cu angrenaje planetare. Transmisii cu angrenaje armonice	255
Transmisii cu angrenaje planetare. Introducere	256	
Cinematica transmisiilor planetare	257	
Transmisii cu angrenaje armonice. Introducere	259	
Principiul de funcționare	261	
<i>Întrebări recapitulative</i>	262	
Bibliografie	263	

ACTIVITATEA DE PROIECTARE ÎN DOMENIUL CONSTRUCȚIILOR MECANICE. ASĂMBLĂRI FILETATE

Conținut:

A Introducere

B Activitatea de proiectare în domeniul construcțiilor mecanice

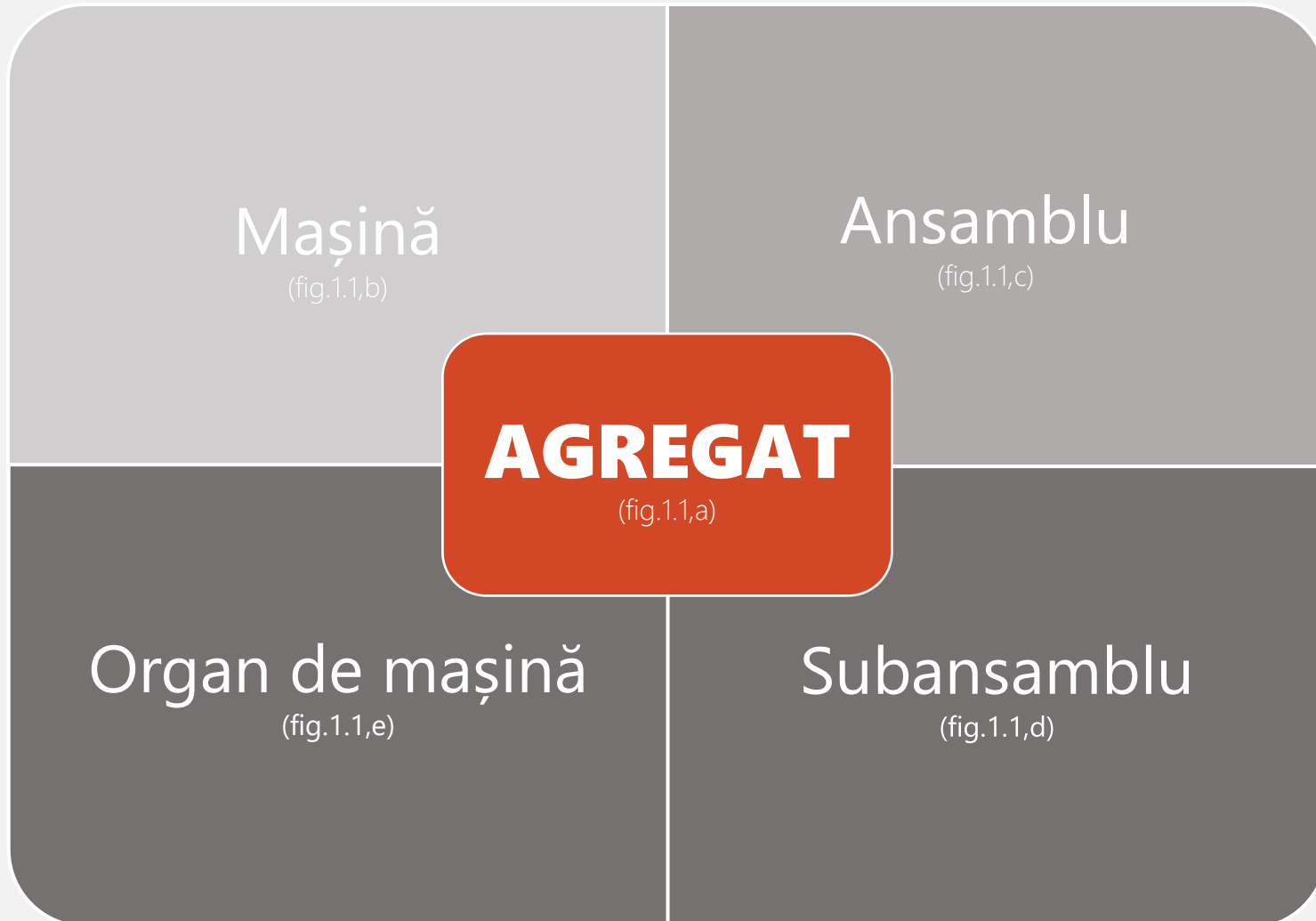
C Asamblări filetate

C.1 Generalități. Clasificarea asamblărilor filetate. Filete. Terminologie, elemente geometrice

C.2 Simbolizarea filetelor de uz general. Forțe și momente în asamblarea filetată

Întrebări recapitulative

INTRODUCERE



INTRODUCERE

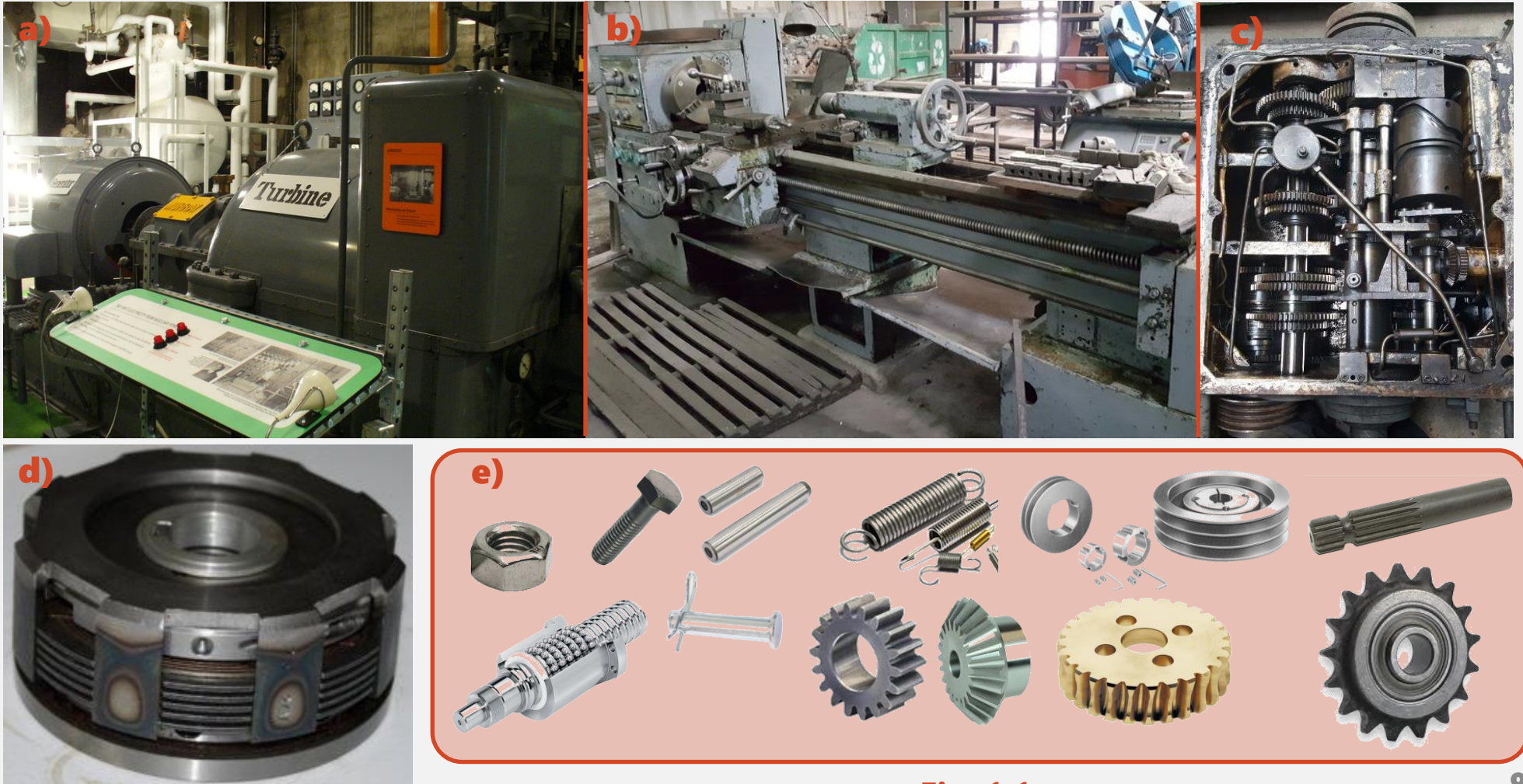


Fig. 1.1

INTRODUCERE

Tabelul 1.1 Criterii de clasificare a organelor de mașini

Criteriul	Tipul	Exemple
Constructiv	Simple	Șurub, piuliță, pană etc.
	Compexe	Rulment, lanț etc.
Rol funcțional	Organe de asamblare	Șurub, șaibă, piuliță etc.
	Organe ale mișcării de rotație	Arbori, fusuri etc.
	Organe pentru transmisiunea mișcării de rotație	Roți dințate, lanțuri etc.
	Organe de rezemare pentru mișcarea de rotație	Rulmenți, lagăre de alunecare
	Organe pentru conducerea și închiderea circulației fluidelor	Armături

ACTIVITATEA DE PROIECTARE ÎN DOMENIUL CONSTRUCȚIILOR MECANICE

Proces iterativ de adoptare a unor decizii care au ca obiectiv crearea unui sistem mecanic sau a unei construcții mecanice (dispozitiv, mecanism etc.) noi ori existente dar îmbunătățite.

I Etape;

II Condiții axiomatice;

III Standardizare. Beneficii;

IV Aspecte privind proiectarea formei.

ACTIVITATEA DE PROIECTARE ÎN DOMENIUL CONSTRUCȚIILOR MECANICE

I Etape:

- a** Două obiective majore: **I.a** - soluția propusă să asigure cerințele funcționale prevăzute prin tema de proiectare [7]; **I.b** - traseu tehnologic pentru prelucrarea și montarea elementelor;
- b** Definitivarea dimensiunilor nominale, a materialelor, tratamentelor termice (în vederea obținerii proprietăților necesare);
- c** Analiză cu privire la: posibilitatea de execuție, la aspectele referitoare la montajul elementelor componente, la costurile finale etc.;
- d** Prescrierea toleranțelor, a ajustajelor, verificarea construcției din punct de vedere al rezistenței și durabilității.

ACTIVITATEA DE PROIECTARE ÎN DOMENIUL CONSTRUCȚIILOR MECANICE

II Condiții axiomatiche [7]:

- a** Piesele să aibă forma scopului pe care trebuie să-l îndeplinească;
- b** Să poată fi executate;
- c** Să poată fi montate în poziția lor de funcționare;
- d** Piesele să funcționeze în condiții de siguranță din punct de vedere al rezistenței, rigidității, oboselii etc.;
- e** Piesele supuse uzurii să poată fi înlocuite cât mai simplu.

ACTIVITATEA DE PROIECTARE ÎN DOMENIUL CONSTRUCȚIILOR MECANICE

III Standardizarea. Beneficii:

- 1 Standardele conțin tipo-dimensiunile care, statistic sunt cel mai des utilizate [7];
- 2 Permite creșterea productivității în proiectare [7];
- 3 Conduce la evitarea rebuturilor;
- 4 Unificarea caracteristicilor dimensionale și de formă, conduce la asigurarea interschimbabilității;

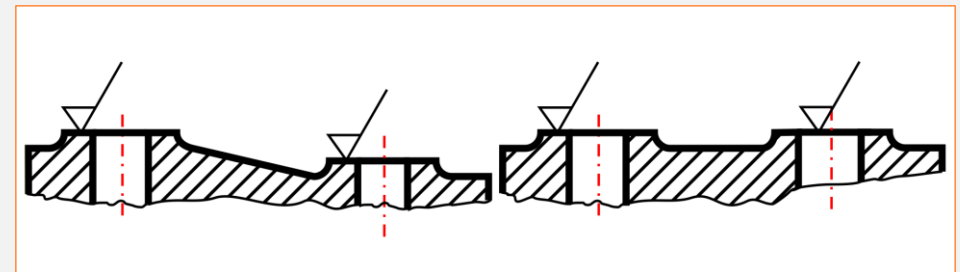
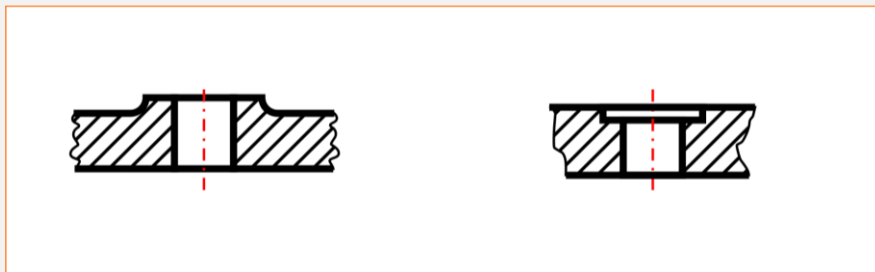
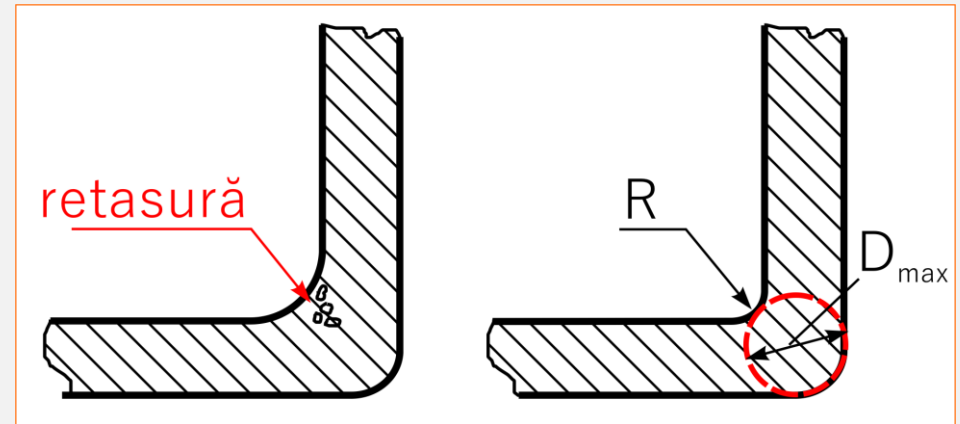
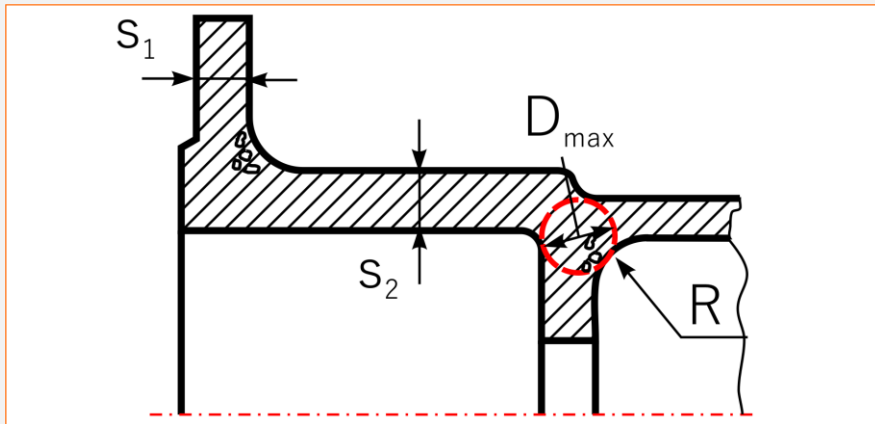
ACTIVITATEA DE PROIECTARE ÎN DOMENIUL CONSTRUCȚIILOR MECANICE

IV Aspecte privind proiectarea formei:

- 1** Forma pieselor turnate;
- 2** Forma pieselor ținând cont de tehnologia de prelucrare;
- 3** Forma pieselor privind montajul.

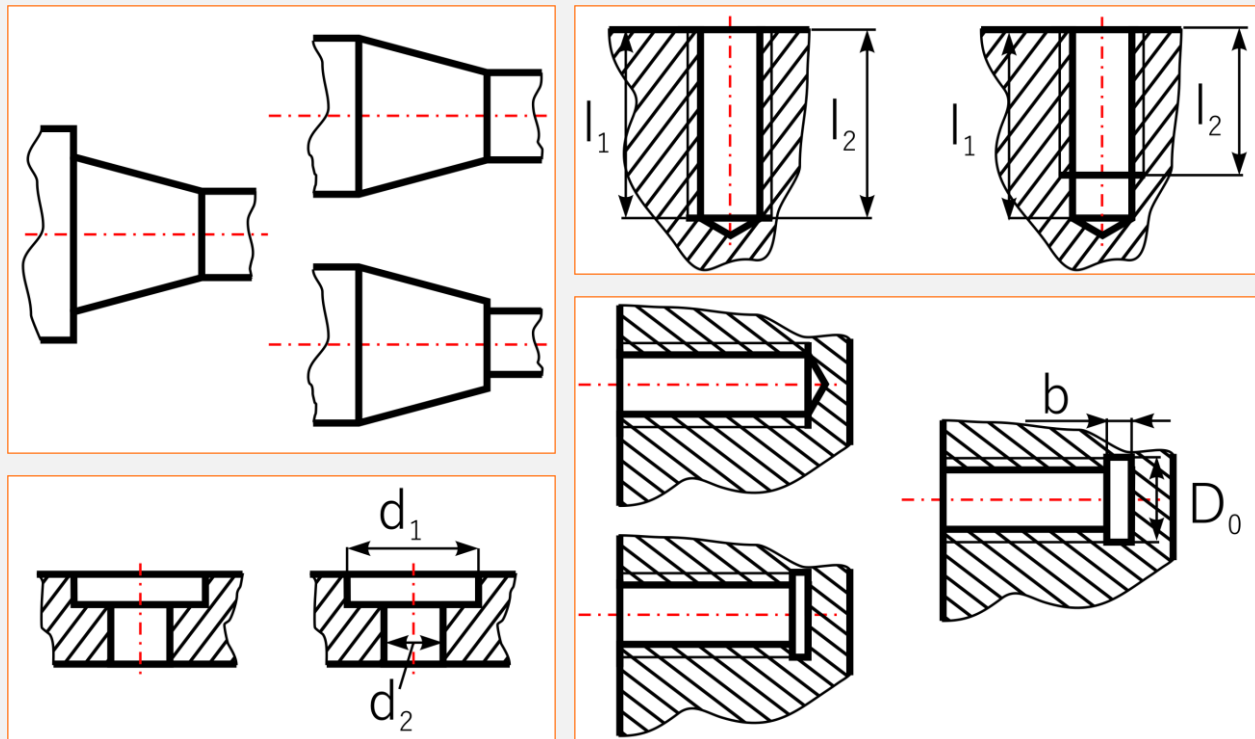
ACTIVITATEA DE PROIECTARE ÎN DOMENIUL CONSTRUCȚIILOR MECANICE

1 Aspecte privind forma pieselor turnate (după [7])



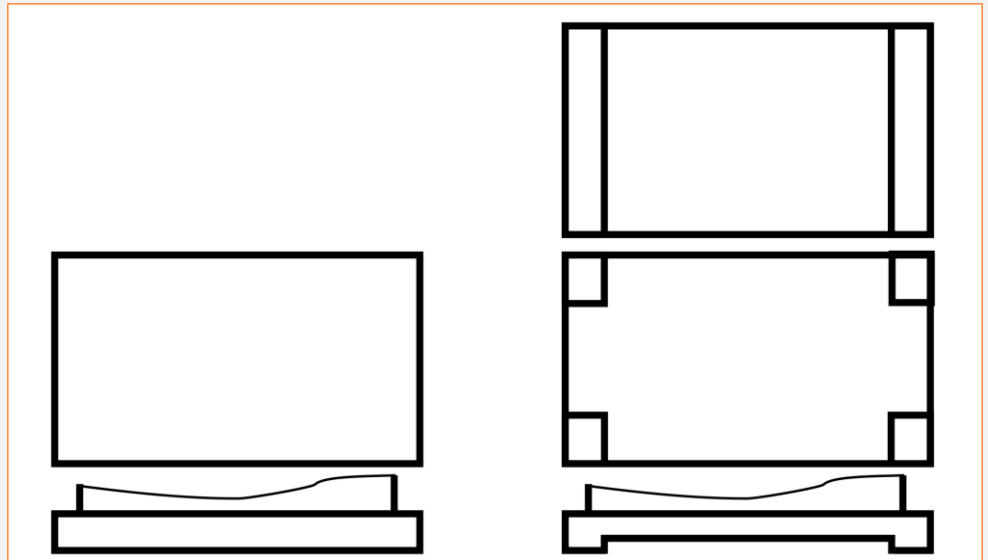
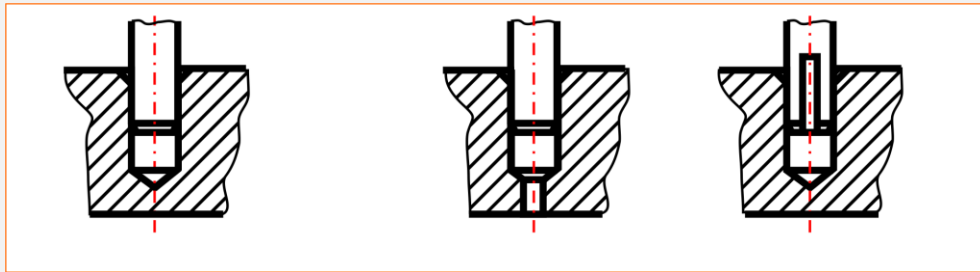
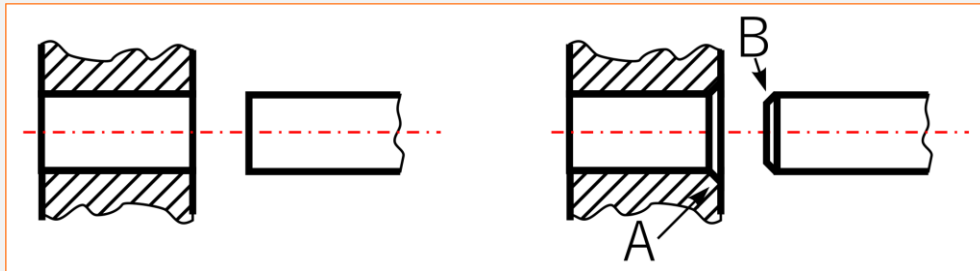
ACTIVITATEA DE PROIECTARE ÎN DOMENIUL CONSTRUCȚIILOR MECANICE

2 Forma pieselor ținând cont de tipul prelucrării (după [7])



ACTIVITATEA DE PROIECTARE ÎN DOMENIUL CONSTRUCȚIILOR MECANICE

3 Forma pieselor privind montajul lor (după [7])



ORGANE DE ASAMBLARE

Solidarizarea pieselor unui subansamblu realizându-se fie anularea tuturor posibilităților de deplasare relativă a pieselor, fie menținerea unora dintre aceste posibilități de deplasare relativă, dar între limite strict controlate.

Tabelul 1.2 Criterii de clasificare a asamblărilor

Tipuri	Modul de realizare a asamblării		Exemple
Nedemontabile	Sudură		
	Lipire		
	Nituire		
Rol funcțional	Forma pieselor	Folosind piese speciale	Șuruburi, bolțuri, știfturi etc.
		Folosind modificarea pieselor asamblate	Arbori și butuci canelați etc.
	Strângere	Utilizând forma pieselor	Asamblări pe con
		Pe baza diferențelor de dimensiuni ale pieselor	Asamblări cu strângere proprie (seraje)

ASAMBLĂRI FILETATE

Generalități. Clasificarea asamblărilor filetate

Asamblările filetate (după [7]) sunt asamblări demontabile, realizate prin intermediul unui element specific numit **filet**. Se realizează cu ajutorul unor piese filetate conjugate, una la exterior - **șurubul**, iar cealaltă la interior - **piulița**.

Filetul [7] este o nervură elicoidală situată pe un cilindru (filet cilindric) sau pe un con (filet conic), generată prin alunecarea unui profil (triunghi, trapez, ferăstrău etc.) de-a lungul elicei, astfel încât acest profil să se afle permanent într-un plan axial al cilindrului sau conului.

ASAMBLĂRI FILETATE

Generalități. Clasificarea asamblărilor filetate

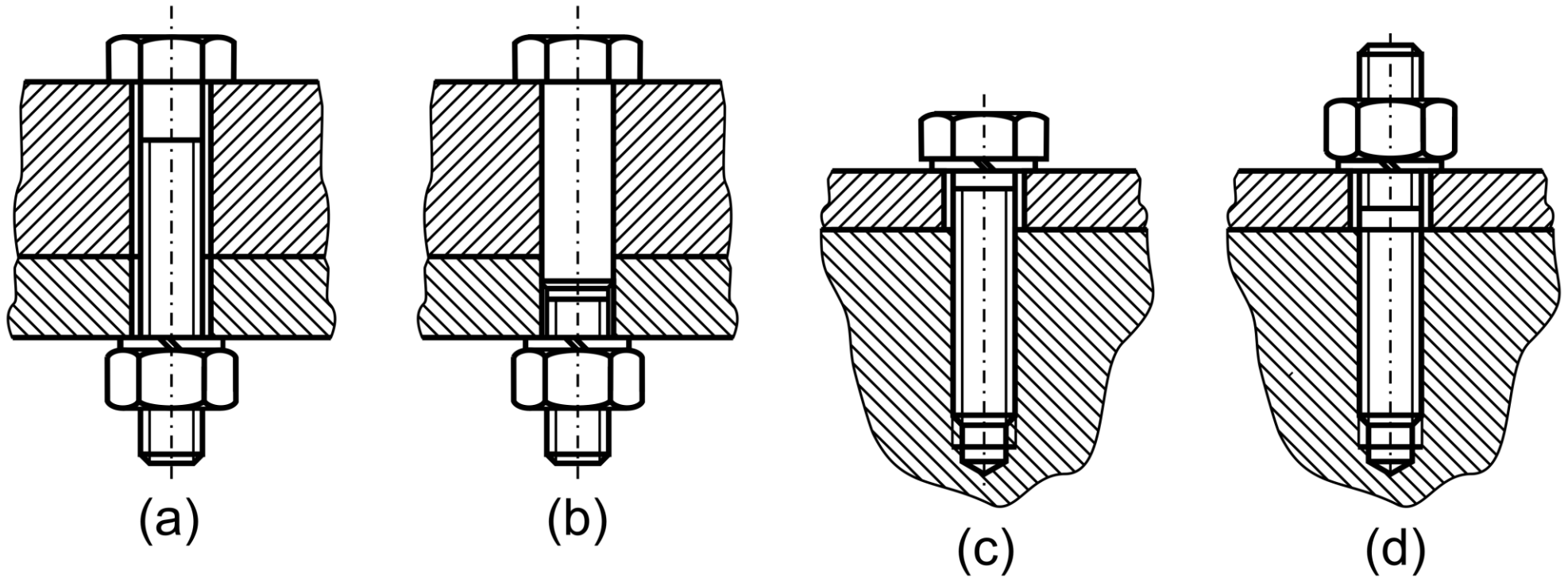


Fig. 1.2 Reprezentarea asamblărilor filetate

ASAMBLĂRI FILETATE

Generalități. Clasificarea asamblărilor filetate

Tabelul 1.3 Criterii de clasificare a asamblărilor filetate (după [7])

Tipul	Scopul asamblării
De fixare	Nu permit deplasarea relativă a pieselor care formează asamblarea;
De mișcare	Permite transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație sau invers;
De fixare-etanșare	Prin intermediul geometriei lor permit atât fixarea, cât și etanșarea pieselor;
De reglare	Permit reglarea mărimilor fizice: distanțe, debite etc.;
De măsurare	Utilizate pentru măsurarea unor cote.

ASAMBLĂRI FILETATE

Filete. Terminologie, elemente geometrice

Profilul filetului

Fundul filetului

Vârful filetului

Flancul filetului

Pasul aparent

Pasul elicei

Spira filetului

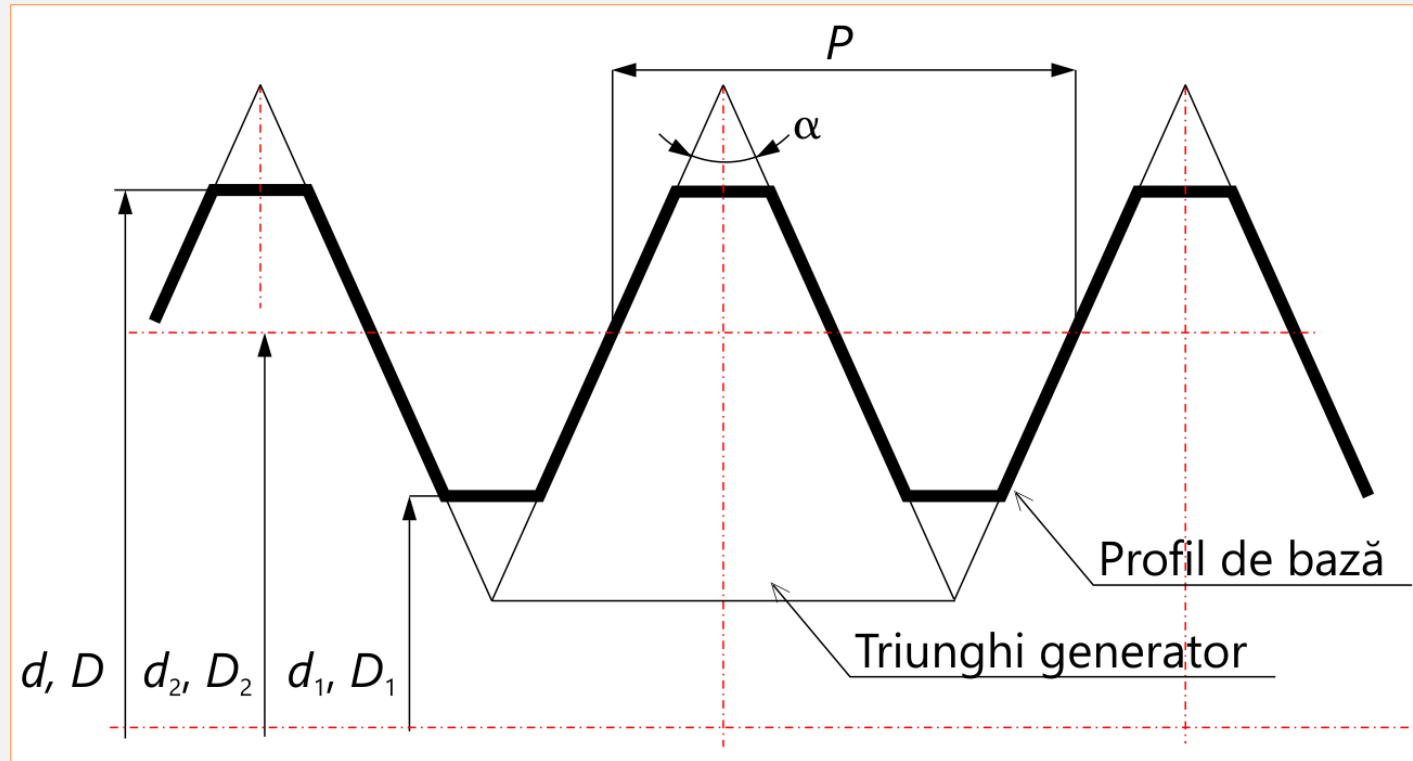


Fig. 1.3 Profilul de bază al filetului metric [7]

ASAMBLĂRI FILETATE

Filete. Terminologie, elemente geometrice

- Diametrul exterior - d (D);
- Diametru mediu - d_2 (D_2);
- Diametrul interior - d_1 (D_1);
- Diametrul minim - d_3 ;
- Diametrul maxim - D_4 ;
- Unghiul profilului - α ;
- Unghiul flancului - α_1 ;
- Jocul radial (la fund) - a_c ;
- Înălțimea utilă - H_1 ;
- Secțiunea rezistentă [7]:

$$A_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}; \quad d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$$

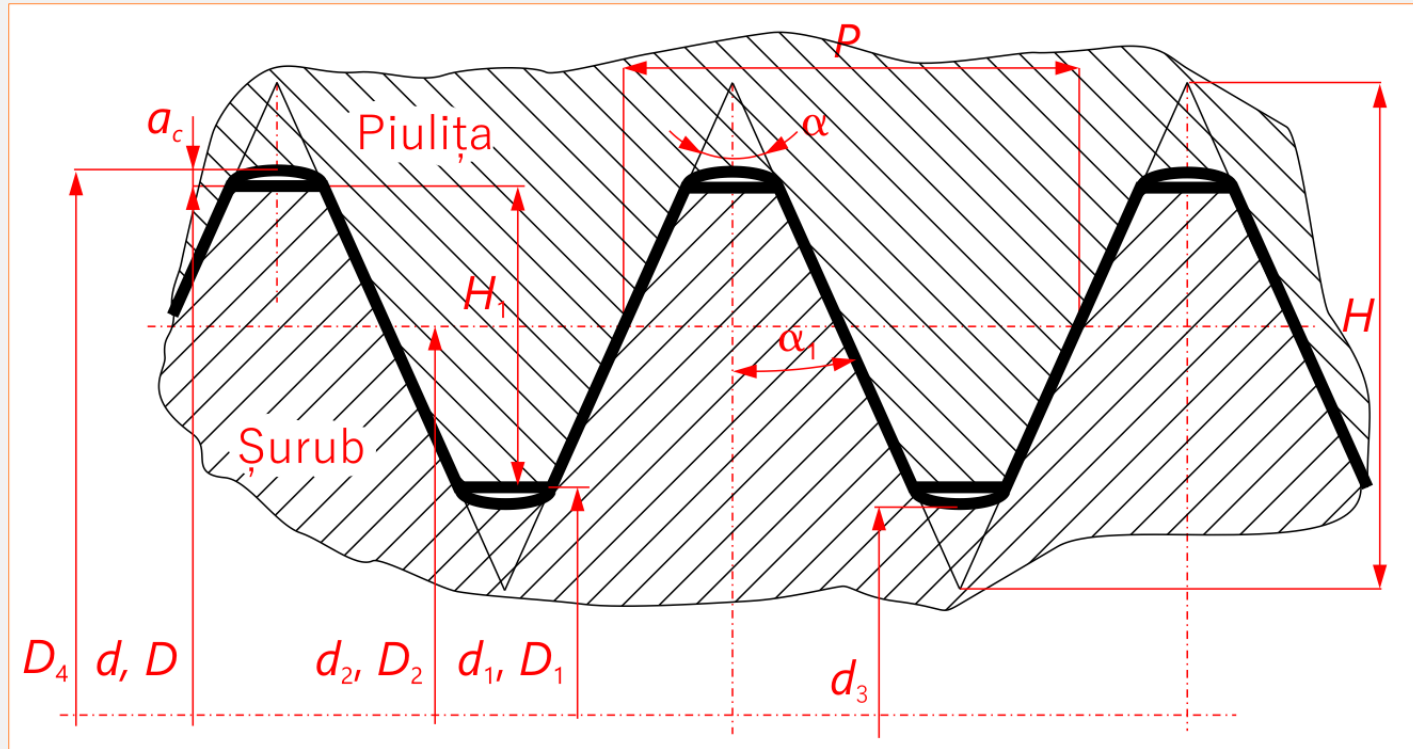


Fig. 1.4 Profilul nominal al filetului metric

ASAMBLĂRI FILETATE

Filete. Terminologie, elemente geometrice

Unghiul de înclinare a elicei corespunzătoare cilindrilor mediu d_2 :

$$\tan\beta_2 = \frac{P}{\pi \cdot d_2}$$

Numărul de începuturi - n .

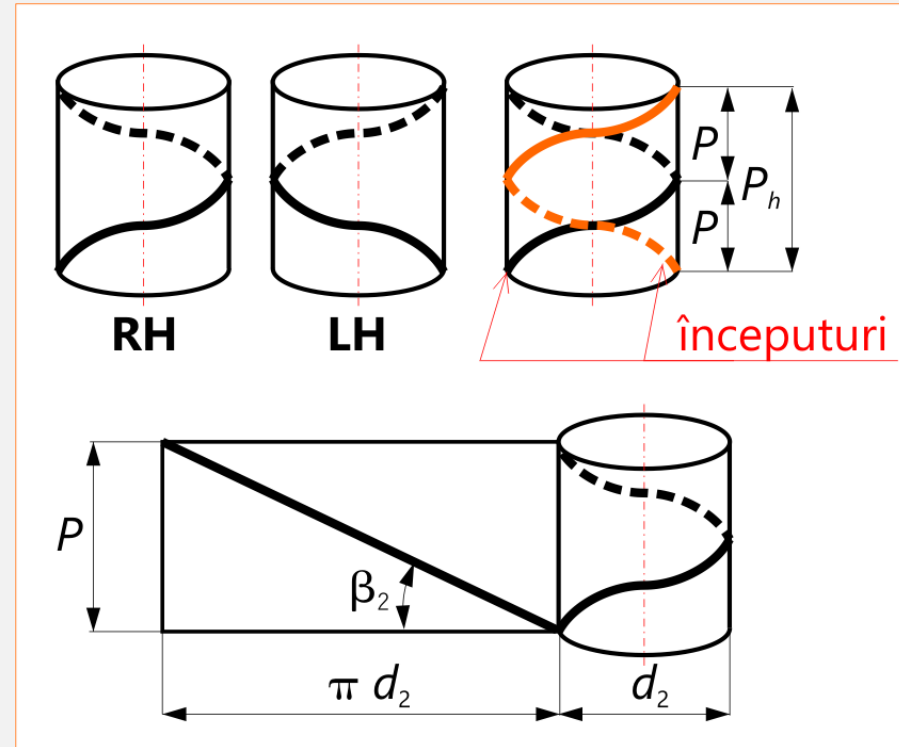


Fig. 1.5 Aspecte geometrice

ASAMBLĂRI FILETATE

Clasificarea filetelor

Tabelul 1.4 Clasificarea filetelor (după [5])

Criteriu	Tipul	Exemple / Simbolizare
Rolul funcțional	De fixare	M, W (Whitworth), Rd (Rotund)
	De mișcare	Rd, S, Pt, Tr
	De fixare-etanșare	R, Rp, Rc, KM, M, NPT
	De reglare	M, Tr
	De măsurare	M
Sistemul de unități de măsură	Metric	M, Tr, S, Rd, Pt, KM
	Țoli	W, R, Rp, Rc, NPT
Tipul profilului	Triunghiular	M, W, R, Rp, Rc, NPT
	Rotund	Rd
	Ferăstrău	S
	Pătrat	Pt
	Trapezoidal	Tr

ASAMBLĂRI FILETATE

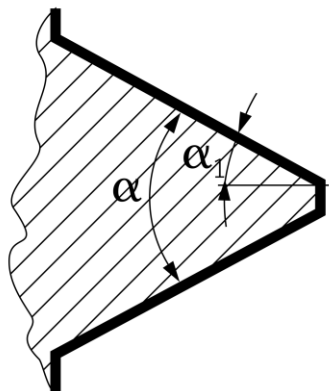
Clasificarea filetelor

Tabelul 1.4 Clasificarea filetelor (după [5])

Criteria	Tipul	Exemple / Simbolizare
După finețea pasului	Pas fin	M, R, Rp, Rc, KM, Tr
	Pas normal	M, Tr, S
	Pas mărit	Mai rar
După numărul de începuturi	Cu un început	M, Tr, S, Rd, Pt, KM
	Cu mai multe începuturi	W, R, Rp, Rc, NPT
După sensul de înfășurare a elicei	Filet pe dreapta	RH
	Filet pe stânga	LH
După forma corpului pe care se înfășoară elicea	Cilindrice	M, W, Tr, Rd, S, Rp
	Conice	R, Rc, KM, NPT

ASAMBLĂRI FILETATE

Tipuri de profiluri

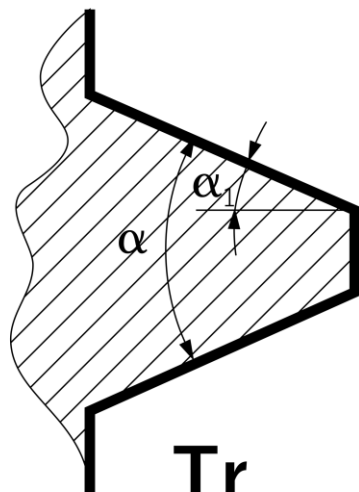


M, NPT, KM

$$\alpha = 60^\circ, \alpha_1 = 30^\circ$$

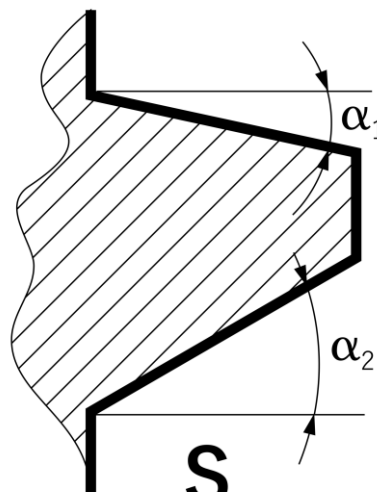
W, R, Rp, Rc

$$\alpha = 55^\circ, \alpha_1 = 27^\circ 30'$$



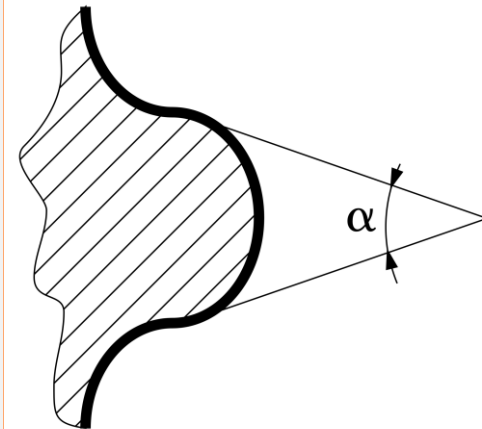
Tr

$$\alpha = 30^\circ, \alpha_1 = 15^\circ$$



S

$$\alpha_1 = 3^\circ, \alpha_2 = 30^\circ$$



Rd

$$\alpha = 30^\circ$$

Fig. 1.6 Tipuri de profiluri. Unghiuri de profil, respectiv de flanc

ASAMBLĂRI FILETATE

Tehnologia de fabricație

1 Filetarea filetelor prin așchiere

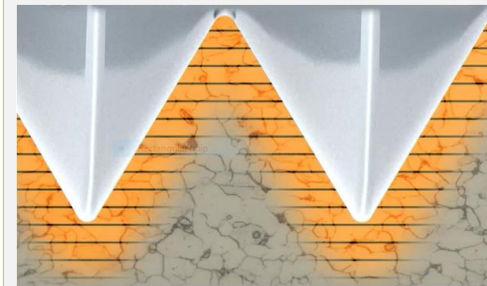


Fig. 1.7 [10]

ASAMBLĂRI FILETATE

Tehnologia de fabricație

2 Filetarea filetelor prin rulare

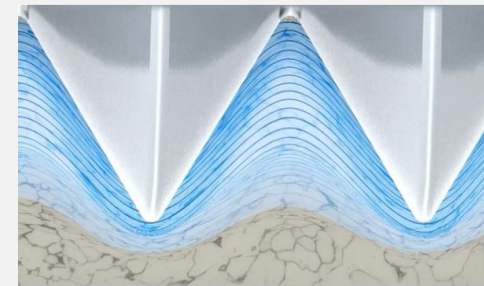
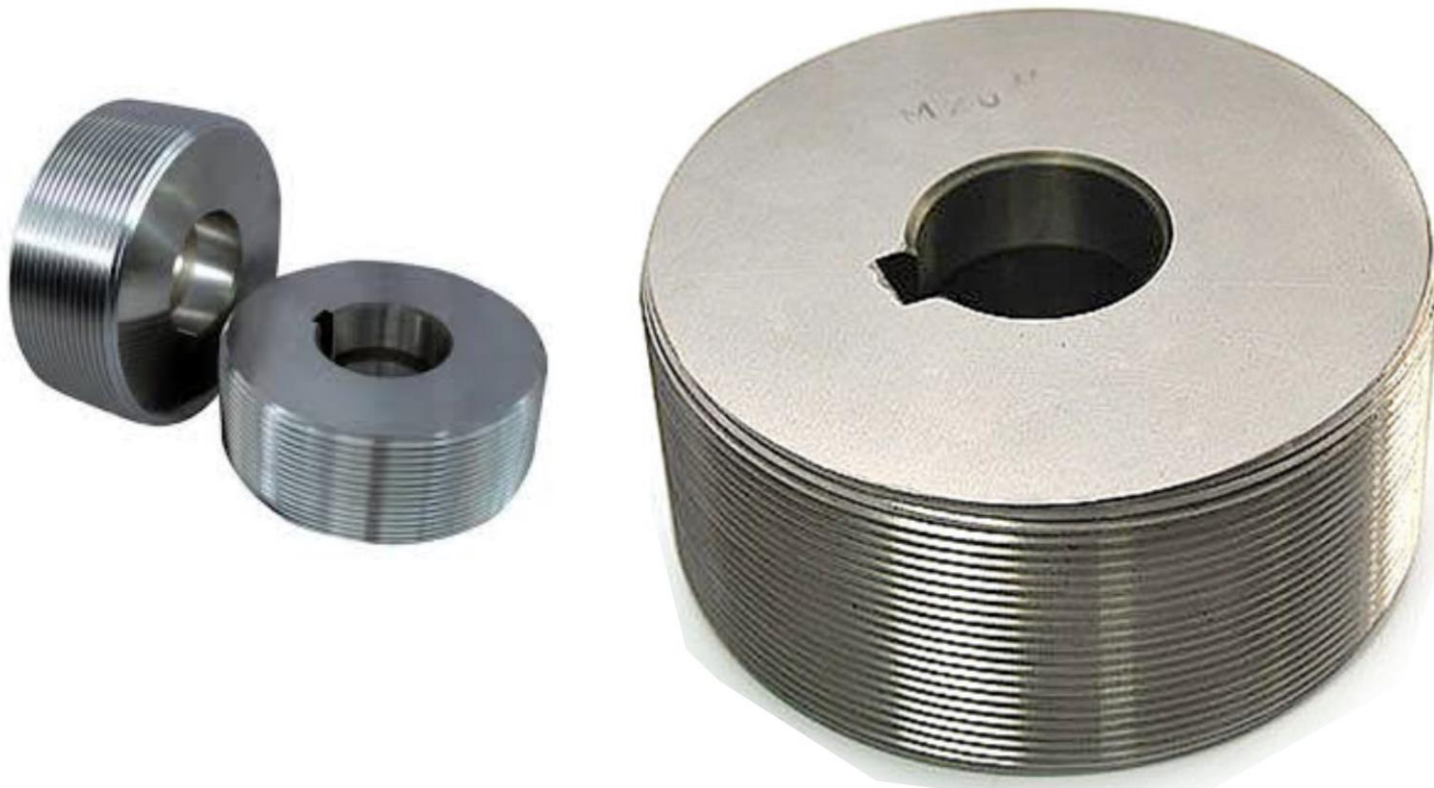


Fig. 1.8 [10]

ASAMBLĂRI FILETATE

Simbolizarea filetelor de uz general

1 Notarea filetelor **metriche** (**M**) cu un singur început:

SF	VDN d [mm]	X	VP P [mm]	*	SSÎ	**
Simbolul filetului M, S, Tr etc.	Valoarea diametrului nominal, d		Valoarea pasului, P		Simbolul sensului de înfășurare (RH, LH)	

Filet metric cu d=20, cu pas normal de 2,5 mm, pe dreapta:

M	20			-	
----------	-----------	--	--	---	--

Filet metric cu d=20, cu pas fin de 1,5 mm, pe stânga:

M	20	X	1,5	-	LH
----------	-----------	---	------------	---	-----------

2 Notarea filetelor **Tr** și **S** cu unul sau mai multe începuturi:

SF	VDN d [mm]	X	VPE P _h [mm]	P	VPA P [mm]	*	SSÎ	**
Simbolul filetului Tr, S	Valoarea diametrului nominal, d		Valoarea pasului elicei, P _h			Valoarea pasului aparent, P	Simbolul sensului de înfășurare (RH, LH)	

Filet trapezoidal cu d=20, cu pas de 4 mm, pe dreapta:

Tr	20	X		4	-	
-----------	-----------	---	--	----------	---	--

Filet trapezoidal cu d=20, cu două începuturi cu pas 4, pe stânga:

Tr	20	X	8	(P4)	-	LH
-----------	-----------	---	----------	-------------	---	-----------

ASAMBLĂRI FILETATE

Simbolizarea filetelor de uz general

3 Notarea **filetelor pentru țevi cu etanșare** în filet exprimate în **țoli**

SF₁	VDNF (")
Simbolul filetului R, Rp, Rc	Valoarea diametrului nominal al fittingului (țoli), d
Filet pentru țevi cu etanșare în filet, conic exterior cu diametrul nominal 3/8":	
R	3/8

4 Notarea **filetelor pentru țevi cu etanșare** în filet exprimate în **unități metrice**

SF₁	VDN₁	X	VP
Simbolul filetului KM, M	d, în mm, în planul de bază		P, în mm
Filet metric conic pentru țevi cu etanșare în filet, cu d=20 mm, pasul 1,5 mm:			
KM	20	X	1,5

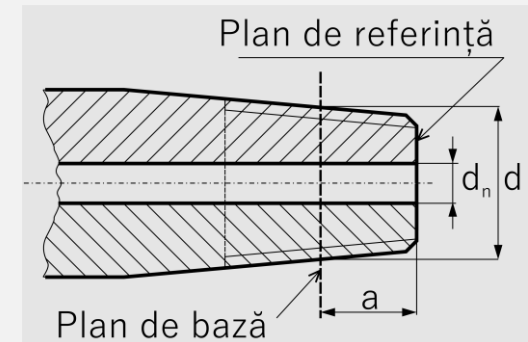


Fig. 1.9 Filete pentru țevi cu etanșare în filet (după [7])

ASAMBLĂRI FILETATE

Forțe și momente în asamblarea filetată. Forța axială

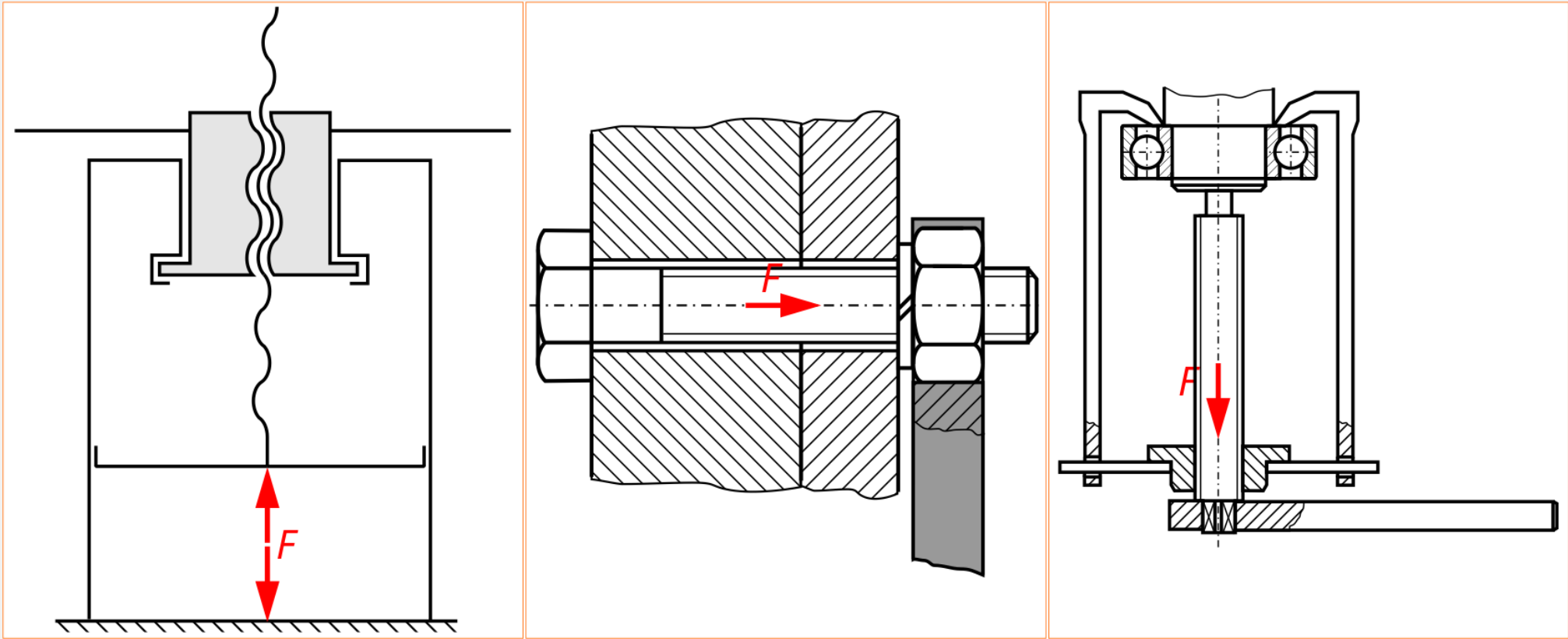


Fig. 1.10 Forța axială

ASAMBLĂRI FILETATE

Forțe și momente în asamblarea filetată. Forța tangențială. Momentul de torsiune necesar realizării / utilizării asamblării - T_1

Mișcarea relativă (fig. 1.11) dintre piuliță și șurub poate fi echivalată cu deplasarea unui corp de greutate F (egală cu forța axială din asamblare) de către o forță tangențială H (aplicată convențional pe diametrul mediu d_2) pe un plan înclinat cu un unghi egal cu β_2 . Reacțiunea planului înclinat se notează cu F_{n1} , forța radială cu F_{r1} , forța de frecare cu F_f iar rezultanta cu R [8].

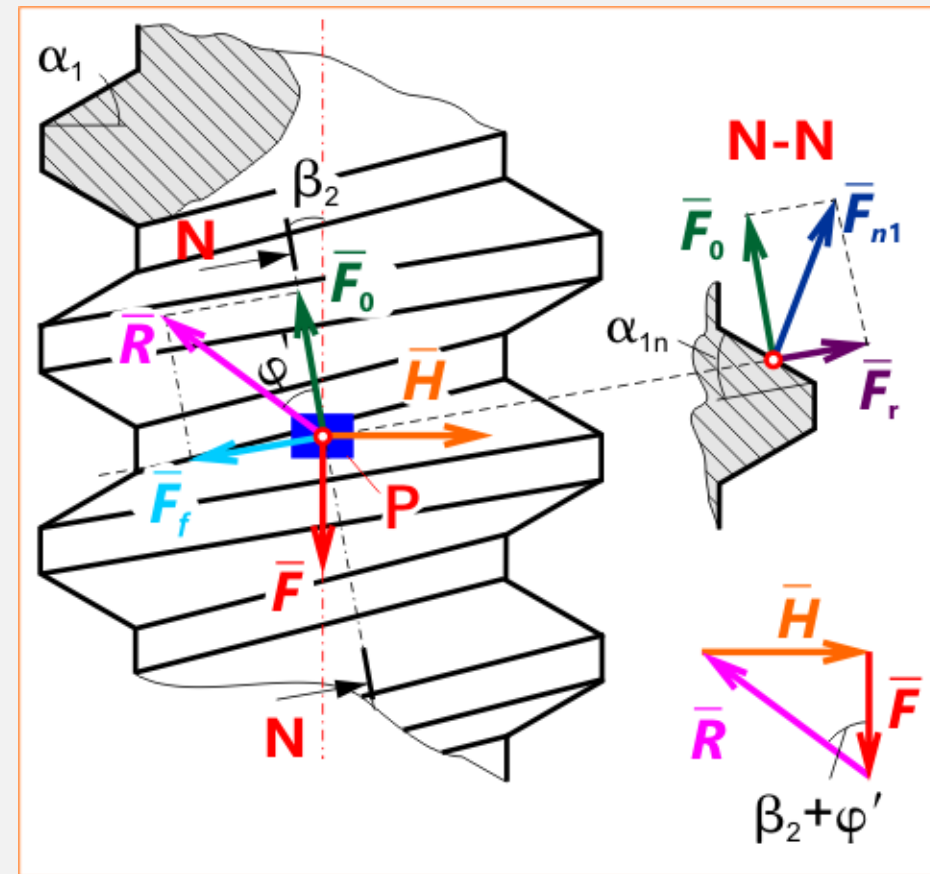


Fig. 1.11 Forțele în asamblarea filetată

ASAMBLĂRI FILETATE

Forțe și momente în asamblarea filetată. Forța tangențială. Momentul de torsiune necesar realizării / utilizării asamblării - T_1

Forța tangențială (fig. 1.12), respectiv momentul de înșurubare [5]:

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

$$T_1 = H \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{1}{2} \cdot F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi')$$

La deșurubare [8]:

$$H' = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \beta_2)$$

$$\varphi' - \beta_2 > 0 \rightarrow \varphi' > \beta_2$$

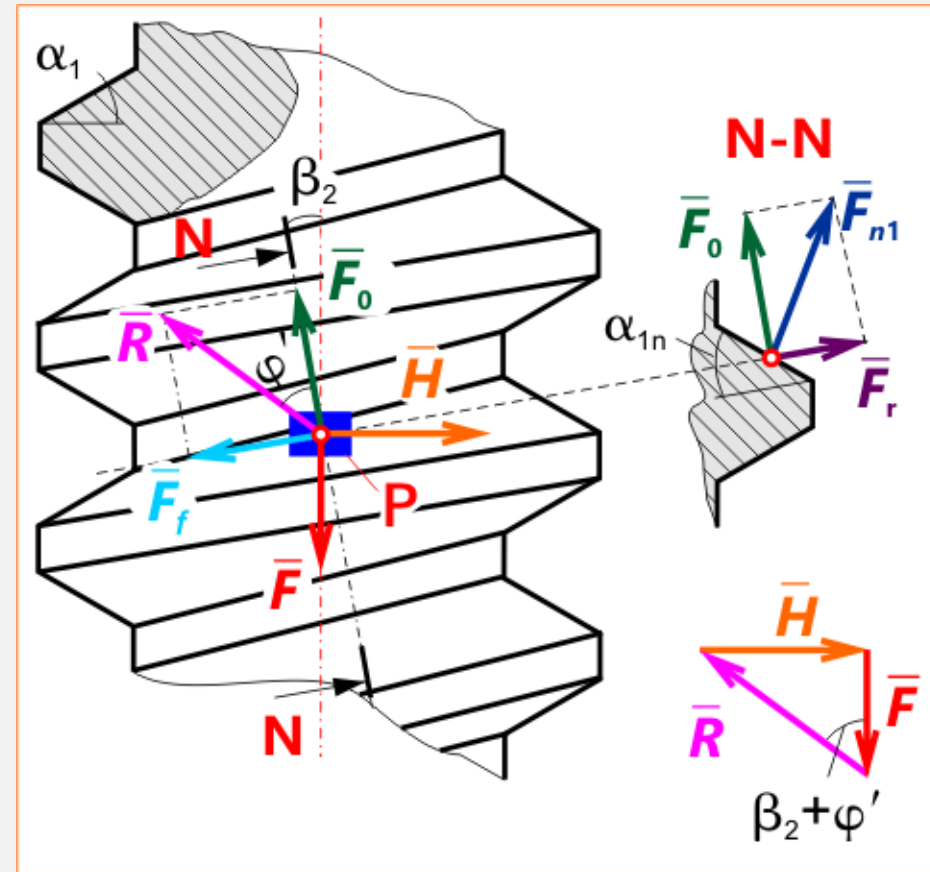


Fig. 1.12 Forțele în asamblarea filetată

ASAMBLĂRI FILETATE

Forțe și momente în asamblarea filetată. Forța tangențială. Momentul de torsiune necesar realizării / utilizării asamblării - T_1

Din figura 1.12 [7]:

$$\operatorname{tg}\varphi' = \frac{F_f}{F_0} = \frac{\mu \cdot F_{n1}}{F_{n1} \cdot \cos\alpha_{1n}} = \frac{\mu}{\cos\alpha_{1n}} = \mu'$$

$$\cos\beta_2 = \frac{AC}{AD} = \frac{h_1 \cdot \tan\alpha_{1n}}{h_1 \cdot \tan\alpha_1} = \frac{\tan\alpha_{1n}}{\tan\alpha_1}$$

$$\mu' = \operatorname{tg}\varphi' = \frac{\mu}{\cos\alpha_1}$$

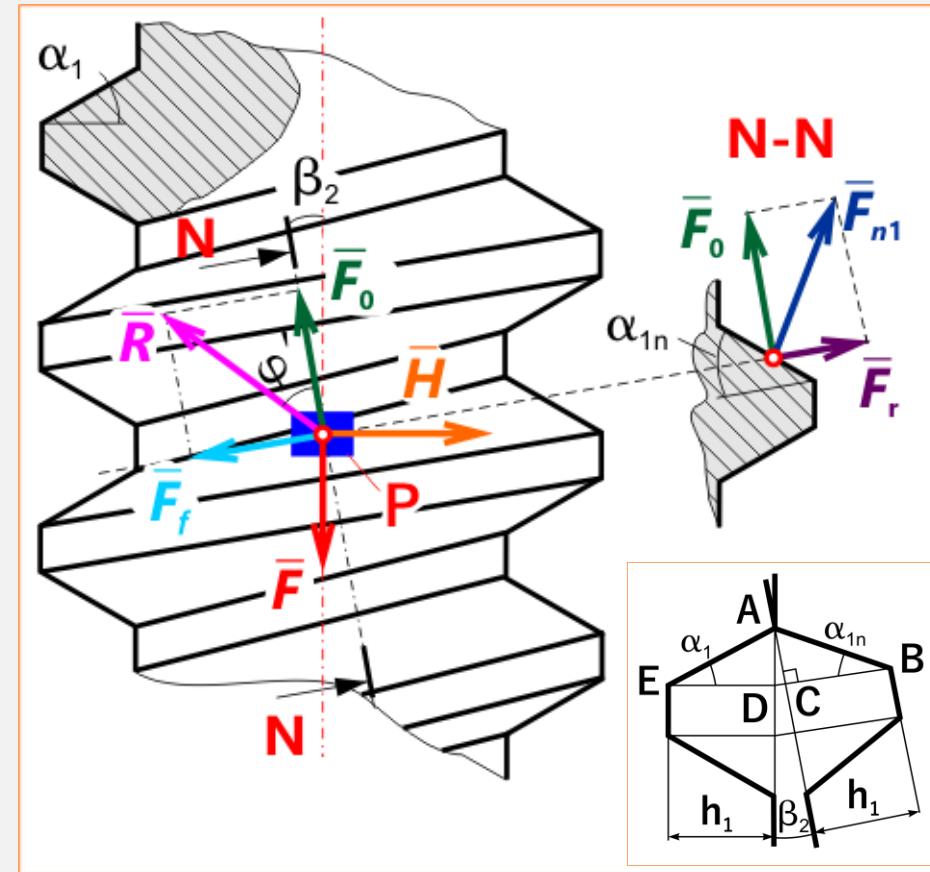


Fig. 1.12 Forțele în asamblarea filetată

ASAMBLĂRI FILETATE

Forțe și momente în asamblarea filetată. Forța tangențială. Momentul de torsiune necesar realizării / utilizării asamblării - T_1

1

Asamblările filetate de fixare se realizează cu șuruburi cu un singur început. Condiția de autofrânare este asigurată mai facil, dacă unghiul de frecare aparent φ' este mai mare;

2

Unghiul de frecare aparent - φ' variază direct proporțional cu α_1 [7]. Valorile cele mai mari le asigură filetele cu profil triunghiular cu $\alpha=60^\circ$ (M, KM) sau $\alpha=55^\circ$ (W, R sau Rp);

3

La transmisiile cu șuruburi este de dorit ca pierderile prin frecare să fie micșorate, de aceea se preferă filetele care au unghiul flancului α_1 cât mai mic (Tr, S) [7];

4

Atunci când nu se urmărește îndeplinirea condiției de autofrânare se vor alege filete cu profil Tr sau S cu mai multe începuturi.

ASAMBLĂRI FILETATE

Forțe și momente în asamblarea filetată. Momentul de torsiune - T_2

$$p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)}$$

Elementul de arie (figura 1.13) [7] este:

$$dA = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$$

Forța normală elementară, respectiv forța de frecare sunt [7]:

$$dF_n = p \cdot dA = 2 \cdot \pi \cdot p \cdot r \cdot dr$$

$$dF_f = \mu_p \cdot dF_n = 2 \cdot \pi \cdot \mu_p \cdot p \cdot r \cdot dr$$

Momentul de torsiune elementar datorat forței de frecare [5]:

$$dT_2 = dF_f \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot \mu_p \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \rightarrow T_2 = \int_{\frac{D_i}{2}}^{\frac{D_e}{2}} dT_2 = \dots = \frac{1}{3} \cdot \mu_p \cdot F \cdot \frac{D_e^3 - D_i^3}{D_e^2 - D_i^2}$$

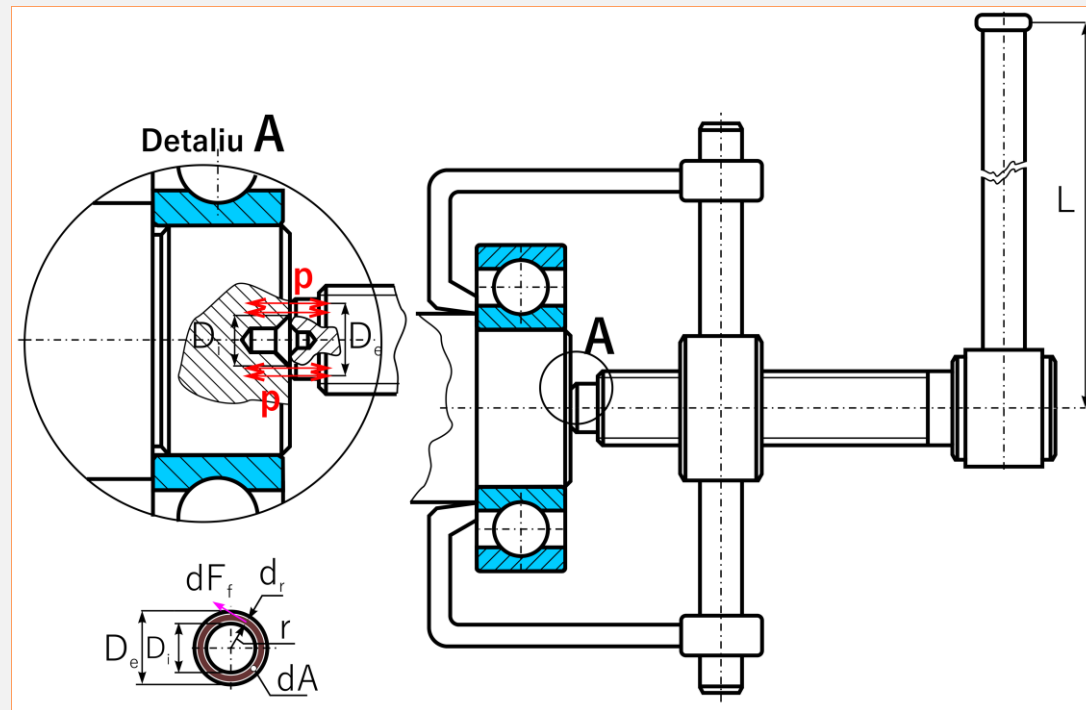


Fig. 1.13 Forțele în asamblarea filetată

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Ce tip de filet se recomandă a se utiliza pentru o asamblare de fixare?
2. Unghiul de flanc al filetului trapezoidal este:
3. În cazul unui filet cu profil ferăstrău unghiul flancului activ este:
4. Enumerați **3** procedee tehnologice, utilizate pentru realizarea unui filet.
5. Scrieți expresia momentului de înșurubare - **T₁**.
6. Care este valoarea coeficientului de frecare aparent în cazul unui filet **Tr**?
7. Care este semnificația termenului **12** din notația **Tr 20x12(P4) – LH**?
8. Condiția de autofrânare este:
9. Scrieți expresia momentului de înșurubare - **T₂**.
10. Scrieți relația randamentului. Enumerați **4** termeni funcție de care depinde randamentul.

ASAMBLĂRI FILETATE DE FIXARE

Conținut:

A Asamblări filetate de fixare

A.1 Clase de calitate. Marcarea

A.2 Secțiunea rezistentă. Calculul asamblărilor de fixare

B Încărcarea și solicitarea spirelor

B.1 Încărcarea neuniformă a spirelor

C Asigurarea asamblărilor filetate

D Aspecte economice privind realizarea asamblărilor filetate

Întrebări recapitulative

ASAMBLĂRI FILETATE DE FIXARE

Clase de calitate. Marcarea

A. Șuruburi: **4,6, 4,8, 5,6, 5,8, 6,8, 8,8, 9,8, 10,9, 12,9;**

$$4, 6 \rightarrow \begin{cases} R_m = 4 \cdot 100 = 400 \text{ MPa} \\ R_{p0,2} = 4 \cdot 6 \cdot 10 = 240 \text{ MPa} \end{cases}$$

B. Piulițe: **04, 05, 4, 5, 6, 8, 10, 12**

$$4 \rightarrow R_m = 4 \cdot 100 = 400 \text{ MPa}$$

04, 05 - piulițe joase ($0,5 \cdot d \leq m < 0,8 \cdot d$, [7])

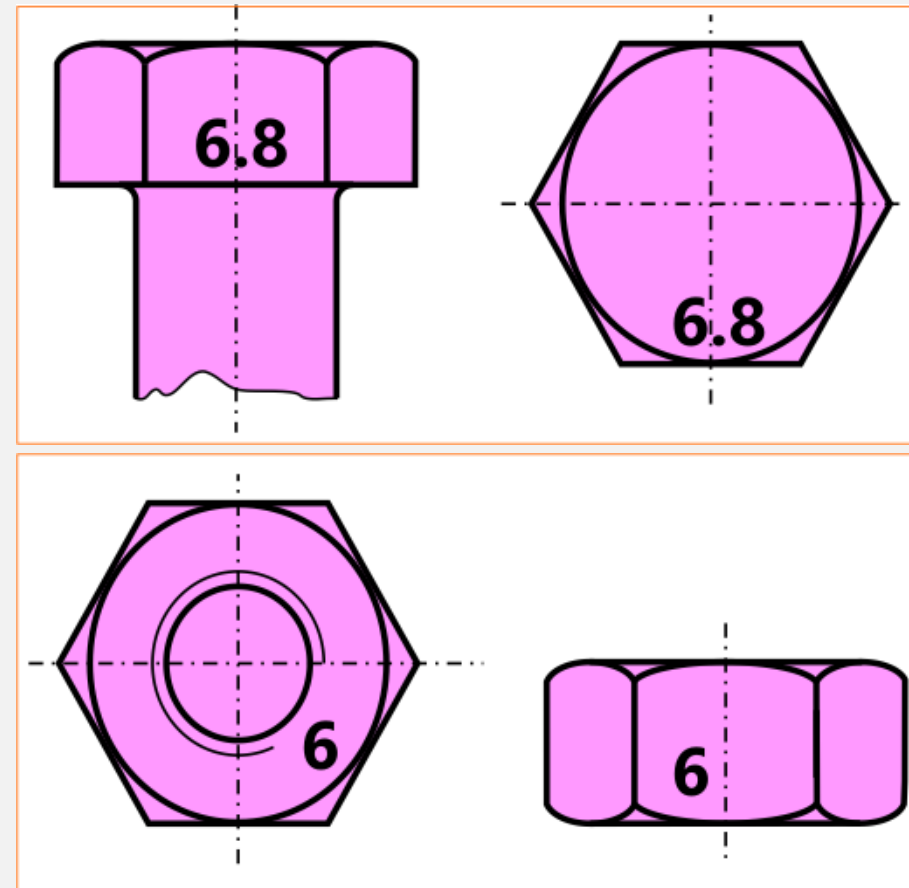


Fig. 2.1 Marcarea șuruburilor / piulițelor

ASAMBLĂRI FILETATE DE FIXARE

Clase de calitate. Marcarea

Tabelul 2.1 Clasa de calitate pentru șuruburi. Caracteristici mecanice (după [8])

Caracteristici mecanice	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9
						<16	>16			
Rezistența de rupere la tracțiune, R_m [MPa]	400		500		600	800		900	1000	1200
Duritatea Brinell, HB [daN/mm ²]	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366
		209			238	304	318	342	361	414
Duritatea Vickers, HV [daN/mm ²]	120	130	155	160	190	250	255	290	320	385
		220			250	320	335	360	380	435
Limita de curgere convențională, R_{p0,2} [MPa]	240	320	300	400	480	640	640	720	900	1080
Tensiunea la sarcina de probă, S_p [MPa]	225	310	280	380	440	580	600	650	830	970

*Sarcina de probă: $S_p = 0,5 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S$ [7]

ASAMBLĂRI FILETATE DE FIXARE

Clase de calitate. Marcarea

Tabelul 2.2 Clasa de calitate pentru piulițe. Caracteristici mecanice (după [8])

Clasa de calitate	Caracteristici	Filet			
		>M4 ≤M7	>M7 ≤M10	>M10 ≤M16	>M16 ≤M39
04	Tensiunea la sarcina de probă, s_p [MPa]	380	380	380	380
	Stilul piuliței	Joasă	Joasă	Joasă	Joasă
05	Tensiunea la sarcina de probă, s_p [MPa]	500	500	500	500
	Stilul piuliței	Joasă	Joasă	Joasă	Joasă
4	Tensiunea la sarcina de probă, s_p [MPa]	-	-	-	510
	Stilul piuliței	-	-	-	1
5	Tensiunea la sarcina de probă, s_p [MPa]	580	590	610	630
	Stilul piuliței	1	1	1	1
6	Tensiunea la sarcina de probă, s_p [MPa]	670	680	700	7200
	Stilul piuliței	1	1	1	1

ASAMBLĂRI FILETATE DE FIXARE

Clase de calitate. Marcarea

Tabelul 2.2 Clasa de calitate pentru piulițe. Caracteristici mecanice (după [7])

Clasa de calitate	Caracteristici	Filet			
		>M4 ≤M7	>M7 ≤M10	>M10 ≤M16	>M16 ≤M39
8	Tensiunea la sarcina de probă, s_p [MPa]	855	870	880	920
	Stilul piuliței	1	1	1	1
	Tensiunea la sarcina de probă, s_p [MPa]	-	-	-	890
	Stilul piuliței	-	-	-	2
9	Tensiunea la sarcina de probă, s_p [MPa]	915	920	940	950
	Stilul piuliței	2	2	2	2
10	Tensiunea la sarcina de probă, s_p [MPa]	1040	1040	1050	1060
	Stilul piuliței	1	1	1	1
12	Tensiunea la sarcina de probă, s_p [MPa]	1140	1140	1170	-
	Stilul piuliței	1	1	1	1

*Stilul piuliței → înălțimea ei: piuliță joasă: $m = 0,5 \cdot d$; piuliță stil 1: $m = 0,9 \cdot d$; piuliță stil 2: $m = d$, [7]

ASAMBLĂRI FILETATE DE FIXARE

Secțiunea rezistentă. Calculul asamblărilor de fixare

Tabelul 2.3 Filete cu pas normal, respectiv fin (după [7])

Dimensiuni, [mm]						
d=D	P	d ₂ =D ₂	d ₃	D ₁	d _s	A _s
5	0,8	4,4804	4,0186	4,134	4,2495	14,183
6	1	5,351	4,773	4,918	5,062	20,125
8	1,25	7,188	6,467	6,647	6,828	36,617
	1	7,351	6,773	6,918	7,062	39,169
10	1,5	9,026	8,16	8,376	8,593	57,994
	1,25	9,188	8,467	8,647	8,828	61,209
12	1,75	10,863	9,853	10,106	10,358	84,264
	1,25	11,188	10,467	10,647	10,828	92,084
14	2	12,701	11,546	11,835	12,124	115,447
	1,5	13,026	12,16	12,376	12,593	124,551
16	2	14,701	13,546	13,835	14,124	156,68
	1,5	15,026	14,16	14,376	14,593	167,25
18	2,5	16,376	14,933	15,294	15,655	192,485
	1,5	17,026	16,16	16,376	16,593	216,242

20	2.5	18.376	16.933	17.294	17.655	244.81
	1.5	19.026	18.16	18.376	18.593	271.51
22	2.5	20.376	18.933	19.294	19.655	303.414
	1.5	21.026	20.16	20.376	20.593	333.065
24	3	22.052	20.32	20.753	21.186	352.52
	2	22.701	21.546	21.835	22.124	384.43
27	3	25.052	23.32	23.753	24.186	459.429
	2	25.701	24.546	24.835	25.124	495.755
30	3.5	27.727	25.706	26.211	26.717	560.62
	2	28.701	27.546	27.835	28.124	621.22
36	3.5	30.727	28.706	29.211	29.717	693.585
	2	31.701	30.546	30.835	31.124	760.818
39	4	33.402	31.093	31.67	32.248	816.76
	3	34.052	32.32	32.753	33.186	864.97

$$A_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}; \quad d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$$

ASAMBLĂRI FILETATE DE FIXARE

Sarcini și tensiuni în tija șurubului

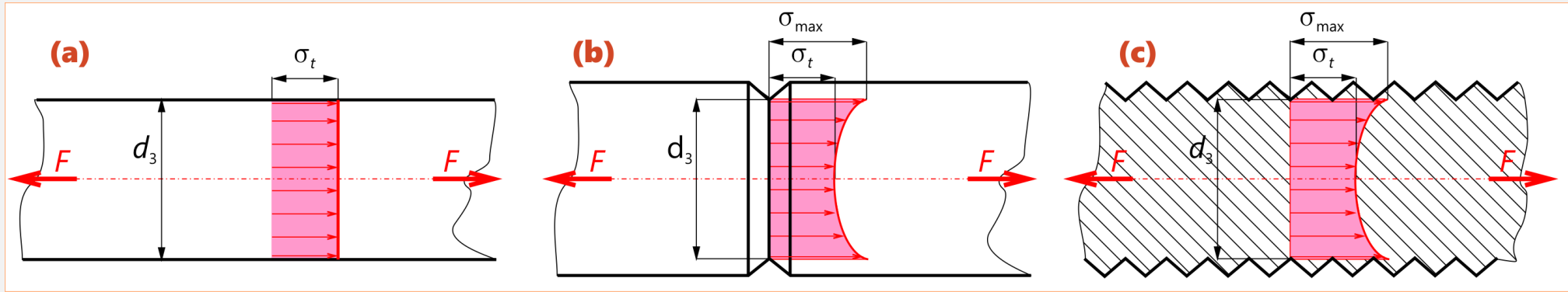


Fig. 2.2 Concentrarea tensiunilor în tija șurubului (după [7])

Din [7]:

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{tmax} = K_t \cdot \sigma_t = K_t \cdot \frac{F}{A_S} \\ \sigma_{tmax} \leq S_p = 0,9 \cdot R_{p0,2} \end{array} \right\} A_S \geq \frac{F \cdot K_t}{0,9 \cdot R_{p0,2}} \quad \text{știind că pentru filetul} \\ \text{metric } K_t \sim 4,2 \text{ [7]:} \quad \sigma_{ta} = \frac{0,9 \cdot R_{p0,2}}{K_t} = 0,21 \cdot R_{p0,2}$$

$$A_S \geq \frac{4,76 \cdot F}{R_{p0,2}} \rightarrow d_s \geq 2,46 \cdot \sqrt{\frac{F}{R_{p0,2}}}$$

ÎNCĂRCAREA ȘI SOLICITAREA SPIRELOR

Încărcarea neuniformă a spirelor

Încărcarea neuniformă se datorează elasticității diferite a șurubului și piuliței. Este influențată de forma corpului șurubului și a piuliței, precum și de poziția suprafeței de reazem a piuliței [7].

În figura 2.3 este ilustrată o asamblare filetată, în care piulița este **comprimată** sub acțiunea sarcinii exterioare axiale. Șurubul se deformează în sens invers, ceea ce determină încărcarea neuniformă a spirelor în contact.

În acest caz primele trei spire preiau **≈73% din sarcină** [7].

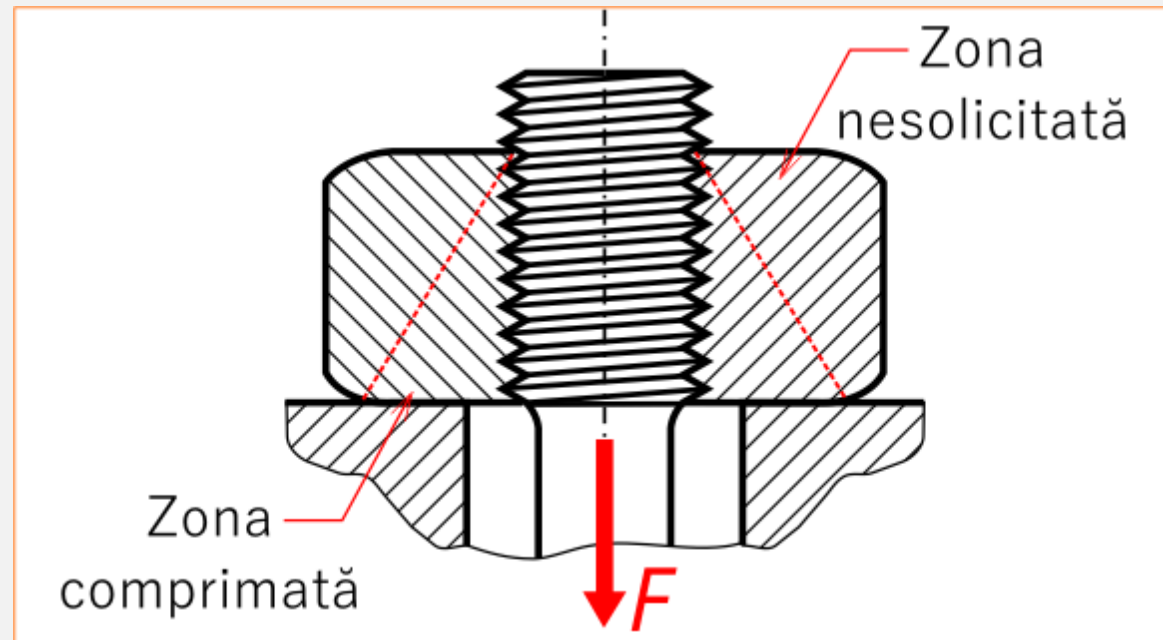


Fig. 2.3

ÎNCĂRCAREA ȘI SOLICITAREA SPIRELOR

Încărcarea neuniformă a spirelor

În figura 2.4 este ilustrată o asamblare filetată, în care piulița este **întinsă** sub acțiunea sarcinii exterioare axiale. Șurubul se deformează în același sens. Prin urmare, repartizarea sarcinii este mai uniformă decât în cazul anterior. De aceea se recomandă rezemarea piuliței prin intermediul gulerului acesteia.

În această situație caz primele trei spire preiau **≈50 - 60% din sarcină** [8].

În ambele cazuri a 10-a spiră preia mai puțin de **1% din sarcină**. De aceea se recomandă limitarea numărului de spire în contact:

$$(6 \leq z \leq 11)$$

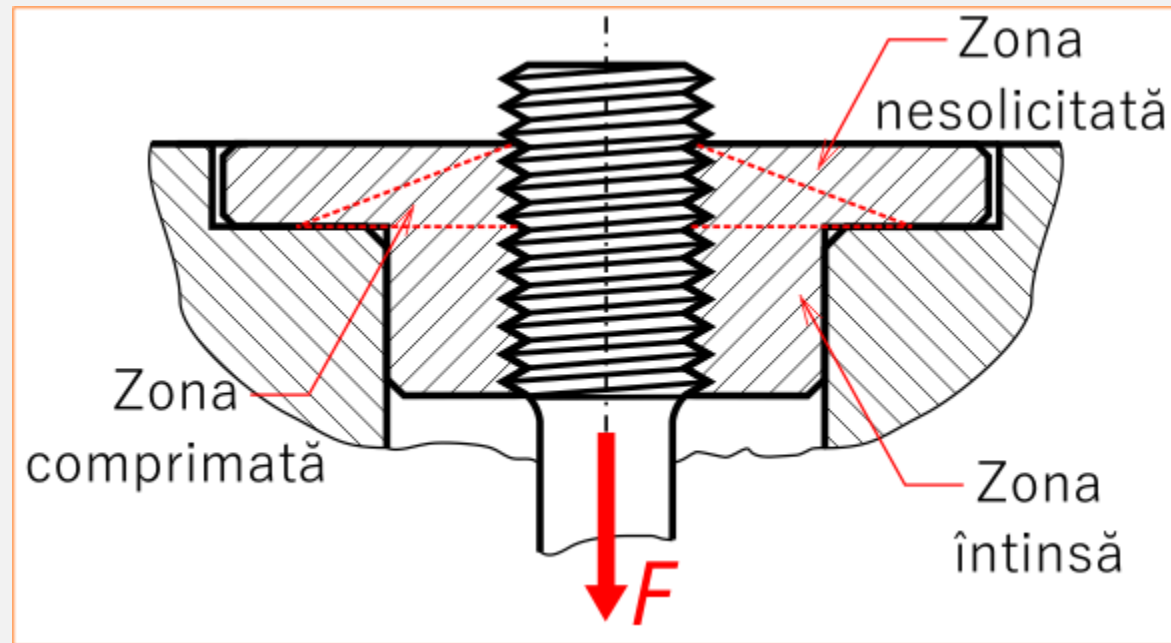


Fig. 2.4

ÎNCĂRCAREA ȘI SOLICITAREA SPIRELOR

Încărcarea neuniformă a spirelor

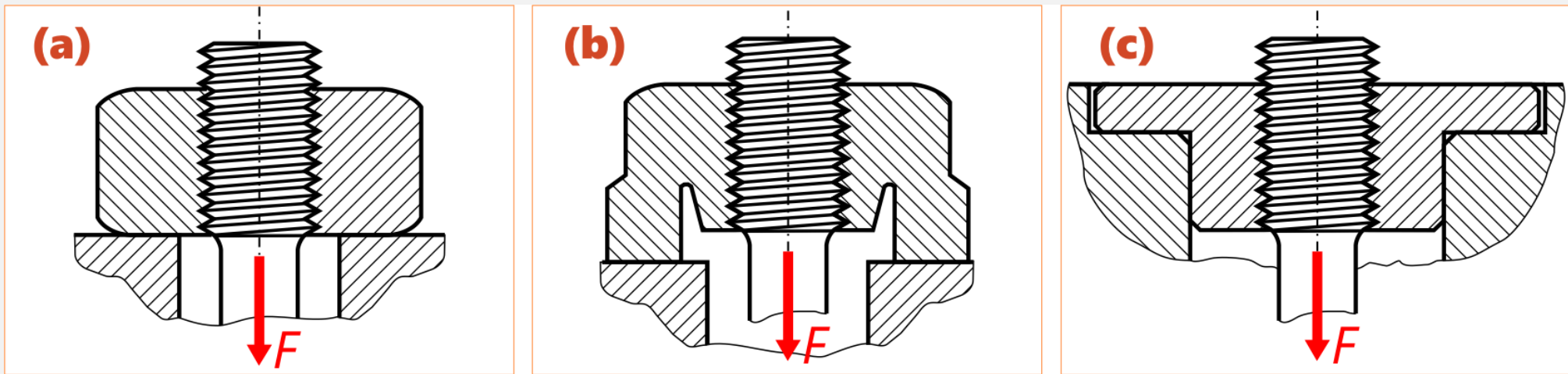


Fig. 2.5 Încărcarea spirelor

(a) piuliță comprimată; (b) piuliță comprimată "elastică"; (c) piuliță întinsă

ASIGURAREA ASAMBLĂRILOR FILETATE

Factori

- 1** Șocurile și vibrațiile reprezintă principala cauză a autodesfacerii asamblărilor filetate [7];
- 2** Variația ciclică a sarcinii axiale care încarcă asamblarea;
- 3** Tasarea suprafețelor flancurilor;
- 4** Variația temperaturii.

ASIGURAREA ASAMBLĂRILOR FILETATE

Moduri de realizare

- 1** Prin formă;
- 2** Cu ajutorul șaibelor elastice;
- 3** Prin introducerea în asamblare a unor sarcini suplimentare;
- 4** Cu elemente de blocare care există pe suprafața de sub capul șurubului, respectiv pe suprafața de contact dintre piuliță și piesa de reazem [7];
- 5** Cu adezivi.

ASIGURAREA ASAMBLĂRILOR FILETATE

Moduri de realizare. Prin formă

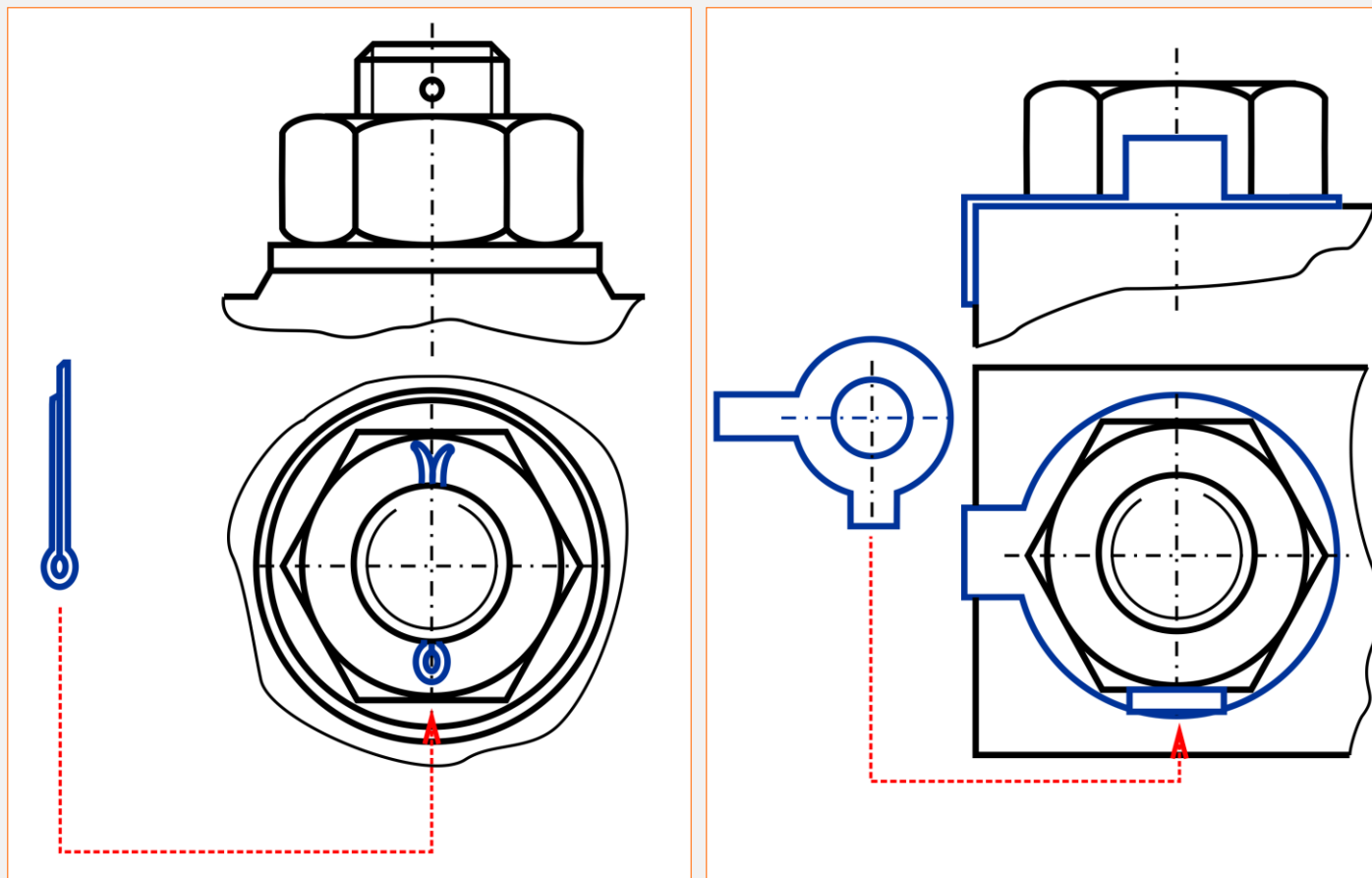


Fig. 2.6 Asigurarea asamblărilor filetate **prin formă** cu **șplint**, respectiv cu **șabă de siguranță pentru șurub**

ASIGURAREA ASAMBLĂRILOR FILETATE

Moduri de realizare. Prin formă

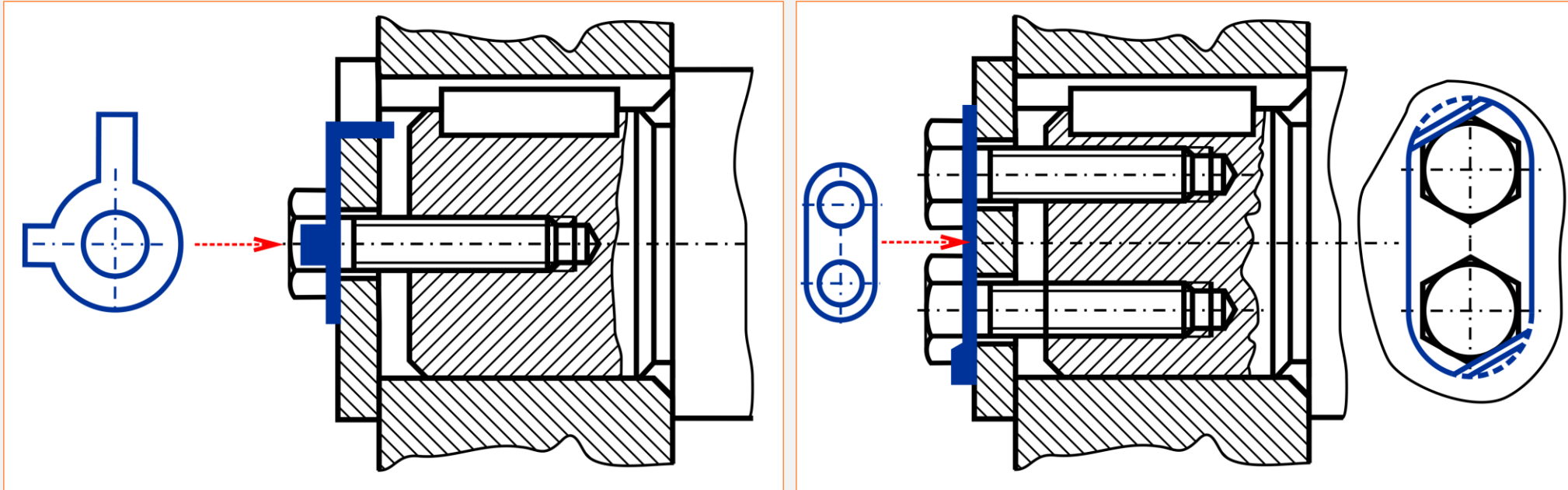


Fig. 2.7 Asigurarea asamblărilor filetate **prin formă** - cu șuibă de siguranță pentru șurub

ASIGURAREA ASAMBLĂRILOR FILETATE

Moduri de realizare. Prin formă

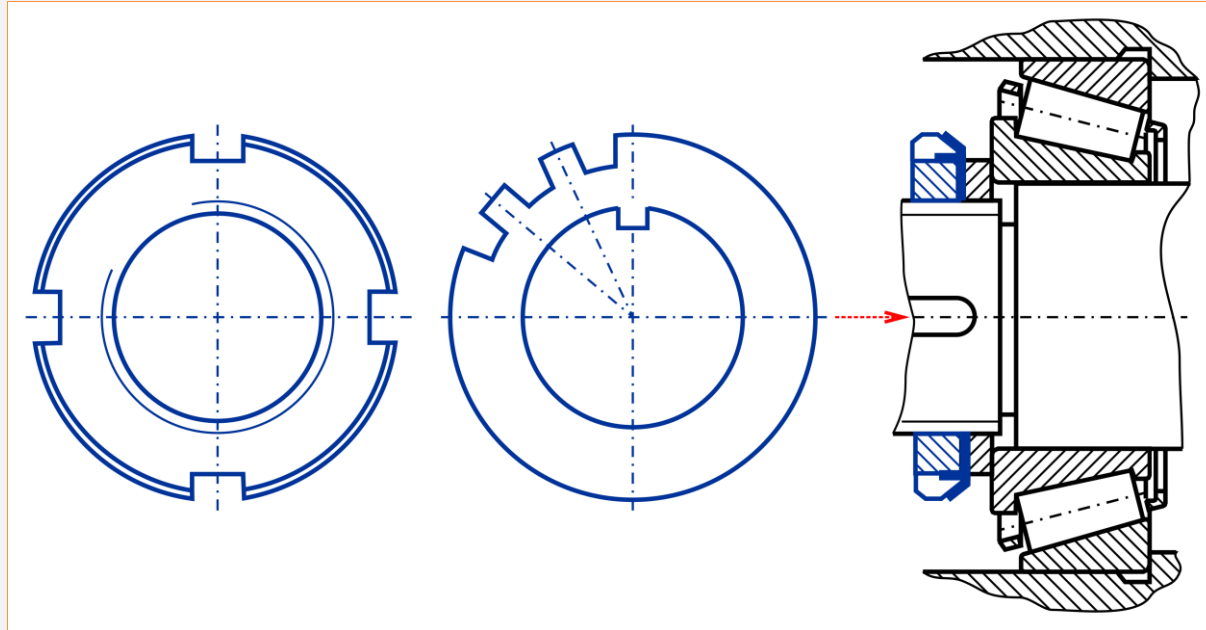


Fig. 2.8 Asigurarea asamblărilor filetate **prin formă**. Asigurarea piulițelor pentru rulmenți

ASIGURAREA ASAMBLĂRILOR FILETATE

Moduri de realizare. Cu ajutorul șabilelor elastice

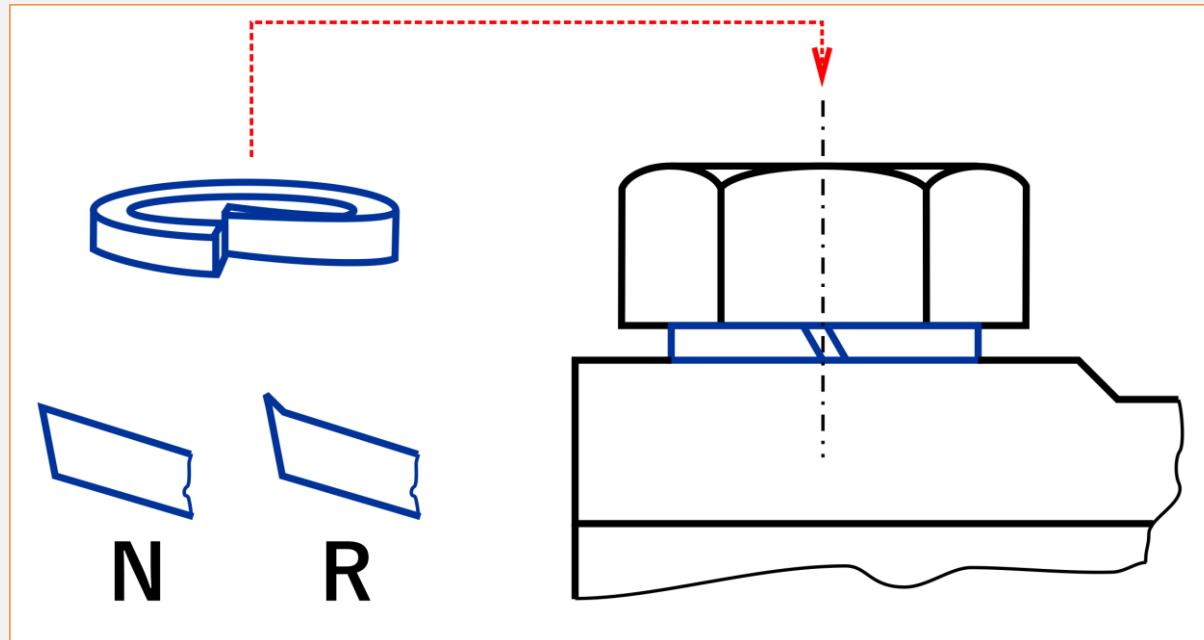


Fig. 2.9 Asigurarea asamblărilor filetate - **cu șabă Grower**

ASIGURAREA ASAMBLĂRILOR FILETATE

Moduri de realizare. Prin introducerea în asamblare a unor sarcini suplimentare

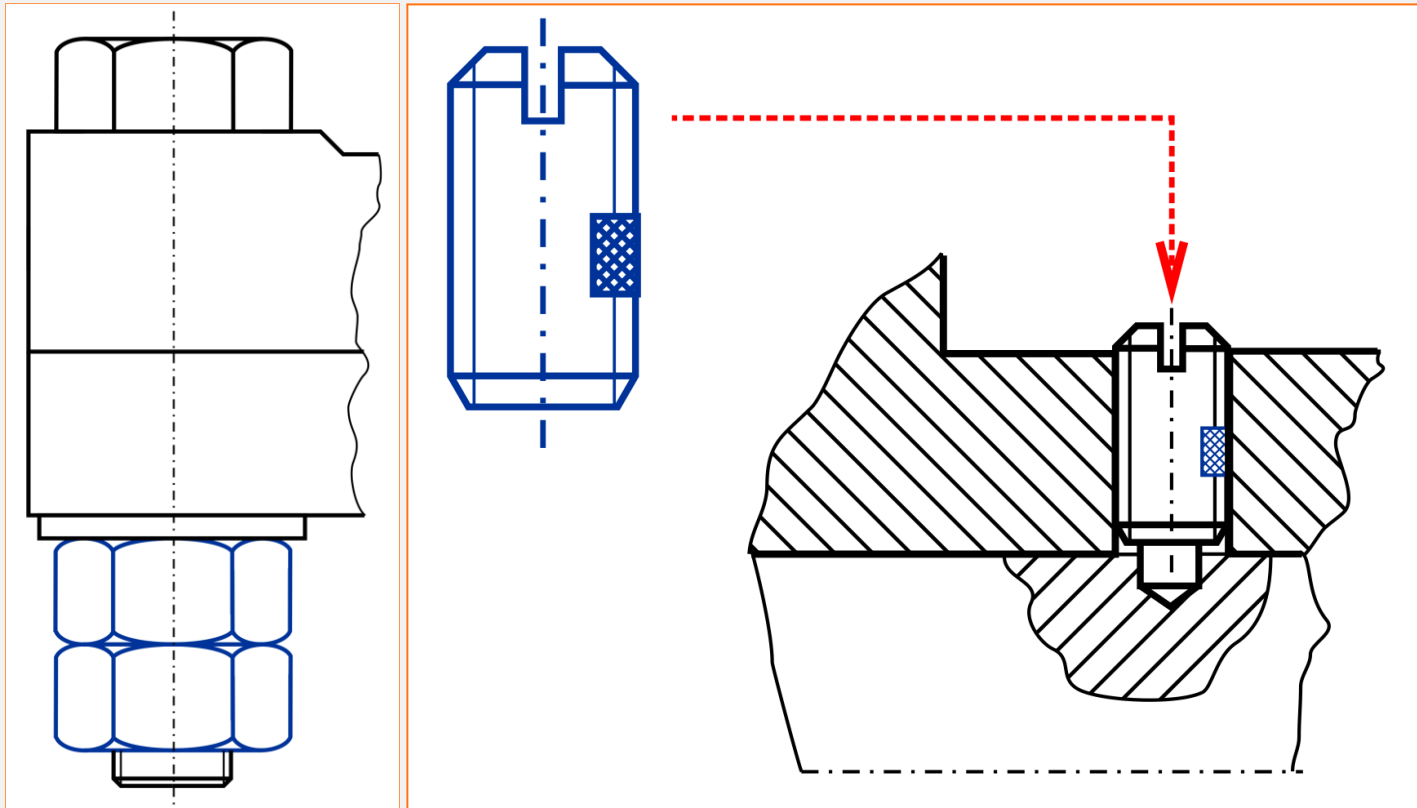


Fig. 2.10 Asigurarea asamblărilor filetate **prin introducerea în asamblare a unor sarcini suplimentare**

ASIGURAREA ASAMBLĂRIILOR FILETATE

Moduri de realizare. Cu elemente de blocare



Fig. 2.11 Asigurarea asamblărilor prin componente **DURLOK**, respectiv **VERBUS RIPP**

ASIGURAREA ASAMBLĂRILOR FILETATE

Moduri de realizare. Cu adezivi

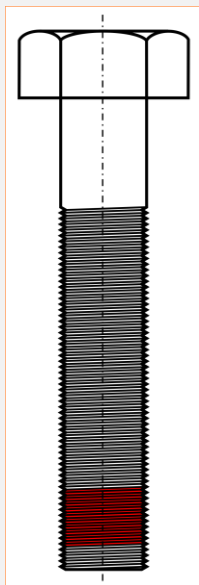


Fig. 2.12 Asigurare
LOCTITE

Tabelul 2.4 Asigurări **LOCTITE** (după [7])

Tip	Scop	Denumire	Culoare	Filet
Gama de bază lichidă	Rezistență scăzută	LOCTITE 222	Roșu fluorescent	M36
	Rezistență medie	LOCTITE 243	Albastru fluorescent	M36
	Rezistență înaltă	LOCTITE 270	Verde fluorescent	M20
Gama specială lichidă	Suprafețe pasive	LOCTITE 2701	Roșu portocaliu	M20
	Temperatură înaltă	LOCTITE 272	Verde fluorescent	M80
	Rezistență la uleiuri	LOCTITE 278	Verde fluorescent	M36
Gama semi-lichidă	Rezistență medie	LOCTITE 248	Albastru fluorescent	M50
	Rezistență înaltă	LOCTITE 268	Roșu fluorescent	M50

ASIGURAREA ASAMBLĂRIILOR FILETATE

Performanțe

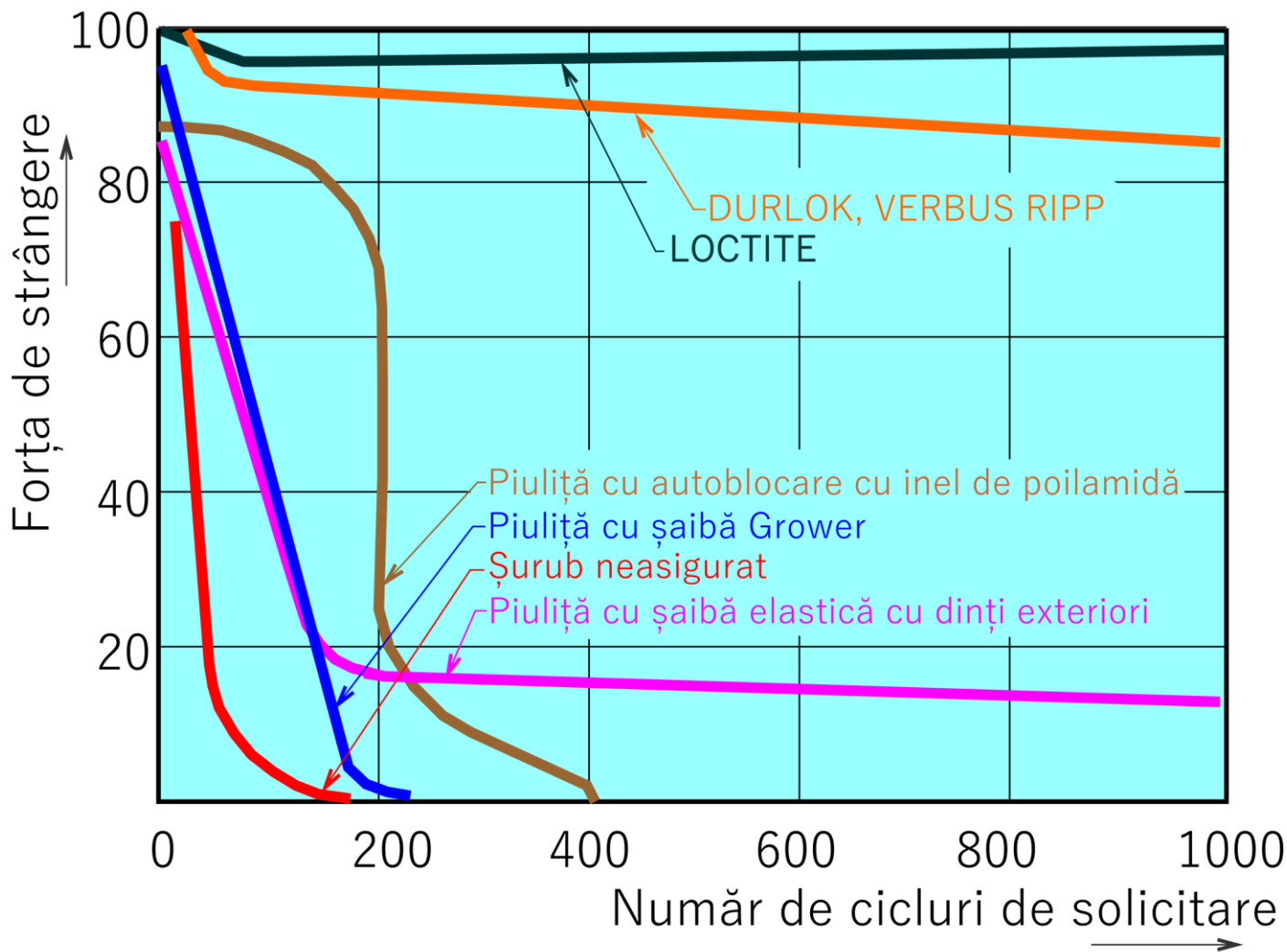


Fig. 2.13 Performanțele diferitelor tipuri de asamblări (după [7])

ASPECTE ECONOMICE PRIVIND REALIZAREA ASAMBLĂRILOR FILETATE

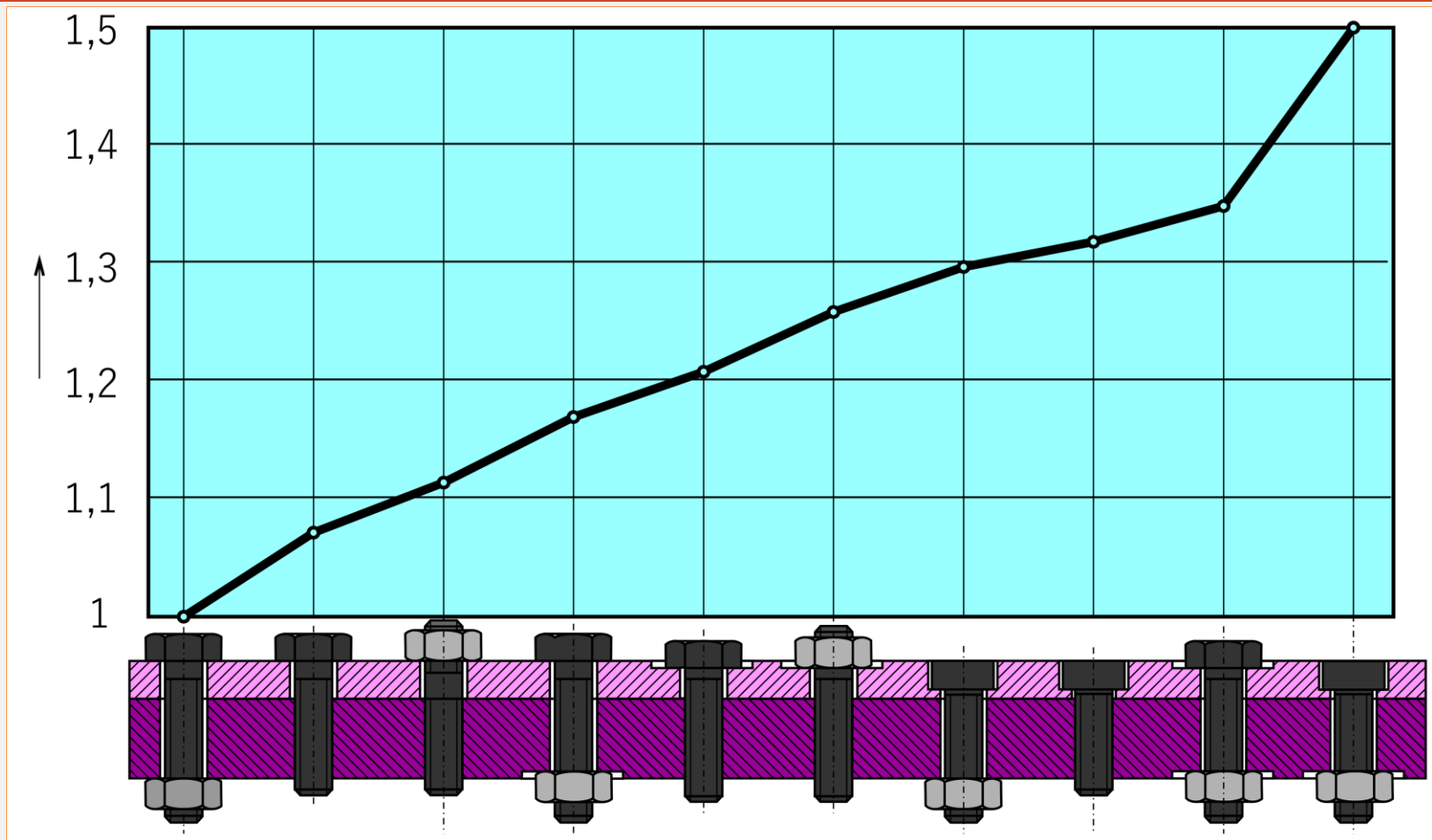


Fig. 2.14 Asamblări filetate. Costuri relative privind realizarea asamblărilor (după [7])

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Care este denumirea cifrelor marcate pe capul unui șurub?
2. Explicați semnificația primei cifre din clasa de calitate a șurubului.
3. Pentru o piuliță se consideră clasa de calitate **8**. Explicați semnificația acestei cifre.
4. Diametrul rezistent al unui șurub se calculează cu relația:
5. Numărul de spire în contact trebuie să fie cuprins în intervalul:
6. În ce situație verificarea la încovoiere se face doar pentru spira șurubului?
7. Enumerați **3** factori care conduc la desfacerea asamblării filetate.
8. Asigurarea asamblărilor filetate se poate face prin:
9. Din ce categorie face parte asamblarea cu șplint?
10. Se consideră următoarele două moduri de asigurare a asamblărilor filetate: **1 - asigurare LOCTITE**; **2 - asigurare folosind componenta DURLOK**. Care dintre acestea asigură o performanță mai bună?

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU FRECARE DE ALUNECARE. ȘURUBURI DIFERENȚIALE. TRANSMISII CU ȘURUBURI CU BILE

Conținut:

A Transmisii cu șuruburi cu frecare de alunecare

- A.1 Dimensionarea și verificarea filetelui
- A.2 Randamentul transmisiilor cu șuruburi

B Șuruburi diferențiale

C Șuruburi cu bile

- C.1 Introducere. Profilul căilor de rulare
- C.2 Pretensionarea transmisiei. Durabilitatea

Întrebări recapitulative

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU FRECARE DE ALUNECARE.

Dimensionarea și verificarea filetului

Tipuri de solicitări:

- 1 Solicitățile tije șurubului [8], figura 2.1,a;
- 2 Solicitățile spirelor (figura 2.1,b);

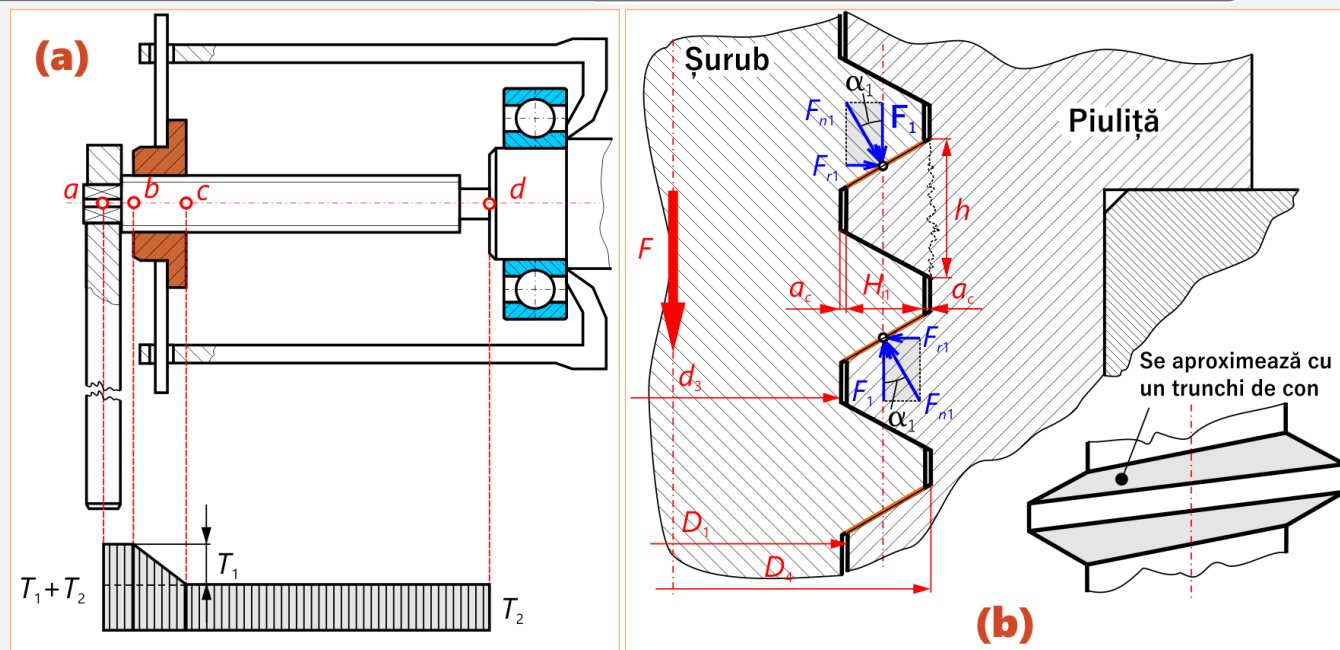


Fig. 3.1 Scheme pentru dimensionare și verificare (după [8])
(a) solicitările tije șurubului; (b) schema pentru verificarea spirelor

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU FRECARE DE ALUNECARE. Dimensionarea și verificarea filetului

1.1 Răsucire

$$\tau_t = \frac{T_1 + T_2}{W_p}$$

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot F \cdot d_2 \cdot \tan(\beta_2 + \varphi')$$

$$T_2 = \frac{1}{3} \cdot F \cdot \mu_p \cdot \frac{D_e^3 - D_i^3}{D_i^2 - D_i^2}$$

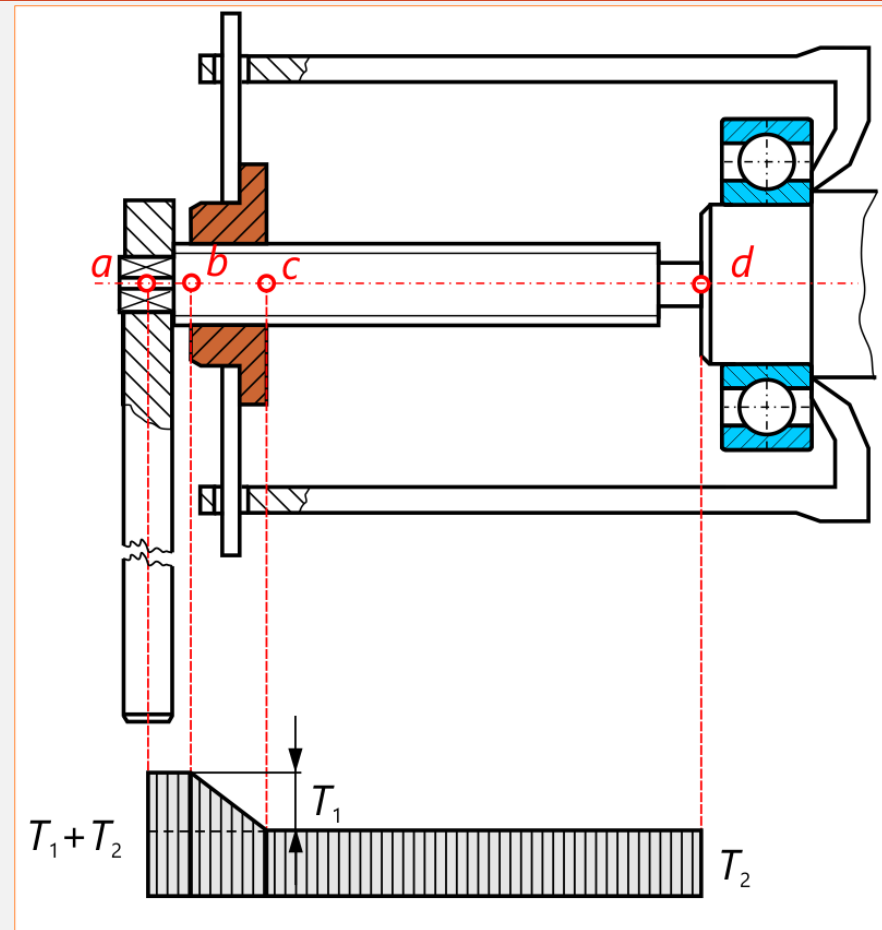


Fig. 3.2 Extractor de rulmenți

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU FRECARE DE ALUNECARE.

Dimensionarea și verificarea filetului

1.2 Sollicitări compuse

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_3^2}$$

$$\tau_t = \frac{T_2}{W_p} = \frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot d_3^3}$$

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_3^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \mu \cdot F \cdot \frac{D_e^3 - D_i^3}{D_e^2 - D_i^2} \cdot \frac{16}{\pi \cdot d_3^3}\right)^2} =$$

$$= \sigma_c \cdot \beta \leq \sigma_{ac} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot \beta}{\pi \cdot \sigma_{ac}}}$$

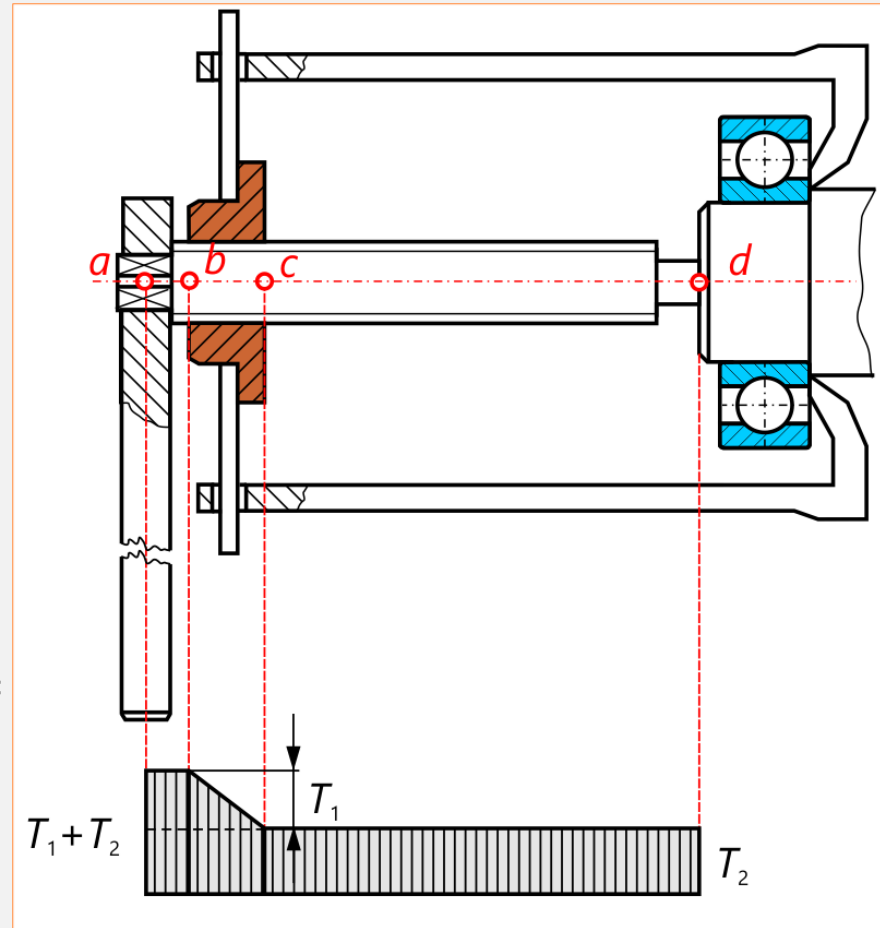


Fig. 3.2 Extractor de rulmenți

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU FRECARE DE ALUNECARE.

Dimensionarea și verificarea filetului

2 Solicitățile spirelor:

1 Strivire (presiune de contact);

2 Încovoiere;

3 Forfecare.

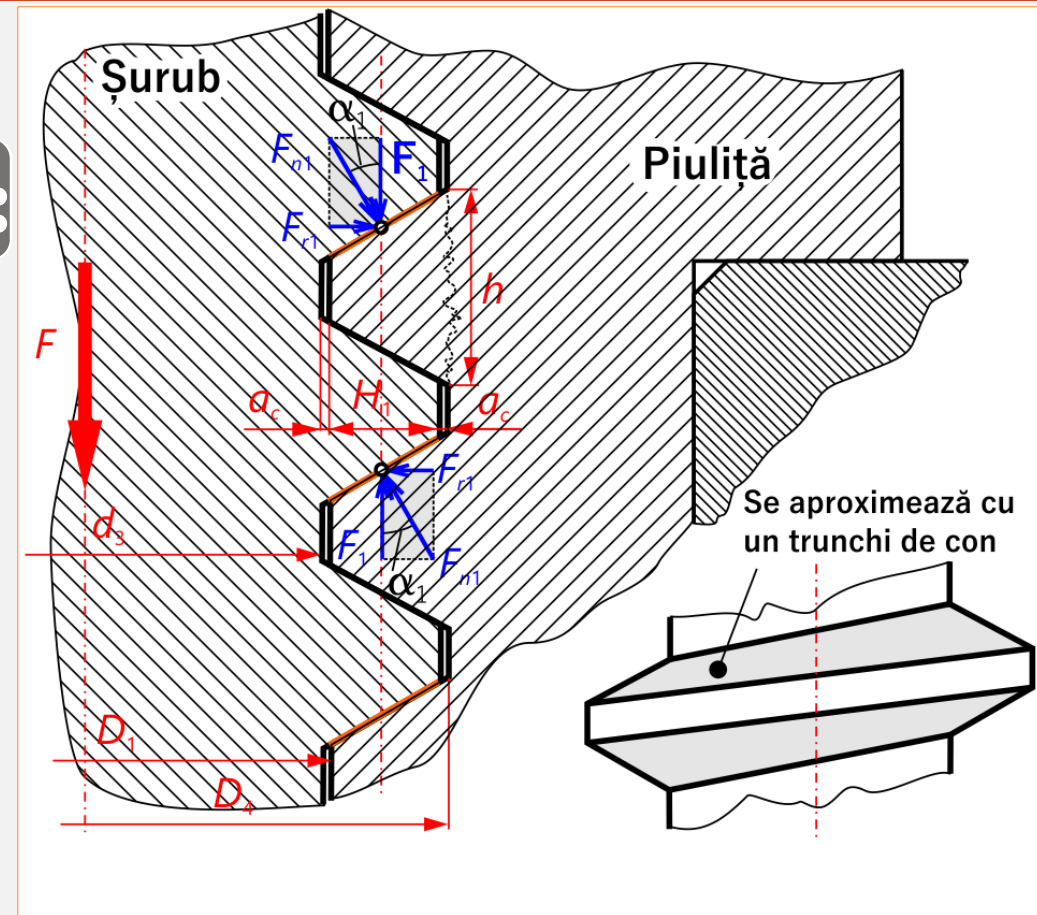


Fig. 3.2 Solicitățile spirelor

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU FRECARE DE ALUNECARE.

Dimensionarea și verificarea filetului

2.1 Strivirea. Ipoteze:

- a** Sarcina din asamblare se repartizează uniform pe spirele în contact;
- b** Forța care încarcă o singură spirală, se repartizează uniform pe toată suprafața flancului;
- c** Se neglijează faptul că filetul se înfășoară după o elice. Se consideră că spira este un inel circular. Prin urmare, suprafața flancului este de fapt suprafața laterală a unui trunchi de con [7].

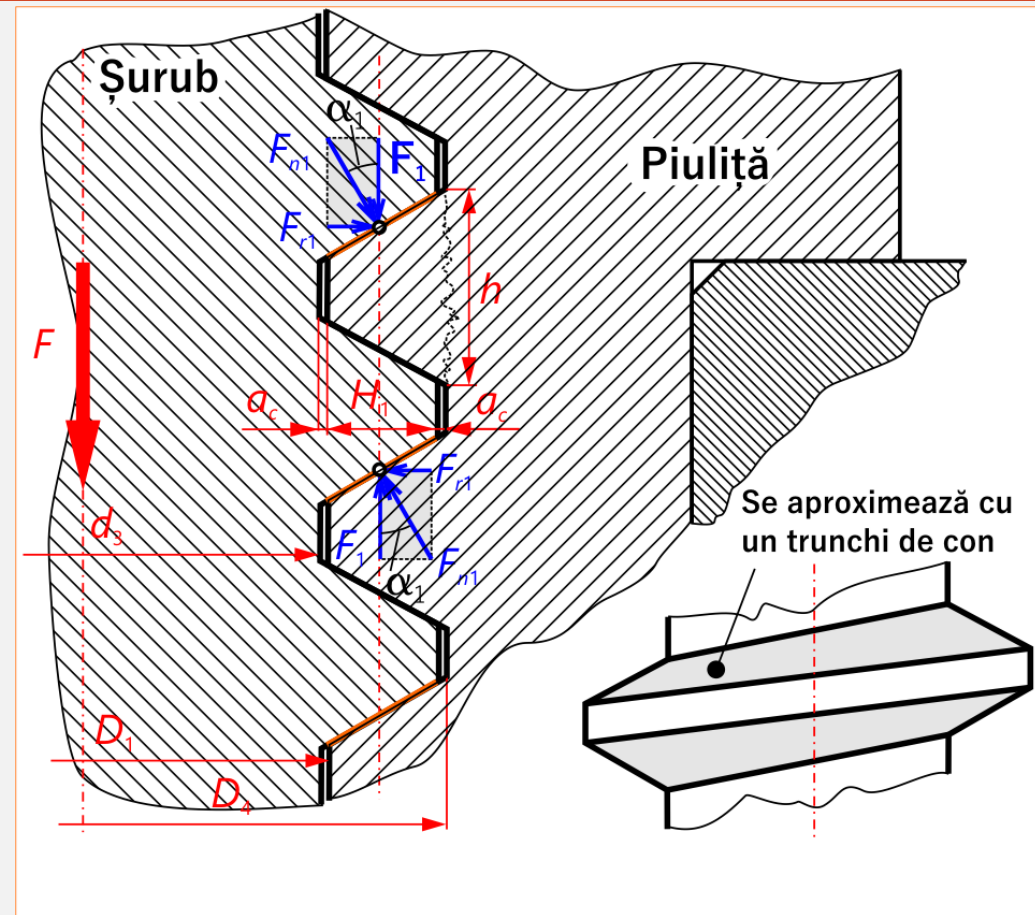


Fig. 3.2 Solicitățile spirelor

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU FRECARE DE ALUNECARE.

Dimensionarea și verificarea filetului

$$p = \frac{F_{n1}}{A_{trcon}}$$

Dar:

$$F_{n1} = \frac{F_1}{\cos\alpha_1}; \quad A_{trcon} = \pi \cdot d_2 \cdot G;$$

conform ipotezei **(a)**:

$$F_1 = \frac{F}{z};$$

$$p \leq p_a \rightarrow \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq p_a$$

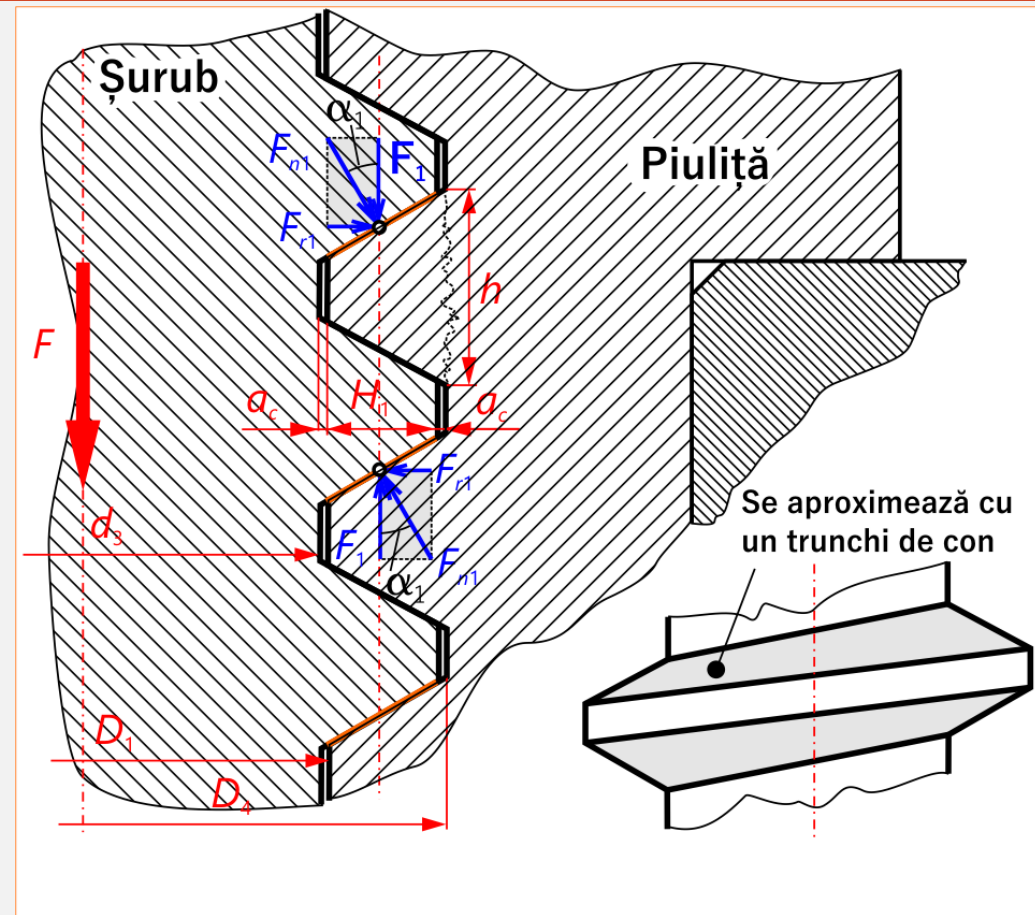


Fig. 3.2 Solicitățile spirelor

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU FRECARE DE ALUNECARE. Dimensionarea și verificarea filetului

a Coeficientul înălțimii spirei [4]:

$$\psi_h = \frac{H_1}{P} \rightarrow \begin{cases} 0,5 \rightarrow Tr \\ 0,75 \rightarrow S \end{cases}$$

b Coeficientul lungimii filetate a piuliței [4]:

$$\psi_m = \frac{m}{d_2} = \frac{P \cdot z}{d_2} \rightarrow 1,2 \leq \psi_m \leq 2,5$$

$$p = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{F}{\pi \cdot d_2^2 \cdot \psi_h \cdot \psi_m} \leq p_a$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \psi_h \cdot \psi_m \cdot p_a}}$$

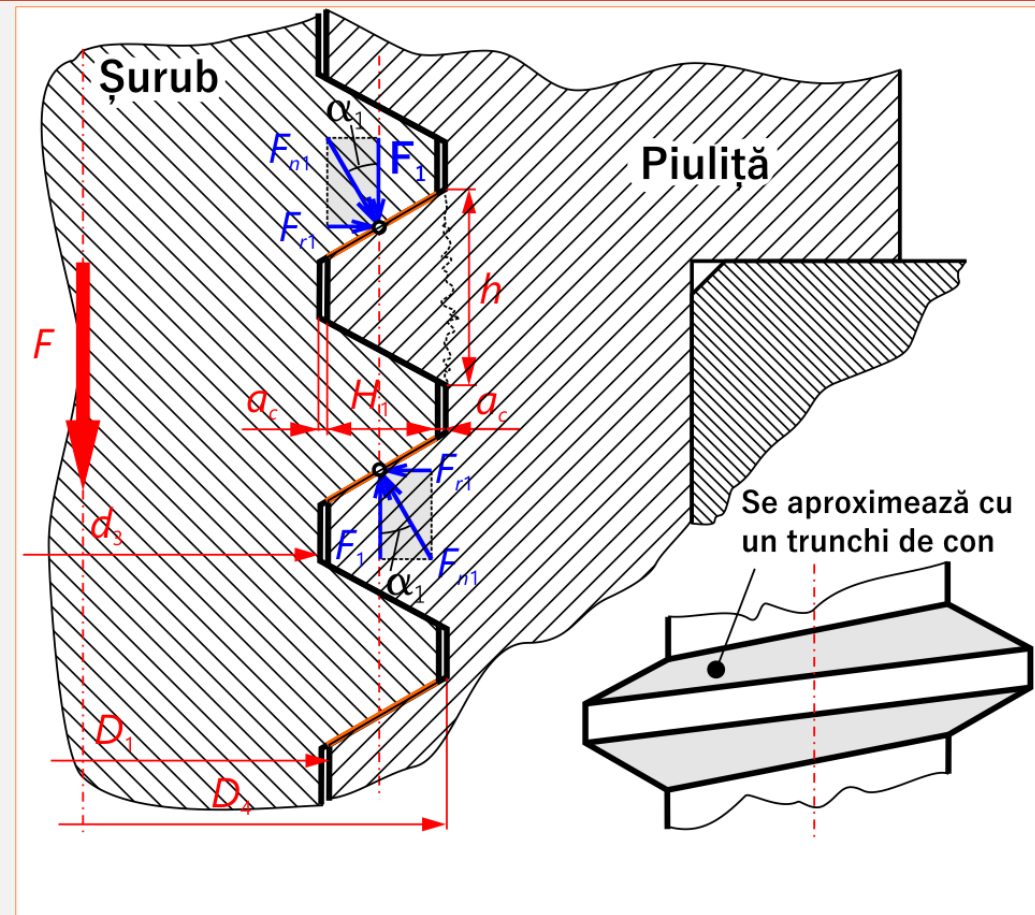


Fig. 3.2 Solicitățile spirelor

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU FRECARE DE ALUNECARE.

Dimensionarea și verificarea filetului

2.2 Încovoierea

Spira șurubului este încastrată pe cilindrul definit de diametrul d_3 , în timp ce spira piuliței este încastrată pe cilindrul cu diametrul bazei D_4 . Dar, din [8]:

$$W_{S\dot{S}} = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot h^2}{6} < W_{SP} = \frac{\pi \cdot D_4 \cdot h^2}{6}$$

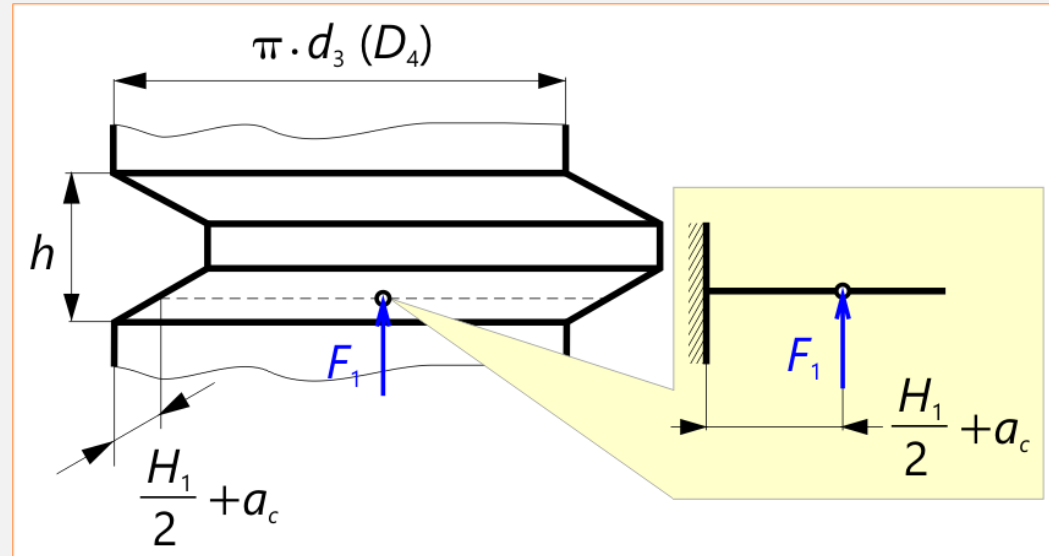


Fig. 3.3 Schema de calcul la încovoiere

În cazul în care materialele **șurubului** și **piuliței** au rezistențele mecanice apropiate este necesar **verificarea spirei șurubului**. În caz contrar se verifică ambele spire. Relațiile de calcul [7] sunt:

Pentru șurub:

$$\sigma_i = \frac{6 \cdot F \cdot \left(\frac{H_1}{2} + a_c\right)}{z \cdot \pi \cdot d_3 \cdot h^2} \leq \sigma_{ia}$$

Pentru piuliță:

$$\sigma_i = \frac{6 \cdot F \cdot \left(\frac{H_1}{2} + a_c\right)}{z \cdot \pi \cdot D_4 \cdot h^2} \leq \sigma_{ia}$$

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU FRECARE DE ALUNECARE.

Dimensionarea și verificarea filetului

2.3 Forfecarea

Relațiile de calcul pentru verificarea spirelor filetelor șurubului, respectiv piuliței, la forfecare sunt [7]:

Pentru șurub:

$$\tau_f = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot d_3 \cdot h} \leq \tau_{fa}$$

Pentru piuliță:

$$\tau_f = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot D_4 \cdot h} \leq \tau_{fa}$$

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU FRECARE DE ALUNECARE.

Randamentul filetului transmisiilor cu șurub

$$\eta = \frac{L_u}{L_c}$$

$$\left. \begin{array}{l} L_u = F \cdot P \\ P = \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}\beta_2 \end{array} \right\} \rightarrow L_u = F \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}\beta_2$$
$$\left. \begin{array}{l} L_c = H \cdot \pi \cdot d_2 \\ H = F \cdot \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') \end{array} \right\} \rightarrow L_c = F \cdot \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') \cdot \pi \cdot d_2$$
$$\rightarrow \eta = \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi')}$$

La limita de autofrânare

$\beta_2 = \varphi'$ avem:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{\operatorname{tg}2\varphi} = \frac{1}{2} - \frac{\operatorname{tg}^2\beta_2}{2} < \frac{1}{2} \text{ (50\%)}$$

Creșterea randamentului (pentru aceeași valoare a unghiului de înclinare a elicei - β_2) se obține prin micșorarea lui μ (lubrifiere) și prin micșorarea unghiului α_1 (filet S de exemplu).

ȘURUBURI DIFERENȚIALE

Conșiderații generale

Deseori, în cadrul anumitor ansamble sunt necesare deplasări **precise** sau **rapide**, care, însă nu se pot obține cu șuruburi cu pas fin sau mare. În această situație se folosesc **șuruburile telescopice (diferențiale)**.

În cazul **șuruburilor telescopice** (fig. 3.4), deplasarea unui punct de pe elementul efector este suma sau diferența dintre deplasările individuale ale celor două șuruburi componente, în funcție de scopul transmisiei [7].

ȘURUBURI DIFERENȚIALE

Considerații generale

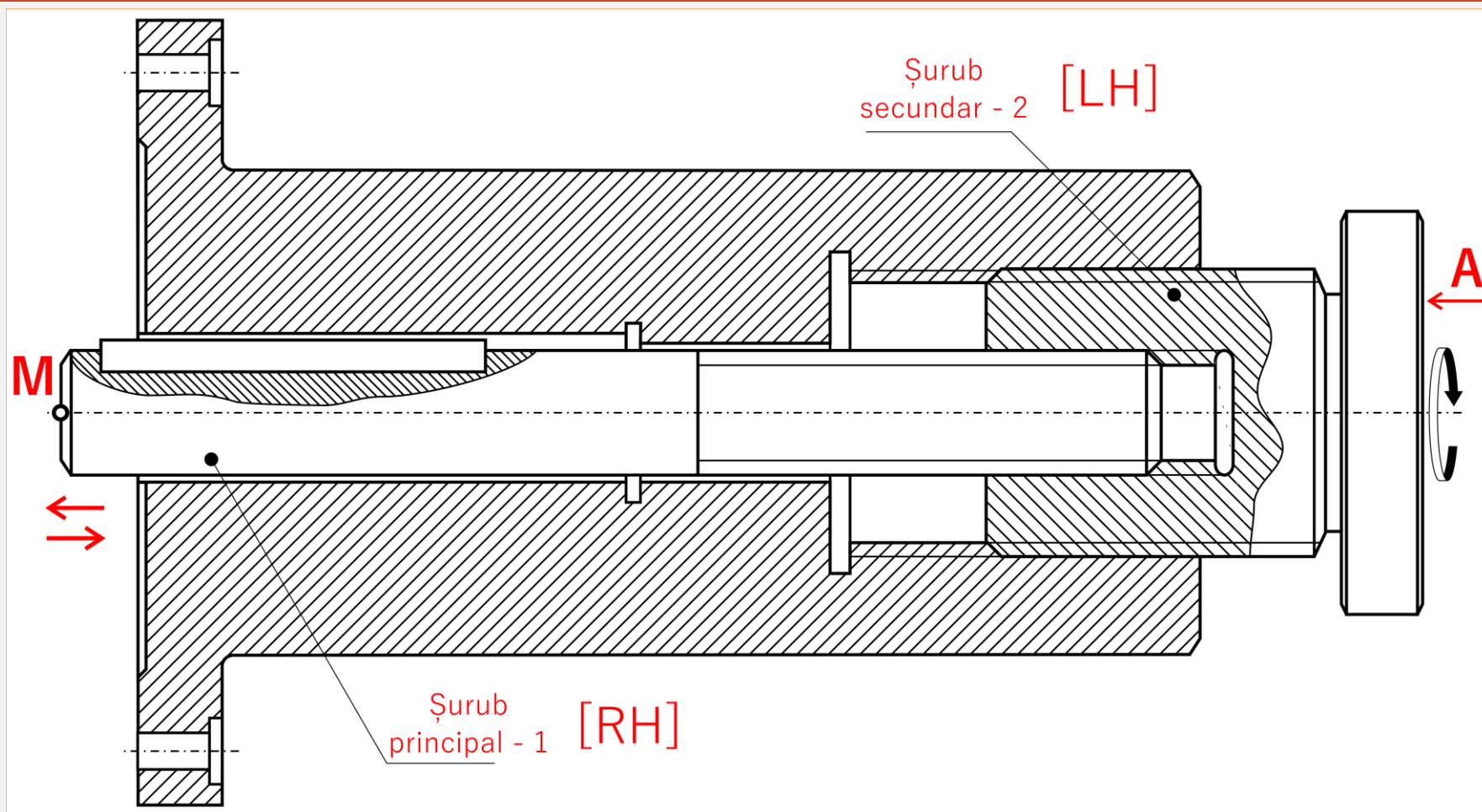


Fig. 3.4 Transmisie cu șurub diferențial [2]

ȘURUBURI DIFERENȚIALE

Considerații generale

Aspecte:

- 1 Dimensionarea șurubului principal;
- 2 Dimensionarea șurubului secundar;
- 3 Calculul lungimii filetate l_{s2} aferente șurubului 2;

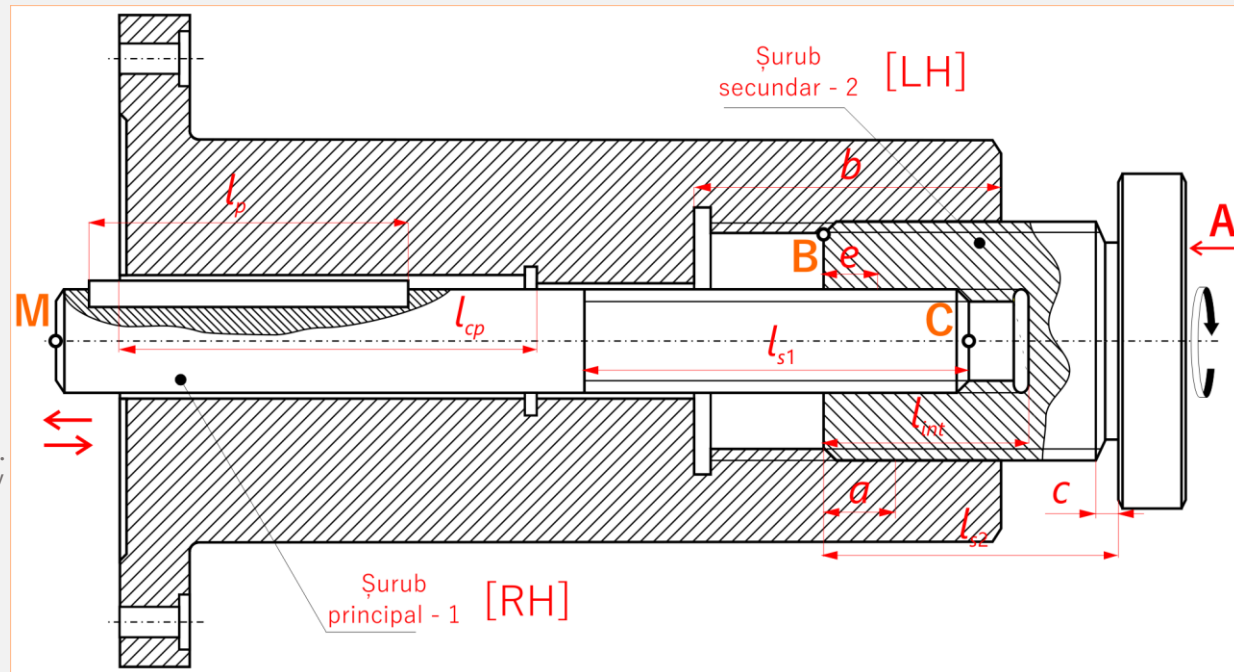


Fig. 3.4,a Transmisie cu șurub diferențial

ȘURUBURI DIFERENȚIALE

Considerații generale

Aspecte:

- 4 Calculul lungimii filetate l_{s1} a șurubului 1;
- 5 Alegerea dimensiunilor penei;
- 6 Determinarea lungimii totale a șurubului principal 1.

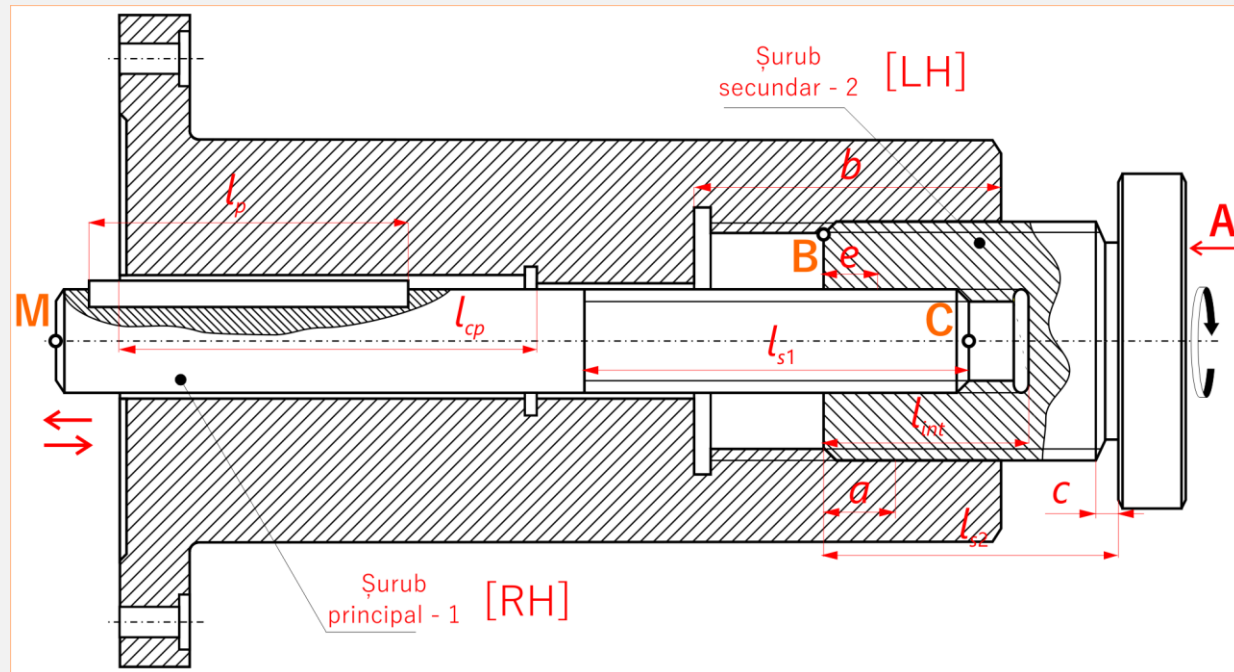


Fig. 3.4,a Transmisie cu șurub diferențial

ȘURUBURI DIFERENȚIALE

Considerații generale

3

La o rotație completă a șurubului 2, deplasarea extremității M a șurubului 1 este:

$$x_1 = P_1 + P_2$$

Pentru un număr de rotații oarecare n , cursa extremității este:

$$x_1 = P_1 + P_2 = n \cdot P_1 + n \cdot P_2$$

Pozițiile extreme (la stânga sau la dreapta) ale șurubului 2 sunt limitate prin două restricții.

$$l_{s2} = n \cdot P_2 + c$$

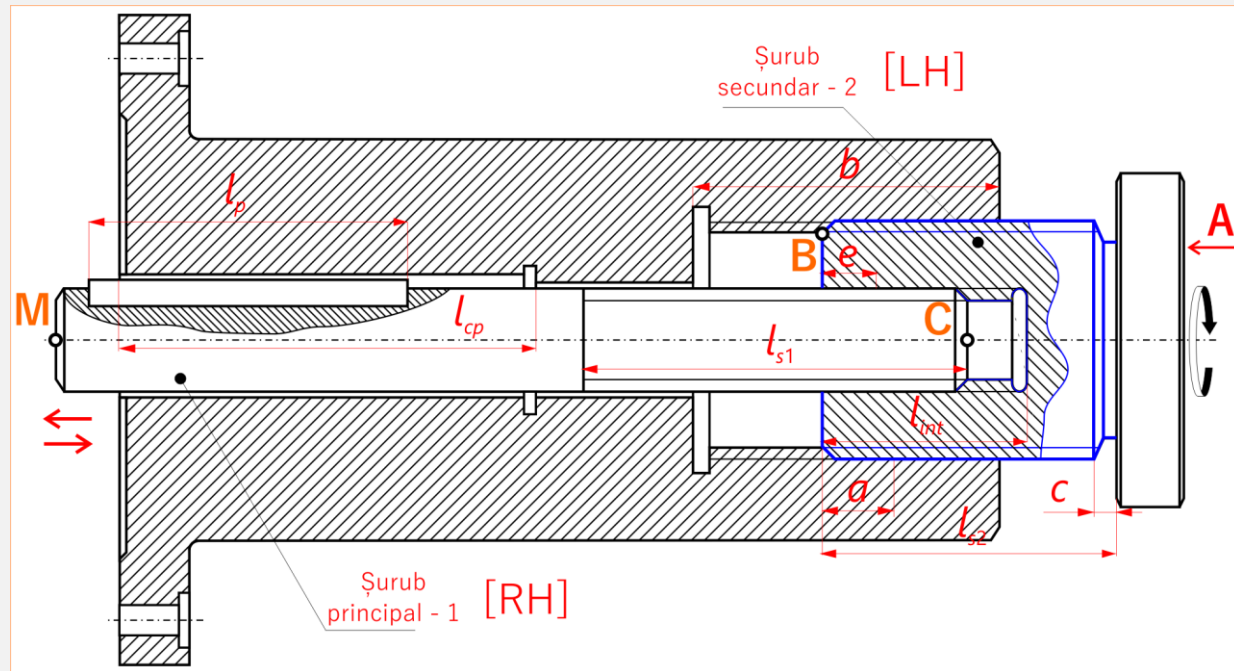


Fig. 3.4,b Transmisie cu șurub diferențial

ȘURUBURI DIFERENȚIALE

Considerații generale

4

Poziția extremității C a șurubului 1 este limitată la stânga de cota e .
Din [7]:

$$e = z_1 \cdot P_1$$

$$l_{s1} = n \cdot P_1 + e$$

Cursa maximă a extremității M este:

$$x_{\max} = x_{1\max} + x_{2\max}$$

$$x_{1\max} = l_{s1} - e; \quad x_{1\max} = n_{\max} \cdot P_1$$

$$x_{2\max} = l_{s2} - a; \quad x_{2\max} = n_{\max} \cdot P_2$$

$$x_{\max} = n_{\max} \cdot (P_1 + P_2) \rightarrow n_{\max} = \frac{x_{\max}}{P_1 + P_2}$$

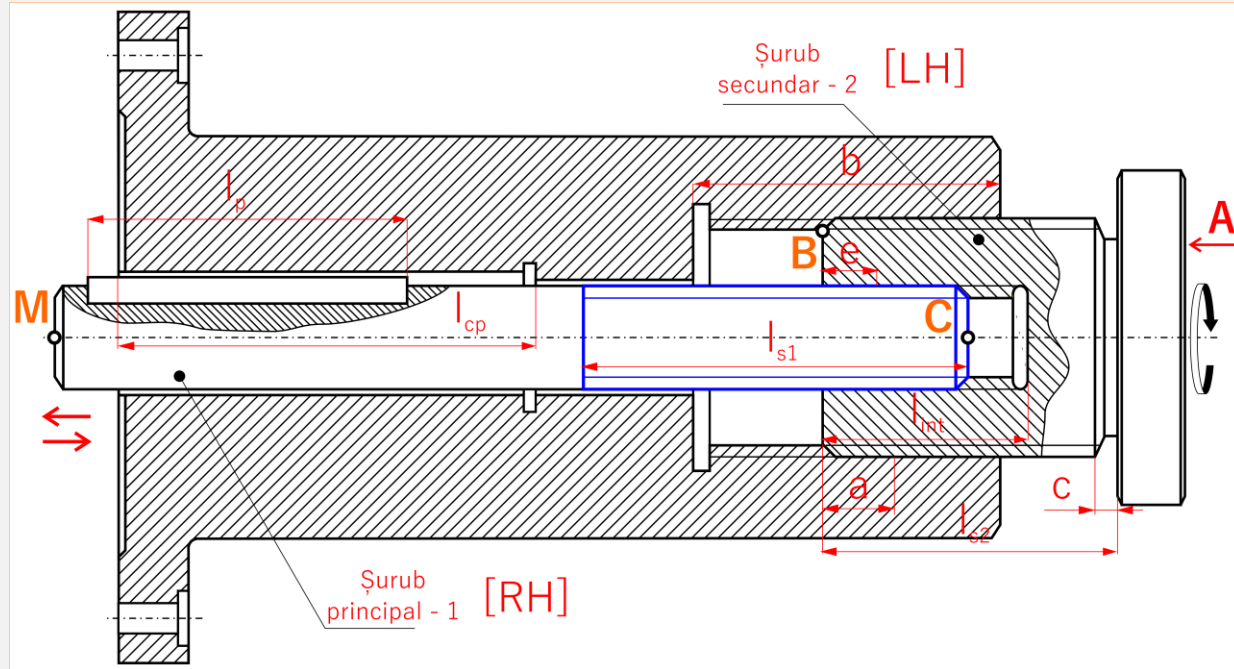


Fig. 3.4,c Transmisie cu șurub diferențial

ȘURUBURI DIFERENȚIALE

Considerații generale

4

În final, lungimile necesare ale celor două filete folosind relațiile sunt:

$$l_{s1} = x_{\max} \cdot \frac{P_1}{P_1 + P_2} + e$$

$$l_{s2} = x_{\max} \cdot \frac{P_2}{P_1 + P_2} + a$$

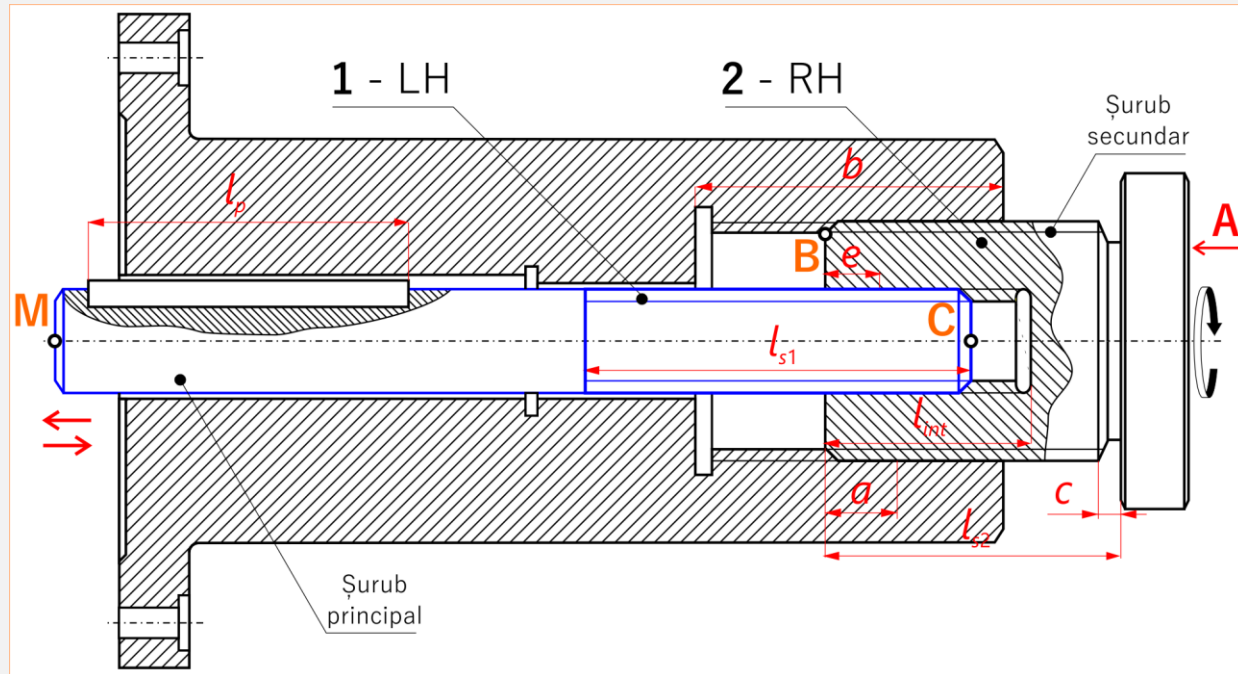


Fig. 3.4,d Transmisie cu șurub diferențial

ȘURUBURI DIFERENȚIALE

Considerații generale

5

Dimensiunile secțiunii penei ($b \times h$) se aleg, în funcție de diametrul tronsonului pe care se montează pana.

Pentru determinarea lungimii penei, trebuie calculată, mai întâi, lungimea porțiunii l_{cp} . Aceasta se calculează cu relația:

$$l_{cp} = \frac{4 \cdot T_1}{d \cdot h \cdot \sigma_{as}}$$

$$l_p = x_{\max} + l_{cp}$$

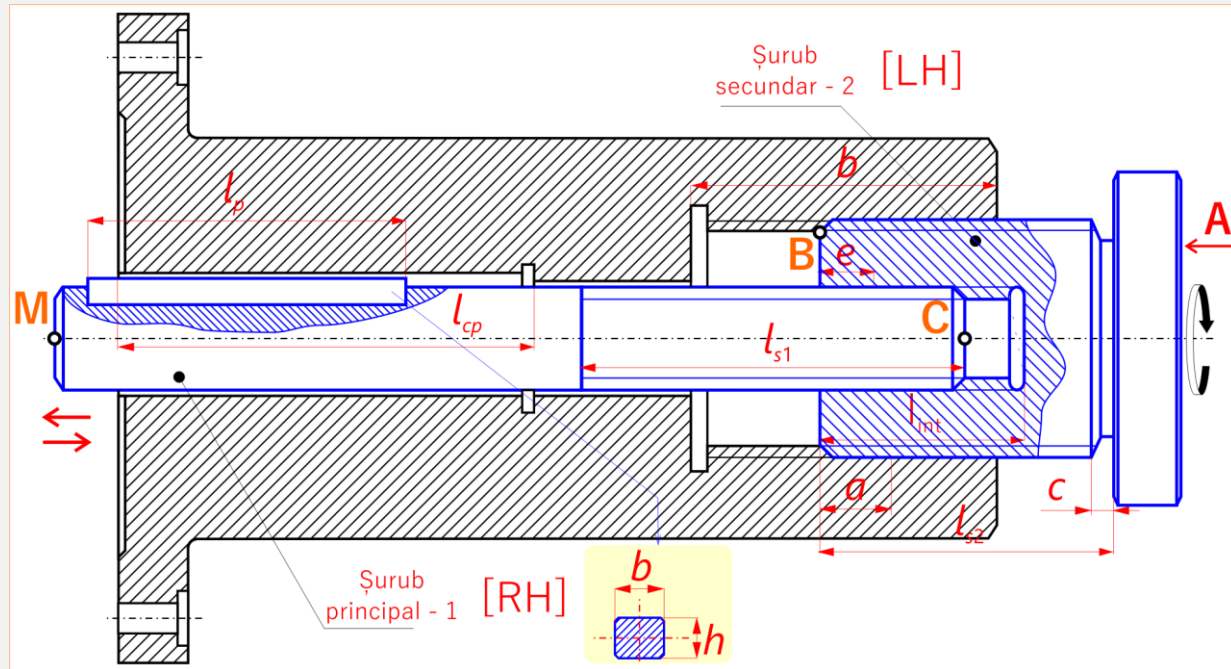


Fig. 3.4,e Transmisie cu șurub diferențial

ȘURUBURI DIFERENȚIALE

Conșiderații generale

6

Lungimea totală a șurubului 1 se stabilește constructiv. Pentru aceasta se cunosc: lungimea l_{s1} a filetului, lungimea l_p a penei, precum și condițiile de funcționare.

RH+RH, LH+LH - deplasări precise;

RH+LH, LH+RH - deplasări rapide.

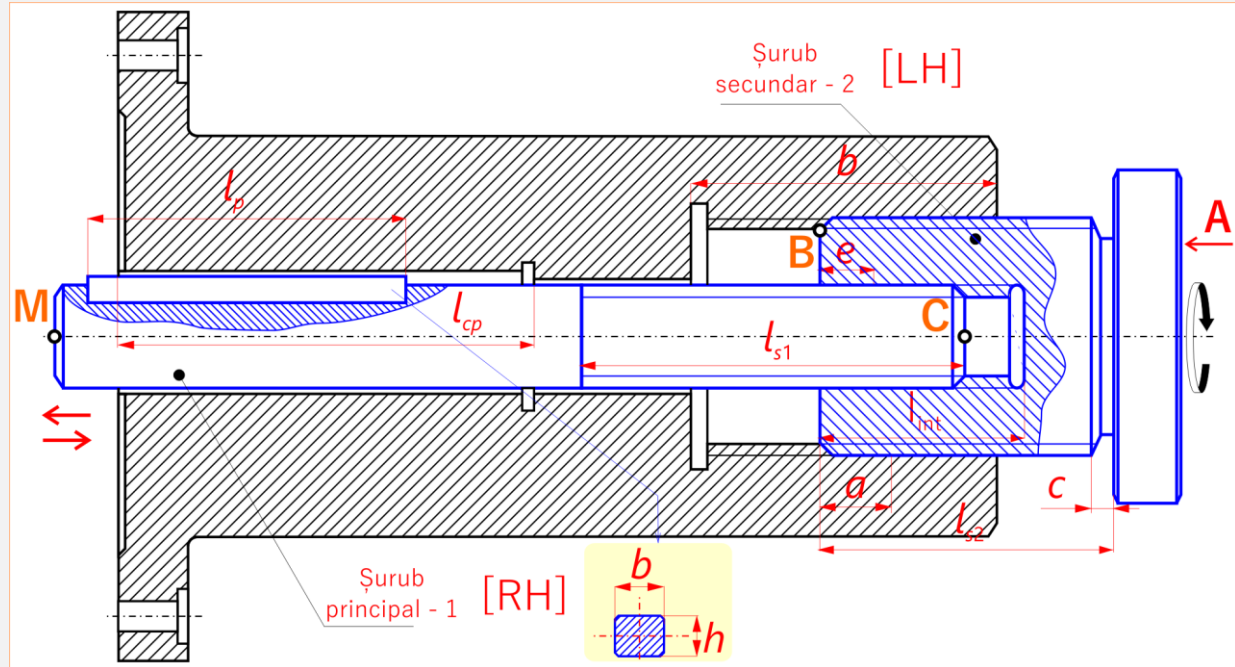


Fig. 3.4,e Transmisie cu șurub diferențial

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU BILE

Introducere

În cazul acestor transmisii, în spațiul creat între flancurile șurubului și piuliței rulează **bile**. De aceea, frecarea de alunecare (specifică transmisiilor șurub-piuliță clasice - ca urmare a contactului direct dintre flancuri) este înlocuită cu o **frecare de rostogolire** [7].

Caracteristic **transmisiilor cu șuruburi** cu bile este faptul că între **bilă - șurub și piuliță** vor avea loc **contacte punctiforme (hertziene)** [7].

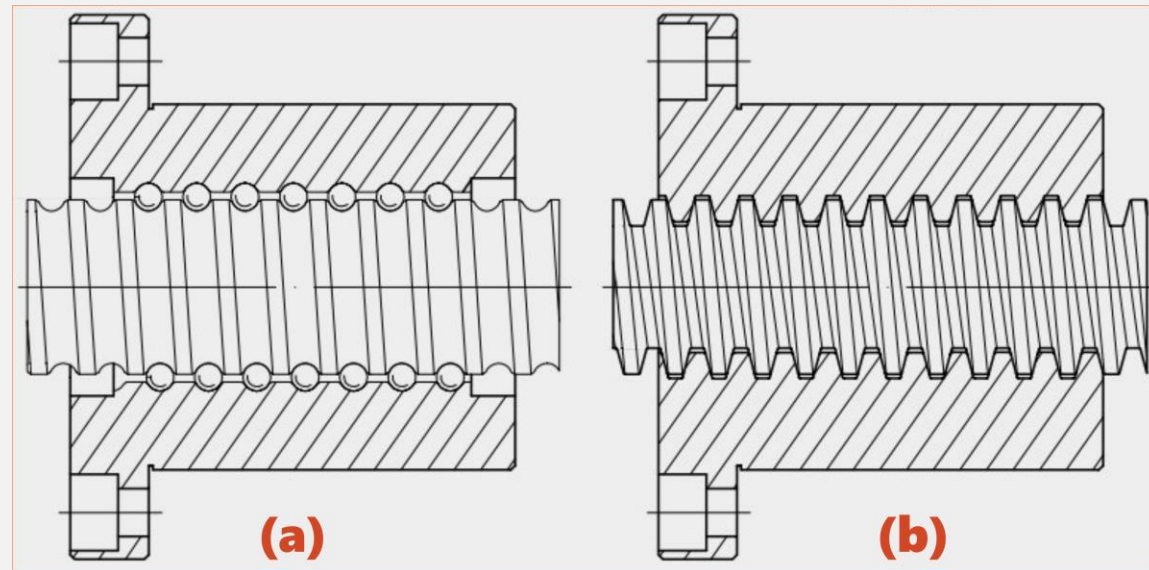


Fig. 3.5 Transmisii cu șuruburi [11]

(a) șurub cu bile; (b) transmisie cu șurub cu frecare de alunecare

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU BILE

Introducere

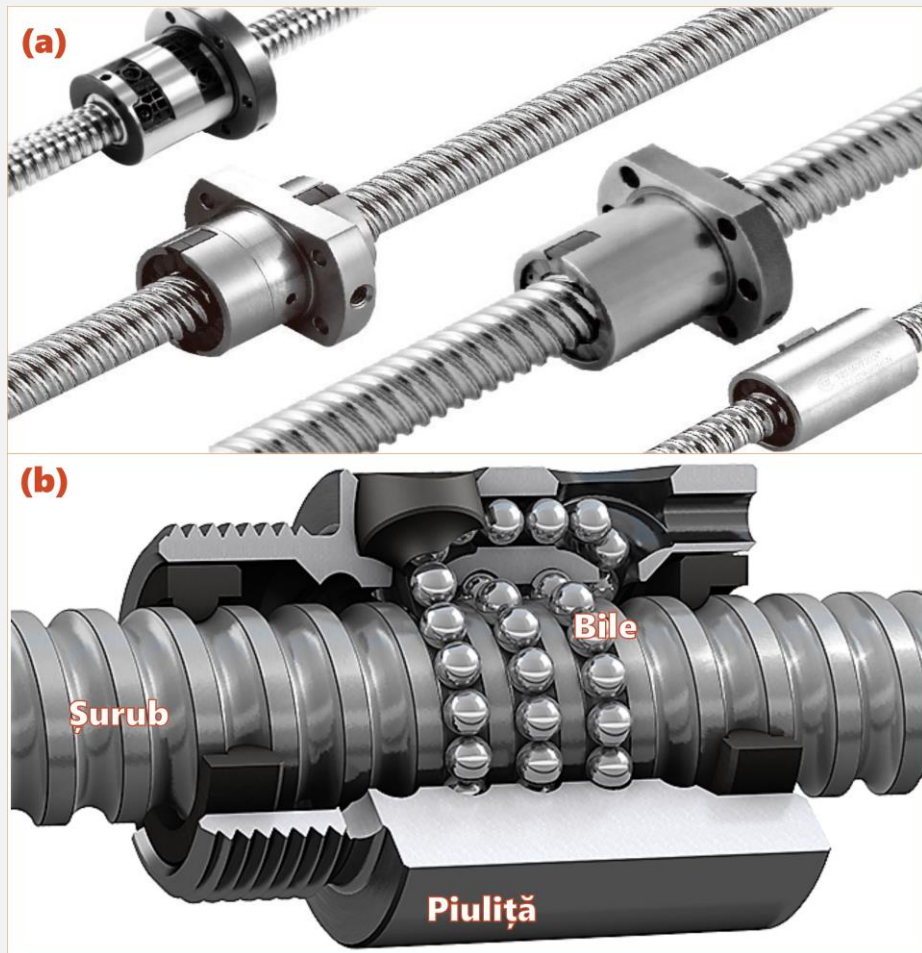


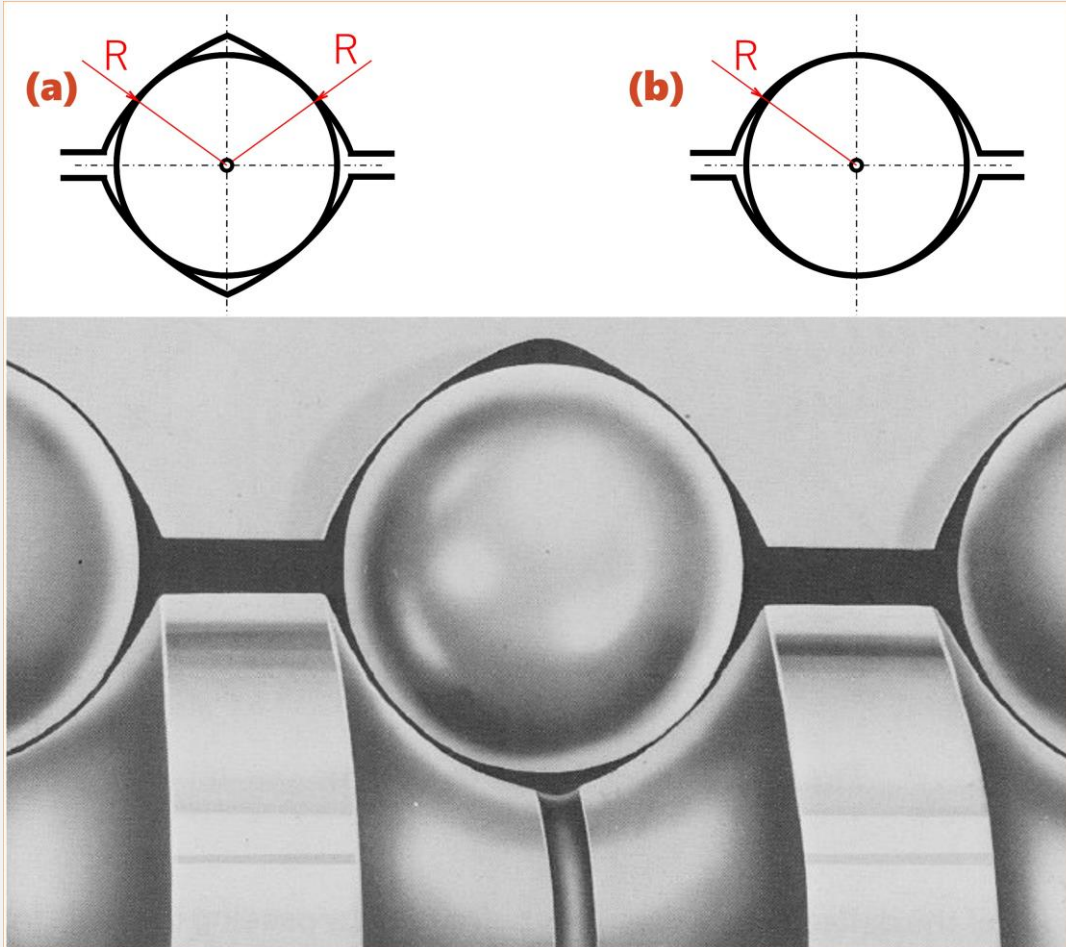
Fig. 3.6 Transmisie cu șurub cu bile
(a) construcție [13]; (b) bila în canalele conjugate



Fig. 3.7 Șurub cu bile [12]

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU BILE

Profilul căilor de rulare



Canalele elicoidale practicate pe suprafața surubului, respectiv a piuliței au un **profil ogival**.

Fig. 3.8 Transmisie cu șurub cu bile
(a) construcție [7]; (b) bila în canalele conjugate

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU BILE

Recircularea bilelor

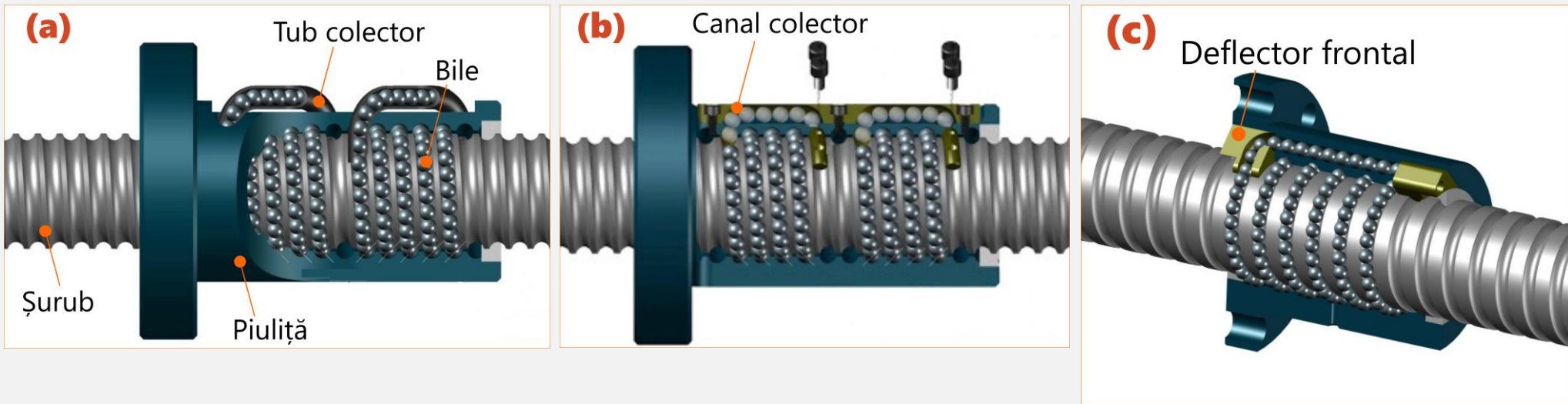


Fig. 3.8 Recircularea bilelor (după [14])

(a) externă; **(b)** internă prin colector; **(c)** internă prin intermediul unui deflector frontal

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU BILE

Randamentul șuruburilor cu bile

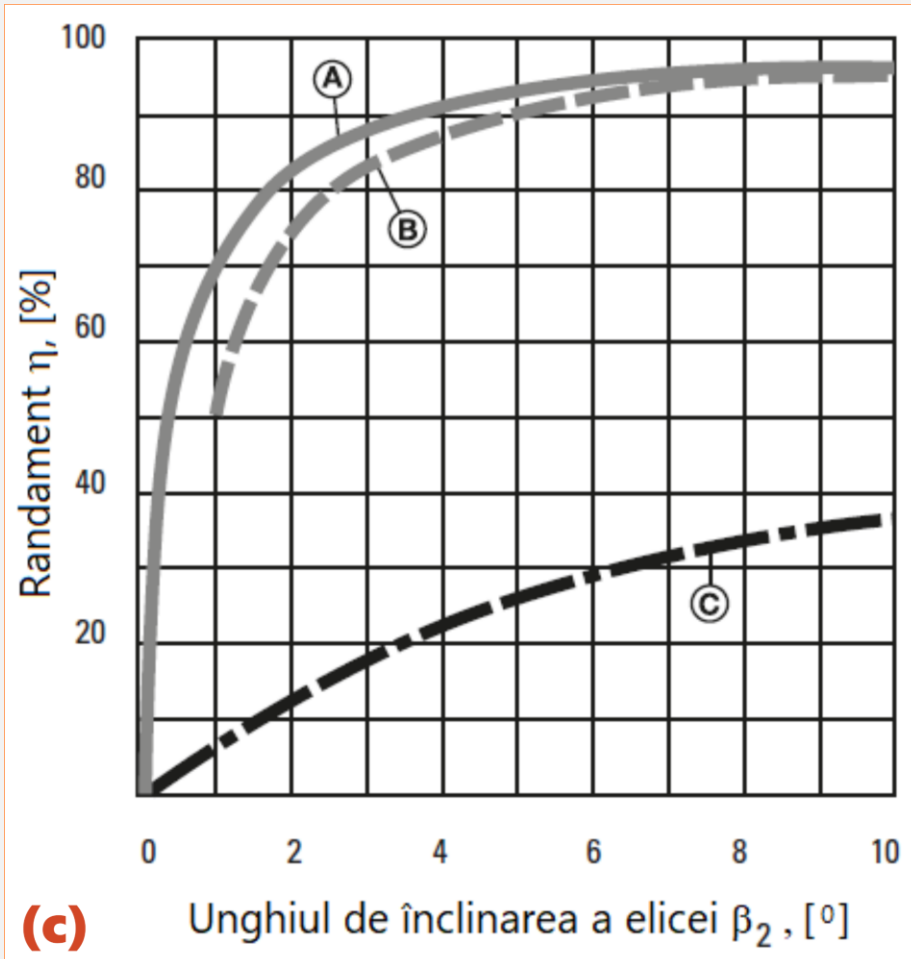
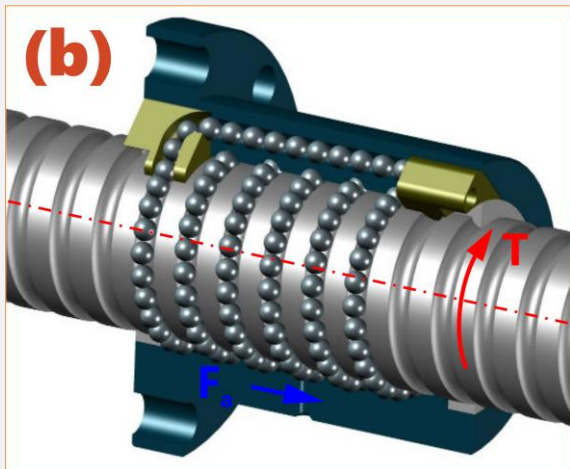
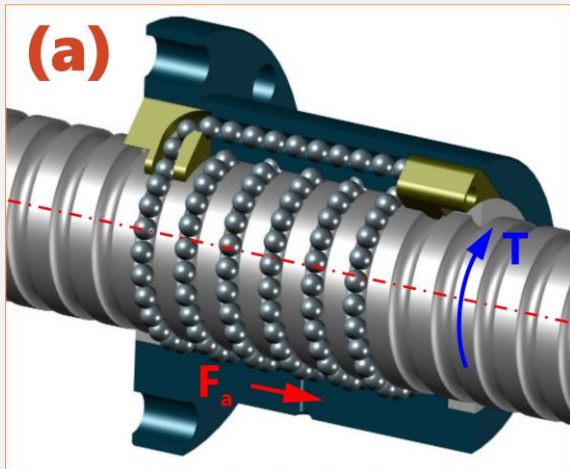


Fig. 3.9 Șurub cu bile
(a), (b) element motor; (c)
randamentul transmisiei în
funcție de unghiul de
înclinare a elicei [11]

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU BILE

Pretensionarea transmisiei

Scopuri:

- 1 Eliminarea jocului axial;
- 2 Creșterea rigidității asamblării.

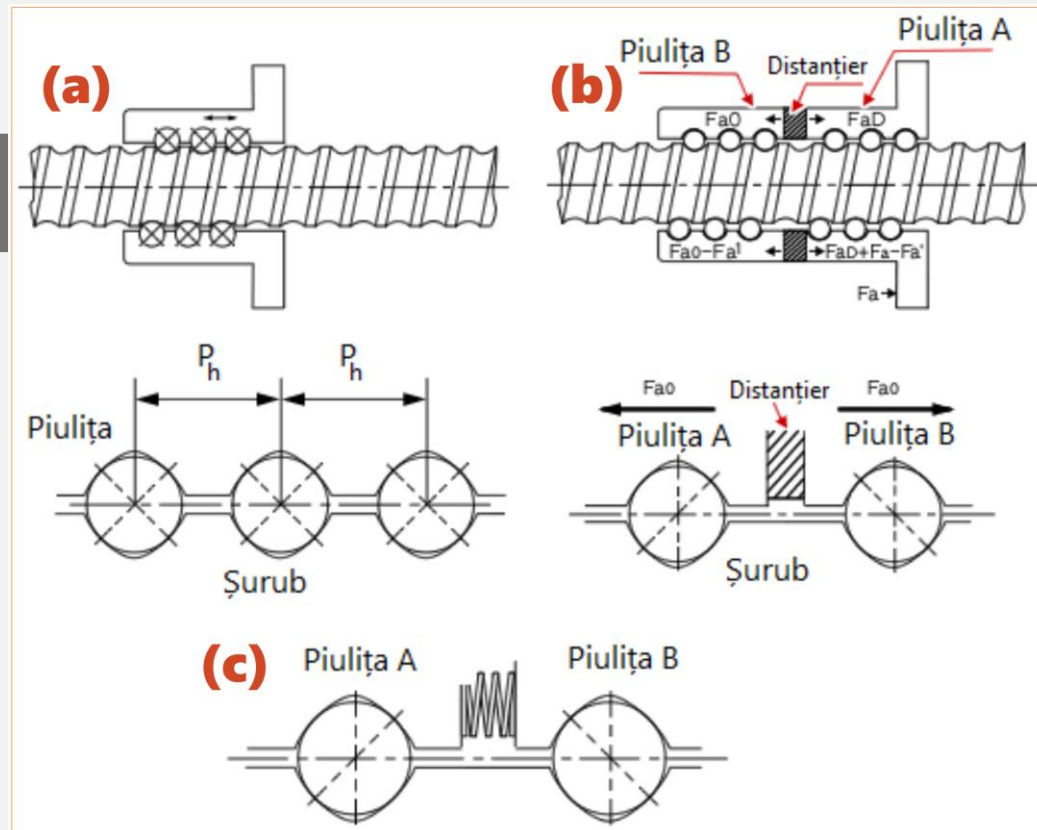


Fig. 3.8 Pretensionarea transmisiei
(a) cu bile cu diametre mărite [11]; (b) cu distanțier și două piulițe; (c) cu arc, cu două piulițe

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU BILE

Pretensionarea transmisiei

Metode:

- 1 Cu bile cu diametre mărite;
- 2 Cu distanțier și două piulițe;
- 3 Cu două piulițe și arc;
- 4 Cu variația pasului [7].

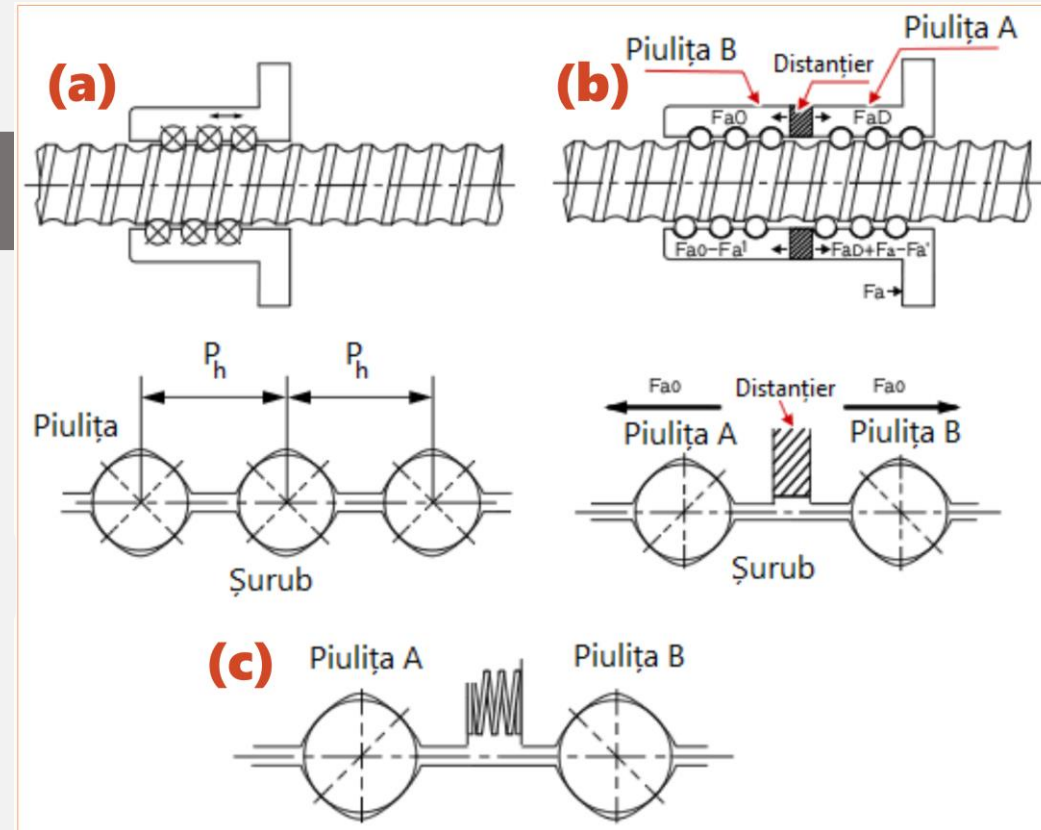


Fig. 3.8 Pretensionarea transmisiei
(a) cu bile cu diametre mărite [11]; **(b)** cu distanțier și două piulițe; **(c)** cu arc, cu două piulițe

TRANSMISII CU ȘURUBURI CU BILE

Durabilitatea transmisiei

Ieșirea din uz a transmisiei are loc atunci când pe suprafața bilelor sau ale căilor de rulare apar primele semne ale **uzurii de oboseală** a acestor suprafețe (pitting).

Durabilitatea de bază reprezintă numărul de milioane de rotații sau ore de funcționare atins sau depășit de 90% din transmisiile lotului testat până la ieșirea lor din funcțiune.



$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_m \cdot f_w} \right)^3 \text{ [ore]}$$

Vibrații / impact	Viteza	f_w
Fără	$v \leq 0,25 \text{ m/s}$	1...1,2
Slab	$0,25 \leq v \leq 1 \text{ m/s}$	1,25...1,5
Medii	$1 \leq v \leq 2 \text{ m/s}$	1,5...2

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Care sunt solicitările la care sunt supuse spirele șurubului?
2. Relația necesară pentru dimensionarea filetului din solicitarea de strivire este:
3. Coeficientul lungimii filetate este definit în intervalul:
4. Valoarea coeficientului Ψ_h , pentru un filet ferăstrău este:
5. Scrieți expresia relației de verificare a spirei piuliței la încovoiere.
6. În ce situație verificarea la încovoiere se face doar pentru spira șurubului?
7. Care este cel mai des profil utilizat pentru căile canalele elicoidale ale șuruburilor cu bile?
8. Expresia durabilității șuruburilor cu bile este:
9. Enumerați **două** metode de pretensionare a unei transmisii cu șuruburi cu bile:
10. Explicați cum sunt recirculate bilele?

ASAMBLĂRI ARBORE-BUTUC: ASAMBLĂRI CU PENE. ASAMBLĂRI CU CANELURI

Conținut:

A Asamblări cu pene

- A.1 Considerații generale. Clasificare. Procedee tehnologice
- A.2 Materiale. Calculul asamblărilor cu pene

B Asamblări cu caneluri

- B.1 Introducere. Funcționare. Clasificare. Materiale. Tehnologie
- B.2 Calculul asamblărilor cu caneluri

Întrebări recapitulative

ASAMBLĂRI CU PENE

Considerații generale.

Asamblările cu pene fac parte din categoria asamblărilor demontabile realizate prin formă. Ele transmit momentul de torsiune de la arbore la piesa montată pe el sau de la aceasta la arbore [8].

Tabelul 4.1 Clasificarea asamblărilor cu pene (după [8])

Tipul asamblării	Tipul		După forma capetelor
Cu strângere	Pene înclinate obișnuite		Forma A
	Pene înclinate subțiri	Fără nas / fără nas	Forma B
	Pene înclinate concave		Forma C
Fără strângere	Pene paralele	*Obișnuite / Subțiri / Înalte	Forma A
			Forma B
	Disc		Forma C

***h/b**: Pentru intervalul de diametre **44...50** mm:

9/14
6/14
12/14

ASAMBLĂRI CU PENE

Clasificare

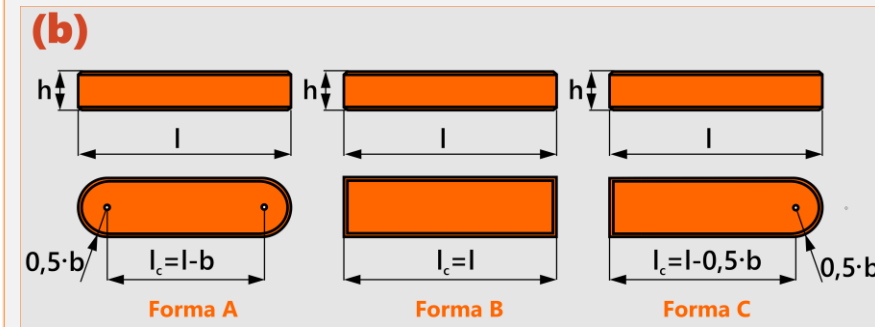
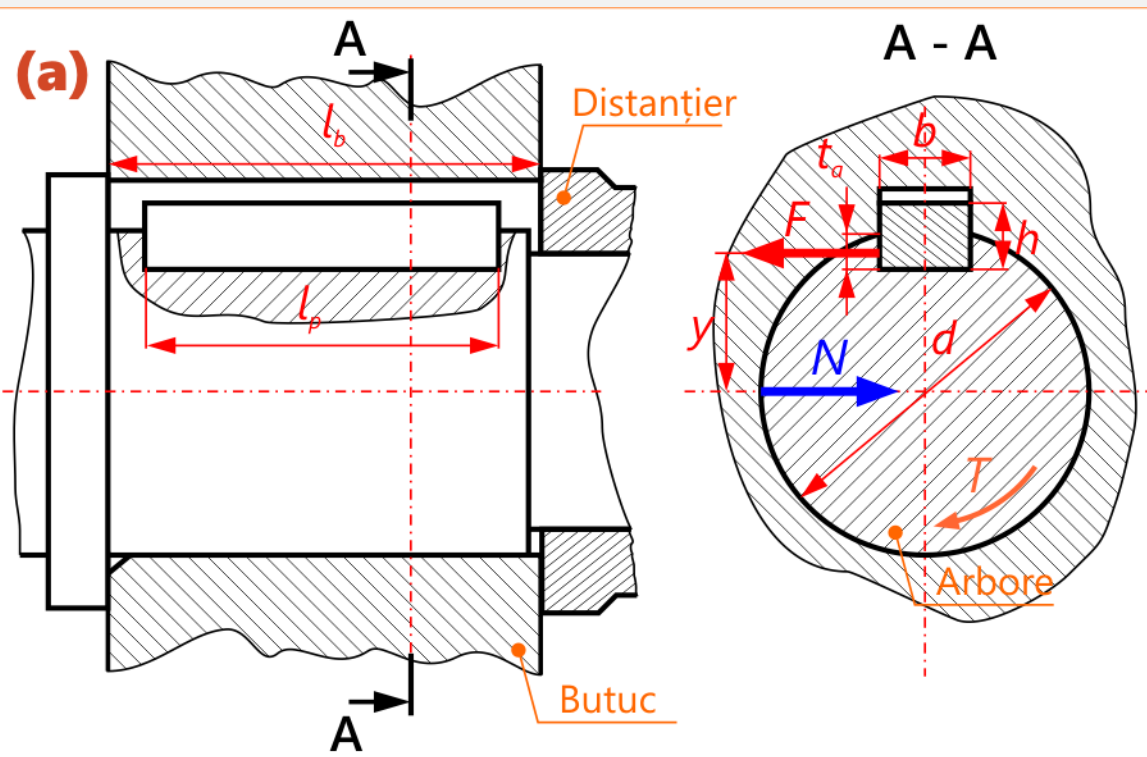


Fig. 4.1 Asamblări cu pene paralele
(a) montaj (cu pană **forma A**); (b) forma capetelor

ASAMBLĂRI CU PENE

Clasificare

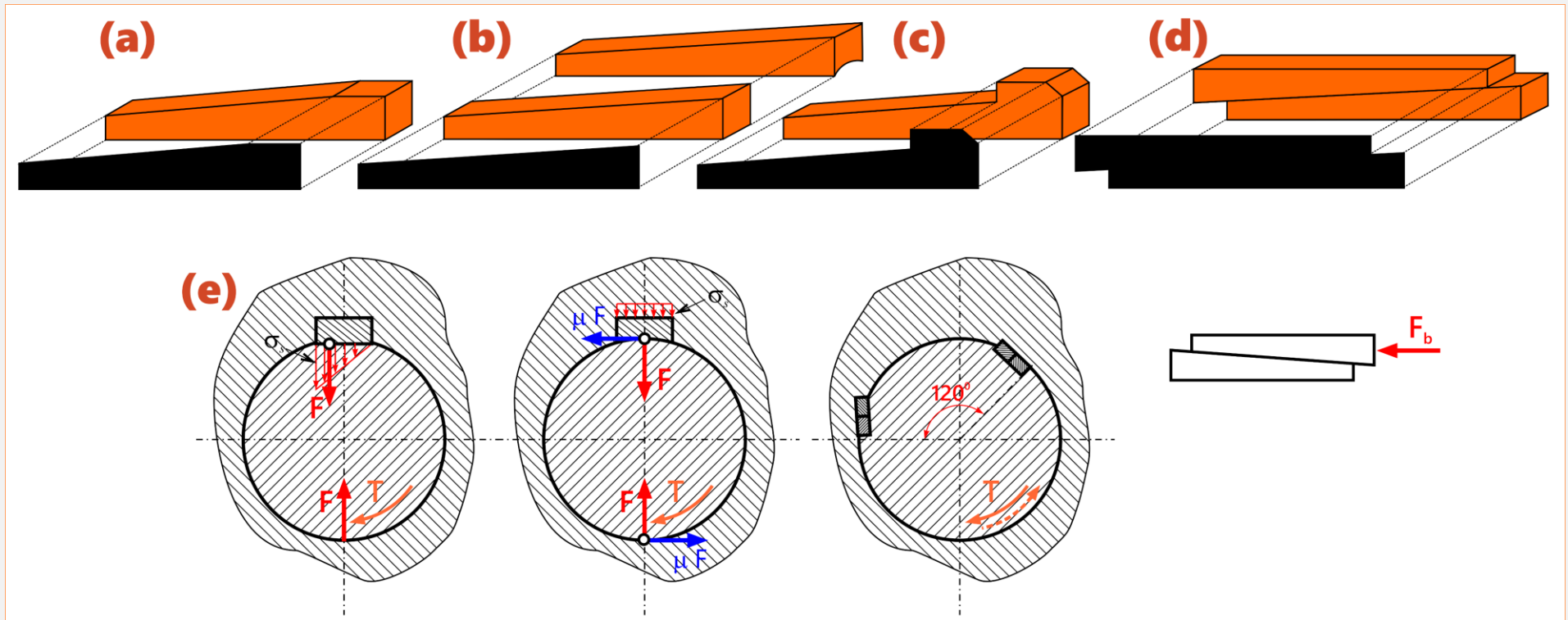


Fig. 4.2 Asamblări cu pene montate cu strângere
(a) pană înclinată obișnuită; (b) pană înclinată subțire; (c) pană înclinată cu nas; (d) pene tangențiale; (e) secțiuni transversale

ASAMBLĂRI CU PENE PARALELE

Materiale

Pentru confecționarea penelor paralele se vor utiliza oțeluri carbon sau oțeluri aliate care au rezistențe la rupere de cel puțin **590 MPa** [7]. Se pot menționa aici următoarele mărci: **E355, 1C22, 1C35, 1C45, 50CrV4, 34CrNiMo6, X12Cr13.**

Tabelul 4.2 Rezistențe admisibile (după [7])

Strivire	Sarcini constante:	σ_{sa}	=	100	-	120	MPa
	Sarcini pulsatoare:	σ_{sa}	=	65	-	100	MPa
	Sarcini cu șocuri:	σ_{sa}	=	35	-	50	MPa
Forfecare	Sarcini constante:	τ_{fa}	=	50	(pentru $R_{p0,2} = 300$)	... 80	(pentru $R_{p0,2} = 500$) MPa
	Sarcini pulsatoare:	τ_{fa}	=	33	(pentru $R_{p0,2} = 300$)	... 53	(pentru $R_{p0,2} = 500$) MPa
	Sarcini cu șocuri:	τ_{fa}	=	17	(pentru $R_{p0,2} = 300$)	... 26	(pentru $R_{p0,2} = 500$) MPa

ASAMBLĂRI CU PENE PARALELE

Prelucrarea canalelor de pană

A. Canalul de pană din arbore

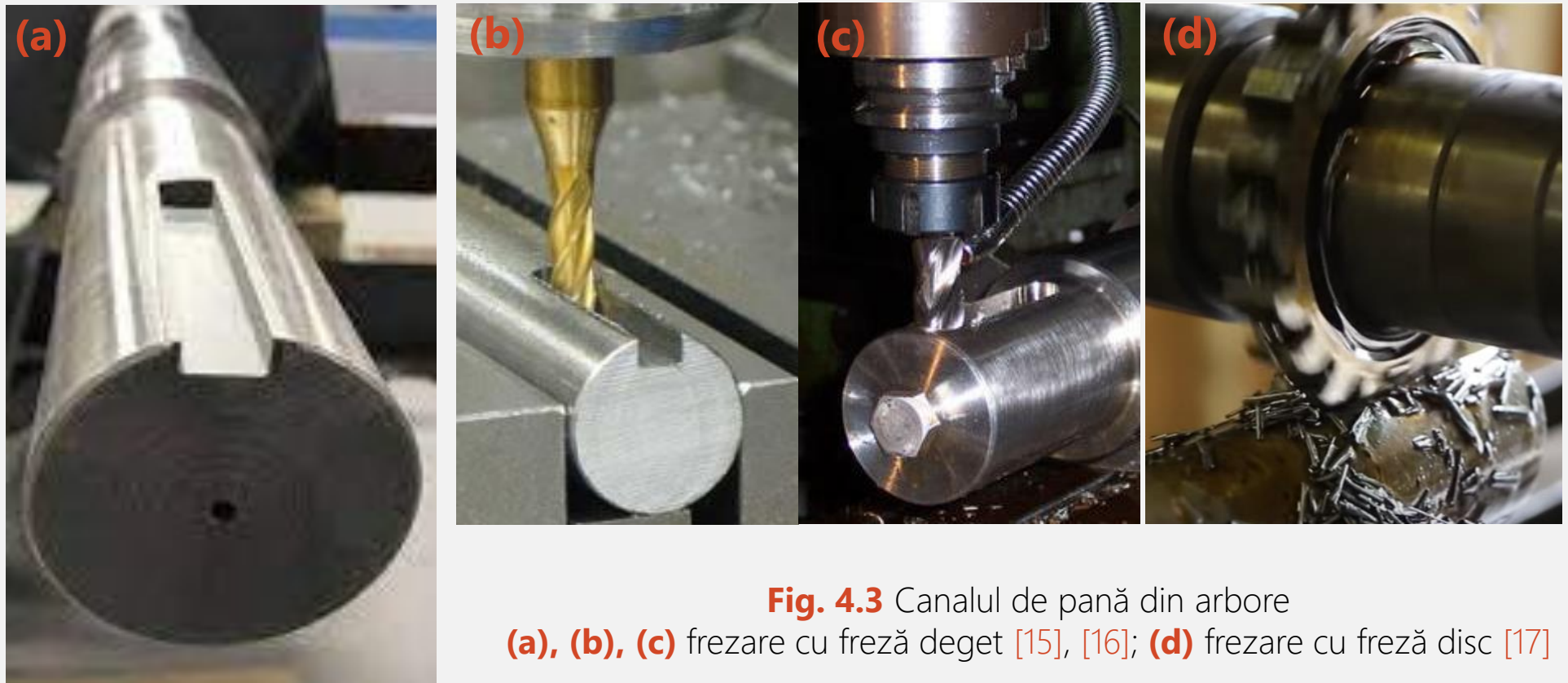


Fig. 4.3 Canalul de pană din arbore
(a), (b), (c) frezare cu freză deget [15], [16]; (d) frezare cu freză disc [17]

ASAMBLĂRI CU PENE PARALELE

Prelucrarea canalelor de pană

B. Canalul de pană din butuc



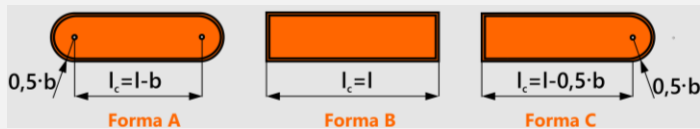
Fig. 4.4 Canalul de pană din butuc
(a) mortezare [18]; (b) broșare [19]

ASAMBLĂRI CU PENE PARALELE

Calculul asamblărilor cu pene paralele

A. Solicitarea penei la strivire

$$T = F \cdot y \rightarrow T = \sigma_s \cdot t_1 \cdot l_c \cdot d$$



$$\begin{cases} t_1 \approx \frac{h}{2} \\ y \approx \frac{d}{2} \end{cases} \rightarrow \sigma_s = \frac{4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_c} \leq \sigma_{sa}$$

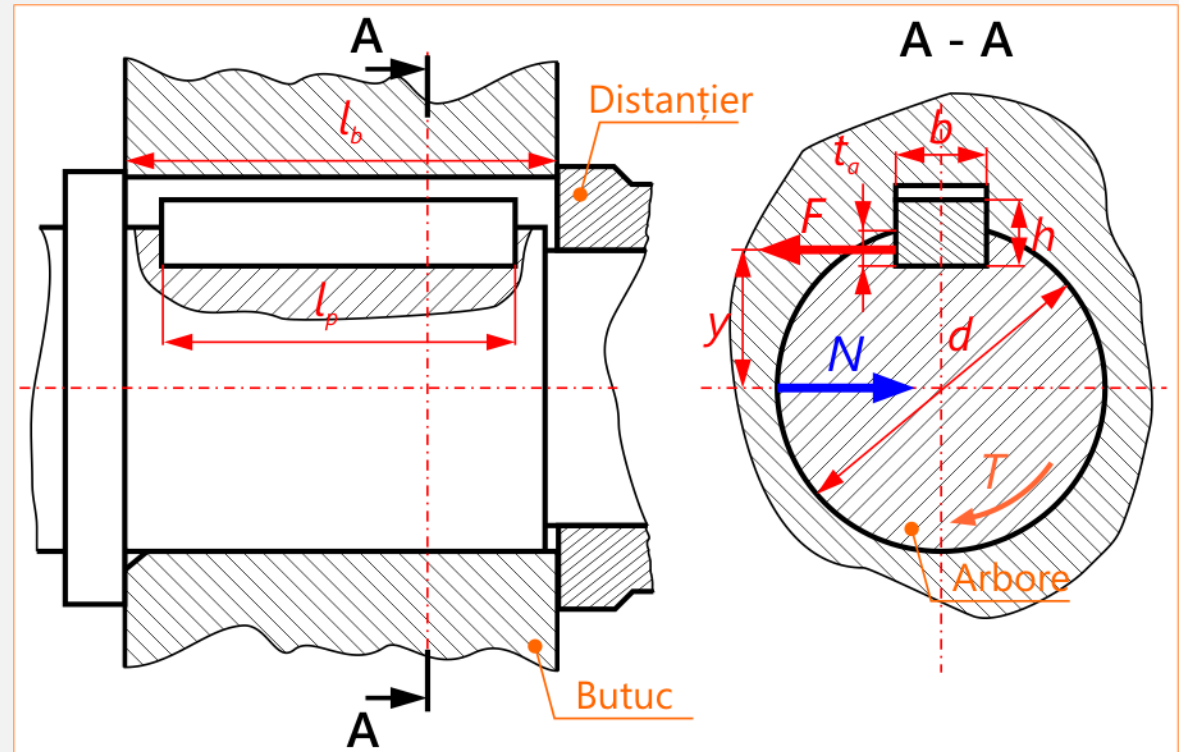


Fig. 4.5 Schema de calcul pentru solicitarea de **strivire** pană-arbore

ASAMBLĂRI CU PENE PARALELE

Calculul asamblărilor cu pene paralele

B. Solicitarea penei la forfecare

$$F_f = \frac{2 \cdot T}{d} \quad A_f = b \cdot l$$

$$\tau_f = \frac{F_f}{A_f} = \frac{2 \cdot T}{b \cdot l \cdot d}$$

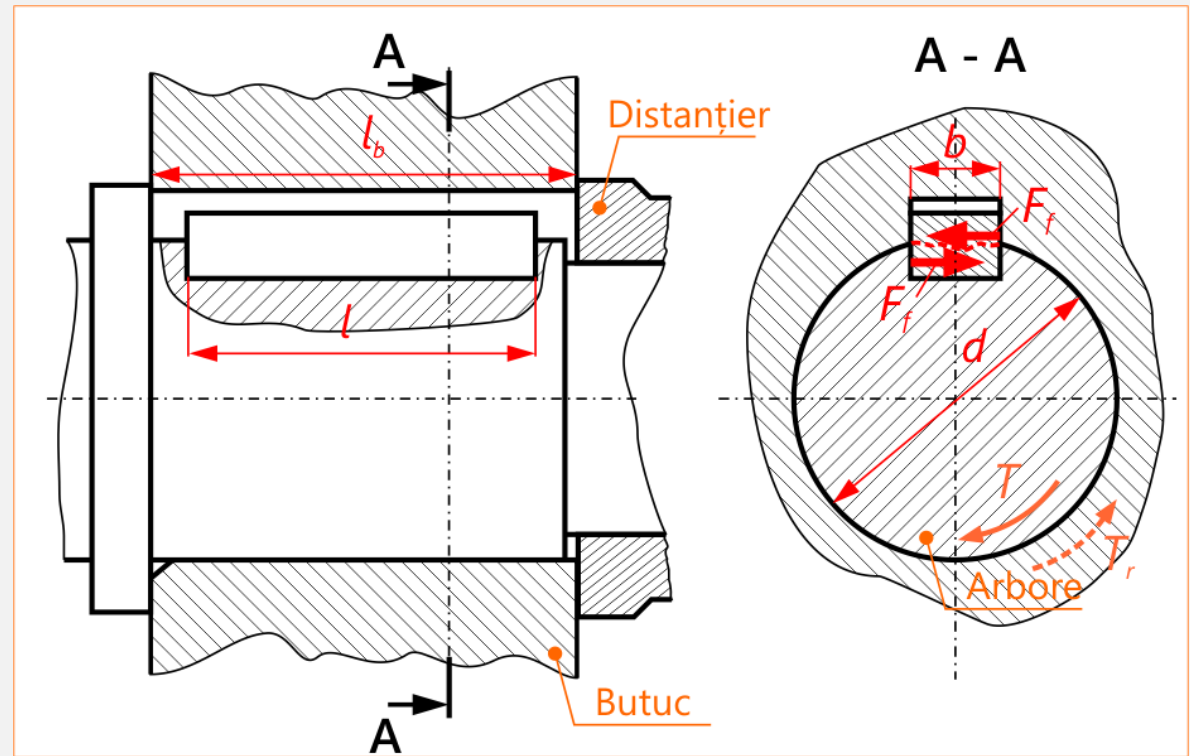


Fig. 4.6 Schema de calcul pentru solicitarea de **forfecare**

ASAMBLĂRI CU PENE PARALELE

Calculul asamblărilor cu pene paralele

Tabelul 4.3 Asamblări cu pene. Dimensiuni (după [8])

Notare:

Pană	Simbolul penei	Dimensiunile penei $b \times h \times l$	Numărul standardului
------	----------------	--	----------------------

Exemplu: pentru o pană paralelă obișnuită de **forma A** cu dimensiunile: **$b = 8 \text{ mm}$** , **$h = 7 \text{ mm}$** și **$l = 28 \text{ mm}$** (tabelul 4.3) simbolizarea este:

Pană A 8×7×28 STAS 1004

Diametrul arborelui D	Secțiunea penei		Adâncimea canalelor de pană		Raze de racordare r_2 și teșituri c sau r_1	Interval de lungimi	
	b	h	t_1	t_2			
>10 ... ≤12	4	4	2,5	1,8	0,16 ... 0,08	8 ... 45	
>12 ... ≤17	5	5	3	2,3		10 ... 56	
>17 ... ≤22	6	6	3,5	2,8		14 ... 70	
>22 ... ≤30	8	7	4	3,3	0,25 ... 0,16	18 ... 90	
>30 ... ≤38	10	8	5	3,3		22 ... 110	
>38 ... ≤44	12	8	5	3,3		28 ... 140	
>44 ... ≤50	14	9	5,5	3,8		0,4 ... 0,25	36 ... 160
>50 ... ≤58	16	10	6	4,3		45 ... 180	
>58 ... ≤65	18	11	7	4,4	0,6 ... 0,4	50 ... 200	
>65 ... ≤75	20	12	7,5	4,9		56 ... 220	
>75 ... ≤85	22	14	9	5,4		63 ... 250	
>85 ... ≤95	25	14	9	5,4		70 ... 280	
>95 ... ≤110	28	16	10	6,4		80 ... 320	
>110 ... ≤130	32	18	11	7,4		90 ... 360	

l, mm	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32
	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110	125
	140	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	500

ASAMBLĂRI CU PENE PARALELE

Metodologia de calcul

1 Analiza datelor de intrare;

2 Predimensionarea arborelui, rezultând astfel diametrul **d** al arborelui;

3 Alegerea materialului penei și stabilirea tensiunilor admisibile. Acum, cunoscându-se lățimea butucului care se montează pe arbore, rezultă, din motive constructive atât lungimea butucului roții **l_b** , cât și a tronsonului pe care se montează pana **l_{tr}** ;

4 Se alege secțiunea penei **$b \times h$** , în funcție de diametrul tronsonului pe care se montează (tabelul 4.3);

ASAMBLĂRI CU PENE PARALELE

Metodologia de calcul

5

Se determină lungimea de contact l_c (ținând seama de forma capetelor - **A**, **B** sau **C**) pornind de la lungimea standardizată l .

6

Se verifică pana la strivirea cu arborele: $\sigma_s = \frac{4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_c} \leq \sigma_{sa1i}$

7

Se verifică pana la strivirea cu butucul: $\sigma_s = \frac{4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_c} \leq \sigma_{sa2i}$

8

Se verifică pana la forfecare: $\tau_f = \frac{2 \cdot T}{b \cdot l \cdot d}$.

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Considerații generale

Asamblările cu caneluri (fig. 4.7) fac parte din categoria asamblărilor demontabile realizate prin formă. Se bazează pe existența unor proeminente pe suprafața exterioară a arborelui care alternează cu canale și care pătrund în canalele conjugate executate în butucul montat pe arbore. Ele sunt destinate transmiterii momentelor de torsiune permițând, dacă e necesar, deplasarea axială relativă a pieselor.



Fig. 4.7 Asamblări cu caneluri [20]

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Clasificare

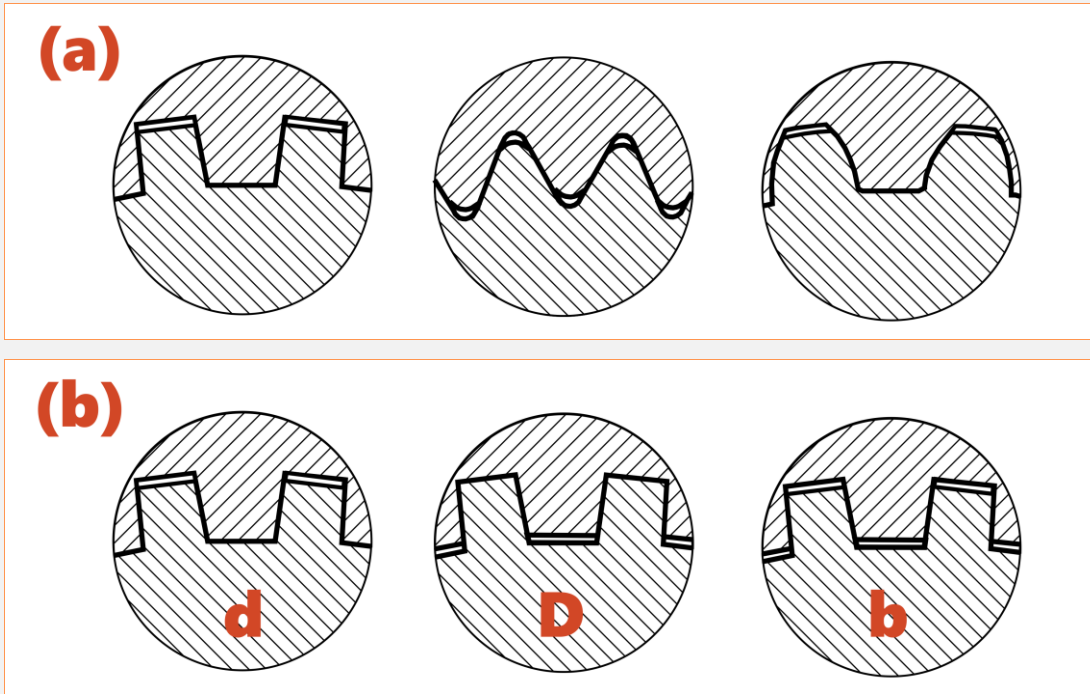


Fig. 4.8 Asamblări prin caneluri
(a) profiluri; (b) tipul centrării

Tabelul 4.4 Clasificarea asamblărilor cu caneluri

Criteriu	Tipul
Profilul canelurii	Dreptunghiulare
	Triunghiulare
	Evolventice
După felul centrării	Centrare pe diametrul interior
	Centrare pe diametrul exterior
	Centrare pe flancuri

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Serii de caneluri

1

Seria ușoară. Fără mobilitate axială;

2

Seria mijlocie. Se utilizează pentru realizarea asamblărilor fără mobilitatea axială, precum și în cazul celor mobile axial (cu cuplare în gol);

3

Seria grea. Se utilizează în toate cazurile.

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Serii de caneluri

Notare:

Arbore canelat / Butuc canelat	Simbolul tipului de centrare	Dimensiunile canelurii $z \times d \times D$
-----------------------------------	---------------------------------	---

Exemplu: pentru canelura $z \times d \times D$, seriile **ușoară**, **mijlocie** și **grea** simbolizarea este:

Seria UȘOARĂ: **Arbore canelat d - 8×32×36**

Seria MIJLOCIE: **Arbore canelat d - 8×32×38**

Seria GREA: **Arbore canelat d - 10×32×40**

Tabelul 4.5 Comparație privind momentul capabil

Seria	d	d	D	T_{cap} [N·mm]
Ușoară	8	32	36	$489,6 \cdot L \cdot \sigma_{sa}$
Mijlocie	8	32	38	$924 \cdot L \cdot \sigma_{sa}$
Grea	10	32	40	$1728 \cdot L \cdot \sigma_{sa}$

Valori comparative ale momentului capabil pentru seriile de caneluri date în tabelul 4.5:

Seria MIJLOCIE vs UȘOARĂ **88,7%**

Seria GREA vs MIJLOCIE **87%**

Seria GREA vs UȘOARĂ **253%**

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Tehnologia de prelucrare

A. Pentru arborii canelați

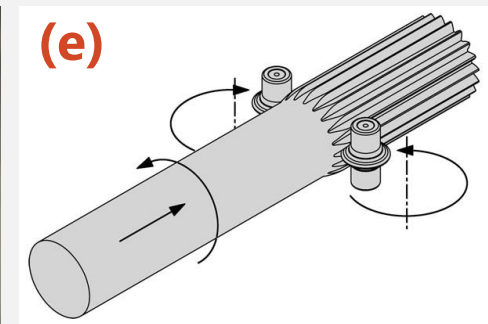
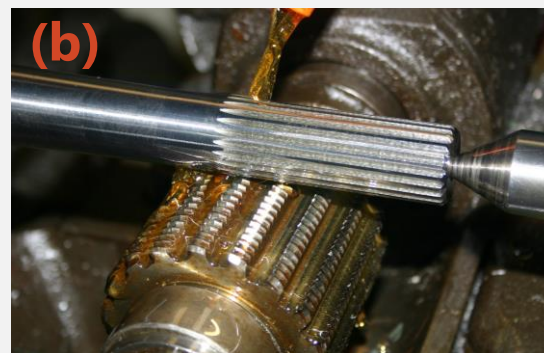
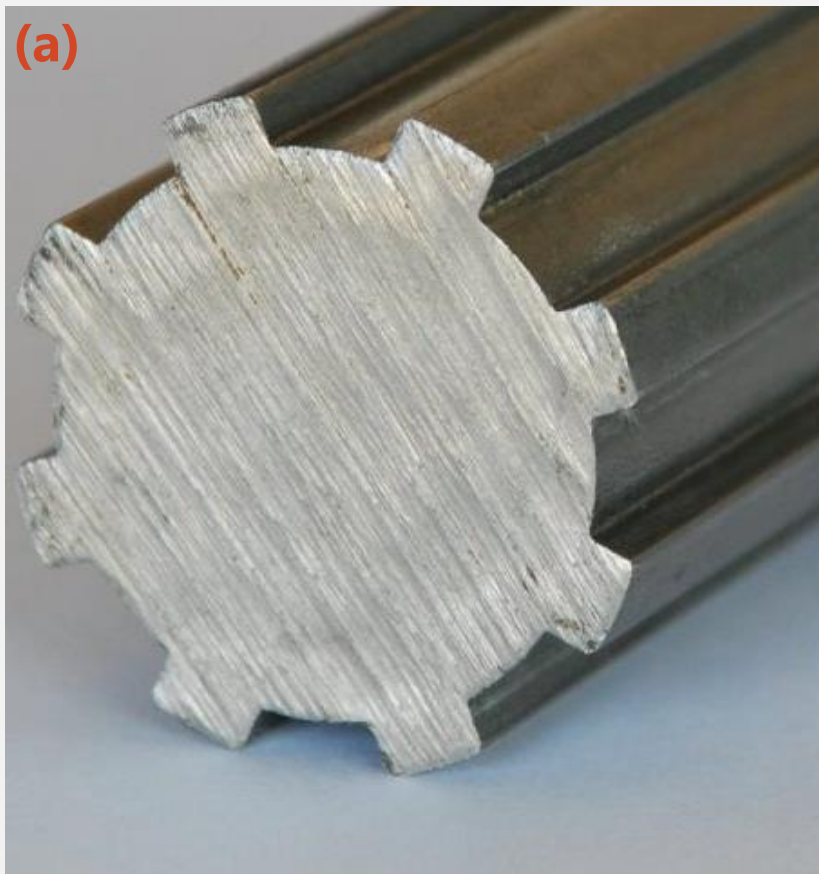


Fig. 4.9 Tehnologia de prelucrare a arborilor canelați
(b), (c), (d) frezare [21], [22], [23]; (e) formare axială la rece [24];

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Tehnologia de prelucrare

B. Pentru piesa conjugată

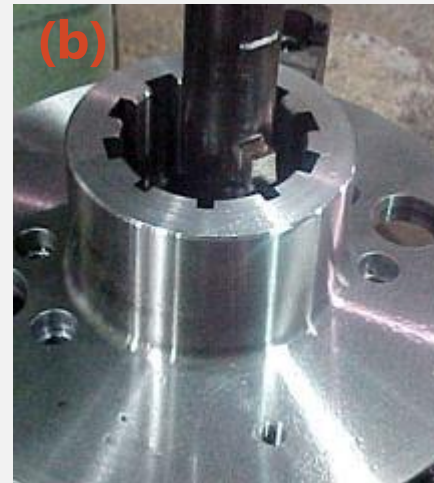
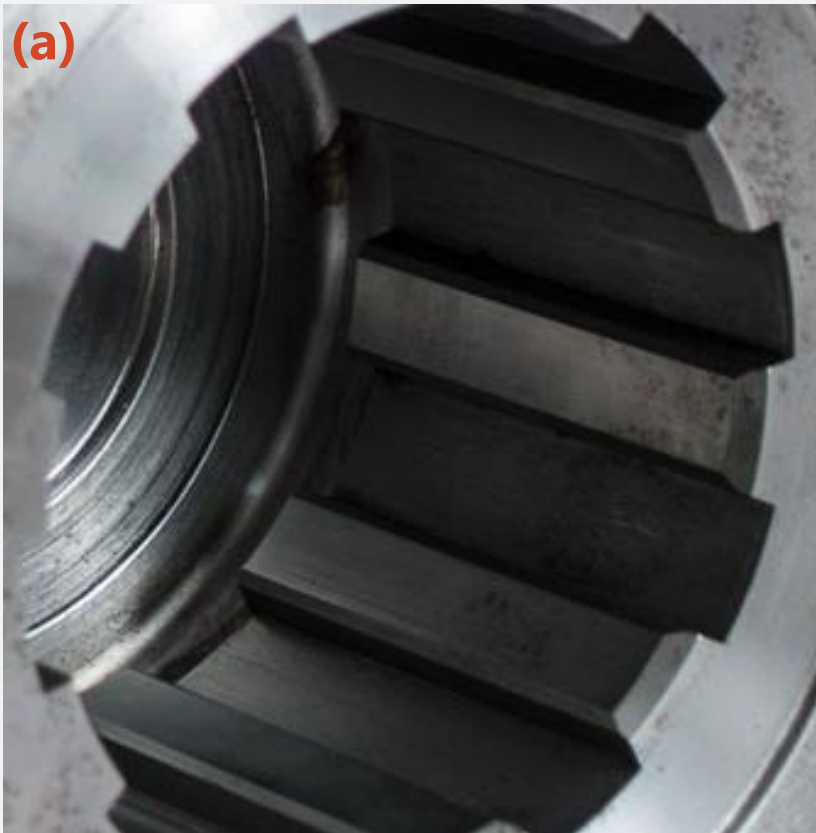


Fig. 4.10 Tehnologia de prelucrare a butucului
(b) mortezare [25]; (e) broșare [26];

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Neuniformitatea încărcării flancurilor

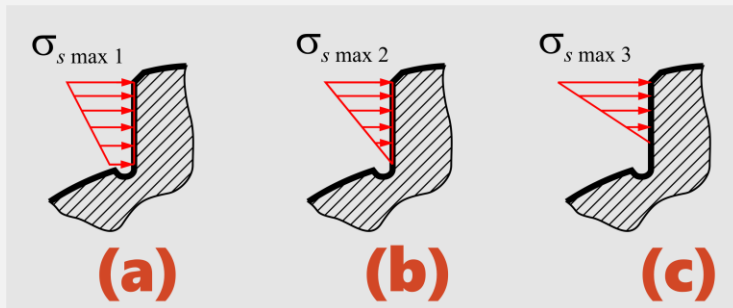
3 tipuri:

- a** Pe înălțimea flancului;
- b** Pe perechile de flancuri, în secțiune transversală;
- c** Pe lungimea canelurii.

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Neuniformitatea încărcării flancurilor

a. Pe înălțimea flancului



Relația dintre tensiunile maxime de strivire este:

$$\sigma_{s \max 1} < \sigma_{s \max 2} < \sigma_{s \max 3}$$

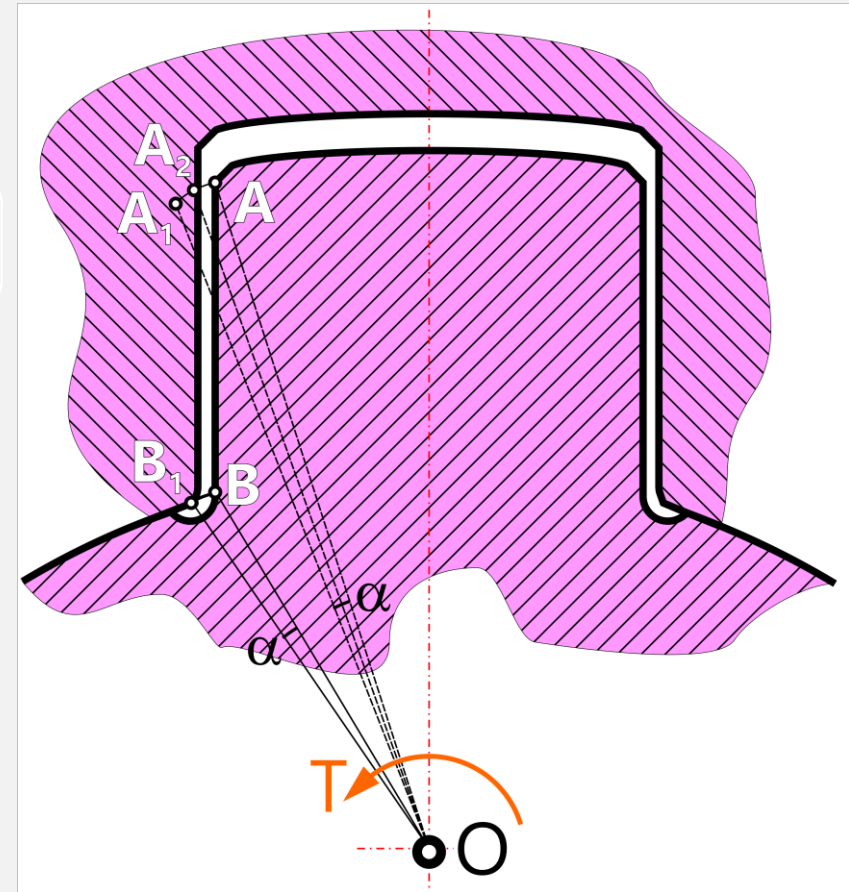


Fig. 4.11 Neuniformitatea încărcării pe înălțimea flancului

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Neuniformitatea încărcării flancurilor

b. Pe perechile de flancuri

Cauza neuniformității repartizării sarcinii pe flancuri este dată de abaterea pasului canelurilor.

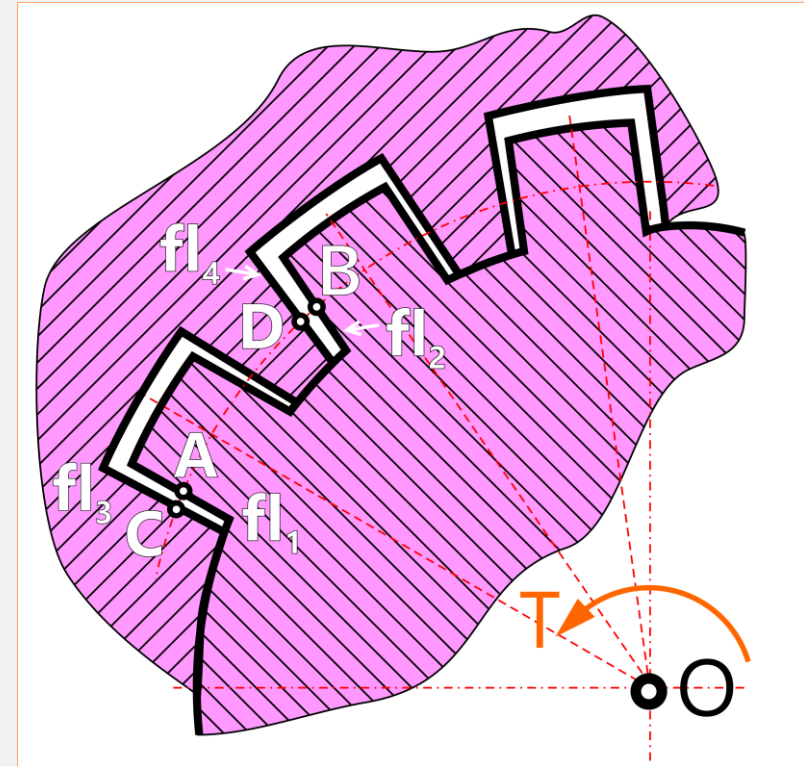


Fig. 4.12 Neuniformitatea încărcării flancurilor pe perechile de flancuri

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Neuniformitatea încărcării flancurilor

c. Pe lungimea canelurii

În cazul abaterii unghiulare de la paralelismul canelurii, la transmiterea momentului de torsiune T se poate observa că mai întâi zona **A** corespunzătoare arborelui va intra în contact cu zona **B** a butucului, înainte ca zonele **C** și **D** să intre în contact. În urma deformării canelurilor se va realiza contactul pe întregul flanc, rezultând astfel o distribuție neuniformă a tensiunii de strivire.

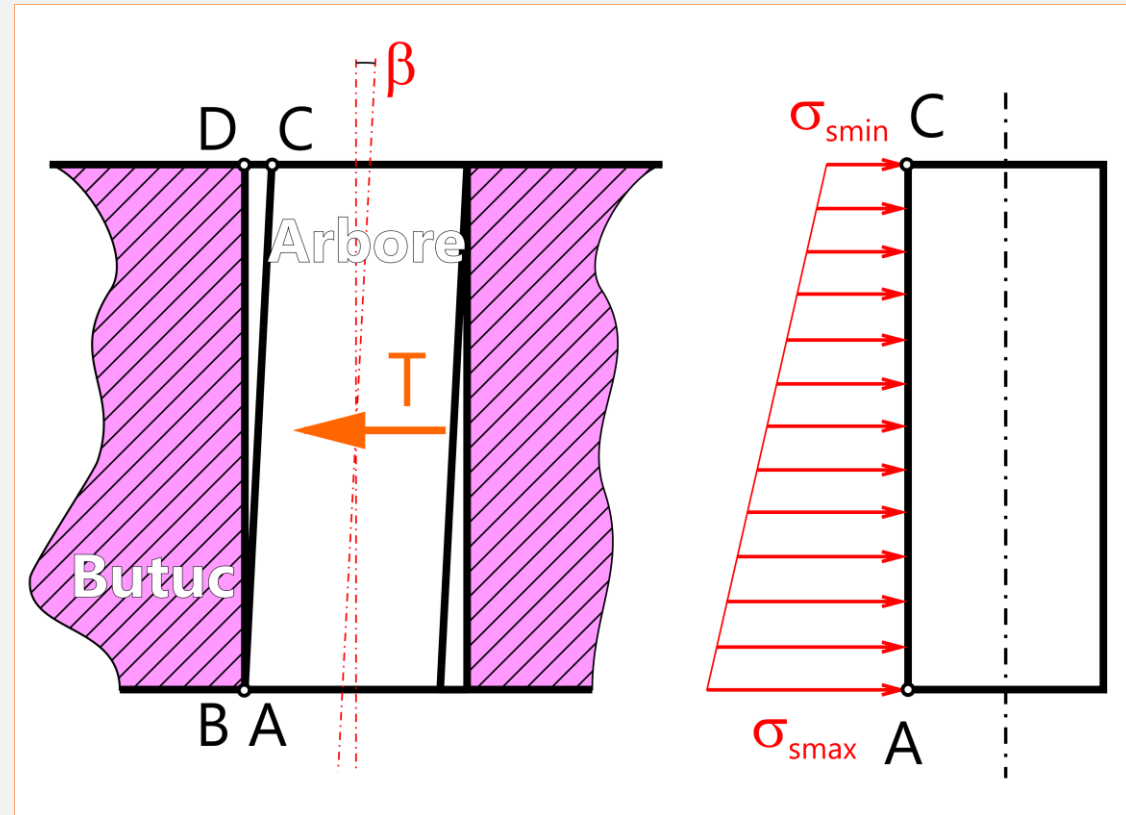


Fig. 4.13 Neuniformitatea încărcării pe lungimea canelurii

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Material

Tabelul 4.6 Oțeluri pentru arbori canelați - compoziție chimică (selectie)(după [8])

Simbolul oțelului	Compoziția chimică [%]							Rezistența la rupere R_m , [MPa]
	C	Cr	Mn	Mo	Si	Ni	V	
2C45	0,45	max 0,4	0,65	max 0,1	max 0,4	-	-	700-800 (d<16 mm) 650-800 (16≤d≤40 mm) 630-780 (40≤d≤100 mm)
2C60	0,6	-	0,75	-	max 0,4	-	-	850-1000 (d<16 mm) 800-950 (16≤d≤40 mm) 750-900 (40≤d≤100 mm)
18CrMo4	0,18	1	0,75	0,2	max 0,4	-	-	1100
41Cr4	0,41	1	0,75	-	max 0,4	-	-	1000-120 (d<16 mm) 900-1100 (16≤d≤40 mm) 800-950 (40≤d≤100 mm)
42CrMo4	0,42	1	0,85	0,25	0,25	-	-	1100-1300 (d<16 mm) 1000-1200 (16≤d≤40)
51CrV4	0,51	1	0,9	-	max 0,4	-	0,1...0,25	900-1100 (40≤d≤100 mm) 1100-1300 (d<16 mm) 1000-1200 (16≤d≤40) 900-1100 (40≤d≤100 mm)

Tabelul 4.7 Rezistențe admisibile(după [8])

Tipul asamblării	Condiții de exploatare	Tensiunea admisibilă σ_{sav} , [MPa]
Asamblări fără mobilitate axială	Ușoare	80 - 150
	Mijlocii	60 - 100
	Grele	40 - 70
Piesa montată pe arbore se deplasează axial în gol (fără sarcină)	Ușoare	30 - 50
	Mijlocii	20 - 40
	Grele	15 - 30
Piesa montată pe arbore se deplasează axial sub sarcină	Ușoare	10 - 20
	Mijlocii	5 - 15
	Grele	3 - 10

Valorile din tabelul 4.7 sunt valabile pentru un oțel "etalon", care are rezistența de rupere $R_m \text{ etalon} = 1000 \text{ MPa}$. În cazul oțelurilor la care $R_m \neq R_m \text{ etalon}$, valorile din tabelul 4.7 se înmulțesc cu raportul $R_m / R_m \text{ etalon}$. Bineînțeles că pentru R_m se ia valoarea care corespunde piesei asamblării care are rezistența de rupere cea mai mică.

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Elemente de calcul

Ipoteze de calcul

- a** Presiunea de contact din asamblare se repartizează uniform pe flancurile canelurilor;
- b** Datorită impreciziilor de execuție, nu se poate realiza o distribuție uniformă a sarcinii pe toate proeminențele, fiind necesară introducerea unui coeficient de corecție, denumit **coeficient de reducere a suprafeței portante** ($k = 0,75 - 75\%$ din caneluri preiau sarcina).

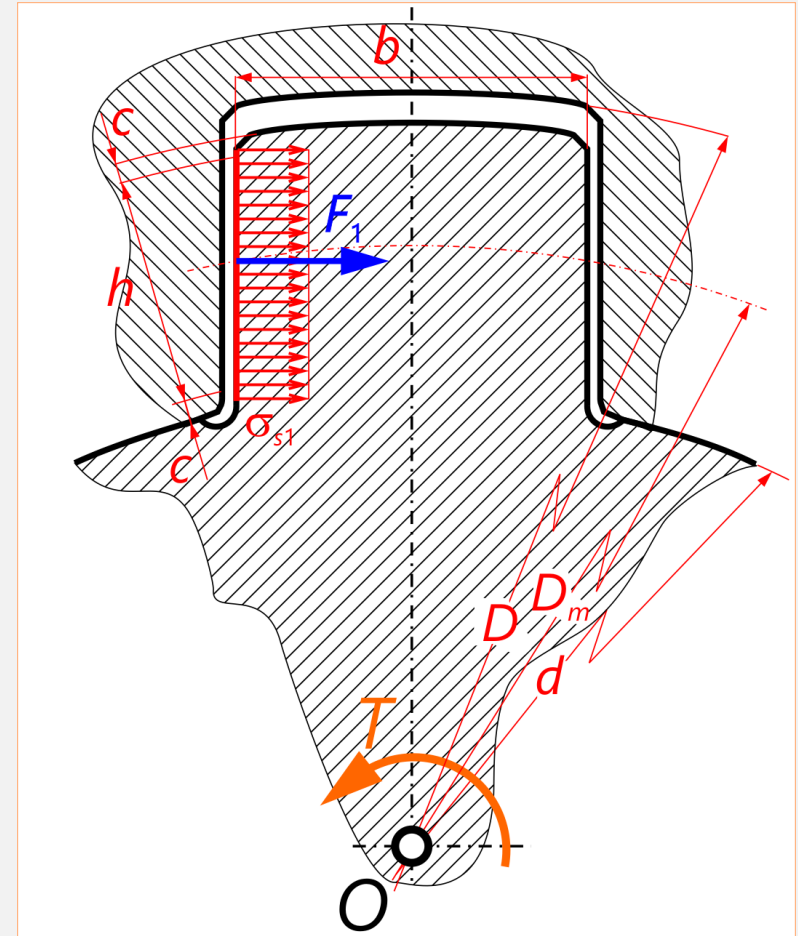


Fig. 4.14 Asamblări cu caneluri. Schema de calcul

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Elemente de calcul

$$\sigma_s = \frac{F_1}{h \cdot L}$$

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot c$$

$$\sum T = 0; \quad T - F_1 \cdot \frac{D_m}{2} \cdot z = 0 \rightarrow F_1 = \frac{2 \cdot T}{D_m \cdot z}$$

Dar:

$$D_m = \frac{D + d}{2}$$

$$\sigma_s = \frac{4 \cdot T}{k \cdot (D + d) \cdot z \cdot L \cdot \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot c \right)} \leq \sigma_{sa}$$

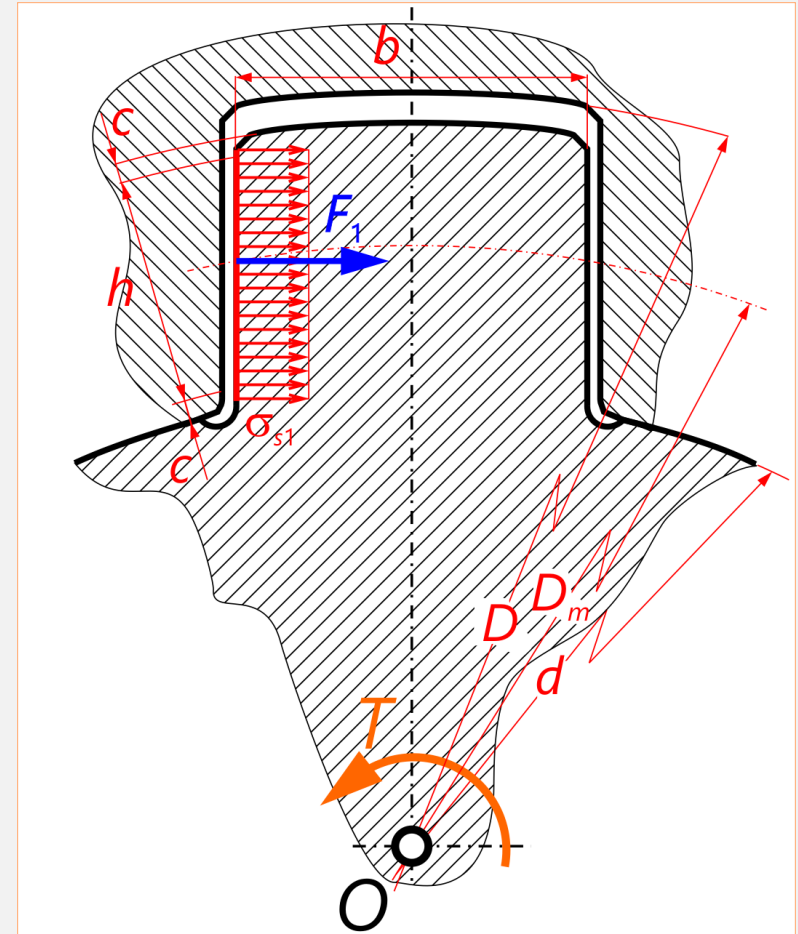


Fig. 4.14 Asamblări cu caneluri. Schema de calcul

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Metodologia de calcul

1

Analiza datelor de intrare (**tipul asamblării** - *fixă sau mobilă*; **modul de cuplare** - *în gol sau în sarcină*; **condițiile de lucru**);

2

Alegerea materialului arborelui. Predimensionarea arborelui, rezultând astfel diametrul **d** al arborelui;

3

Alegerea seriei canelurii (**tabelul 4.6, 4.7 sau 4.8**). Se cunoasc acum dimensiunile **d, D, z** și **c**;

4

Se verifică arborele canelat la strivire.

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Metodologia de calcul

Tabelul 4.8 Seria **ușoară** - dimensiuni (selecție)

Dimensiuni $z \times d \times D \times b$	z	Centrare		d	D	b	d ₁ min	f min	c		r max		
		Tip	Simbol						nominal	abateri			
6×23×26×6	6	Inte- rioară	d	23	26	6	22,1	3,54	0,3		0,2		
6×26×30×6				26	30	6	24,6	3,85					
6×28×32×7				28	32	7	26,7	4,03					
8×32×36×6				32	36	6	30,4	2,71				+0,2 0	
8×36×40×7				36	40	7	34,5	3,46					
8×42×46×8	8	Inte- rioară sau pe flancuri	d sau b	42	46	8	40,4	5,03	0,4		0,3		
8×46×50×9				46	50	9	44,6	5,75					
8×52×58×10				52	58	10	49,7	4,89					
8×56×62×10				56	62	10	53,6	6,38					
8×62×68×12				62	68	12	59,8	7,31					
10×72×78×12				72	78	12	69,6	5,45				0,5	+0,3 0
10×82×88×12				82	88	12	79,3	8,62					
10×92×98×14				92	98	14	89,4	10,08					
10×102×108×16	102	108	16	99,9	11,49								
10×112×120×18	10			112	120	18	108,8	10,72					

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Metodologia de calcul

Tabelul 4.9 Seria **mijlocie** – dimensiuni (selecție)

Dimensiuni $z \times d \times D \times b$	z	Centrare		d	D	b	d_1 min	f min	c nominal	r max	
		Tip	Simbol								c abateri
6×11×14×3	6	Exte- rioară	D	11	14	3,0	9,9	-	0,3	0,2	
6×13×16×3,5				13	16	3,5	12,0				
6×16×20×4				16	20	4,0	14,5				
6×18×22×5				18	22	5,0	16,7				
6×21×25×5				21	25	5,0	19,5				1,95
6×23×28×6		Inte- rioară	d	23	28	6,0	21,3	1,84	+0,2 0		
6×26×32×6				26	32	6,0	23,4	1,65			
6×28×34×7				28	34	7,0	25,9	1,70			
8×32×38×6				32	38	6,0	29,4	-		0,4	0,3
8×36×42×7				36	42	7,0	33,5	1,02			
8×42×48×8	42	48	8,0	39,5	2,57						
8×46×54×9	8	Inte- rioară sau pe flancuri	d sau b	46	54	9,0	42,7	-			
8×52×60×10				52	60	10,0	48,7	2,44			
8×56×65×10				56	65	10,0	52,2	2,50			
8×62×72×12				62	72	12,0	57,8	2,40	0,5	+0,3 0	0,5
10×72×82×12				72	82	12,0	67,4	-			
10×82×92×12	10			82	92	12,0	77,1	3,00			
10×92×102×14				92	102	14,0	87,3	4,50			

ASAMBLĂRI CU CANELURI

Metodologia de calcul

Tabelul 4.10 Seria **grea** - dimensiuni (selecție)

Dimensiuni $z \times d \times D \times b$	z	Centrare		d	D	b	d ₁ min	c		r max
		Tip	Simbol					nominal	abateri	
10×16×20×2,5	10	Inte- rioară sau pe flancuri	<i>d</i> sau <i>b</i>	16	20	2,5	14,1	+0,2 0	0,2	0,2
10×18×23×3				18	23	3,0	15,6			
10×21×26×3				21	26	3,0	18,5			
10×23×29×4				23	29	4,0	20,3			
10×26×32×4				26	32	4,0	23,0			
10×28×35×4				28	35	4,0	24,4			
10×32×40×5				32	40	5,0	28,0			
10×36×45×5				36	45	5,0	31,3			
10×42×52×6				42	52	6,0	36,9			
10×46×56×7				46	56	7,0	40,9			
16×52×60×5	16	Pe flancuri	<i>b</i>	52	60	5,0	47,0	+0,3 0	0,5	0,5
16×56×65×5				56	65	5,0	50,6			
16×62×72×6				62	72	6,0	56,9			
16×72×82×7				72	82	7,0	65,0			
20×82×92×6				82	92	6,0	75,6			
20×92×102×7	20			92	102	7,0	85,5			
20×102×115×8				102	115	8,0	94,0			
20×112×125×9				112	125	9,0	104,0			

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. În funcție de modul de realizare a asamblării, penele se pot monta:
2. După forma capetelor, penele paralele se clasifică astfel:
3. În cazul penei forma **C**, lungimea de calcul este:
4. Care este relația de calcul pentru tensiunea de strivire a penei?
5. Dar expresia tensiunii de forfecare?
6. Se consideră **3** asamblări cu pene paralele (forma **A**, **B** și **C**). În ce situație pana va transmite momentul maxim?
7. Enumerați **două** procedee tehnologice de prelucrare a arborilor canelați?
8. Care dintre următoarele procedee tehnologice **nu** se folosesc pentru prelucrarea piesei conjugate arborelui (butucul): strunjirea, frezarea, mortezarea sau broșarea?
9. Coeficientul **k**, din relația de verificare la strivire a asamblărilor cu caneluri are semnificația:
10. Centrarea asamblărilor canelate se realizează pe:

ASAMBLĂRI ARBORE-BUTUC: ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE (SERAJE)

Conținut:

A Asamblări cu strângere proprie

- A.1 Considerații generale. Aplicații
- A.2 Dependența dintre strângere și presiunea de contact
- A.3 Presiunea de contact / strângerea minimă / maximă în timpul funcționării.;
- A.4 Strângerea efectivă din timpul funcționării. Strângerea corectată ;
- A.5 Alegerea ajustajului standardizat. Strângerile minime și maxime efective.

Întrebări recapitulative

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Considerații generale

Sunt asamblări demontabile realizate prin apăsarea reciprocă a pieselor pe suprafața lor de contact, folosind numai diferențele de dimensiuni aferente ajustajelor cu strângere fără nici un alt element suplimentar [8].

Forța normală (radială) necesară pentru transmiterea momentului de torsiune, fără patinare se obține prin asigurarea unui ajustaj cu strângere între arbore și butuc, de obicei în sistemul alezaj unitar.

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Considerații generale

Avantaje:

- a** Realizare simplă. Asamblarea este alcătuită din două elemente;
- b** Capacitatea portantă mare;
- c** Utilizarea rațională a materialelor;
- d** Posibilitatea realizării unor ansamble complexe cu soluții simple.

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Aplicații

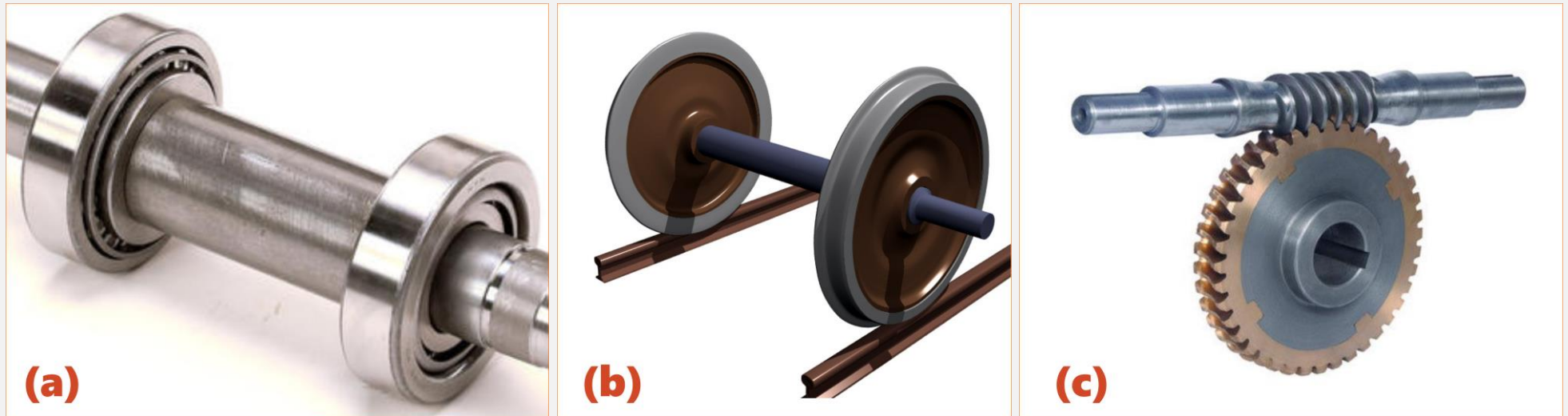


Fig. 5.1 Asamblare cu strângere proprie
(a) montaj cu rulmenți; (b) roata și osia de vagon; (c) angrenaj melcat

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Dependența dintre strângere și presiunea de contact

Expresia strângerii este [7]:

$$S = d_b - d_a < 0$$

$$S = |S| = d_a - d_b$$

$$\begin{aligned} S &= d_a - d_b = (d + \Delta a) - (d - \Delta b) \\ &= \Delta a + \Delta b \end{aligned}$$

Dar, deformațiile radiale se determină cu relațiile lui Lamé [8]:

$$\Delta a = d \cdot p \cdot \frac{K_a}{E_a} \cdot 10^3$$

$$\Delta b = d \cdot p \cdot \frac{K_b}{E_b} \cdot 10^3$$

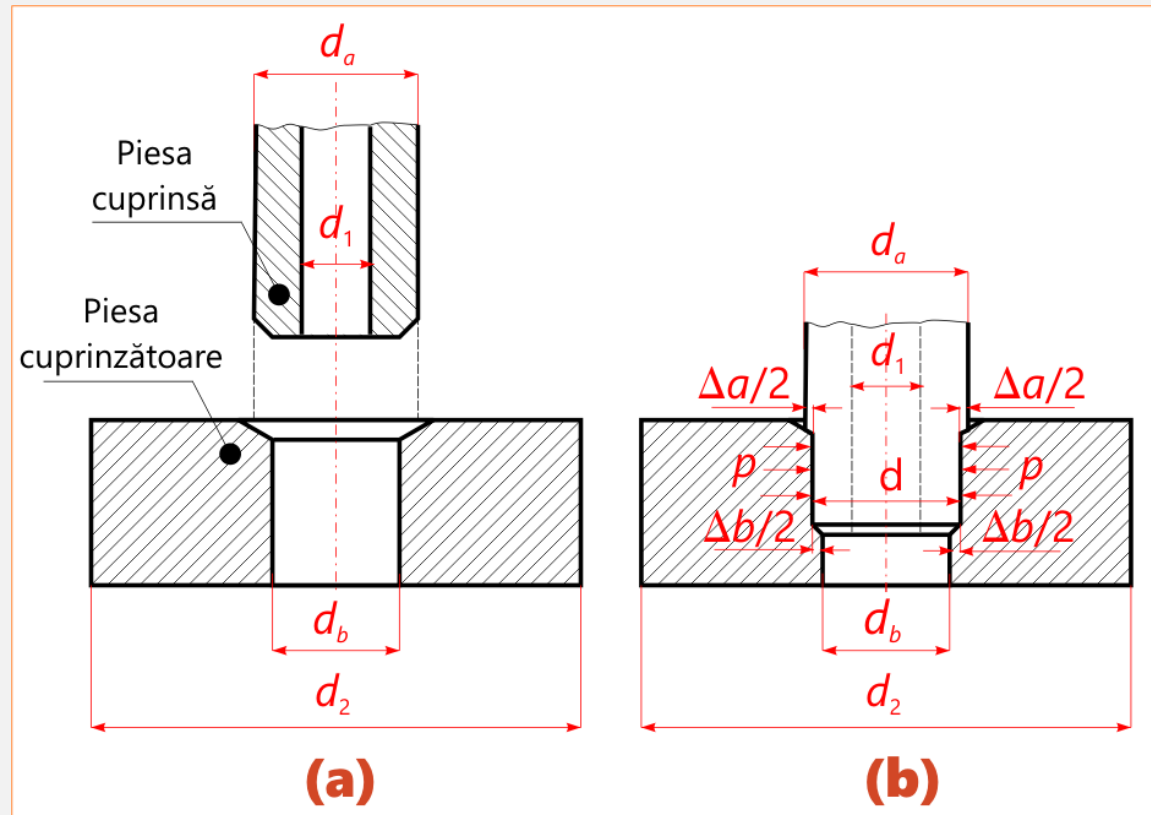


Fig. 5.2 Asamblare cu strângere proprie
(a) înainte de presare; (b) secțiune transversală prin asamblare

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Dependența dintre strângere și presiunea de contact

În care [7]:

$$K_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_a \quad K_b = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_b$$

$$\begin{aligned} S &= d_a - d_b = \Delta a + \Delta b = \\ &= p \cdot \frac{K_a}{E_a} \cdot d \cdot 10^3 + p \cdot \frac{K_b}{E_b} \cdot d \cdot 10^3 = \\ &= p \cdot d \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) \end{aligned}$$

$$p = \frac{10^{-3} \cdot S}{d \cdot \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right)}$$

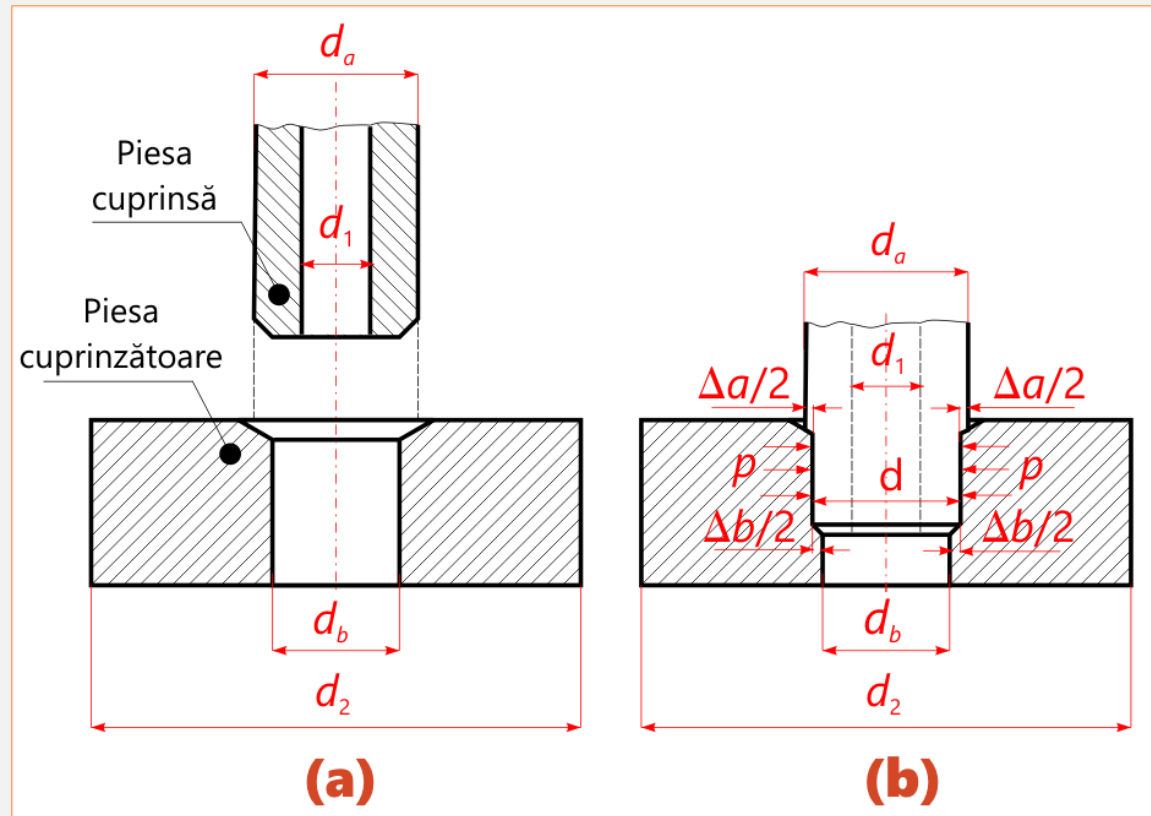




Fig. 5.2 Asamblare cu strângere proprie
(a) înainte de presare; (b) secțiune transversală prin asamblare

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Dependența dintre strângere și presiunea de contact

Două situații extreme care trebuie evitate:

-  Patinarea pieselor presate;
-  Distrugerea pieselor asamblate din cauza strângerii prea mari.

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Presiunea de contact / strângerea minimă în timpul funcționării.

A. Asamblarea transmite o forță axială

Condiția de funcționare a asamblării (fig. 5.3) este:

$$F_f \geq F_a$$

Forța de frecare este [7]:

$$F_f = \underbrace{\mu \cdot F_n}_{p \geq \frac{F_a}{\pi \cdot \mu \cdot d \cdot l}} = \mu \cdot \pi \cdot p \cdot d \cdot l$$

$$p_{\min}^{\text{funct}} \geq \frac{F_a}{\pi \cdot \mu \cdot d \cdot l}$$

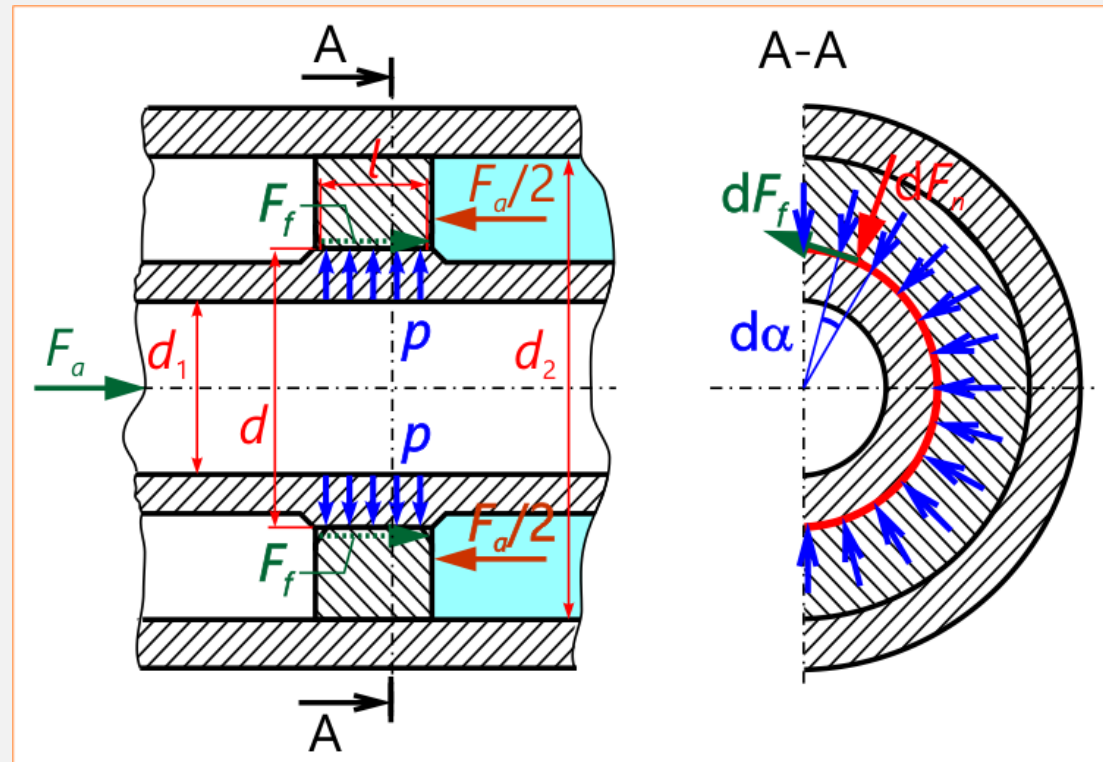


Fig. 5.3 Asamblare cu strângere proprie. Piston - cilindru

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Presiunea de contact / strângerea minimă în timpul funcționării.

B. Asamblarea transmite un moment de torsiune

Condiția de funcționare a asamblării (fig. 5.4) este:

$$T_f \geq T$$

Momentul de frecare este [7]:

$$T_f = F_f \cdot \frac{d}{2} = \mu \cdot F_n \cdot \frac{d}{2} = \mu \cdot \pi \cdot p \cdot d \cdot \frac{d}{2} \cdot l$$
$$p \geq \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot \mu \cdot d^2 \cdot l}$$

$$p_{\min}^{\text{funct}} \geq \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot \mu \cdot d^2 \cdot l}$$

$$S_{\min}^{\text{funct}} = p_{\min}^{\text{funct}} \cdot d \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right)$$

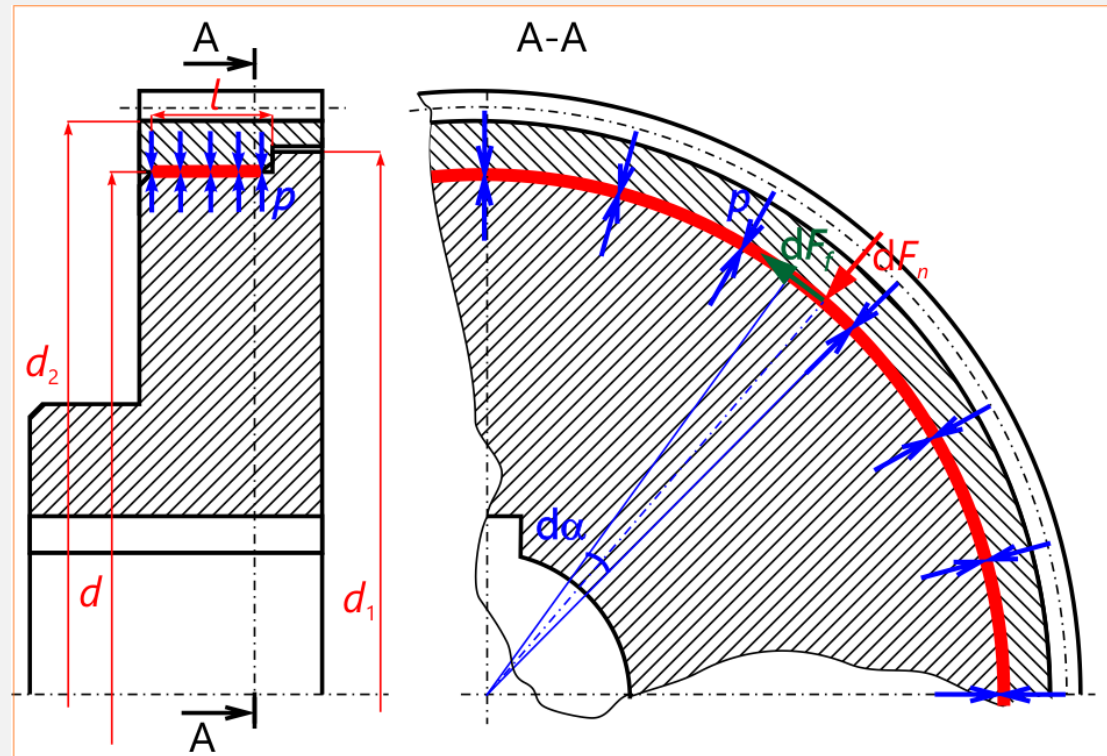


Fig. 5.4 Asamblare cu strângere proprie. Coroana unei roți melcate

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Presiunea de contact / strângerea maximă în timpul funcționării.

Valorile maxime permise ale presiunilor dintr-o asamblare presată (după Bauschinger) sunt [7]:

$$\left. \begin{aligned} p_{lim, max-a}^{func} &= \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_{critic}^a}{c} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] \\ p_{lim, max-b}^{func} &= \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_{critic}^b}{c} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] \end{aligned} \right\} p_{max-a}^{func} = \min\{p_{lim, max-a}^{func}; p_{lim, max-b}^{func}\}$$

unde: σ_{critic}^a - tensiunea critică pentru materialul arborelui, în MPa (ea este rezistența de rupere pentru materiale fragile și limita de curgere pentru celelalte);
 σ_{critic}^b - tensiunea critică pentru materialul butucului, în MPa (este rezistența de rupere pentru materiale fragile și limita de curgere pentru celelalte); c - coeficient de siguranță, cu valoarea $c = 1,25$.

$$S_{max}^{func} = p_{max}^{func} \cdot d \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right)$$

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Strângerea efectivă din timpul funcționării. Strângerea corectată

1

Corecția care ține seama de rugozitatea suprafețelor conjugate pe care are loc presarea:

$$C_r = 5,5 \cdot (R_a^a + R_a^b) = 1,2 \cdot (R_z^a + R_z^b)$$

2

Corecția care ține seama de temperatură:

Dacă: $\alpha_b > \alpha_a$

$$C_t = \Delta d_b - \Delta d_a = [\alpha_b \cdot d \cdot (t - t_0) - \alpha_a \cdot d \cdot (t - t_0)] \cdot 10^3 = (\alpha_b - \alpha_a) \cdot d \cdot (t - t_0) \cdot 10^3$$

Dacă: $\alpha_a > \alpha_b$

$$C_t = \Delta d_a - \Delta d_b = [\alpha_a \cdot d \cdot (t - t_0) - \alpha_b \cdot d \cdot (t - t_0)] \cdot 10^3 = (\alpha_a - \alpha_b) \cdot d \cdot (t - t_0) \cdot 10^3$$

3

Corecția care ține seama de turație:

$$C_n = \frac{10^{-9}}{16} \cdot \frac{\rho}{E} \cdot \omega^2 \cdot d \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot (3 + \nu)$$

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Strângerea efectivă din timpul funcționării. Strângerea corectată

1

Se cunosc: S_{\min}^{funct} , respectiv S_{\max}^{funct} ;

2

Micșorarea strângerii se datorează, pe de o parte **deteriorării asperităților** (caz în care strângerea se micșorează cu cantitatea C_r), iar pe de altă parte datorită **dilatării inegale a celor două piese** (strângerea se va micșora cu cantitatea C_t);

3

$$S^{\text{cor}} = S^{\text{funct}} + C_r \pm C_t + C_n \begin{cases} S_{\min}^{\text{cor}} = S_{\min}^{\text{funct}} + C_r \pm C_t + C_n \\ S_{\max}^{\text{cor}} = S_{\max}^{\text{funct}} + C_r \pm C_t + C_n \end{cases}$$

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PROPRIE

Alegerea ajustajului standardizat. Strângerile minime și maxime efective.

Un ajustaj ales corect trebuie să îndeplinească următoarele **două condiții** (în vederea împiedicării patinării pieselor, respectiv pentru evitarea deteriorării suprafețelor în contact) [7]:

$$\mathbf{a} \quad S_{\min}^{aj} > S_{\min}^{\text{cor}}$$

$$\mathbf{b} \quad S_{\max}^{aj} < S_{\min}^{\text{cor}}$$

Acum, cunoscându-se valorile **strângerilor minime și maxime** pentru alezajul ales se pot determina **strângerilor minime și maxime efective**. Relațiile de calcul sunt [7]:

$$S_{\min, \text{ef}}^{\text{funct}} = S_{\min}^{aj} - C_r \mp C_t + C_n$$

$$S_{\max, \text{ef}}^{\text{funct}} = S_{\max}^{aj} - C_r \mp C_t + C_n$$

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Expresia de calcul a strângerii este:
2. Unitatea de măsură pentru strângere este:
3. Presiunea de contact minimă necesară în timpul funcționării pentru transmiterea unei forțe axiale este:
4. Dar în cazul în care se urmărește transmiterea unui moment de torsiune?
5. Presiunea maximă în timpul funcționării este?
6. Cum se numesc mărimile notate cu Δa , respectiv Δb ?
7. Enumerați **două** avantaje ale asamblărilor cu strângere proprie în comparație cu asamblările cu caneluri.
8. Care este denumirea mărimii ν_a .
9. Dar unitatea de măsură?
10. Pentru ce tip de material tensiunea critică este rezistența de rupere?

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PE CON. ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI

Conținut:

A Asamblări cu strângere pe con

- A.1 Considerații generale. Clasificare. Procedee tehnologice
- A.2 Materiale. Calculul asamblărilor cu strângere pe con

B Asamblări cu strângere datorită formei

- B.1 Introducere. Funcționare. Clasificare. Tehnologie
- B.2 Alegerea dispozitivelor TRANTORQUE GT, respectiv B-LOC

Întrebări recapitulative

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PE CON

Introducere.

Forța normală (radială) necesară pentru asigurarea transmiterii momentului de torsiune, fără patinare este realizată prin exercitarea unei forțe axiale cu ajutorul unei piulițe (fig. 6.1).

Se utilizează pentru fixarea pe capetele arborilor a unor roți, discuri sau scule (freze sau burghie). Centrarea obținută la asamblarea pe con este deosebit de bună, iar montarea și demontarea sunt facile.

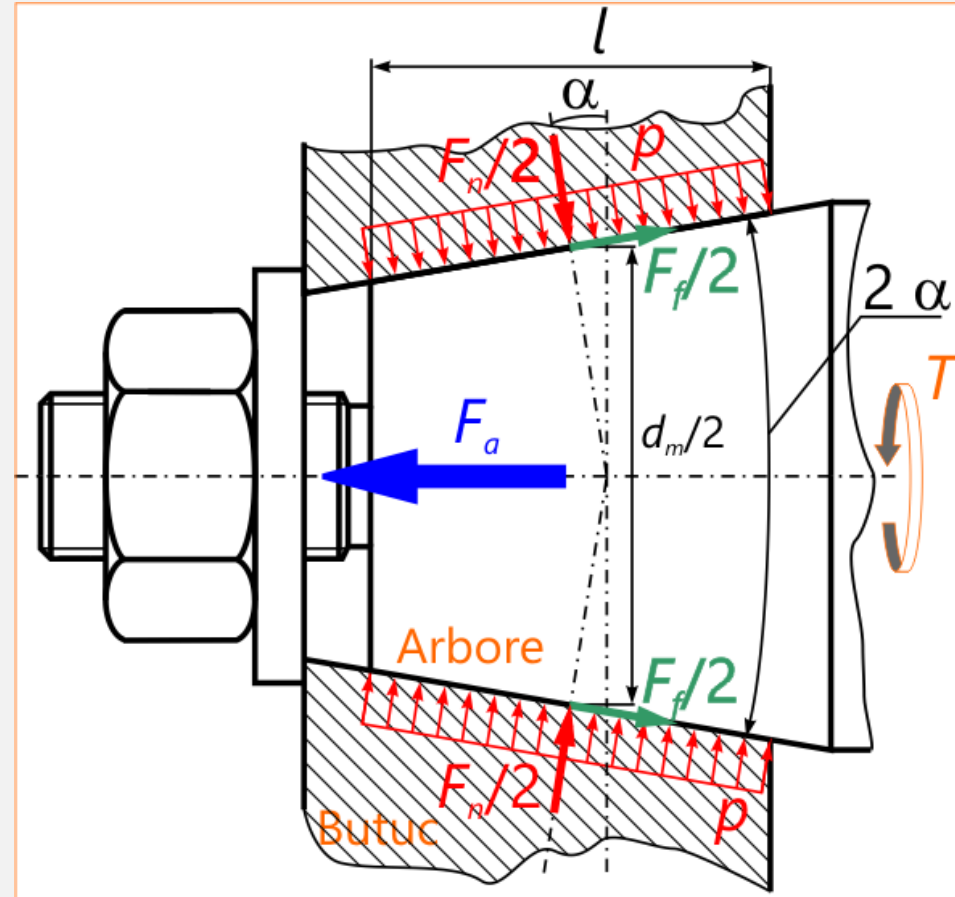


Fig. 6.1 Asamblări cu strângere pe con, după [27]

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PE CON

Considerații generale

Caracteristici:

- a** Fixarea pe capetele de arbore a unor roți de curea, de lanț etc.;
- b** În cazul mașinilor-unelte - la montarea capetelor portsculă;
- c** Etanșare - în cazul robinetelor cu cep.

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PE CON

Unghiuri de conuri și conicități normale

Expresia conicității (fig. 6.1) este [7]:

$$C = \frac{D - d}{L} = 2 \cdot \tan \frac{\alpha}{2}$$

$$C = 1:N \quad (N = 3, 5, 10, 20 \dots)$$

$$C = \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot \tan \frac{\alpha}{2}}} = 1: \frac{1}{2 \cdot \tan \frac{\alpha}{2}}$$

$$\alpha = 2 \cdot \operatorname{atan} \frac{C}{2}$$

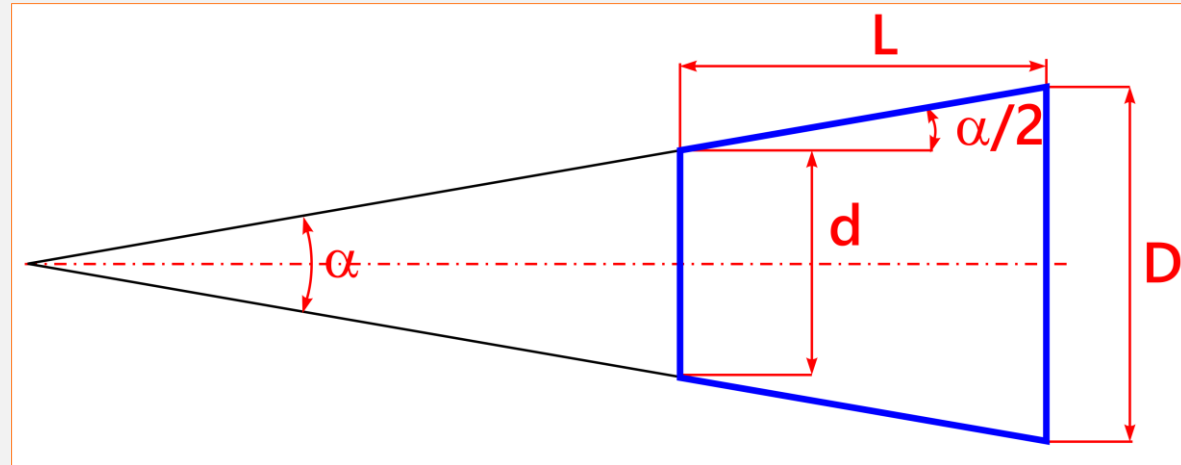


Fig. 6.2 Conicitatea, după [7]

Unghiul, α [grade]	Conicitatea C
120	1: 0,288
90	1: 0,5
75	1: 0,651
60	1: 0,866
45	1: 1,207
30	1: 1,866

Tabelul 6.1
Conicități (după [7])

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PE CON

Unghiuri de conuri și conicități normale

Tabelul 6.2 Conicități normale de uz general - selecție (după [7])

Valori		Unghiul conului, α [grade]	
Șirul 1	Șirul 2	Șirul 1	Șirul 2
1 : 3	-	18°55'28,7" (18,924644 ⁰)	-
-	1 : 4	-	14°15'0,1" (14,250033 ⁰)
1 : 5	-	11°25'16,3" (11,421186 ⁰)	-
-	1 : 6	-	9°31'38,2" (9,527283 ⁰)
-	1 : 7	-	8°10'16,4" (8,171234 ⁰)
-	1 : 8	-	7°09,9'6" (7,152669 ⁰)
1 : 10	-	5°43'29,3" (5,724810 ⁰)	-
-	1 : 12	-	4°46'18,8" (4,771888 ⁰)
-	1 : 15	-	3°49'5,9" (3,818305 ⁰)
1 : 20	-	2°51'51,1" (2,864192 ⁰)	-
-	1 : 30	-	1°54'34,9" (1,909682 ⁰)
1 : 50	-	1°08'45,2" (1,145877 ⁰)	-

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PE CON

Unghiuri de conuri și conicități normale

Ipoteze de calcul:

- a** Presiunea este distribuită uniform;
- b** Forțele sunt concentrate la nivelul diametrului d_m .

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PE CON

Unghiuri de conuri și conicități normale

Schema de calcul este dată în fig. 6.3. Pentru ca o astfel de asamblare să fie capabilă să preia un moment de torsiune trebuie îndeplinită condiția:

$$T \leq T_f \text{ sau } c \cdot T \leq T_f$$

unde:

$$T_f = \frac{F_f \cdot d_m}{2} = \frac{\mu \cdot F_n \cdot d_m}{2} \rightarrow F_n = \frac{2 \cdot c \cdot T}{\mu \cdot d_m}$$

în care: $d_m = \frac{D + d}{2}$

$$F_{aP} = F_n \cdot (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha) = F_n \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} = \frac{2 \cdot T \cdot c \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{d_m \cdot \cos \varphi}$$

forța axială necesară asigurării presiunii superficiale.

în care: $\varphi = \text{atan}(\mu)$

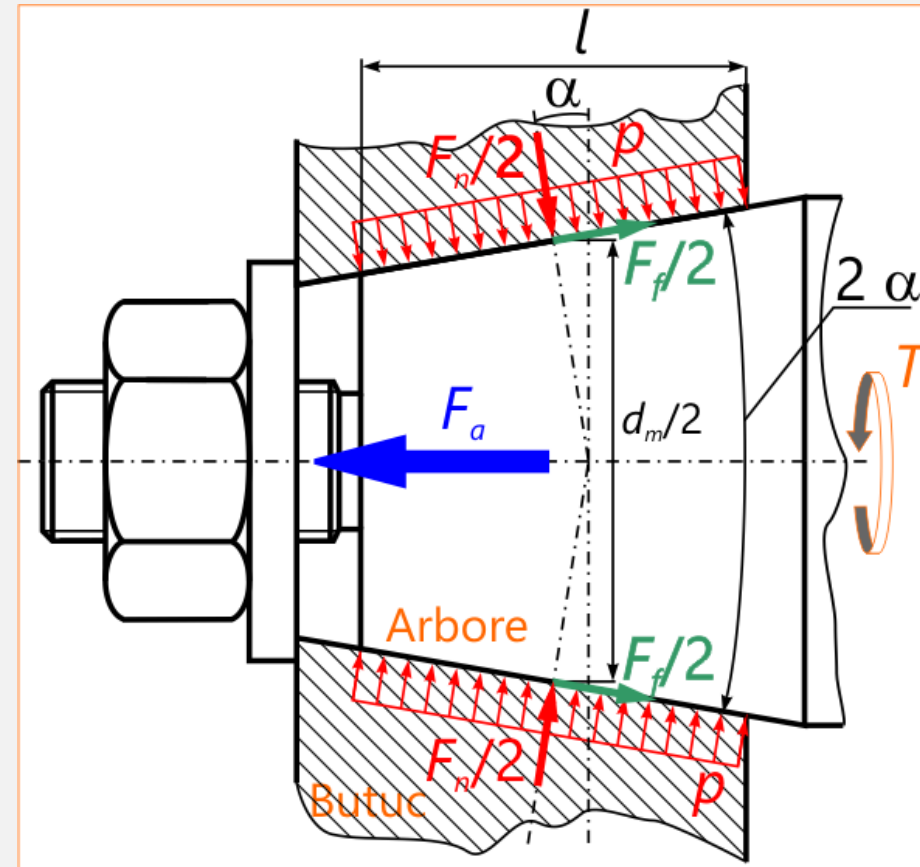


Fig. 6.3 Asamblare cu strângere pe con, după [27]

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE PE CON

Unghiuri de conuri și conicități normale

Presiunea superficială minimă este:

$$\sigma_s = \frac{2 \cdot c \cdot T}{\mu \cdot \pi \cdot l \cdot d_m^2} \leq \sigma_{as}$$

de unde:

$$l_{nec} = \frac{F_n}{\pi \cdot d_m \cdot \sigma_{as}}$$

$$F_{aD} = \frac{2 \cdot T \cdot c \cdot \sin(\varphi - \alpha)}{d_m \cdot \cos\varphi} \quad \text{forța axială de depresare}$$

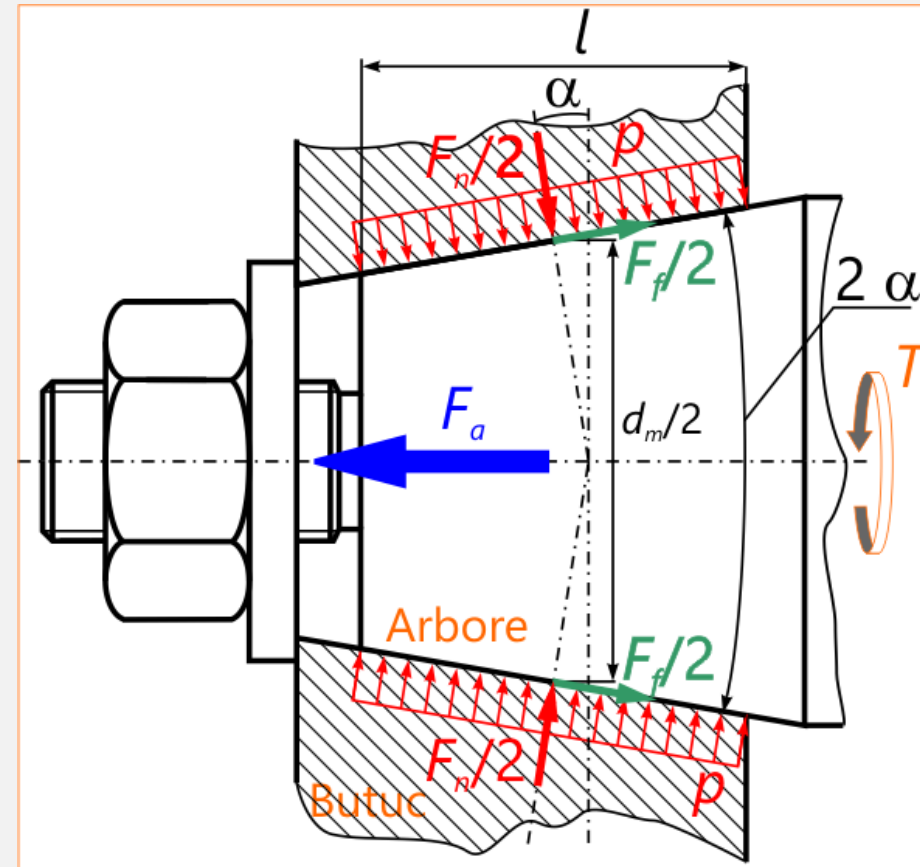


Fig. 6.3 Asamblare cu strângere pe con, după [27]

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI.

Considerații generale

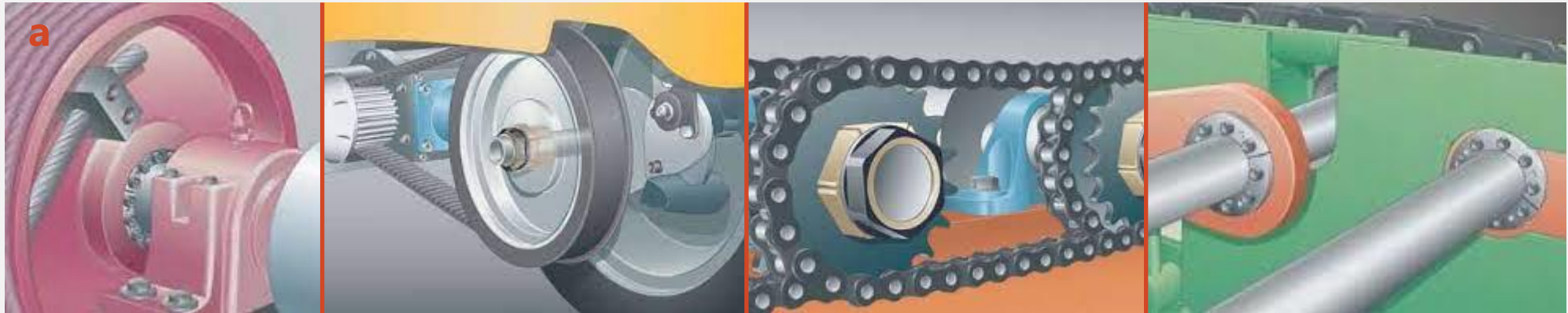


Fig. 6.4 Asamblări cu strângere datorită formei
(a) aplicații; (b) dispozitivul **TRANTORQUE GT** [28]; (c) dispozitivul **B-LOC** [28]

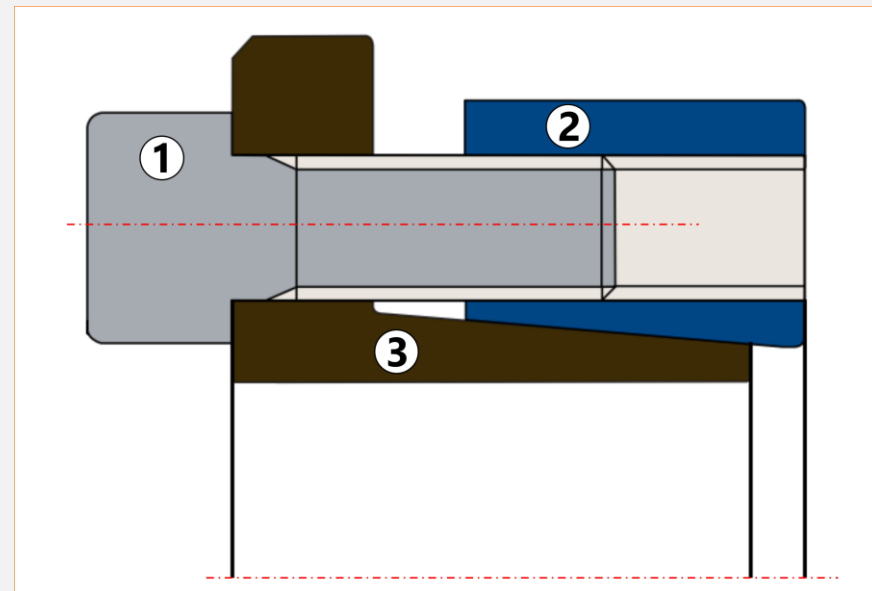
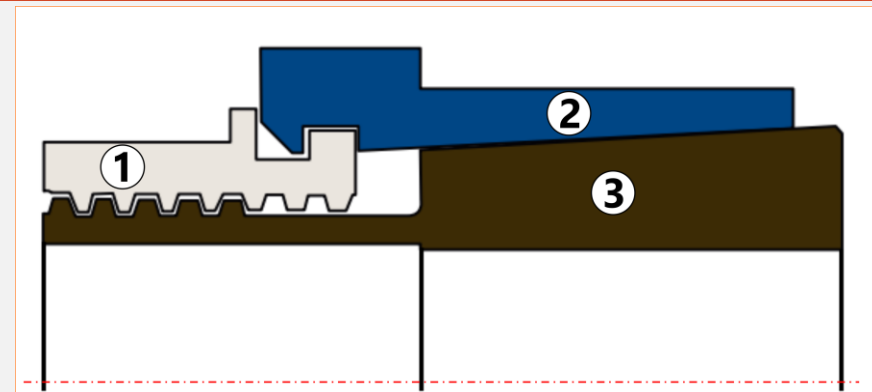
ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI. Considerații generale

Funcționare:

Elementul cuprinzător **(2)** (pe care se montează la exteriorul lui piesa care trebuie să se asambleze cu arborele) are o suprafață exterioară cilindrică și una inferioară conică. Elementul cuprins **(1)** are suprafața exterioară conică și cea interioară cilindrică (prin intermediul căreia se montează pe arbore) [7].

Cele două elemente sunt acționate axial (prin intermediul elementului - **1**) astfel încât ele se suprapun cu suprafețele lor conice și sunt obligate să se deplaseze relativ pe aceste suprafețe.

În felul acesta elementul cuprinzător își mărește dimensiunile radiale, iar cel cuprins și le micșorează.



ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI.

Dispozitivul TRANTORQUE GT

A. Dispozitivul transmite un moment de torsiune T . Nu există o forță axială și nu există moment încovoietor în secțiunea în care se montează [7]

1 Se cunoaște: $T \rightarrow T_c = S_F \cdot T$, S_F se alege din tabelul 6.4;

2 Se alege dispozitivul **TRANTORQUE GT**, astfel încât: $M_t \geq T_c$;

3 Dacă dispozitivul este executat din oțel cu acoperiri metalice sau din oțel inoxidabil, atunci la valoarea momentului transmisibil M_t se aplică coeficientul de corecție (tabelul 6.5), astfel încât: $C_m \cdot M_t \geq T_c$;

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI.

Dispozitivul TRANTORQUE GT

B.

Dispozitivul transmite un moment de torsiune - T , preia și o forță axială. Nu există o forță axială și nu există moment încovoietor în secțiunea în care se montează [7]

1

Se cunoaște: T ;

2

Se cunoaște valoarea forței axiale: F_{axi}

3

Se determină momentul rezultat: $T_{rez} = \sqrt{T^2 + \left(\frac{F_{ax} \cdot d}{2}\right)^2}$ în care: T [Nm]; F_{ax} [N];
 d [m];

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI.

Dispozitivul TRANTORQUE GT

B.

Dispozitivul transmite un moment de torsiune - T , preia și o forță axială. Nu există o forță axială și nu există moment încovoietor în secțiunea în care se montează [7]

4

Se multiplică T_{rez} cu S_{Fi}

5

Se alege dispozitivul astfel încât: $M_t \geq T_{crezi}$

6

Dacă dispozitivul este executat din oțel cu acoperiri metalice sau din oțel inoxidabil, atunci la valoarea momentului transmisibil M_t se aplică coeficientul de corecție (tabelul 6.4), astfel încât: $C_m \cdot M_t \geq T_{crez}$

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI. Dispozitivul TRANTORQUE GT

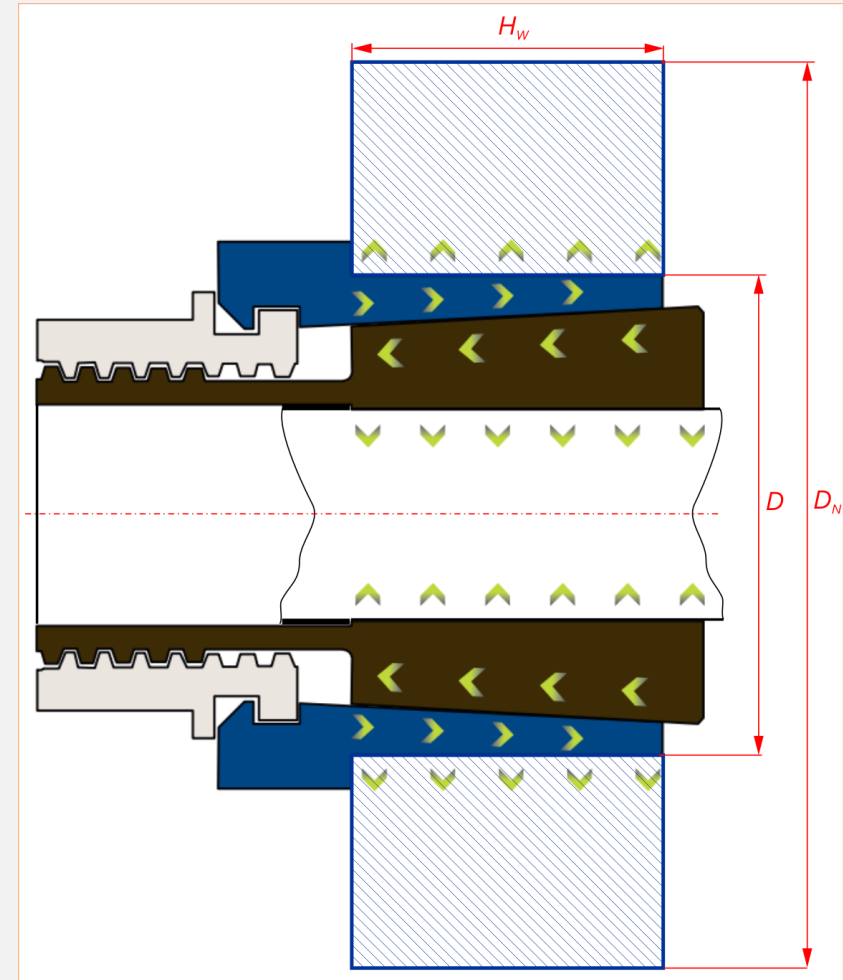
$$D_N = D \cdot \sqrt{\frac{R_{p0,2} + C \cdot p_B}{R_{p0,2} - C \cdot p_B}}$$

Tabelul 6.3 Valorile factorului **C** (după [7])

H_W/L	<1,5	$1,5 \leq H_W/L < 2$	>2
C	1	0,8	0,6

Tabelul 6.4 Factorul de siguranță **S_F** (după [7])

Regim de lucru	Mașina motoare		
	Motor electric	Motor termic cu mai mulți cilindri	Motor termic cu un cilindru
Funcționare uniformă			
Agitatoare pentru lichide, suflante, compresoare cu șurub, generatoare etc.	1	1,25	1,5
Șocuri moderate			
Mașini unelte, prese de tipărit, pompe cu roți dințate etc.	1,25	1,5	1,75
Șocuri mari			
Mașini de brichetat, prese de forat, mori cu ciocane, mori cu bile etc.	1,75	2	2,25



ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI.

Dispozitivul TRANTORQUE GT

Tabelul 6.5 Coeficient de corecție (după [7])

Materialul	C_m
Oțel	1
Oțel nichelat prin depunere autocatalitică	0,6
Oțel cu acoperiri cu strat dens și subțire de crom	1,1
Oțel inoxidabil	0,3

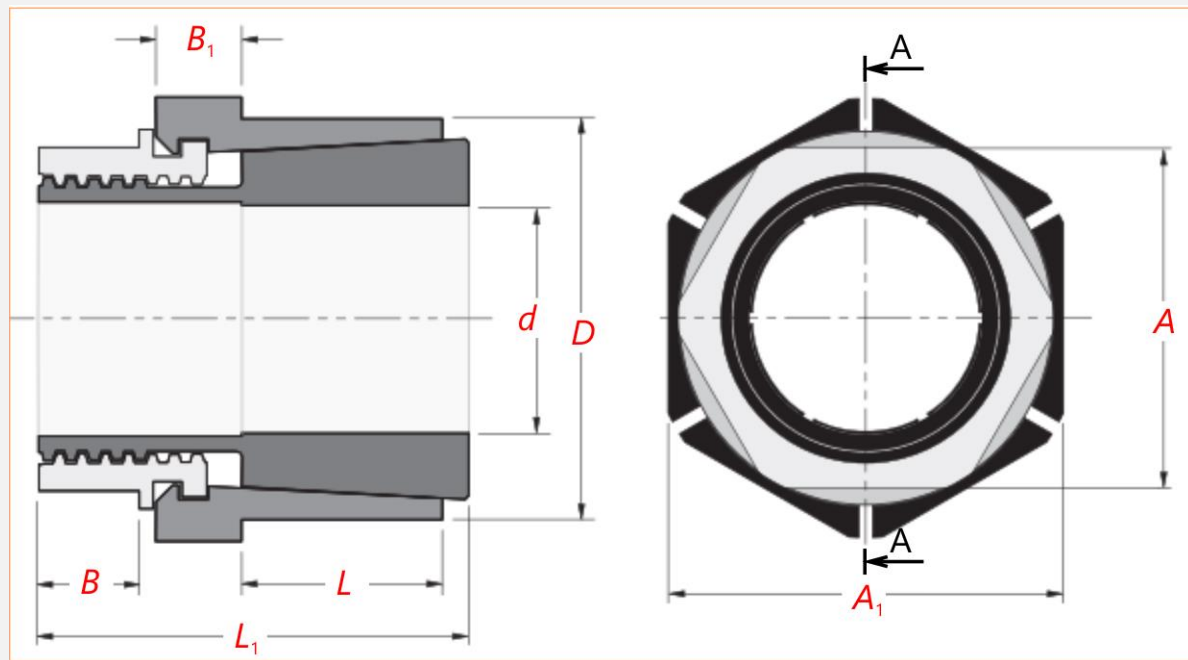
Tabelul 6.1 TRANTORQUE GT
parametri funcționali selecție (după [28])

d (mm)	M_t (Nm)	F_{ax} (kN)	p_B (MPa)
15	210	28	99
16	224	28	99
17	238	28	99
18	252	28	99
19	266	28	99
20	292	29	68
22	322	29	68
24	351	29	68
25	366	29	68
28	466	33	61
30	499	33	61
32	532	33	61
34	569	33	36
35	585	33	36
36	602	33	36
38	636	33	36
40	728	36	31
42	765	36	31
45	1296	58	39
48	1383	58	39
50	1440	58	39
55	1549	56	33
60	1641	55	28
65	1759	54	25
70	1894	54	25
75	2079	55	22

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI.

Dispozitivul TRANTORQUE GT

d (mm)	D (mm)	L (mm)	L ₁ (mm)	B (mm)	B ₁ (mm)	M _a (Nm)
15	38.0	19.1	38.1	8.0	8.9	136
16	38.0	19.1	38.1	8.0	8.9	136
17	38.0	19.1	38.1	8.0	8.9	136
18	38.0	19.1	38.1	8.0	8.9	136
19	38.0	19.1	38.1	8.0	8.9	136
20	45.0	22.2	47.6	11.1	9.5	170
22	45.0	22.2	47.6	11.1	9.5	170
24	45.0	22.2	47.6	11.1	9.5	170
25	45.0	22.2	47.6	11.1	9.5	170
28	51.0	25.4	57.2	12.7	14.3	225
30	51.0	25.4	57.2	12.7	14.3	225
32	51.0	25.4	57.2	12.7	14.3	225
34	60.5	38.1	69.9	14.3	12.7	260
35	60.5	38.1	69.9	14.3	12.7	260
36	60.5	38.1	69.9	14.3	12.7	260
38	60.5	38.1	69.9	14.3	12.7	260
40	67.0	42.9	79.4	14.3	17.4	316
42	67.0	42.9	79.4	14.3	17.4	316
45	73.0	50.8	90.5	15.9	19.1	554
48	73.0	50.8	90.5	15.9	19.1	554
50	73.0	50.8	90.5	15.9	19.1	554
55	80.0	54.0	95.3	15.9	20.7	600
60	86.0	57.2	98.4	17.5	19.1	635
65	92.0	60.3	103.2	17.5	20.7	680
70	92.0	60.3	103.2	17.5	20.7	680
75	100.0	63.5	108.0	19.1	20.7	750



ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI.

Dispozitivul B-LOC

A. Dispozitivul transmite un moment de torsiune T . Nu există o forță axială și nu există moment încovoietor în secțiunea în care se montează [7]

1 Se cunoaște: $T \rightarrow T_c = S_F \cdot T$, S_F se alege din tabelul 6.4;

2 Se alege dispozitivul, astfel încât: $M_t \geq T_c$;

3 Dacă dispozitivul este executat din oțel cu acoperiri metalice sau din oțel inoxidabil, atunci la valoarea momentului transmisibil M_t se aplică coeficientul de corecție, astfel încât: $C_m \cdot M_t \geq T_c$;

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI.

Dispozitivul B-LOC

B.

Dispozitivul transmite un moment de torsiune - T , preia și o forță axială. Nu există o forță axială și nu există moment încovoietor în secțiunea în care se montează [7]

1

Se cunoaște: T ;

2

Se cunoaște valoarea forței axiale: F_{axi}

3

Se determină momentul rezultat: $T_{rez} = \sqrt{T^2 + \left(\frac{F_{ax} \cdot d}{2}\right)^2}$ în care: T [Nm]; F_{ax} [N]; d [m];

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI.

Dispozitivul B-LOC

B.

Dispozitivul transmite un moment de torsiune - T , preia și o forță axială. Nu există o forță axială și nu există moment încovoietor în secțiunea în care se montează [7]

4

Se multiplică T_{rez} cu S_{Fi}

5

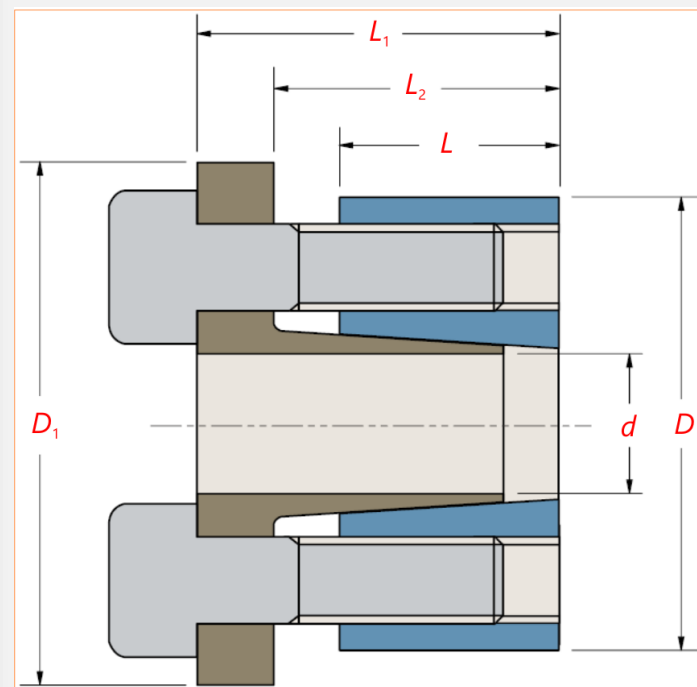
Se alege dispozitivul astfel încât: $M_t \geq T_{crezi}$

6

Dacă dispozitivul este executat din oțel cu acoperiri metalice sau din oțel inoxidabil, atunci la valoarea momentului transmisibil M_t se aplică coeficientul de corecție, astfel încât: $C_m \cdot M_t \geq T_{crezi}$

ASAMBLĂRI CU STRÂNGERE DATORITĂ FORMEI. Dispozitivul B-LOC

d (mm)	D (mm)	L (mm)	L ₁ (mm)	L ₂ (mm)	Șuruburi		M _a (Nm)	M _t (Nm)	Th (N)	P _h (N/mm ²)
					Nr.	Tip				
15	32	14	21.5	18	4	M4 x 12	5	115	15390	91
18	47	17	28.5	22.5	5	M6 x 20	14	327	36371	121
19	47	17	28.5	22.5	5	M6 x 20	14	346	36371	121
20	47	17	28.5	22.5	5	M6 x 20	14	364	36371	121
22	47	17	28.5	22.5	5	M6 x 20	14	400	36371	121
24	50	17	28.5	22.5	6	M6 x 20	14	524	43645	136
25	50	17	28.5	22.5	6	M6 x 20	14	546	43645	136
28	55	17	28.5	22.5	6	M6 x 20	14	611	43645	124
30	55	17	28.5	22.5	6	M6 x 20	14	655	43645	124
32	60	17	28.5	22.5	8	M6 x 20	14	931	58193	151
35	60	17	28.5	22.5	8	M6 x 20	14	1018	58193	151
38	65	17	28.5	22.5	8	M6 x 20	14	1106	58193	140
40	65	17	28.5	22.5	8	M6 x 20	14	1164	58193	140
42	75	20	34.5	26.5	7	M8 x 25	34	1991	94822	168
45	75	20	34.5	26.5	7	M8 x 25	34	2133	94822	168
50	80	20	34.5	26.5	7	M8 x 25	34	2371	94822	157
55	85	20	34.5	26.5	8	M8 x 25	34	2980	108368	169
60	90	20	34.5	26.5	8	M8 x 25	34	3251	108368	160
65	95	20	34.5	26.5	9	M8 x 25	34	3962	121914	170
70	110	24	40.5	30.5	8	M10 x 30	68	6151	175750	177
75	115	24	40.5	30.5	8	M10 x 30	68	6591	175750	169
80	120	24	40.5	30.5	8	M10 x 30	68	7030	175750	162
85	125	24	40.5	30.5	9	M10 x 30	68	8403	197719	175
90	130	24	40.5	30.5	9	M10 x 30	68	8897	197719	168
95	135	24	40.5	30.5	10	M10 x 30	68	10435	219688	180
100	145	26	45	33	8	M12 x 35	122	13478	269557	190
110	155	26	45	33	8	M12 x 35	122	14826	269557	177
120	165	26	45	33	9	M12 x 35	122	18195	303251	188



ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Asamblarea pe con asigură transmiterea momentului de torsiune prin:
2. Care sunt avantajele asamblărilor pe con?
3. Dar dezavantajele?
4. Conicitatea este indicată prin relația:
5. Lungimea de contact în cazul asamblărilor pe con este:
6. Forța necesară realizării unei asamblări pe con se calculează cu relația:
7. Explicați cum funcționează dispozitivul **TRANTORQUE GT**?
8. Enumerați **trei** avantaje ale dispozitivului **TRANTORQUE GT**?
9. Explicați care este rolul șuruburilor din componența dispozitivului **B-LOC**?
10. Cum se realizează dezasamblarea dispozitivului **B-LOC**?

ASAMBLĂRI CU ȘTIFTURI ȘI BOLȚURI

Conținut:

A Asamblări știfturi

- A.1 Considerații generale. Clasificare. Procedee tehnologice
- A.2 Materiale. Calculul asamblărilor cu pene

B Asamblări cu bolțuri

- B.1 Introducere. Clasificare.
- B.2 Funcționare. Solicitări. Materiale

Întrebări recapitulative

ASAMBLĂRI CU ȘTIFTURI

Considerații generale. Clasificare

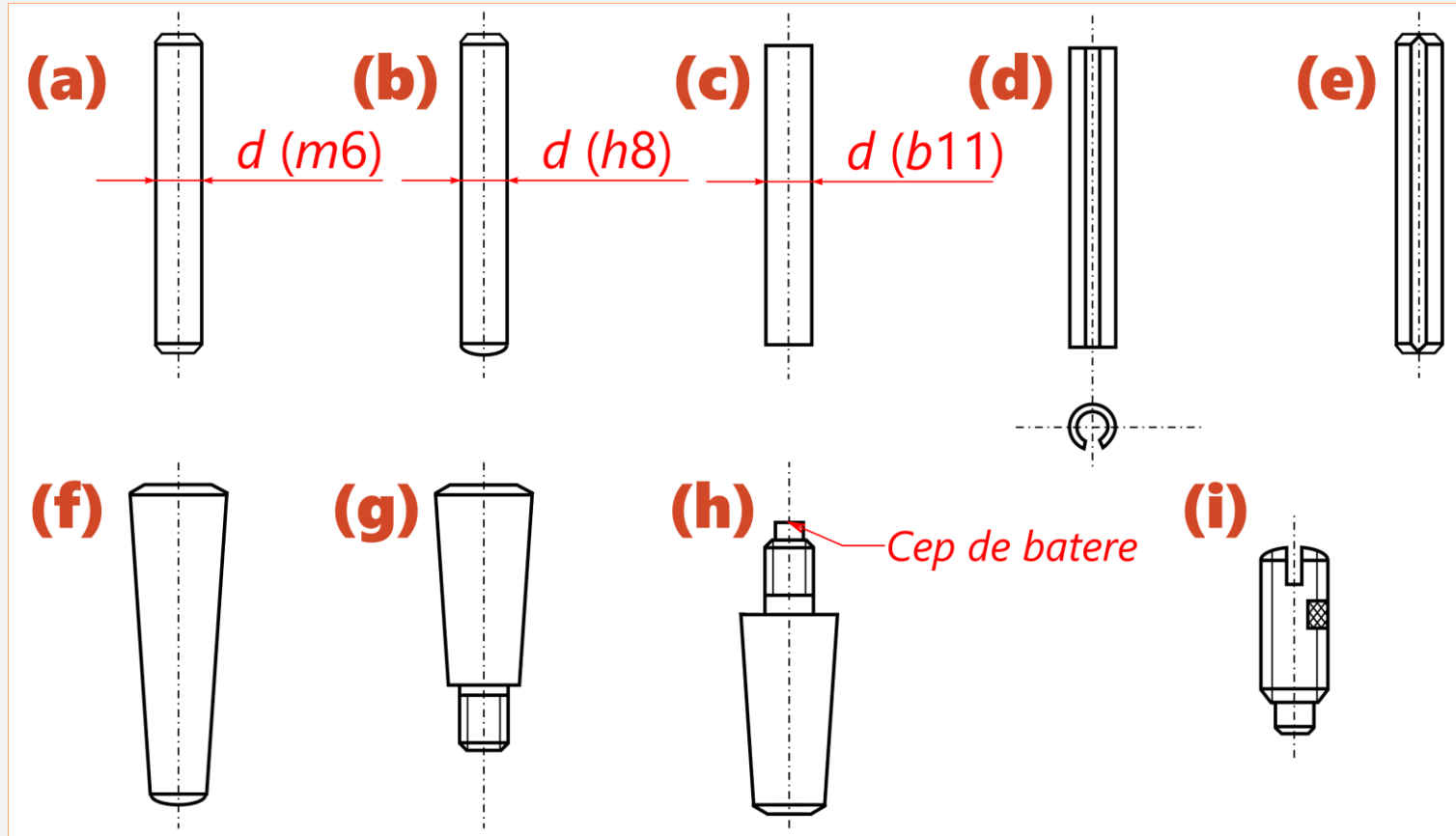


Fig. 7.1 Tipuri de știfturi

(a) cilindric (**m6**); (b) cilindric (**h8**); (c) cilindric (**b11**); (d) elastic; (e) crenstat;
(f) conic neted; (g) de tragere; (h) de extragere; (i) filetat

ASAMBLĂRI CU ȘTIFTURI

Știfturi nefiletate

1

Centrarea carcaselor.

În cazul carcaselor din două părți (*corp și capac*) este necesar ca poziționarea acestor elemente să se realizeze de așa natură încât locașurile în care se montează rulmenții să aibă formă circulară.

În această situație arborii vor fi corect poziționați iar roțile dințate montate pe aceștia vor forma angrenaje care vor funcționa corect.

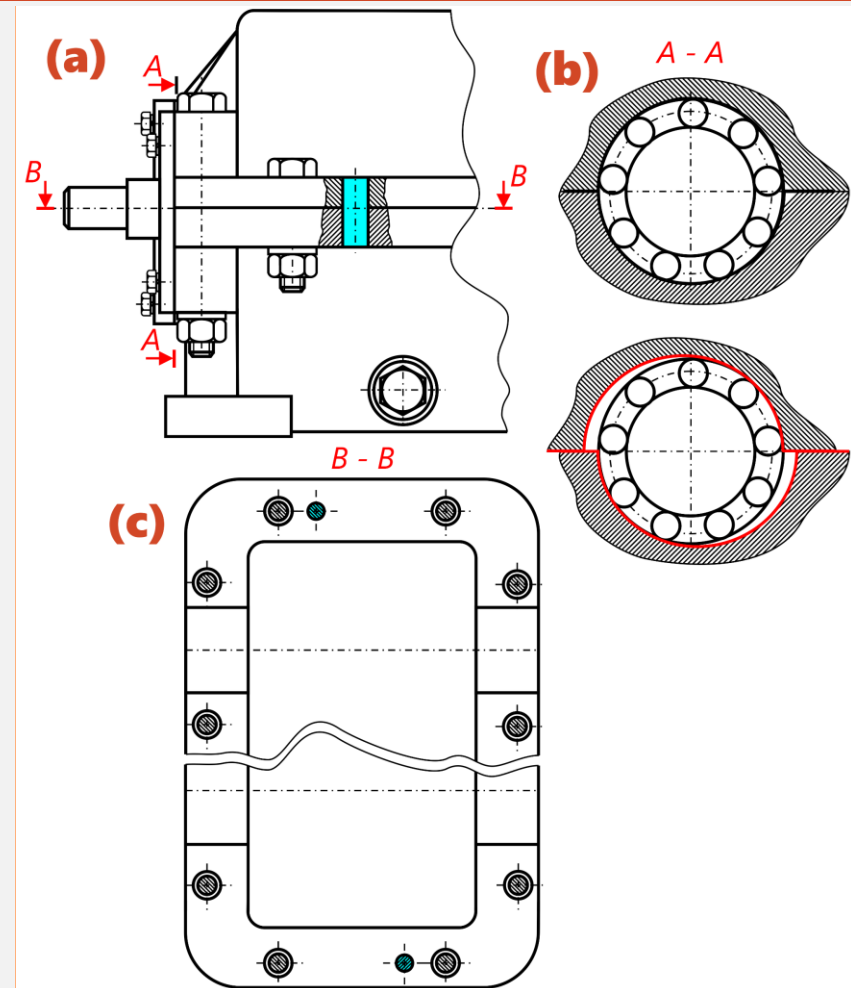


Fig. 7.2

ASAMBLĂRI CU ȘTIFTURI

Știfturi nefiletate

2

Cuplaje de siguranță cu elemente de forfecare.

În figura 7.3 este prezentată schița unui cuplaj de siguranță cu știfturi de forfecare. În cazul în care momentul de torsiune atinge valoarea limită [7], știfturile se vor forfeca, oprindu-se astfel transmiterea momentului de torsiune. Calculul de rezistență constă în determinarea diametrului știftului, așadar:

$$\tau_f = \frac{F_f}{A_{tot}}$$

$$F_f = \frac{2 \cdot T_{lim}}{D} \quad A_{tot} = z \cdot A_1 = z \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

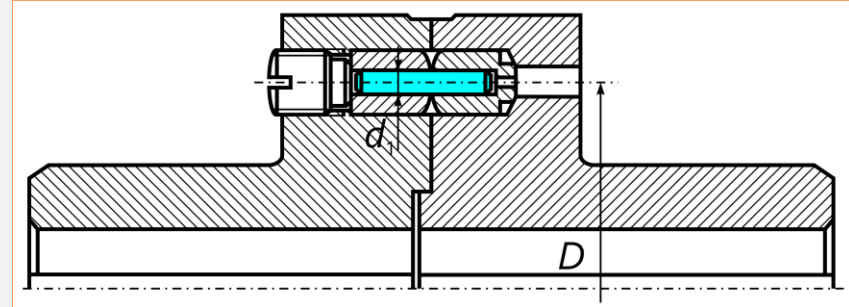


Fig. 7.3 Cuplaj de siguranță cu știfturi de forfecare, după [6]

$$\tau_f = \frac{8 \cdot T_{lim}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot z \cdot D} \rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{8 \cdot T_{lim}}{\pi \cdot z \cdot D \cdot \tau_{rf}}}$$

$$\tau_{rf} = k_0 \cdot R_m$$

ASAMBLĂRI CU ȘTIFTURI

Știfturi nefiletate

3

Transmiterea unui moment de torsiune.

În figura 7.4 este prezentată asamblarea arbore-butuc cu știft. Acest tip de asamblare se folosește la turații mici [8]. Sollicitările care apar în asamblare sunt:

a Strivirea dintre știft și butucul roții (secțiunile s_1 , fig. 7.4);

b Strivirea dintre știft și arbore (secțiunile s_2 , fig. 7.4);

c Forfecarea știftului (secțiunile s_3 , fig. 7.4);

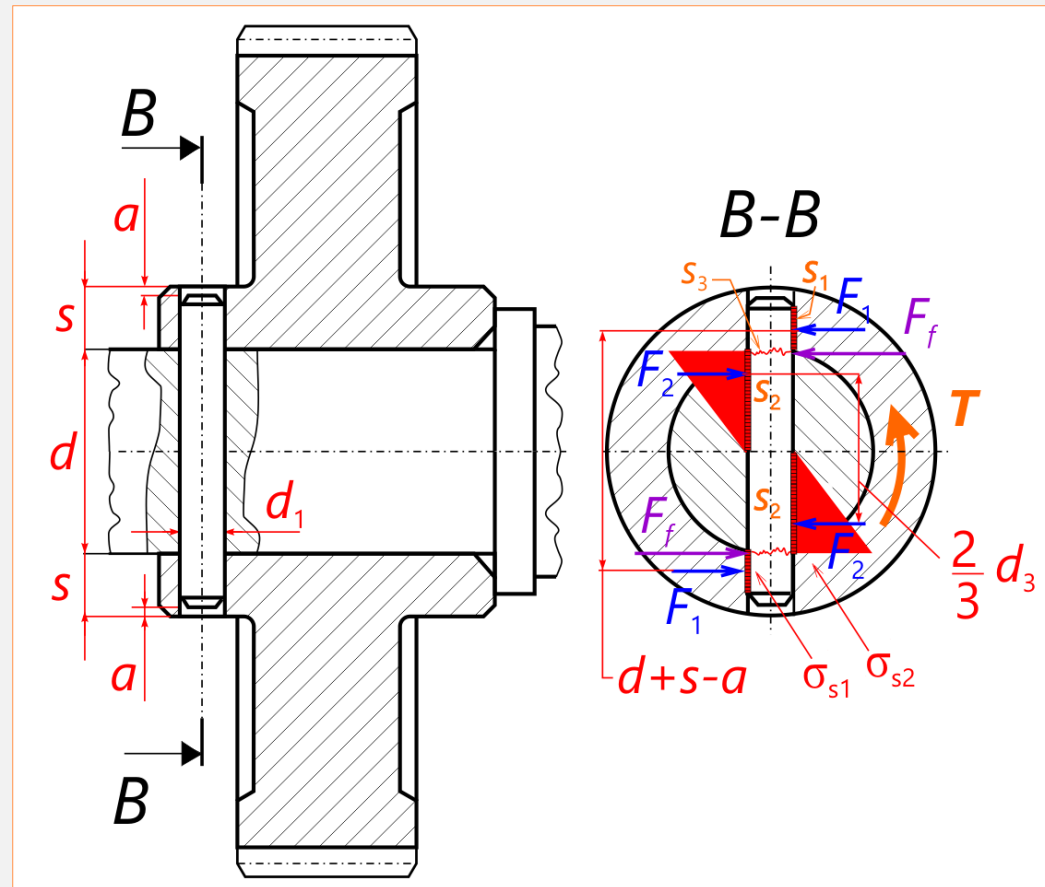


Fig. 7.4 Transmiterea unui moment de torsiune, după [7]

ASAMBLĂRI CU ȘTIFTURI

Știfturi nefiletate

a Strivirea dintre știft și butucul roții [7]:

$$T = F_1 \cdot (d + s - a) \text{ unde: } F_1 = \sigma_{s1} \cdot (s - a) \cdot d_1 \rightarrow \sigma_{s1} = \frac{T}{(s - a) \cdot (d + s - a) d_1} \leq \sigma_{sa1}$$

b Strivirea dintre știft și arbore [7]:

$$T = \frac{2}{3} \cdot F_2 \cdot d \text{ unde: } F_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot \sigma_{s2} \cdot d_1 \rightarrow \sigma_{s2} = \frac{6 \cdot T}{d^2 \cdot d_1} \leq \sigma_{sa2}$$

c Forfecarea știftului [7]:

$$\tau_f = \frac{F_f}{A} = \frac{\frac{T}{d}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq \tau_{fa}$$

ASAMBLĂRI CU ȘTIFTURI

Știfturi nefiletate

4

Transmiterea unei mișcări de rotație.

În figura 7.5 este prezentată schița unei acționări manuale, la care butucul manetei este asamblat prin intermediul unui știft cu tija.

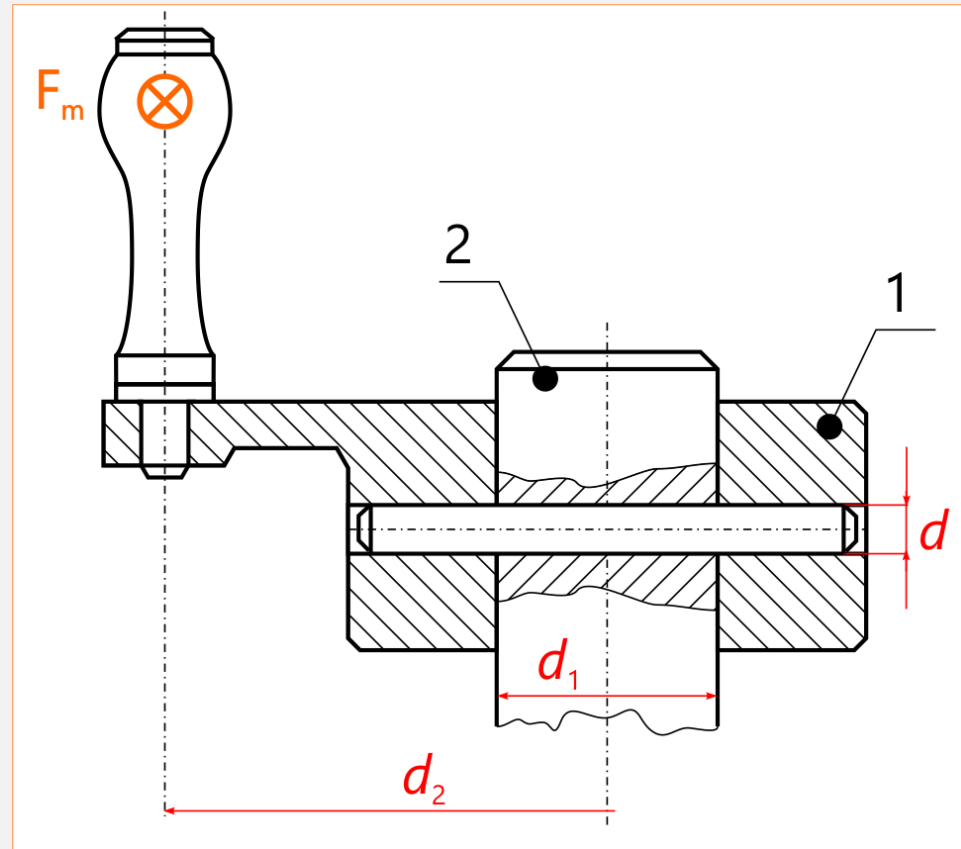


Fig. 7.5 Acționare manuală, după [2]

ASAMBLĂRI CU ȘTIFTURI

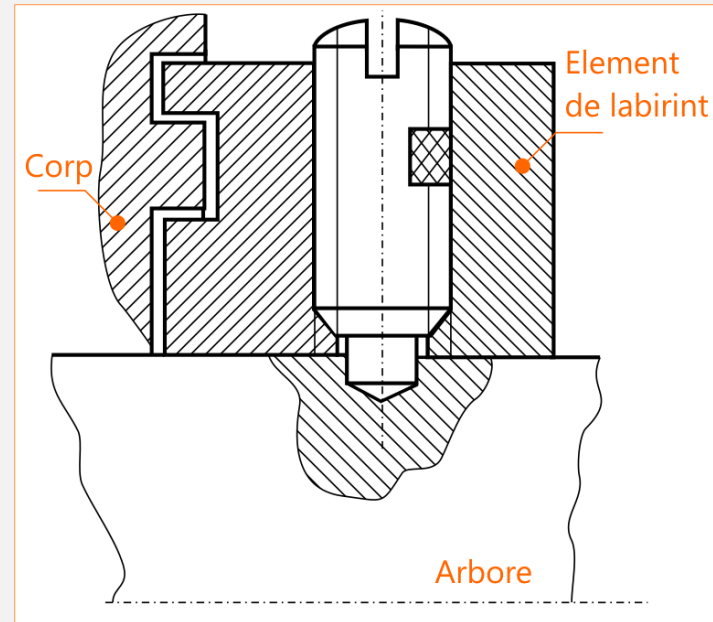
Știfturi filetate

1

Poziționarea axială a pieselor în absența forțelor axiale.

Realizarea interstițiului (după un traseu cu linii frânte [8]) necesar etanșării (în cazul unui sistem de etanșare cu labirint) se obține prin poziționarea axială a elementului de labirint cu ajutorul unui știft filetat cu autoblocare.

Fig. 7.6

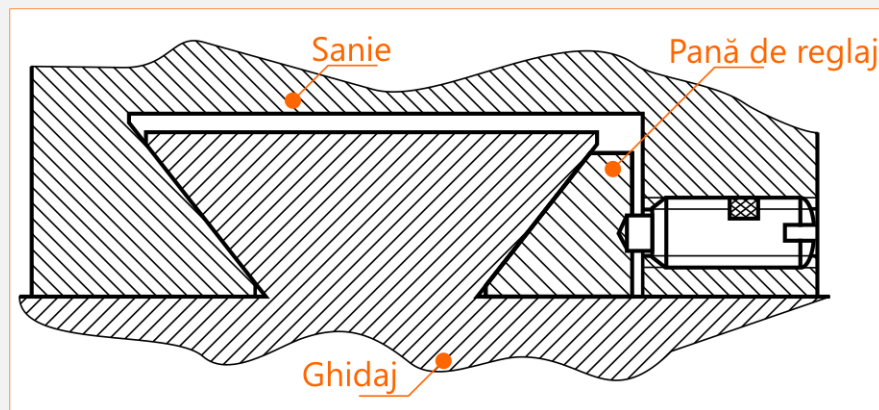


2

Reglaje pozitionale.

În figura 7.7 este ilustrat un ghidaj coadă de rândunică. Reglarea jocului dintre suprafețele laterale de contact dintre ghidaj și sanie se realizează prin intermediul penei de reglaj și a știftului filetat.

Fig. 7.7



ASAMBLĂRI CU BOLȚURI

Introducere. Clasificare

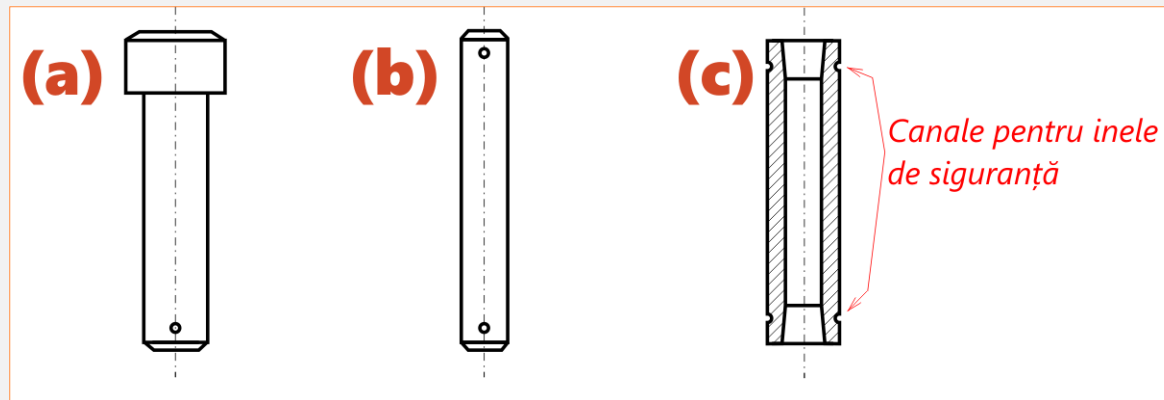


Fig. 7.8 Tipuri de bolțuri
(a) bolț cu cap; (b) bolț fără cap; (c) bolț inelar

ASAMBLĂRI CU BOLȚURI

Funcționare. Solicitări. Materiale

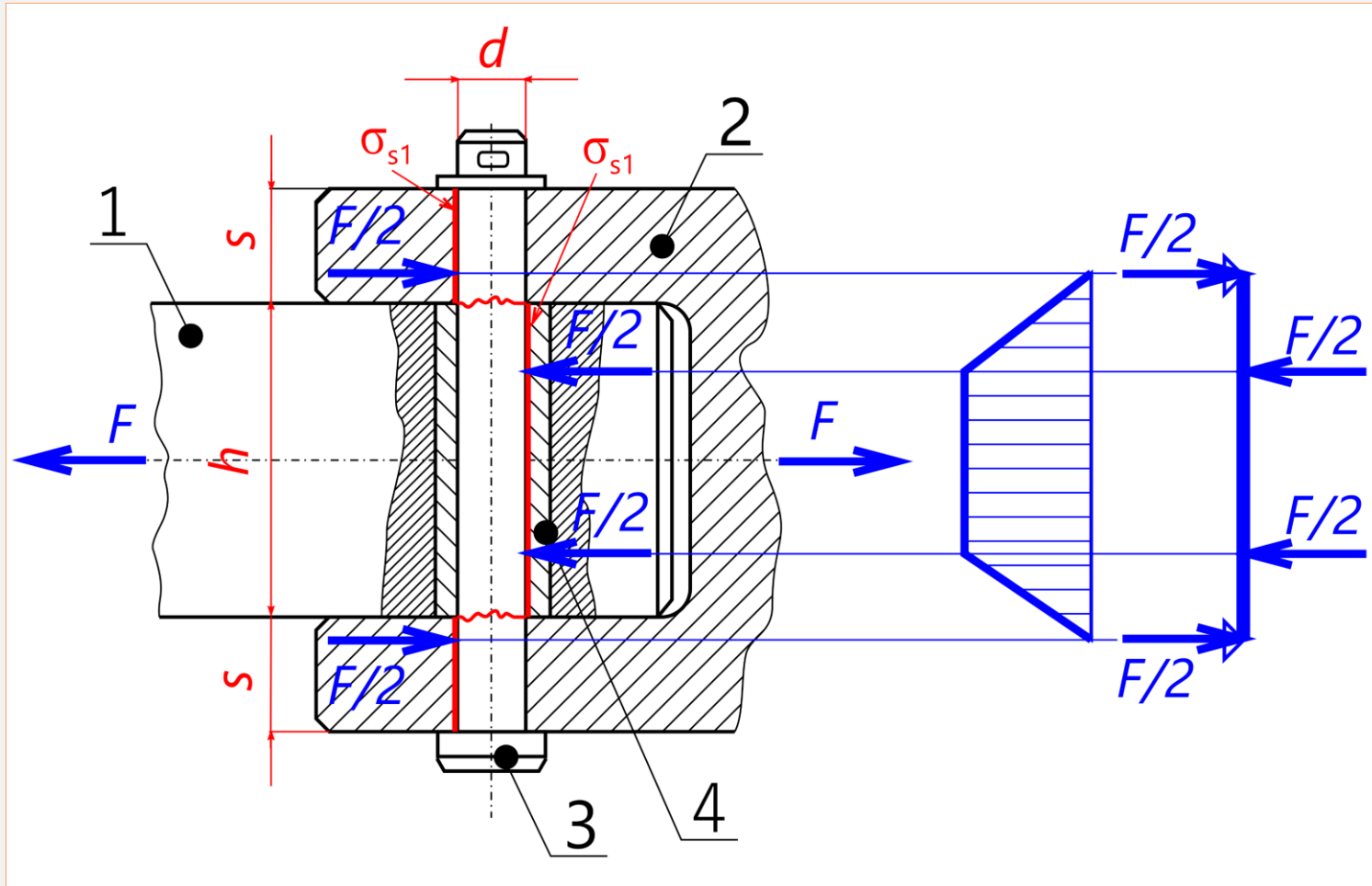


Fig. 7.9 Asamblare cu boltă

ASAMBLĂRI CU BOLȚURI

Funcționare. Solicitări. Materiale

a Strivirea dintre bolț și bucșă (secțiunea **n**):

$$\sigma_{s2} = \frac{F}{d \cdot h} \leq \sigma_{as2}$$

b Strivirea dintre bolț și brațele furcii (secțiunile **a**):

$$\sigma_{s1} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot h} \leq \sigma_{sa1}$$

c Forfecarea bolțului (secțiunile **i**):

$$\tau_f = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{af}$$

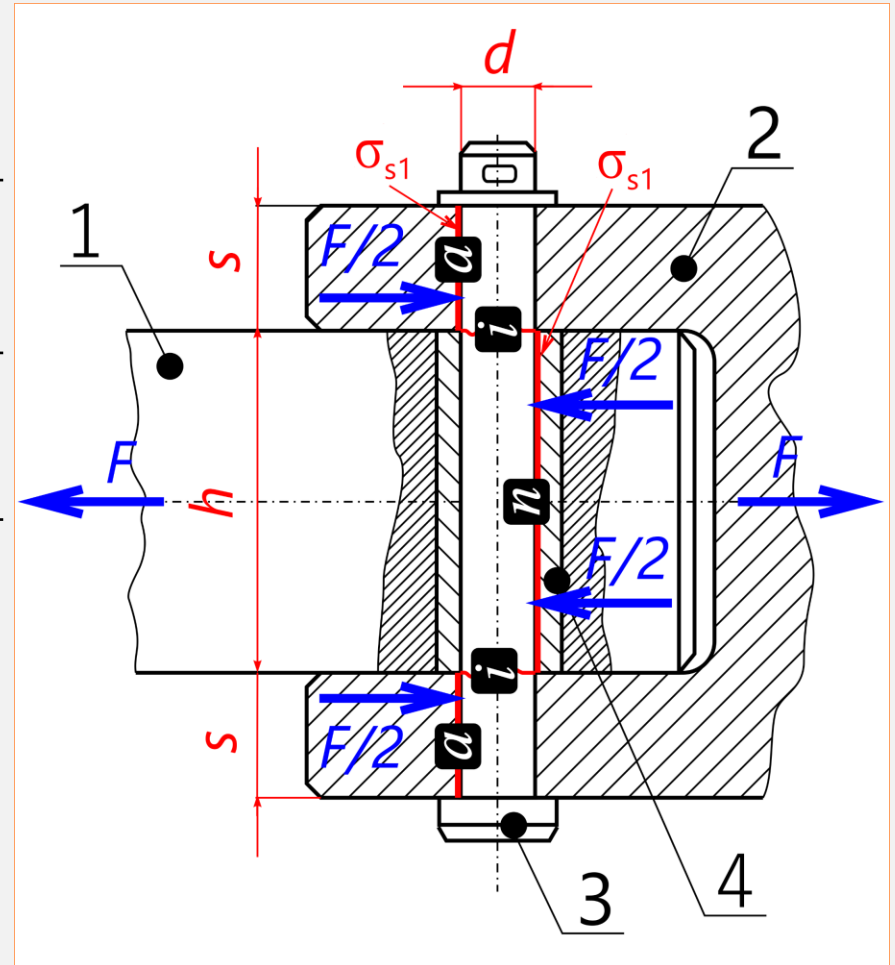
d Încovoiere:

$$\sigma_i = \frac{4 \cdot F \cdot (h + 2 \cdot s)}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{ai}$$

Pentru diametrul bolțului și grosimea brațelor furcii se recomandă următoarele relații [8]:

$$d = (0,58 \dots 0,66) \cdot h \quad s = (0,25 \dots 0,5) \cdot h$$

Bolțurile se confecționează din **oțeluri carbon** (E355, E360, 1C35, 1C45 etc.) sau **oțeluri aliate** (51CrV4, 41Cr4 etc.).



ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Care este câmpul de toleranță corespunzător unui știft cu capetele drepte?
2. Dar ale celui cu capetele teșite?
3. Care este rolul unui știft?
4. Dați **trei** exemple de aplicații în care se utilizează știfturile.
5. Care sunt solicitările la care este supus un știft?
6. Știfturile filetate se folosesc pentru:
7. Care este relația de calcul pentru tensiunea de forfecare a știftului?
8. Care sunt solicitările la care este supus un bolț?
9. Care este expresia de verificare a bolțului la încovoiere?
10. Bolțurile se confecționează din:

Organe de mașini 1

Cursul nr. 08

ARCURI

Conținut:

A Arcuri

- A.1 Considerații generale. Clasificare.
- A.2 Materiale. Caracetristica arcurilor.
- A.3 Calculul arcurilor

Întrebări recapitulative

ARCURI

Considerații generale. Clasificare. Materiale

Arcurile sunt organe de mașini simple sau complexe care, datorită formei lor constructive și a materialelor din care sunt executate, suferă deformații elastice importante sub acțiunea sarcinilor exterioare, revenind la forma inițială după îndepărtarea acestor sarcini. Principalele scopuri pentru care se utilizează sunt:

- a** Amortizarea șocurilor;
- b** Pentru exercitarea unor forțe de apăsare permanente;
- c** Pentru limitarea forțelor sau momentelor;
- d** Pentru măsurarea forțelor sau momentelor

Tabelul 8.1 Clasificarea arcurilor (după [8])

Criteriul	Tipul
După forma constructivă	Elicoidale
	Spirale
	Arcuri bară de torsiune
	Lamelare
	Disc
După tipul solicitării exterioare	Inelare
	De compresiune
	De tracțiune
	De încovoiere
	De răsucire

ARCURI

Introducere. Clasificare. Materiale

Caracterisitici:

- a** Limita de elasticitate ridicată;
- b** Rezistența la oboseală;
- c** Pentru limitarea forțelor sau momentelor;
- d** Rezistență la coroziune.

Tabelul 8.2 Materiale pentru arcuri (după [7])

Tipul	Material
Oțeluri carbon / Oțeluri aliate	C55S, C67S, C75S, C85S 51Si7, 51CrV4, 60SiCr7, 56Si7
Semifabricate trase la rece	Benzi de oțel trase la rece; Sârme trase la rece din oțel aliat; Sârme trase la rece din oțel carbon (sârme "R" - 3 tipuri: RS - rezistență scăzută; RM - rezistență mijlocie; RR - rezistență ridicată).

CARACTERISTICA ARCURILOR

Considerații generale

Este curba care descrie dependența dintre sarcina aplicată arcului și deformația produsă, măsurată pe direcția sarcinii în cazul unei forțe sau în planul sarcinii în cazul unui moment. Este vorba de o curbă de tipul:

$$F = F(f) \text{ sau } T = T(\theta)$$

Rigiditatea unui arc **C** este egală cu panta pe care o are tangenta la caracteristică într-un punct cu direcția pozitivă a axei **of**. Ea se determină cu relația:

$$C = \frac{dF}{df}$$

$$\alpha_1 > \alpha_2 \rightarrow \tan \alpha_1 > \tan \alpha_2 \rightarrow C(f_1) > C(f_2)$$

Din [fig. 8.1,b](#) se observă că rigiditatea corespunzătoare arcului 1 este mai mică decât cea corespunzătoare arcului 2 (deoarece pentru a realiza aceeași deformație f_x este nevoie de o forță mai mare $F_{2x} > F_{1x}$).

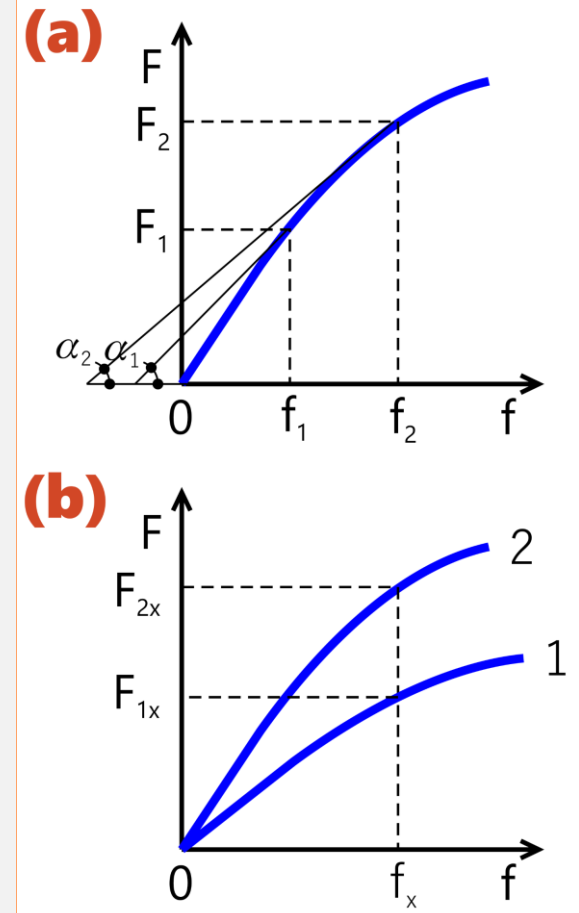
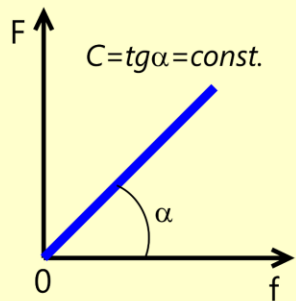
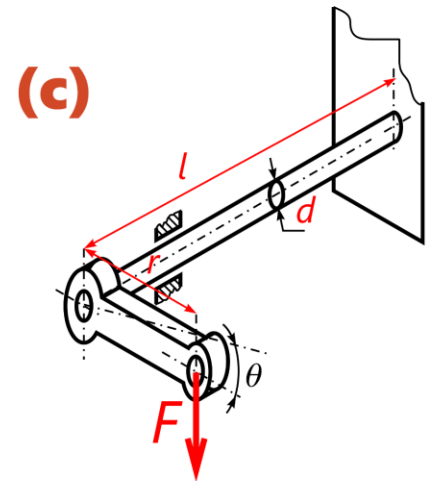
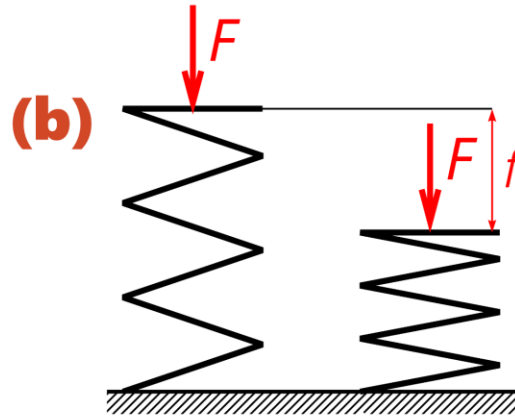
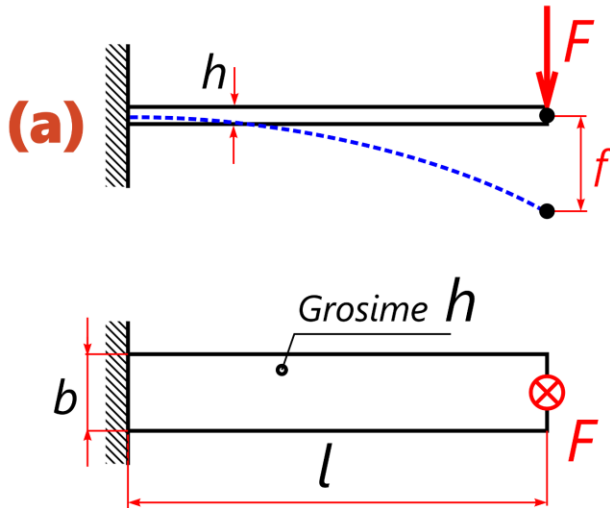


Fig. 8.1 Caracteristicile arcurilor

CARACTERISTICA ARCURILOR

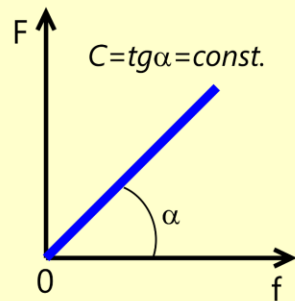
Arcuri cu caracteristică liniară



$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

$$C = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3}$$

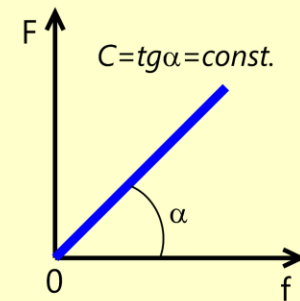
$$F = C \cdot f$$



$$f = \frac{8 \cdot F \cdot D_m^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$$

$$C = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_m^3 \cdot n}$$

$$F = C \cdot f$$



$$\theta = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p}$$

$$C = \frac{G \cdot I_p}{l}$$

$$T = C \cdot \theta$$

Fig. 8.2 Arcuri cu caracteristică liniară

(a) arcul lamelar; (b) arcul elicoidal de compresiune; (c) arcul bară de torsiune

CARACTERISTICA ARCURILOR

Arcuri cu caracteristică neliniară

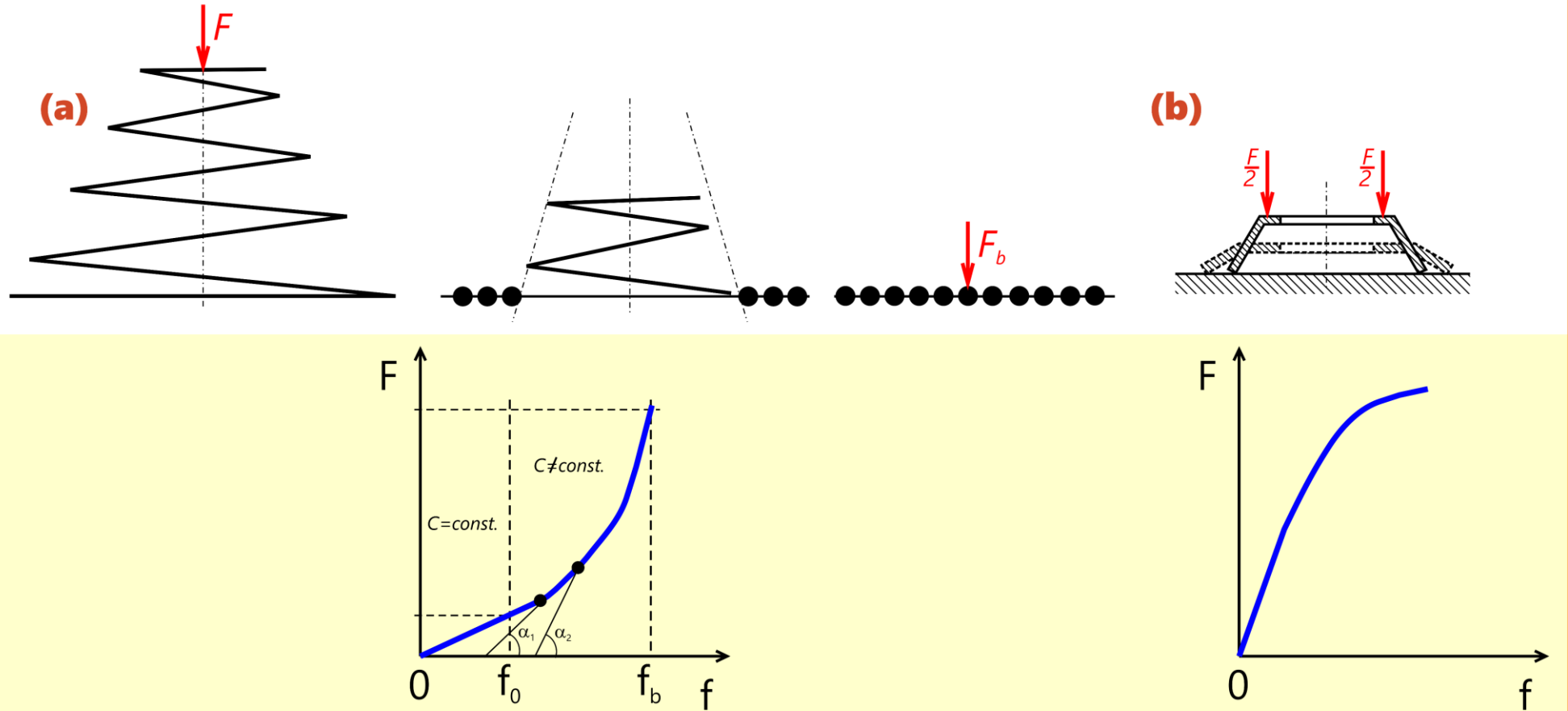


Fig. 8.3 Arcuri cu caracteristică neliniară
(a) arcul elicoidal conic; (b) arcul disc (Belleville)

CARACTERISTICA ARCURILOR

Arcuri cu caracteristică care prezintă curbă de histerezis

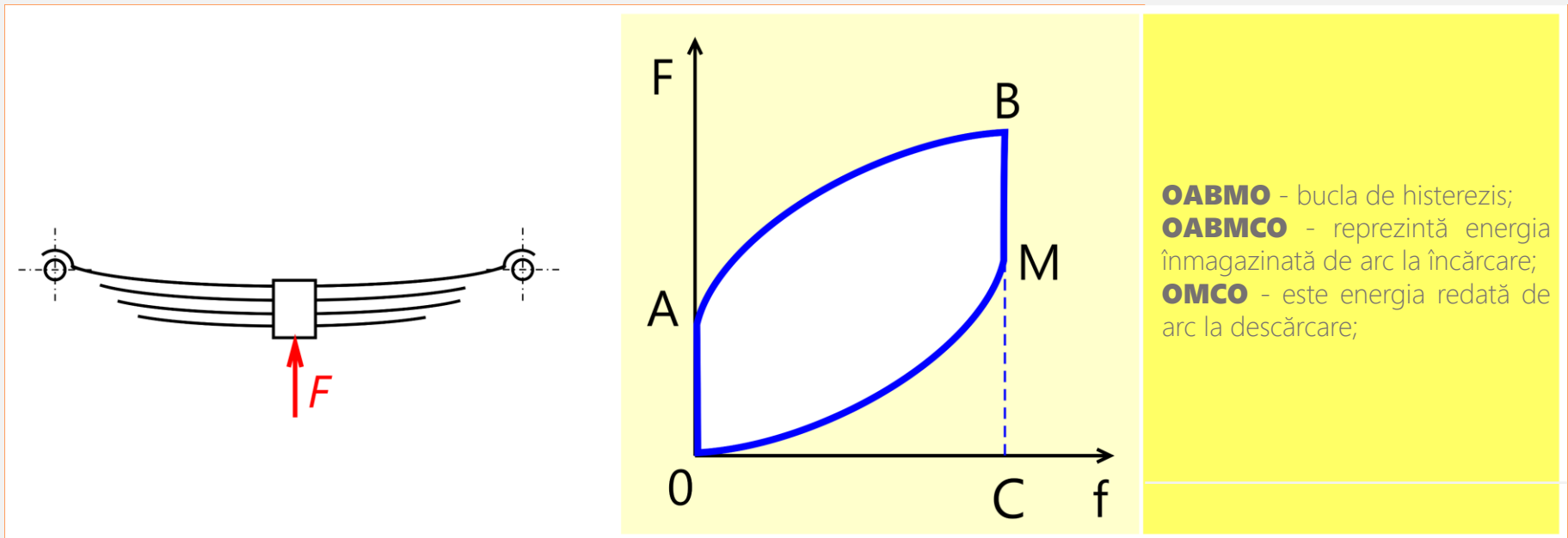


Fig. 8.3 Arcuri cu caracteristică care prezintă curbă de histerezis

CALCULUL ARCURILOR

Introducere

Aspecte:

- a** Determinarea tensiunilor din secțiunea periculoasă a arcului;
- b** Deformațiile sub acțiunea sarcinilor;
- c** Energia potențială.

CALCULUL ARCURILOR

Arcul lamelar

Tabelul 8.3 Valori efective (după [8])

Denumire	Expresia de calcul
Tensiunea efectivă în secțiunea periculoasă a arcului:	$\sigma_i = \frac{F \cdot l}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2}$
Săgeata efectivă:	$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot \frac{b \cdot h^3}{12}} = \frac{4 \cdot F \cdot l^3}{E \cdot b \cdot h^3}$
Energia potențială:	$E_p = \frac{1}{2} \cdot F \cdot f$

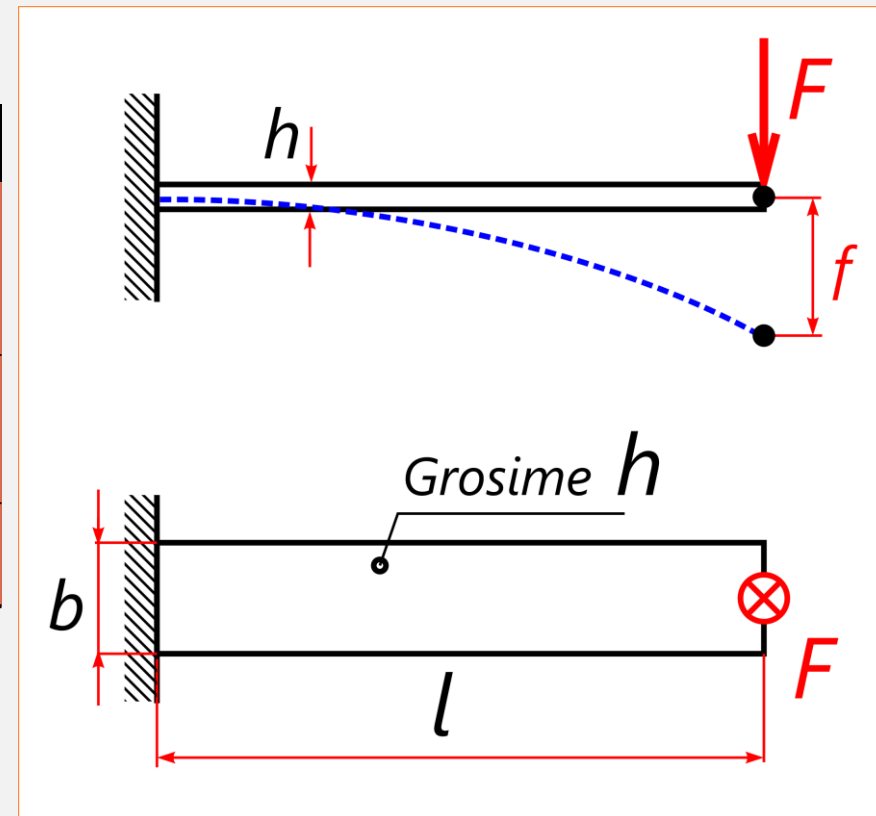


Fig. 8.4 Arcul lamelar

CALCULUL ARCURILOR

Arcul lamelar

Tabelul 8.4 Valori capabile (după [8])

Denumire	Expresia de calcul
Forța capabilă:	$F_{cap} = \frac{b \cdot h^2 \cdot \sigma_{ai}}{6 \cdot l}$
Săgeata capabilă:	$f_{cap} = \frac{4 \cdot F_{cap} \cdot l^3}{E \cdot b \cdot h^3} = \frac{2}{3} \cdot \frac{l^2}{E \cdot h} \cdot \sigma_{ai}$
Energia potențială:	$E_{pcap} = \frac{1}{2} \cdot F_{cap} \cdot f_{cap} = \frac{1}{18} \cdot V \cdot \frac{\sigma_{ai}^2}{E}$

V este volumul arcului ($\mathbf{b} \times \mathbf{h} \times \mathbf{l}$). Raportul **1/18** reprezintă coeficientul volumetric al arcului. La proiectare trebuie determinate dimensiunile secțiunii lamelei de arc. Alegând un material (așadar se cunpaște σ_{ai}) pentru arc, se poate determina grosimea minimă. Relația este [8]:

$$h_{nec} = \frac{2}{3} \cdot \frac{l^2}{E \cdot f_{cap}} \cdot \sigma_{ai}$$

$$h \geq h_{nec}$$

Dacă se cunoaște forța de apăsare atunci se poate determina lățimea necesară (\mathbf{b}_{nec}) [7]:

$$b_{nec} = \frac{6 \cdot l \cdot F_{cap}}{h^2 \cdot \sigma_{ai}}$$

CALCULUL ARCURILOR

Arcul bară de torsiune

Tabelul 8.5 Valori efective (după [8])

Denumire	Expresia de calcul
Tensiunea efectivă de răsucire:	$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{F \cdot R}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot F \cdot R}{\pi \cdot d^3}$
Unghiul de rotire:	$\theta = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{F \cdot R \cdot l}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot F \cdot R \cdot l}{G \cdot \pi \cdot d^3}$
Energia potențială:	$E_p = \frac{1}{2} \cdot T \cdot \theta$

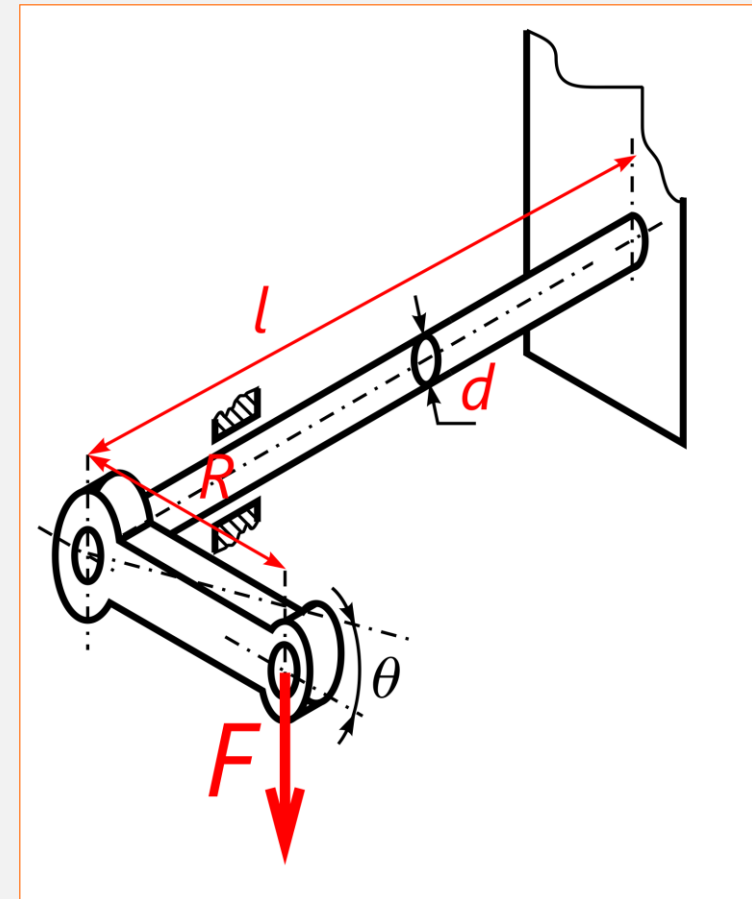


Fig. 8.5 Arcul bară de torsiune

CALCULUL ARCURILOR

Arcul bară de torsiune

Tabelul 8.6 Valori capabile (după [8])

Denumire	Expresia de calcul
Forța capabilă sau momentul capabil:	$F_{cap} = \frac{\pi \cdot d^3}{16 \cdot R} \cdot \tau_{at} \quad T_{cap} = F_{cap} \cdot R$
Unghiul de rotire capabil:	$\theta_{cap} = \frac{T_{cap} \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{2 \cdot l}{G \cdot d} \cdot \tau_{at}$
Energia potențială capabilă:	$E_{pcap} = \frac{1}{2} \cdot T_{cap} \cdot \theta_{cap} = \frac{1}{4} \cdot V \cdot \frac{\tau_{at}^2}{G}$

V este volumul arcului ($\pi \cdot d^2 \cdot l / 4$). Raportul $\frac{1}{4}$ (coeficientul volumetric) este mai mare decât în cazul arcului lamelar (**poate înmagazina energii mari la volume mici**). Pentru dimensionarea arcului trebuie determinate diametrului și a lungimea acestuia [8]:

$$d_{nec} = \frac{2 \cdot l}{G \cdot \theta_{cap}} \cdot \tau_{at}$$

$$d_{nec} = \sqrt{\frac{16 \cdot E_{pcap} \cdot G}{\pi \cdot l \cdot \tau_{at}}}$$

CALCULUL ARCURILOR

Arcul elicoidal de compresiune

Tabelul 8.7 Elementele geometrice ale arcurilor (după [7])

Simbol	Denumire
d	Diametrul sârmei, în mm
D_m	Diametrul mediu al arcului, în mm
n	Numărul de spire active
n_r	Numărul de spire de reazem ($n_r = 2$)
t	Pasul arcului, în mm
e	Distanța dintre două spire vecine, în mm
H_0	Înălțimea arcului în stare liberă, în mm
α	Unghiul de înclinare a elicei, în grade

$$e_{\min} = 0,1 \cdot d \rightarrow 0,5$$

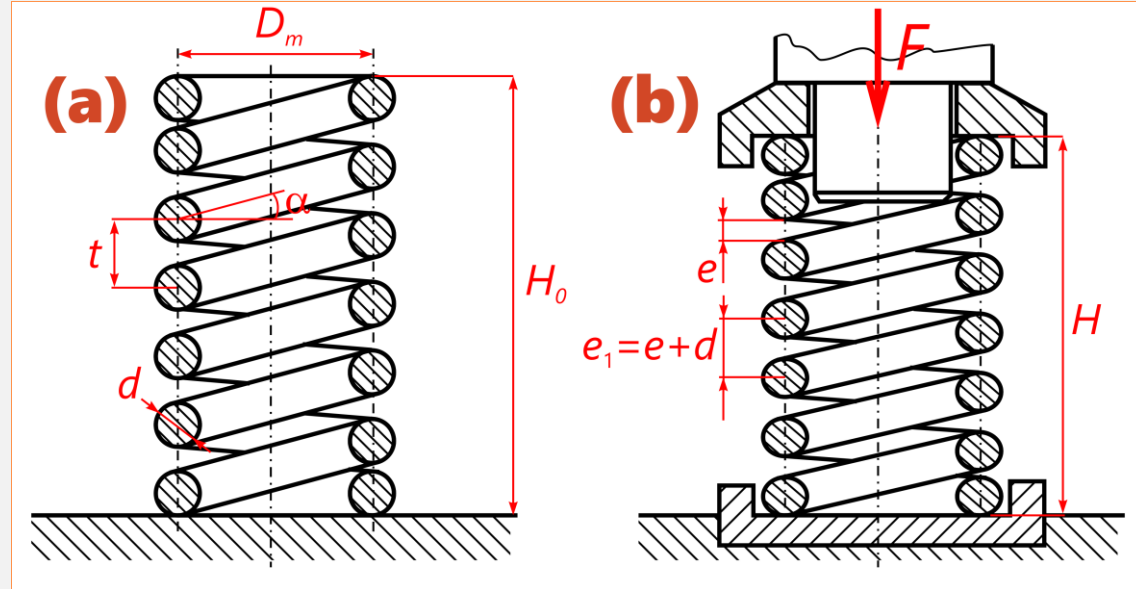


Fig. 8.6 Arcul elicoidal cilindric de compresiune

$$H \geq (1,1 \cdot n + 0,5) \cdot d \quad \text{dacă: } d \geq 5 \text{ mm}$$

$$H \geq (n + 0,5) \cdot d + 0,5 \quad \text{dacă: } d < 5 \text{ mm}$$

$$\frac{D_m}{4} + 0,2 \leq t \leq \frac{2}{3} \cdot D_m$$

$$H_0 = n \cdot t + (n_r - 0,5) \cdot d$$

CALCULUL ARCURILOR

Arcul elicoidal de compresiune

$$T = F \cdot \frac{D_m}{2}$$

$$\tau_{tM} = k \cdot \tau_t = k \cdot \frac{T}{W_p}$$

k este factorul de formă al arcului [8]: $k = 1 + \frac{1,6}{i}$

i reprezintă indicele arcului [8]: $i = \frac{D_m}{d} = 4 \dots 16$

Dacă **i** este **mic**, atunci **factorul de formă k** are valori mari, prin urmare și tensiunea de torsiune va fi mai mare ceea ce reprezintă un dezavantaj [8]. Din acest motiv indicele arcului este limitat inferior la **4**.

$$l = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{\cos \alpha} \approx \pi \cdot D_m \cdot n$$

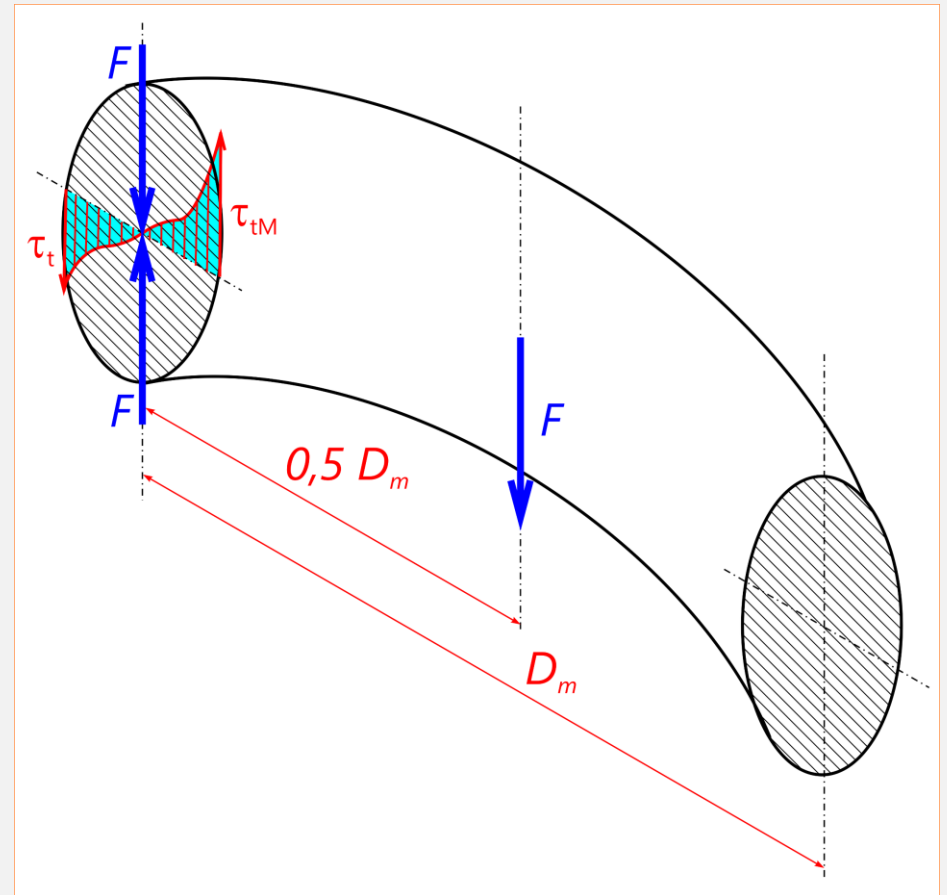
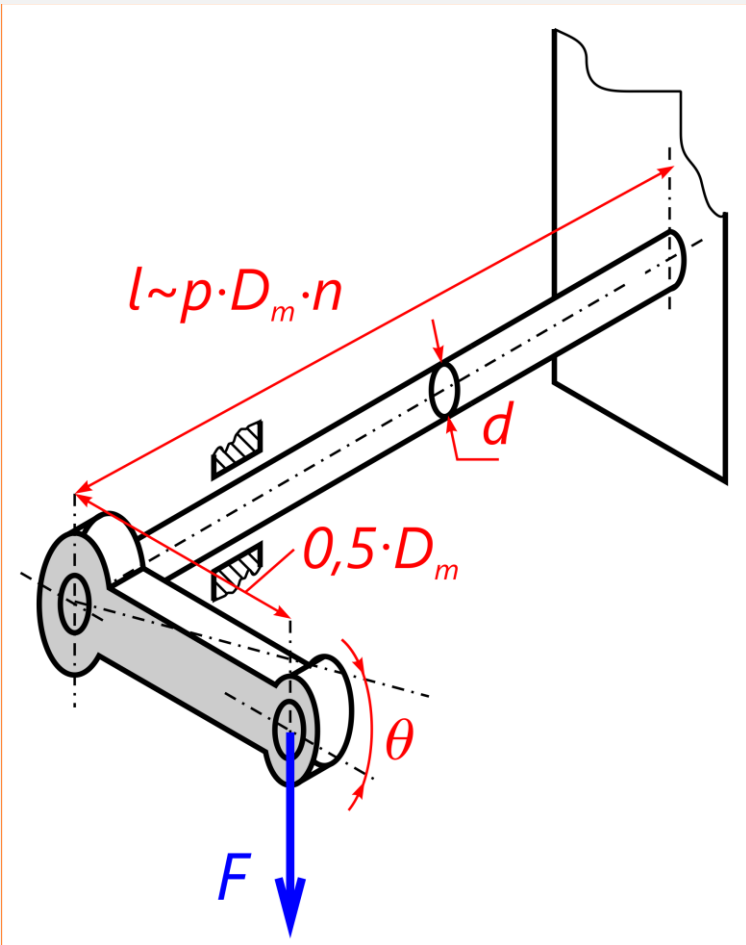


Fig. 8.6 Arcul elicoidal cilindric de compresiune

CALCULUL ARCURILOR

Arcul elicoidal de compresiune



Tabelul 8.8 Valori efective, respectiv valori capabile (după [8])

Denumire	Expresia de calcul
Tensiunea efectivă de răsucire maximă	$\tau_t = k \cdot \frac{T}{W_p} = \frac{F \cdot D_m}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{8 \cdot k \cdot F \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot k \cdot F \cdot i}{\pi \cdot d^2}$
Săgeata efectivă	$f = \frac{D_m}{2} \cdot \theta = \frac{D_m}{2} \cdot \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{8 \cdot F \cdot n \cdot i^3}{G \cdot d}$
Energia potențială efectivă:	$E_p = \frac{1}{2} \cdot F \cdot f = \frac{4 \cdot F^2 \cdot i^3 \cdot n}{G \cdot d}$
Forța capabilă	$F_{cap} = \frac{\pi \cdot d^2}{8 \cdot k \cdot i} \cdot \tau_{at}$
Săgeata capabilă	$f_{cap} = \frac{8 \cdot F_{cap} \cdot i^3 \cdot n}{G \cdot d} = \frac{\pi \cdot d \cdot i^3 \cdot n}{k \cdot G} \cdot \tau_{at}$
Energia potențială capabilă	$E_{p\,cap} = \frac{1}{2} \cdot F_{cap} \cdot f_{cap} = \frac{1}{4 \cdot k^2} \cdot V \cdot \frac{\tau_{at}^2}{G}$

Fig. 8.5 Arcul elicoidal cilindric desfășurat

CALCULUL ARCURILOR

Arcul elicoidal de compresiune. Etape de calcul

A.

Se cunosc: sarcina - **F** și săgeata – **f**;

1

Se adoptă indicele arcului în intervalul recomandat (4...16);

2

Se determină factorul de formă **k**, folosind relația: $k = 1 + \frac{1,6}{i}$. Se alege materialul arcului;

3

Se calculează diametrul necesar al sârmei: $d_{nec} = \sqrt{\frac{8 \cdot k \cdot i \cdot F_{cap.}}{\pi \cdot \tau_{at}}}$;

CALCULUL ARCURILOR

Arcul elicoidal de compresiune. Etape de calcul

A.

Se cunosc: sarcina - F și săgeata - f ;

4

Se determină numărul de spire necesar: $n_{nec} = \frac{k \cdot G \cdot f_{cap}}{\pi \cdot d \cdot i^2 \cdot \tau_{at}}$;

5

Se calculează diametrul mediu și se stabilește pasul arcului;

6

Se calculează lungimea sârmei cu relația: $l = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{\cos \alpha}$, în care: $\tan \alpha = \frac{t}{\pi \cdot D_m}$.

CALCULUL ARCURILOR

Arcul elicoidal de compresiune. Etape de calcul

B.

Se cunosc: sarcina care acționează asupra arcului - F;

1

Se alege indicele arcului, se calculează factorul de formă, se alege materialul arcului. Se determină diametrul necesar al arcului;

2

Săgeata arcului - **f** se stabilește din condițiile de funcționare. Se determină numărul necesar de spire și numărul total de spire: $n_{tot} = n + n_r$;

3

Se calculează diametrul mediu și se determină lungimea sârmei.

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Enumerați **4** scopuri pentru care se utilizează arcurile.
2. Care dintre oțelurile următoare se utilizează la confecționarea arcurilor: **C15, C45, C55S, C67S**?
3. Rigiditatea arcului este:
4. Care este semnificația caracteristicii unui arc?
5. Ce tipuri de caracteristici pot avea arcurile?
6. Arcul bară de torsiune are o caracteristică:
7. Care dintre arcurile următoare au caracteristică care prezintă curbă de histerezis: arcul de cauciuc, arcul lamelar sau arcul cilindric elicoidal de compresiune?
8. Unitatea de măsură pentru rigiditatea arcului este:
9. Explicați de ce se limitează indicele arcului în intervalul **4...16**.
10. Săgeata arcului lamelar se determină cu relația:

ANGRENAJE. ASPECTE ALE UZURII ANGRENAJELOR. ANGRENAJE CU AXE PARALELE.

Conținut:

A Angrenaje

- A.1 Considerații generale. Clasificare. Procedee tehnologice
- A.2 Materiale. Calculul asamblărilor cu pene

B Asamblări cu bolțuri

- B.1 Introducere. Clasificare.
- B.2 Funcționare. Solicitări. Materiale

Întrebări recapitulative

ANGRENAJE

Considerații generale. Clasificare

Tabelul 9.1 Clasificarea angrenajelor (după [8])

Sunt mecanisme cu roți dințate care servesc la transmiterea mișcării de rotație între doi arbori, respectiv la transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație sau invers (de pildă, angrenajul cremalieră - roată) [8].

Sunt organe de mașini care au la periferia lor dinți dispuși în mod regulat pe suprafețe teoretice (în general de revoluție) numite suprafețe de rostogolire [8].

Criteriul	Tipul
În funcție de poziția relativă a mișcării	Angrenaje cu axe paralele (fig. 9.1, a, b); Angrenaje cu axe concurente (fig. 9.1, d, e); Angrenaje cu axe încrucișate (fig. 9.1,f);
După poziția relativă a suprafețelor de rostogolire	Angrenaje exterioare (fig. 9.1, a, b); Angrenaje interioare (fig. 9.1,c);
După profilul dinților	Angrenaje cu profil în evolventă; Angrenaje cu profil cicloidal; Angrenaje cu profil în arc de cerc;
După posibilitatea de mișcare a axelor geometrice ale arborilor	Cu axe fixe; Cu axe mobile.

ANGRENAJE

Considerații generale. Clasificare

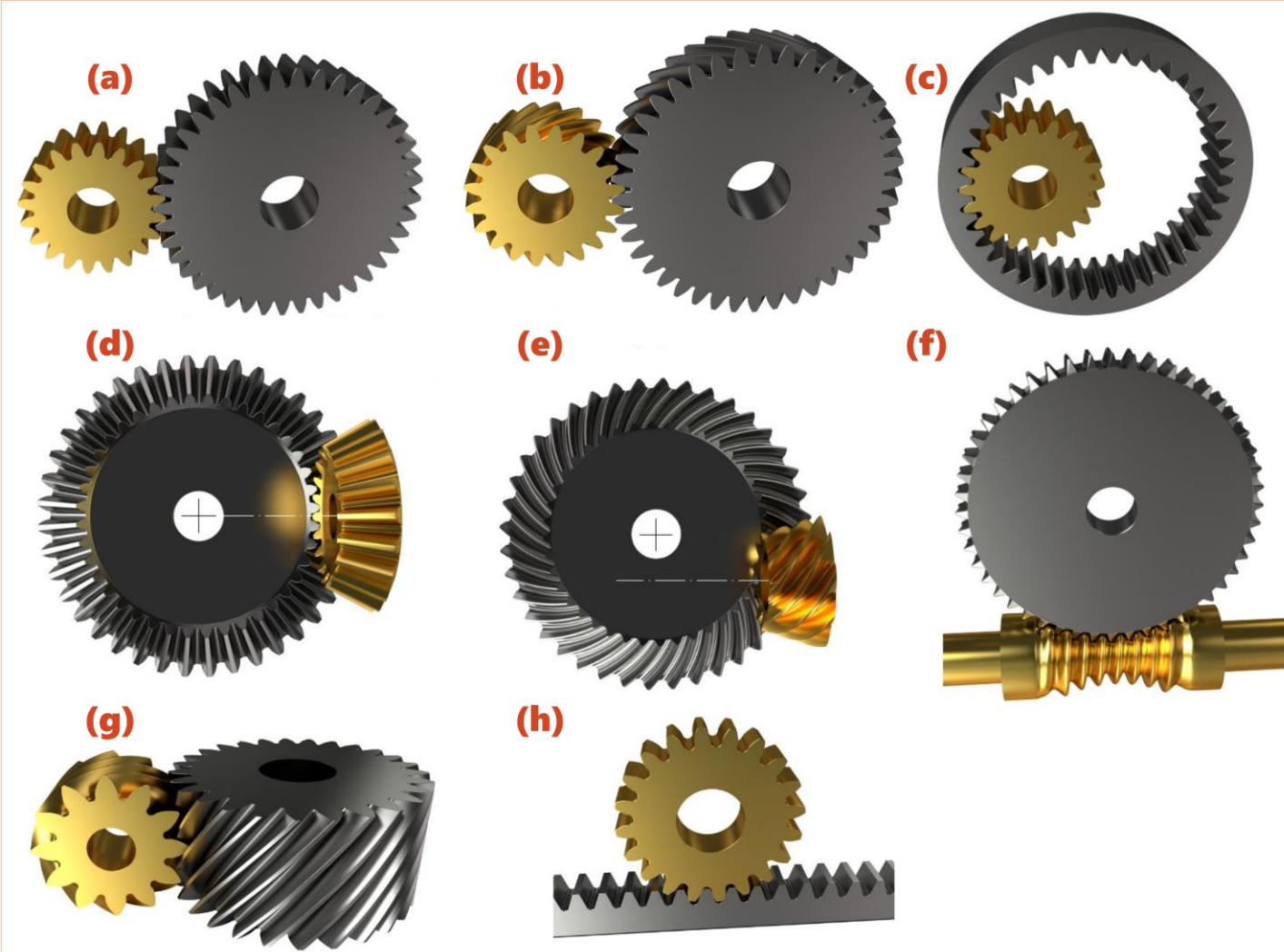


Fig. 9.1 Angrenaje, după [29]

MODURI DE IEȘIRE DIN FUNCȚIUNE

a.1

Exfolierea

Este o formă de deteriorare prin oboseală a materialului și apare la angrenajele la care dantura a fost supusă unui tratament termic sau termochimic de durificare superficială (călire superficială, cementare, nitrurare). Se manifestă prin desprinderea unor porțiuni sub forma unor foițe subțiri ($\leq 10^{-1}$ mm) ale stratului superficial al flancului dintelui, ca urmare a unor microfisuri de oboseală apărute la granița dintre stratul durificat și cel de bază.

Măsuri pentru evitarea procesului de exfoliere:

- Adoptarea unor tehnologii de tratament adecvate;

a.2

Coroziunea

Este deteriorarea care apare din pricina atacului chimic ca urmare a prezenței apei sau a acizilor în ulei. Apa pătrunde prin etanșările neeficiente sau se poate forma prin condens. Acizii organici apar prin oxidarea uleiului (proces inevitabil). Coroziunea se poate încetni dar nu se poate evita [8].

Măsuri pentru evitarea coroziunii:

- Utilizarea unor etanșări corecte;
- Carcasele trebuie să fie prevăzute cu orificii speciale pentru îndepărtarea apei.

MODURI DE IEȘIRE DIN FUNCȚIUNE

a.3

Uzarea de abraziune

Este o formă de deteriorare a angrenajelor care funcționează la viteze mici, a angrenajelor deschise etc. Este un proces mecanic de îndepărtare a unor particule fine de material de pe flancul dintelui, datorită acțiunii particulelor abrazive, existente între suprafețele în contact. Particulele abrazive pot proveni din exterior (când sistemul de etanșare este defectuos), din forfecarea punctelor de sudură (apărute în urma gripării) sau din desprinderea materialului (în urma apariției pittingului).

Măsurile pentru evitarea procesului de uzare abrazivă:

- Realizarea unor etanșări corecte (care să rețină particulele din exterior);
- Durificarea flancurilor roților dințate [5];
- Utilizarea unor dopuri de golire cu pastile mangetice, care să rețină particulele rezultate în urma uzurii;
- Asigurarea unei distanțe minime (de 40...50 mm) între fundul băii de ulei și roata cea mai apropiată de acesta.

a.4

Uzarea de aderență

Este specifică cuplelor de frecare definite prin contacte conforme, care funcționează în regim de frecare uscată, limită sau mixtă. Apare datorită contactului metalic dintre flancuri [5]. Întreruperea filmului de lubrifiant se produce datorită: șocurilor, temperaturilor înalte, viscozității uleiului.

Măsurile pentru evitarea uzurii de aderență:

- Rodaj necorespunzător;
- Jocuri prea mici între flancuri;
- Calitatea necorespunzătoare a lubrifiantului;
- Prezența unor perechi de materiale care pot forma soluții solide, deci microjoncțiuni (materiale antagoniste).

MODURI DE IEȘIRE DIN FUNCȚIUNE

a.5

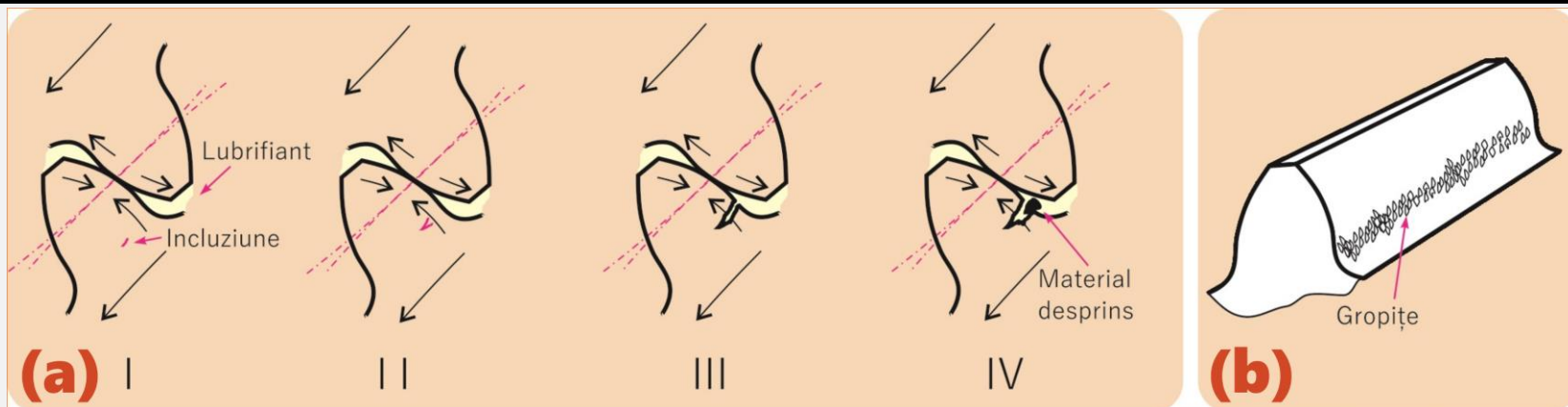
Pitting

Pittingul este un rezultat al oboselii superficiale specific contactelor neconforme (cuple de clasa I și a II-a) aflate în mișcare de rostogolire (cu alunecare) lubrifiate (regim de ungere mixtă sau fluidă - EHD). Mecanismul de formare a pittingului poate fi înțeles pe baza figurii 9.2. Este cunoscut faptul că materialele, în urma elaborării primare nu au o structură uniformă, dimpotrivă în interiorul acestora existând impurități, pori etc. (fig. 9.2, aI). Aceste defecte constituie originea fisurii, care, sub acțiunea tensiunii tangențiale maxime (aflate la 0,2...0,02 mm sub nivelul suprafeței de contact) se propagă spre suprafață (aIII). Apoi, datorită solicitării ciclice, ea se dezvoltă mărindu-și dimensiunile. Uleiul pătrunde în fisură, este presurizat de suprafața conjugată și, prin efectul de "pană hidrostatică" (aIV), va produce o desprindere de material de pe suprafața piesei, formându-se o gropiță (micro-crater).

Măsurile pentru evitarea pittingului:

- Dimensionarea corectă a angrenajelor;
- Alegerea corectă a lubrifianului, în funcție de tipul angrenajului și de parametrii funcționali;
- Durificarea superficială pe o adâncime mai mare de 0,2...0,02 mm (cementare, călire prin inducție).

Fig. 9.2



MODURI DE IEȘIRE DIN FUNCȚIUNE

b.1

**Ruperea
dintelui la
picior**

Este favorizată de raza mică de la piciorul dintelui, având un caracter de oboseală.

b.2

**Ruperea
dintelui la
vârf**

Se produce datorită nerespectării grosimii minime a dintelui pe cercul de cap (pentru roți dințate confecționate din oțeluri de îmbunătățire trebuie îndeplinită condiția $s_a = 0,25 \cdot m$, iar pentru cele confecționate din oțeluri de cementare $s_a = 0,4 \cdot m$)

ANGRENAJE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI.

Elemente geometrice. Terminologie

p	Pasul pe cercul de divizare
b	Lățimea danturii;
c	Joc radial
s_d	Grosimea dintelui
s_g	Grosimea golului
s_a	Grosimea dintelui pe cercul de cap
h_a	Înălțimea capului dintelui
h_f	Înălțimea piciorului dintelui

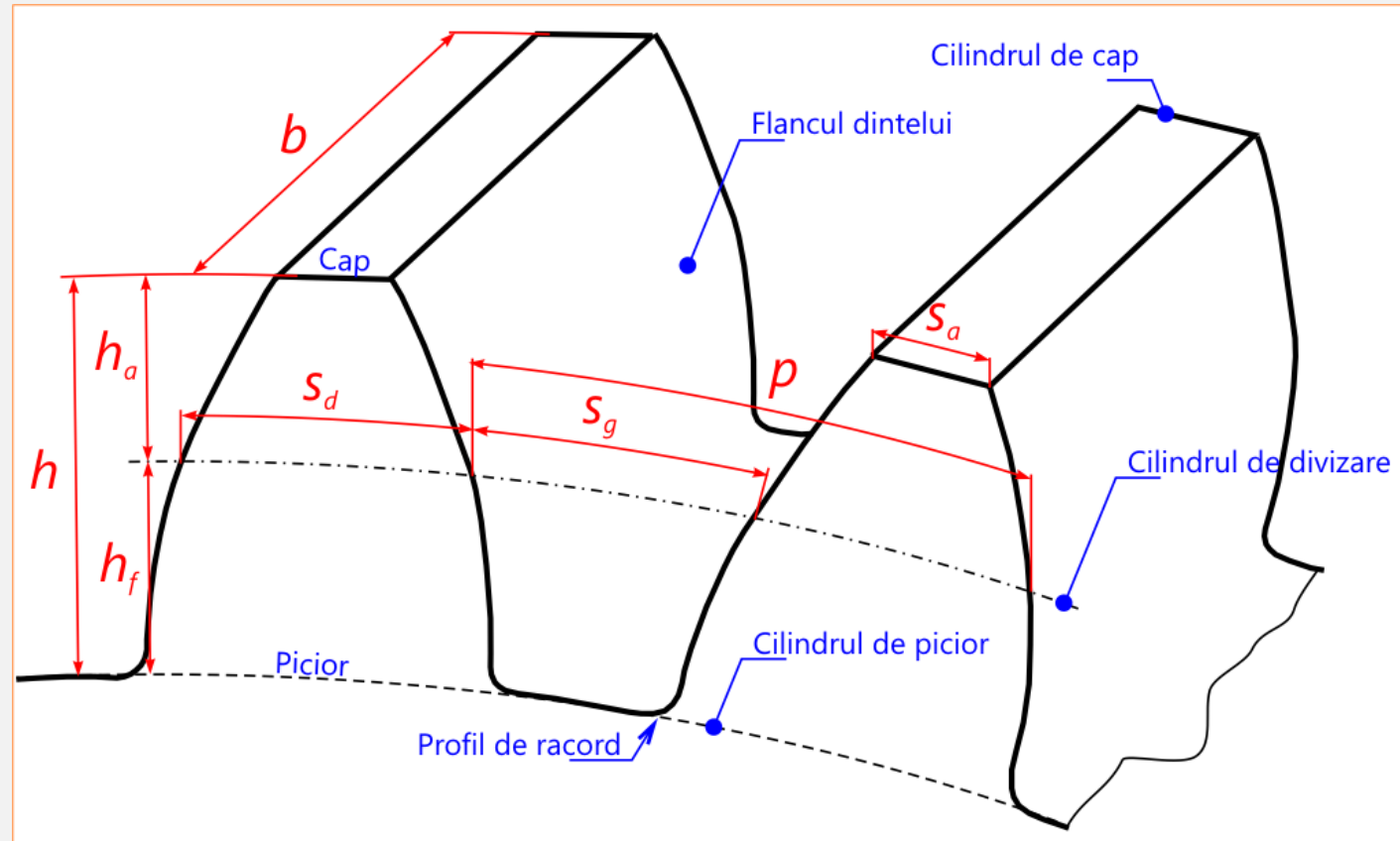


Fig. 9.2 Elementele geometrice ale roților dințate (în spațiu), după [8]

ANGRENAJE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTȚI.

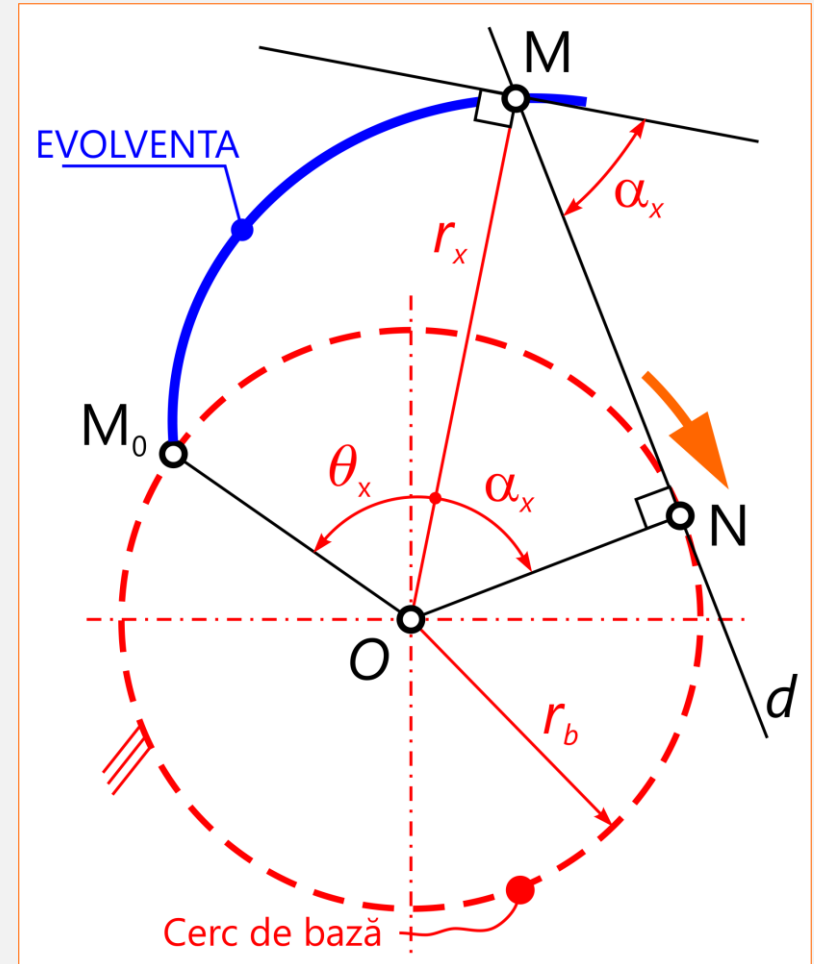
Elemente geometrice. Terminologie

$$\left. \begin{array}{l} \Delta OMN \Rightarrow MN = ON \cdot \tan \alpha_x \\ ON = r_b \end{array} \right\} \Rightarrow MN = r_b \cdot \tan \alpha_x$$

$$\widehat{M_0N} = r_b \cdot \tan \alpha_x$$

$\theta_x = \tan \alpha_x - \alpha_x$ Funcția θ_x se numește funcția involută și se notează cu **inva α_x** :

$$\text{inva} \alpha_x = \tan \alpha_x - \alpha_x$$



ANGRENAJE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI.

Elemente geometrice. Terminologie

d_a	Cercul de cap;
d_f	Cercul de picior;
d	Cercul de divizare;
p	Pasul circular;

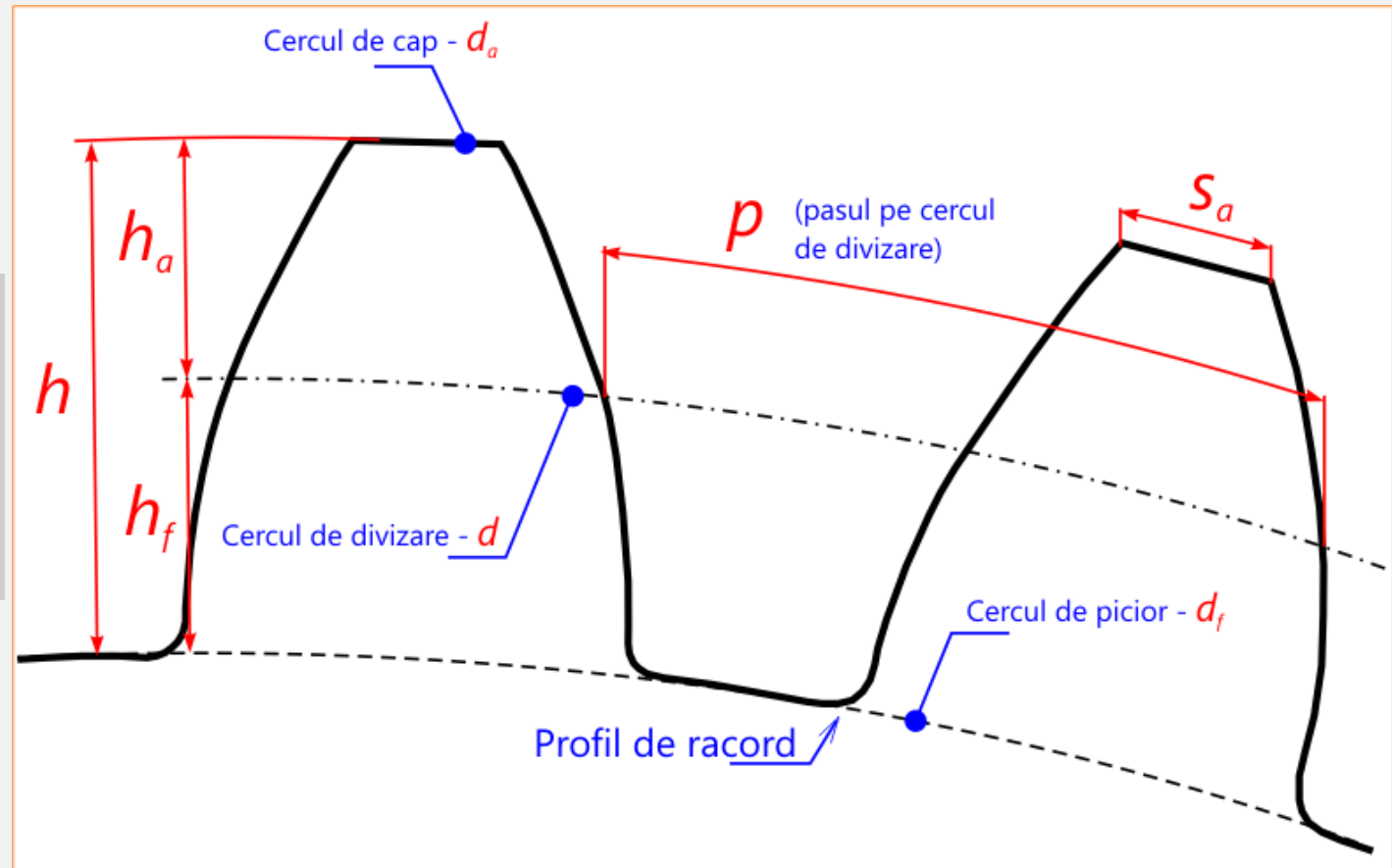
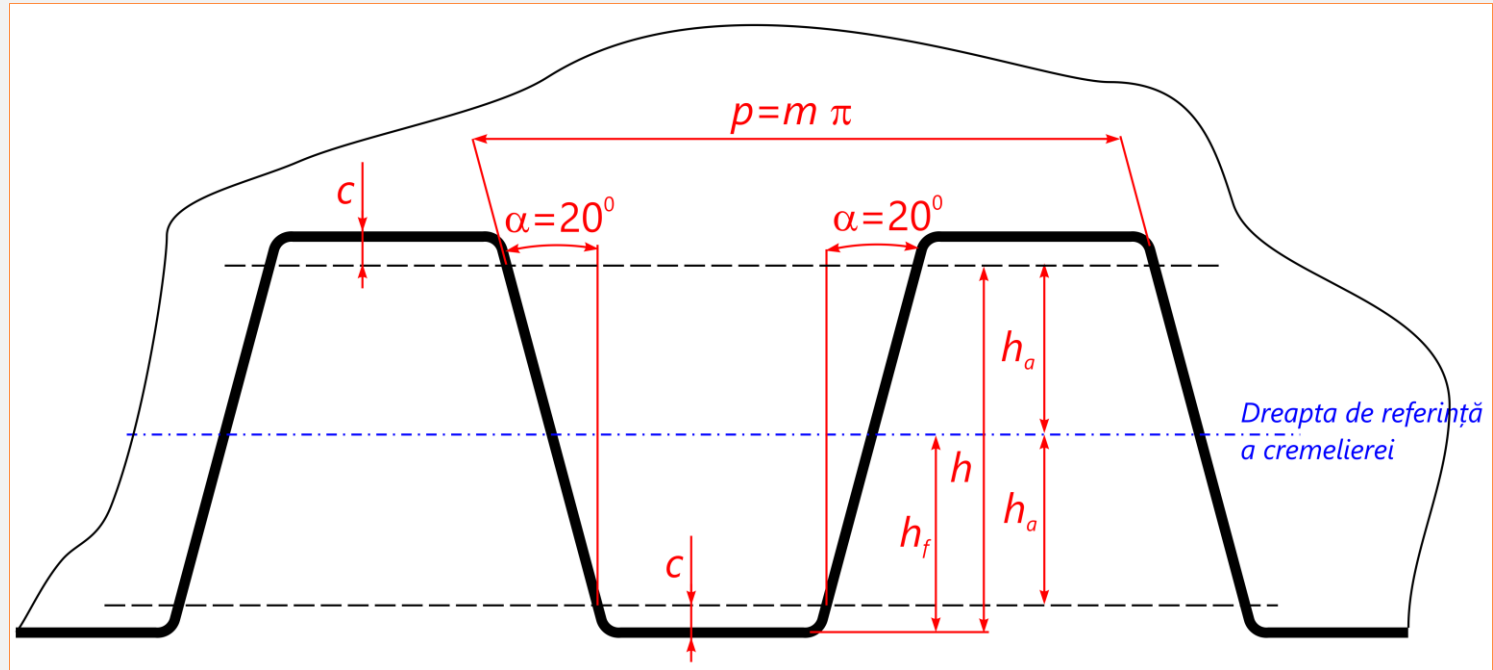


Fig. 9.3 Elementele geometrice ale roților dințate (în plan), după [8]

ANGRENAJE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI.

Elemente geometrice. Terminologie

Fig. 9.4 Cremaliera de referință, după [8]



Unghiul de angrenare de referință, α

Coefficientul înălțimii capului de referință, h_a^*

Coefficientul jocului de referință la piciorul dintelui, c^*

Coefficientul razei de racordare de referință la piciorul dintelui, ρ^*

$$\alpha = 20^\circ$$

$$h_a^* = h_a/m = 1$$

$$c^* = c/m = 0,25$$

$$\rho^* = 0,38$$

ANGRENAJE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI.

Elemente geometrice. Terminologie

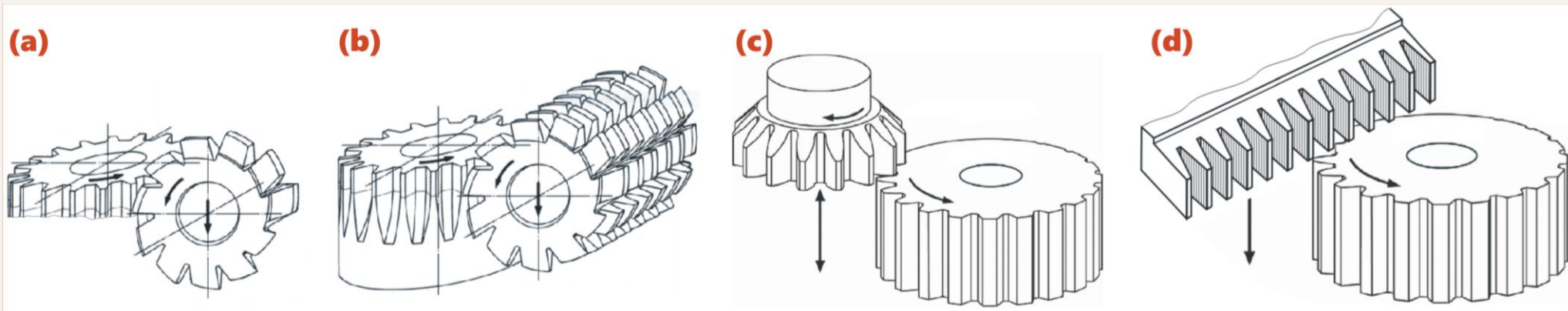


Fig. 9.5 Procedee tehnologice de prelucrare a roților dințate

- (a) frezare de divizare** (scula: freza disc sau deget); **(b) frezare de rostogolire** (scula - freza melc-modul);
(c) mortezare cu cuțit roată; **(d) mortezare cu cuțit pieptene**

ANGRENAJE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI. Elemente geometrice. Terminologie

1

Angrenaje nedeplasate

Cele două roți ale angrenajului sunt roți zero, adică: $x_1 = x_2$ (fig. b);

2

Angrenaje zero deplasate

Una dintre cele două roți este deplasată plus (de pildă, z_1 pentru care $x_1 > 0$) iar cealaltă este deplasată minus ($x_2 < 0$), așașdar $x_1 + x_2 = 0$ (fig. b);

3

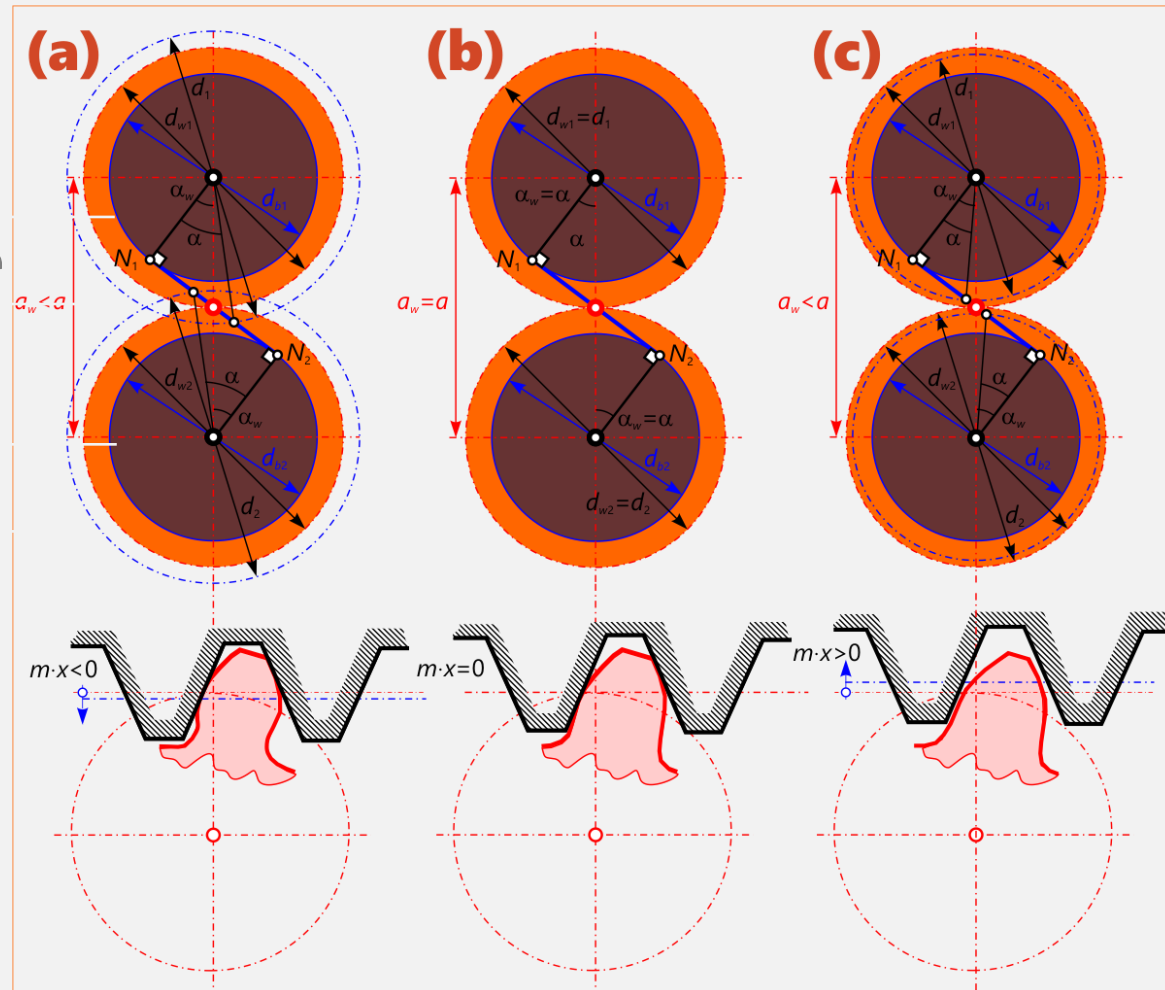
Angrenaje deplasate plus

Una dintre cele două roți este deplasată plus (de pildă, z_1 pentru care $x_1 > 0$) iar cealaltă este deplasată minus ($x_2 < 0$), așașdar $x_1 + x_2 > 0$ (fig. c);

4

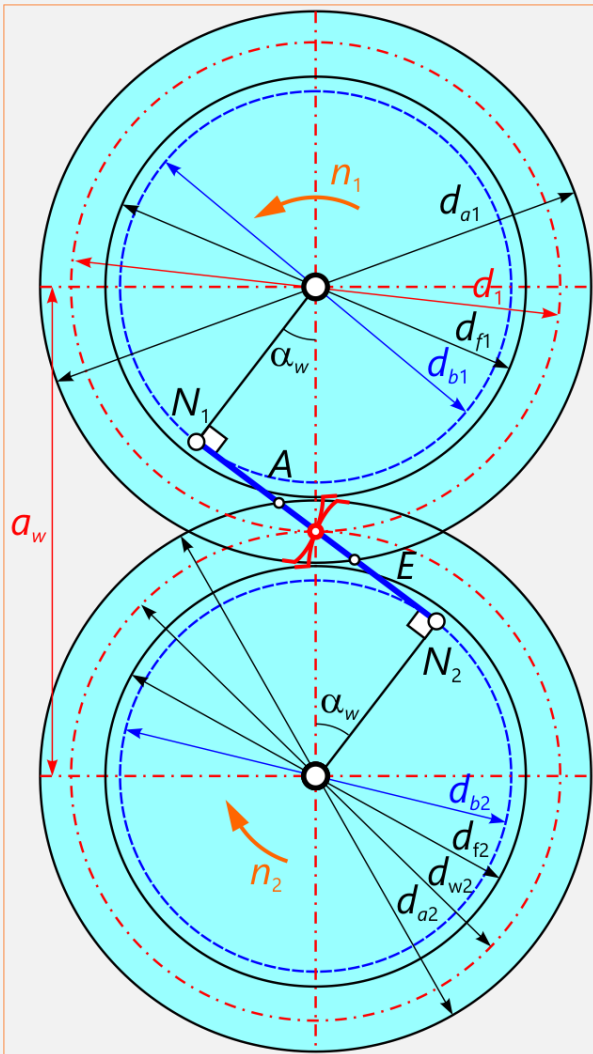
Angrenaje deplasate minus

Una dintre cele două roți este deplasată minus (de pildă, z_1 pentru care $x_1 < 0$) iar cealaltă poate fi zero, plus sau minus ($x_2 < 0$), așașdar $x_1 + x_2 < 0$ (fig. a);



ANGRENAJE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTȚI.

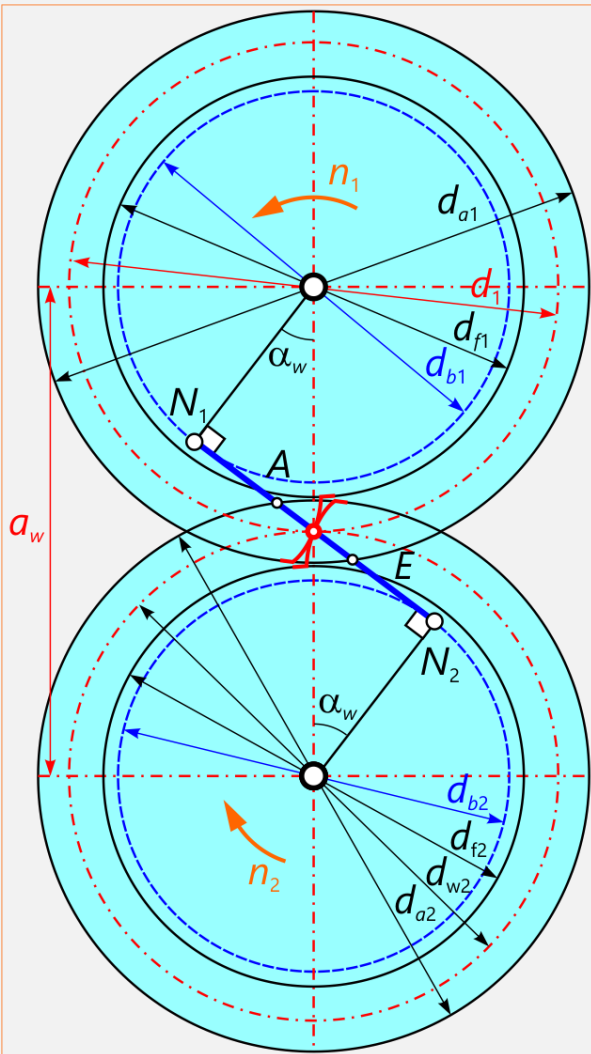
Elemente geometrice. Terminologie



α_w	Unghiul de angrenare real	$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos\alpha\right)$
ϵ_α	Gradul de acoperire al angrenajului	$\epsilon_\alpha = \frac{AE}{p_b} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin\alpha_w}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos\alpha}$
p_b	Pasul pe cercul de bază	$p_b = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha$
a	Distanța axială elementară	$a = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}$
a_w	Distanța axială reală	$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$
x_s	Ecuția fundamentală a angrenării	$\operatorname{inv}\alpha_w = \operatorname{inv}\alpha + \frac{2 \cdot x_s \cdot \tan\alpha}{z_1 + z_2}$
y	Suma coeficienților deplasării de profil	$x_s = x_1 + x_2$
Δy	Coeficientul de variație a distanței axiale	$y = \frac{a_w - a}{m}$
	Scurtarea specifică a înălțimii dinților	$\Delta y = x_s - y$

ANGRENAJE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTȚI.

Elemente geometrice. Terminologie



$d_{b1,2}$

Diametrele cercurilor de bază

$$d_{b1,2} = m \cdot z_{1,2} \cdot \cos \alpha$$

$d_{1,2}$

Diametrele cercurilor de divizare

$$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$$

$d_{w1,2}$

Diametrele cercurilor de rostogolire

$$d_{w1,2} = d_{1,2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

$d_{a1,2}$

Diametrele cercurilor de cap

$$d_{a1,2} = m \cdot [z_{1,2} + 2 \cdot (h_a^* + x_{1,2} - \Delta y)]$$

$d_{f1,2}$

Diametrele cercurilor de picior

$$d_{f1,2} = m \cdot [z_{1,2} - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_{1,2})]$$

h

Înălțimea dintelui

$$h = m \cdot (2 \cdot h_a^* + c^* - \Delta y)$$

ANGRENAJE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI. Forțele

Dacă pe arborele i se transmite puterea P_i [kW], arborele rotindu-se cu turația n_i [rot/min] atunci momentul de torsiune este dat de relația:

$$T_i = 9550 \cdot \frac{P_i}{n_i} \quad [N \cdot m]$$

Dar, din ecuația de echilibru dinamic al pinionului:

$$T_1 = F_{t1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} \rightarrow F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} = F_{t2}$$

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_w} = F_{n2}$$

Forța radială:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = F_{r2}$$

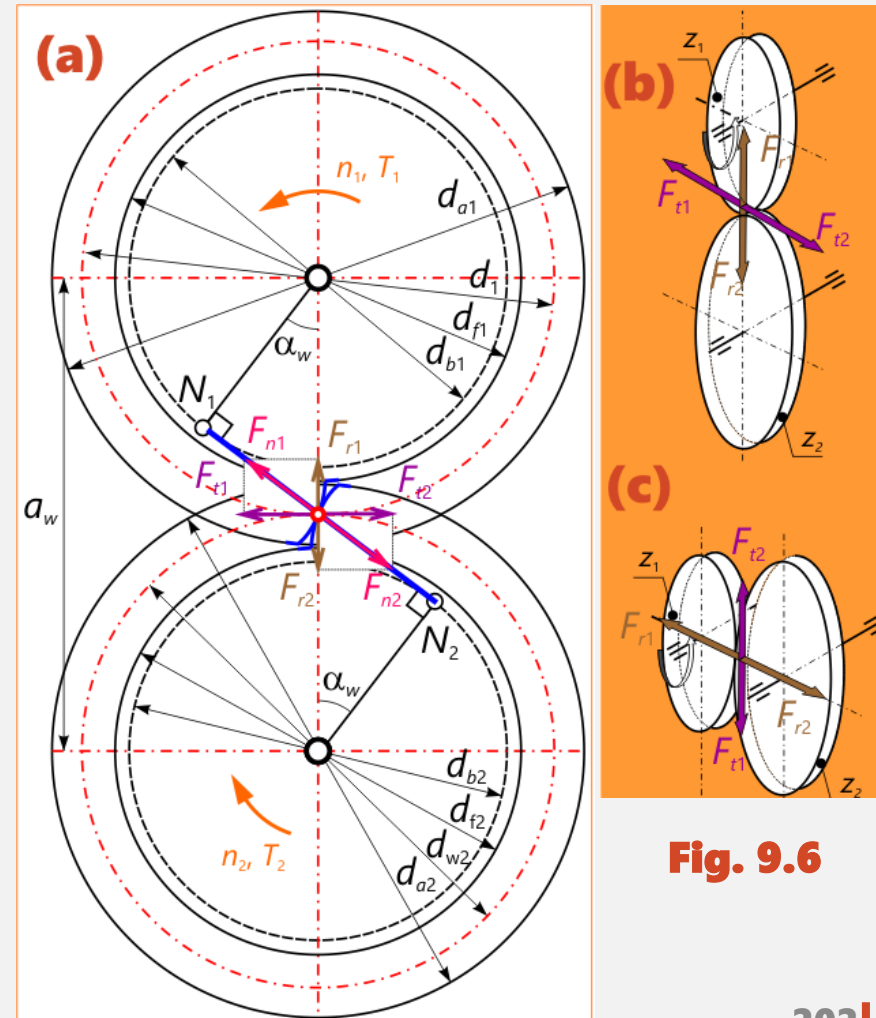


Fig. 9.6

ANGRENAJE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI. Forțele

În realitate, un angrenaj nu este încărcat cu sarcina normală dată de relația de mai sus, ci cu forțe mult mai mari.

$$F_{n1ef} = F_{n1} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = C_H \cdot F_{n1}$$

$$F_{n1ef} = F_{n1} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = C_F \cdot F_{n1}$$

K_A	factor dinamic exterior	ține seama de sarcinile suplimentare provenite din procesul funcționării atât al mașinii motoare, cât și al mașinii conduse.
K_v	factor dinamic	ține seama de sarcinile suplimentare datorate erorilor de execuție și de montaj, precum și de deformațiile elastice ale celorlalte piese (arbori, carcase etc.) [5];
$K_{H\beta}$	factor de repartitie a sarcinii pe lățimea danturii	ia în considerare distribuția neuniformă a sarcinii pe lățimea danturii datorită erorii de direcție a dinților și a deformațiilor elastice ale dinților și ale pieselor componente ale subsansamblelor din care face parte angrenajul [5];
$K_{H\alpha}$	factorul repartitiei sarcinii în plan frontal pe perechile de dinți aflate simultan în angrenare	
$K_{F\beta}, K_{F\alpha}$	aceeași definiție ca $K_{H\beta}$, respectiv $K_{H\alpha}$	

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Ieșirea din funcțiune a angrenajelor se poate produce prin:
2. Enumerați **4** moduri de deteriorare a flancurilor roților dințate.
3. Explicați mecanismul pittingului.
4. Propuneți **3** măsuri pentru evitarea procesului de uzare abrazivă.
5. Cum se numește curba utilizată pentru generarea profilului unei roți dințate?
6. Relația de calcul pentru funcția **$inv\alpha$** este:
7. Care sunt procedeele tehnologice utilizate pentru danturarea roților dințate?
8. Care este unitatea de măsură pentru modulul unei roți dințate?
9. În funcție de suma coeficienților deplasărilor de profil angrenajele pot fi:
10. Dacă **$x_1 + x_2 < 0$** , atunci angrenajul este:

CALCULUL ANGRENAJELOR CILINDRICE CU DINȚI DREPTI LA PRESIUNE DE CONTACT ȘI ÎNCOVOIERE

Conținut:

A Calculul la presiune de contact

- A.1 Considerații generale. Ipoteze simplificatoare
- A.2 Calculul distanței axiale din solicitarea de contact

B Calculul la încovoiere

- B.1 Introducere. Ipoteze simplificatoare
- B.2 Calculul distanței axiale din solicitarea de încovoiere

Întrebări recapitulative

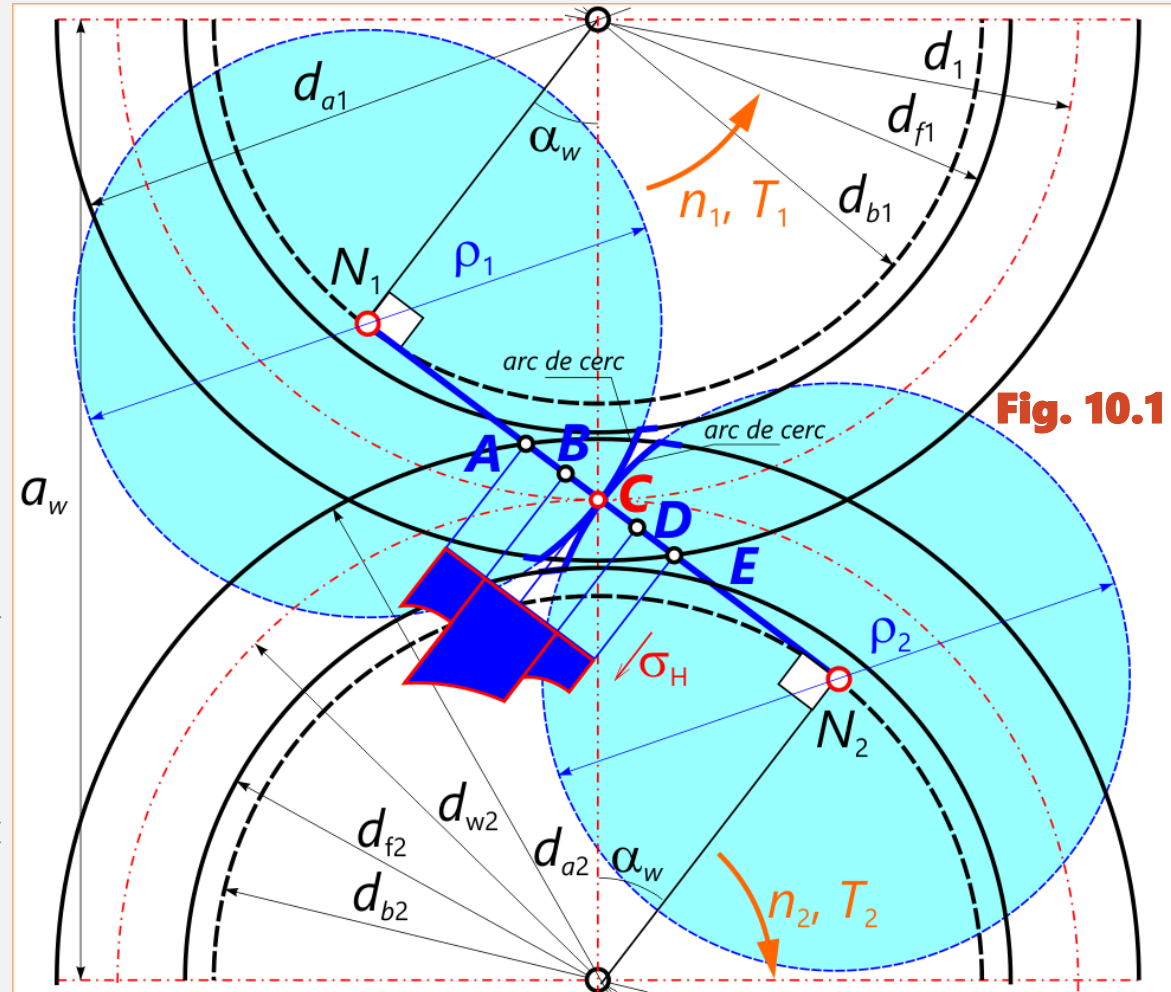
CALCULUL LA PRESIUNE DE CONTACT

Considerații generale

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{L_k} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

unde: F_n sarcina normală; ρ raza de curbură redusă; $\nu_{1,2}$ coeficienții lui Poisson, $E_{1,2}$ modulele de elasticitate longitudinale ale materialelor roților dințate.

Pentru adoptarea relației lui Hertz vom înlocui profilele evolventice cu arce de cerc ale căror raze (fig. 10.1) sunt egale cu razele de curbură ale evolventei în punctul în care se consideră contactul. Deplasările de profil au o influență majoră asupra tensiunii de strivire. Ele sunt limitate fie de ascuțirea dintelui fie de subțierea acestuia.



CALCULUL LA PRESIUNEA DE CONTACT

Considerații generale

Aproximații:

- a** Forța normală este aplicată static;
- b** Tensiunea de strivire este repartizată uniform pe lățimea danturii;
- c** Cilindrii sunt omogeni și izotropi;
- d** Materialele sunt elastice și respectă legea lui Hooke;
- e** Lățimea suprafeței de contact este neglijabilă în raport cu celelalte dimensiuni;
- f** Suprafețele de contact sunt netede;
- g** Efectul forței de frecare se neglijează.

CALCULUL LA PRESIUNE DE CONTACT

Considerații generale

În plus se mai face o simplificare (recomadată de ISO): deoarece σ_H (care are valoarea maximă în **B** sau **D**) variază foarte puțin în jurul polului angrenării, calculul se va face în pol (deoarece relațiile sunt mult mai simple și erorile sunt mici). Forța normală este:

$$F_n = F_{n1ef} = \frac{F_{t1}}{\cos\alpha_w} \cdot C_H = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1} \cdot \cos\alpha_w} \cdot C_H$$

$$L_k = \frac{b}{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

$$\left. \begin{aligned} \rho_1 = CN_1 &= \frac{1}{2} \cdot d_{w1} \cdot \sin\alpha_w \\ \rho_2 = CN_2 &= \frac{1}{2} \cdot d_{w2} \cdot \sin\alpha_w \end{aligned} \right\} \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{\sin\alpha_w} \cdot \left(\frac{1}{d_{w1}} + \frac{1}{d_{w2}} \right) = \frac{2}{d_{w1} \cdot \sin\alpha_w} \cdot \left(1 + \frac{1}{\frac{d_{w2}}{d_{w1}}} \right)$$
$$= \frac{2}{d_{w1} \cdot \sin\alpha_w} \cdot \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}$$

CALCULUL LA PRESIUNE DE CONTACT

Considerații generale

$$\begin{aligned}\sigma_H &= \sqrt{\frac{F_n}{L_k} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} = \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{d_{w1} \cdot \cos \alpha_w} \cdot \frac{\frac{4-\varepsilon\alpha}{3}}{b} \cdot \frac{2}{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w} \cdot \frac{u_{12}+1}{u_{12}} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \\ &= \underbrace{\sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}}_{Z_E \text{ Factor de material}} \cdot \underbrace{\sqrt{\frac{4-\varepsilon\alpha}{3}}}_{Z_\varepsilon \text{ Factorul zonei de contact}} \cdot \underbrace{\sqrt{\frac{2}{\cos \alpha_w \cdot \sin \alpha_w}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{b \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{u_{12}+1}{u_{12}}}}_{Z_H \text{ Factorul lungimii minime de contact}}\end{aligned}$$

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{b \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{u_{12}+1}{u_{12}}}$$

CALCULUL LA PRESIUNE DE CONTACT

Calculul distanței axiale

Se introduce coeficientul lărimii dintelui în funcție de distanța axială:

$$\psi_a = \frac{b}{a_w} \quad \text{din literatura de specialitate [8]:} \quad \psi_a = \begin{cases} 0,1 \dots 0,3 & \text{pentru } \frac{P_2}{n_2} < 0,1 \\ 0,3 \dots 0,45 & \text{pentru } \frac{P_2}{n_2} > 0,1 \end{cases}$$

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_{w1} \cdot (1 + u_{12})}{u_{12}} \Rightarrow d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{1 + u_{12}}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HP} \Rightarrow a_{wnec} = (u_{12} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_H \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\epsilon^2}{2 \cdot \psi_a \cdot u_{12} \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

CALCULUL LA ÎNCOVOIERE

Introducere

Ipoteze:

- a** Se admite că $\varepsilon_\alpha = 1$ (adică se neglijează angrenarea bipară, ulterior se va corecta acest lucru);
- b** Se consideră că sarcina lucrează la vârful dintelui (în ultimul punct de pe evolventă);
- c** Se ia în considerare numai componenta forței normale ce produce încovoierea dintelui (se neglijează compresiunea);
- d** Secțiunea periculoasă se determină prin punctele de tangență între profilurile de racord și două drepte care fac 30° cu axa de simetrie a dintelui.

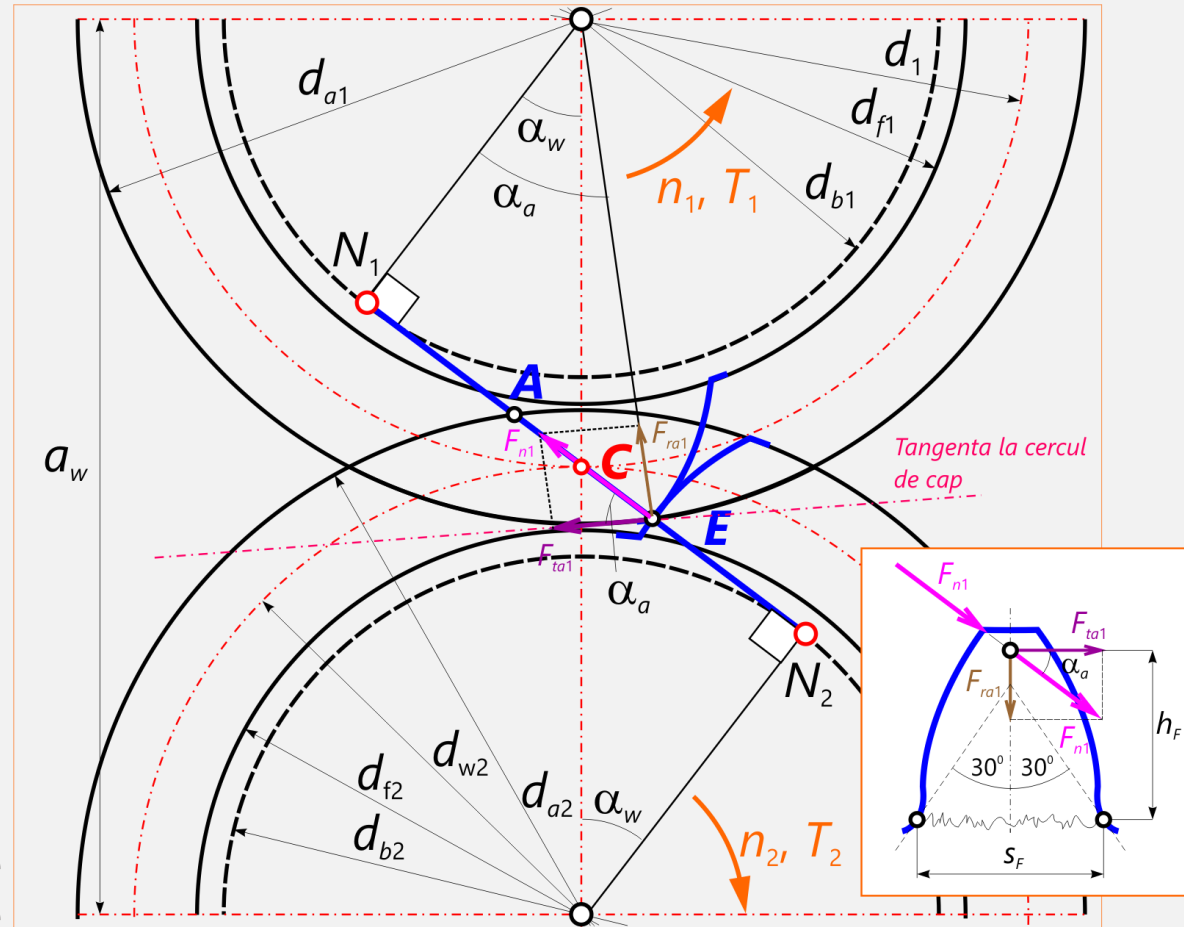


Fig. 10.2 Schema de calcul la încovoiere

CALCULUL LA ÎNCOVOIERE

Introducere

Din figura 10.2 rezultă:

$$\begin{aligned}\sigma_i &= \frac{M_i}{W_z} = \frac{F_{ta} \cdot h_F}{\frac{b \cdot S_F^2}{6}} = \frac{F_{n1ef} \cdot \cos \alpha_a}{b} \cdot \frac{6 \cdot h_F}{S_F^2} = \frac{F_{t1} \cdot C_F \cdot \cos \alpha_a}{b \cdot \cos \alpha_w} \cdot \frac{6 \cdot h_F}{S_F^2} = \\ &= \frac{F_{t1} \cdot C_F}{b \cdot m} \cdot \underbrace{\frac{\cos \alpha_a}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{6 \cdot \frac{h_F}{m}}{\frac{S_F^2}{m^2}}}_{Y_{Fa}} = \frac{F_{t1} \cdot C_F}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa}\end{aligned}$$

Y_{Fa} Factor de formă
a dintelui

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_F}{d_{w1} \cdot m \cdot b} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \leq \sigma_{FP}$$

Factorul corecție ce ține seama de
concentratorul de tensiune de la baza dintelui

Factorul gradului de acoperire

CALCULUL LA ÎNCOVOIERE

Calculul distanței axiale

$$m = \frac{d_{w1} \cdot \cos \alpha_w}{z_1 \cdot \cos \alpha} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \alpha_w}{z_1 \cdot (1 + u_{12}) \cdot \cos \alpha}$$

$$\sigma_F = \sigma_{FP} \Rightarrow a_{wnec} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_F \cdot z_1 \cdot (1 + u_{12})^2}{2 \cdot \psi_a \cdot \sigma_{FP}} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon}}$$

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Solicitățile principale în cazul unui angrenaj sunt:
2. Enumerați **4** aproximații folosite în calculul la presiune de contact.
3. În care dintre punctele specifice pe linia de angrenare tensiunea de strivire este mai mare?
4. Explicați cum se determină valoarea coeficientului Ψ_a ?
5. Care este relația de calcul a distanței axiale din solicitarea de presiune de contact?
6. Cum variază distanța axială în funcție de tensiunea admisibilă de predimensionare?
7. Care sunt ipotezele pe care se bazează calculul la solicitarea de încovoiere?
8. Cum se determină secțiunea periculoasă (pentru calcul la încovoiere)?
9. Scrieți relația tensiunii de încovoiere.
10. Coeficientul de formă a dintelui (din solicitarea de încovoiere) depinde de:

ANGRENAJE CU ROTI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI. FORȚELE. CALCULUL LA PRESIUNE DE CONTACT ȘI ÎNCOVOIERE

Conținut:

A Introducere

B Elemente geometrie. Terminologie și simboluri

C Forțele în angrenajele cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați

D Calculul de rezistență

D.1 Calculul la presiune de contact, respectiv la încovoiere

E Metodologia de calcul

Întrebări recapitulative

INTRODUCERE

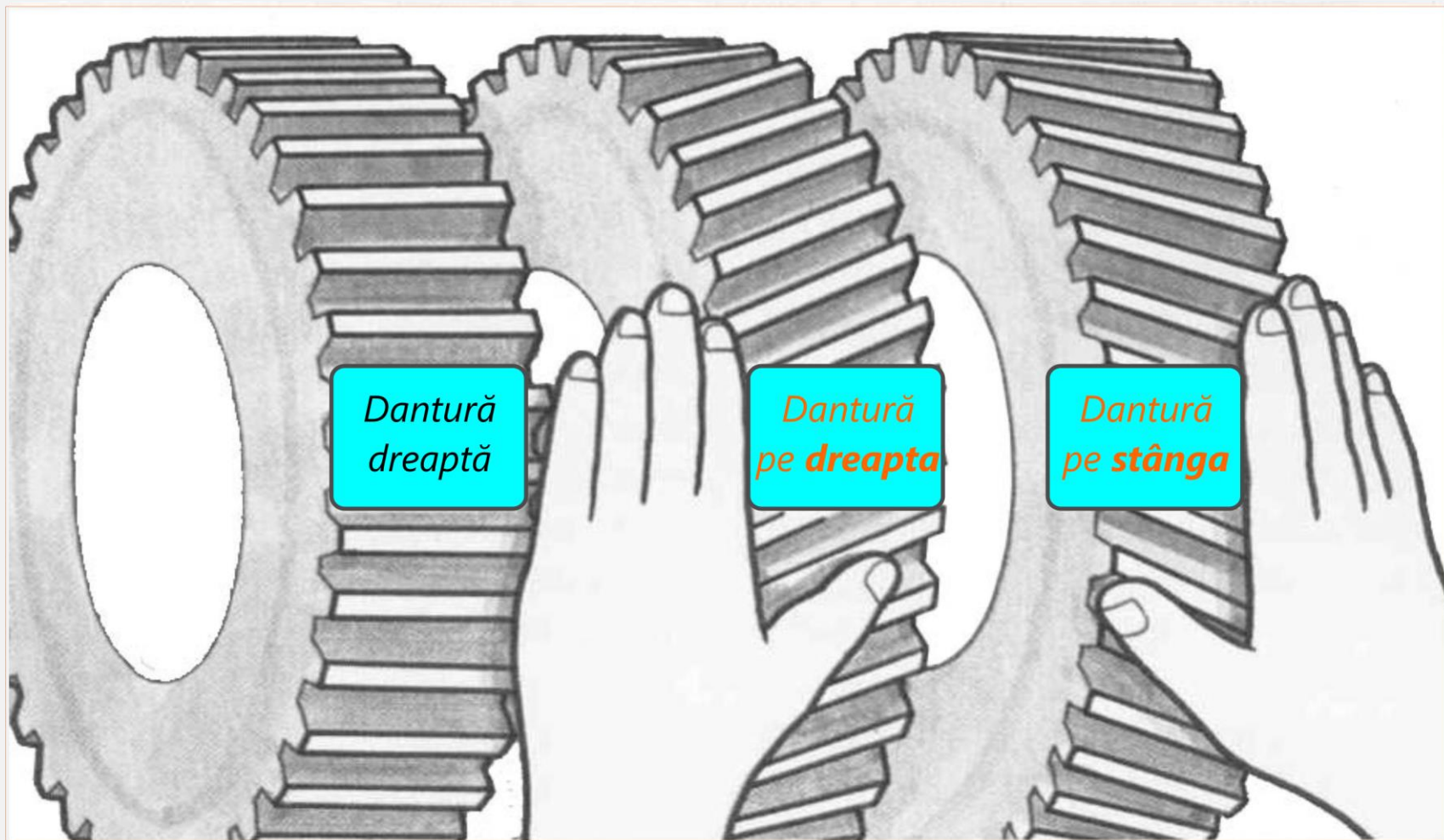
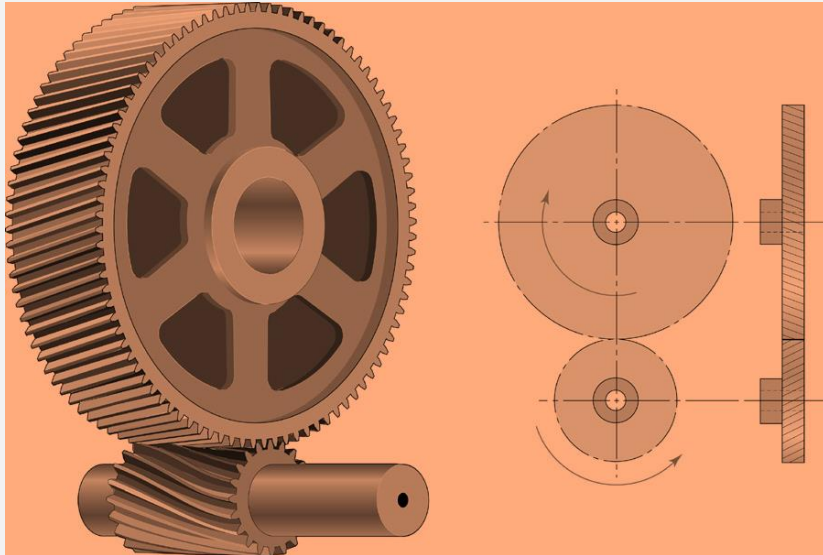


Fig. 11.1
după [30]

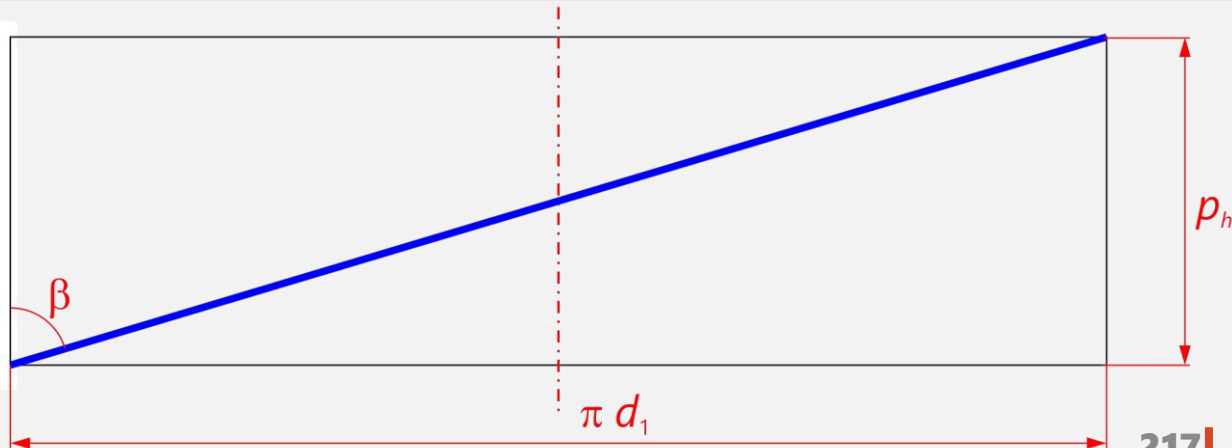
INTRODUCERE



Dinții sunt înfășurați de-a lungul unei elice directe, asemănător șuruburilor cu mai multe începuturi, însă cu pasul foarte mare. Pasul elicei este invariant față de cilindrul pe care ea se poate înfășura, prin urmare se poate scrie:

$$p_h = \frac{\pi \cdot d}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\pi \cdot d_b}{\operatorname{tg} \beta_b} = \frac{\pi \cdot d_w}{\operatorname{tg} \beta_w}$$

Unghiul β se alege conform recomandărilor. Pentru transmisiile de tipul unor reductoare, acesta este definit în intervalul **8°...12°**.



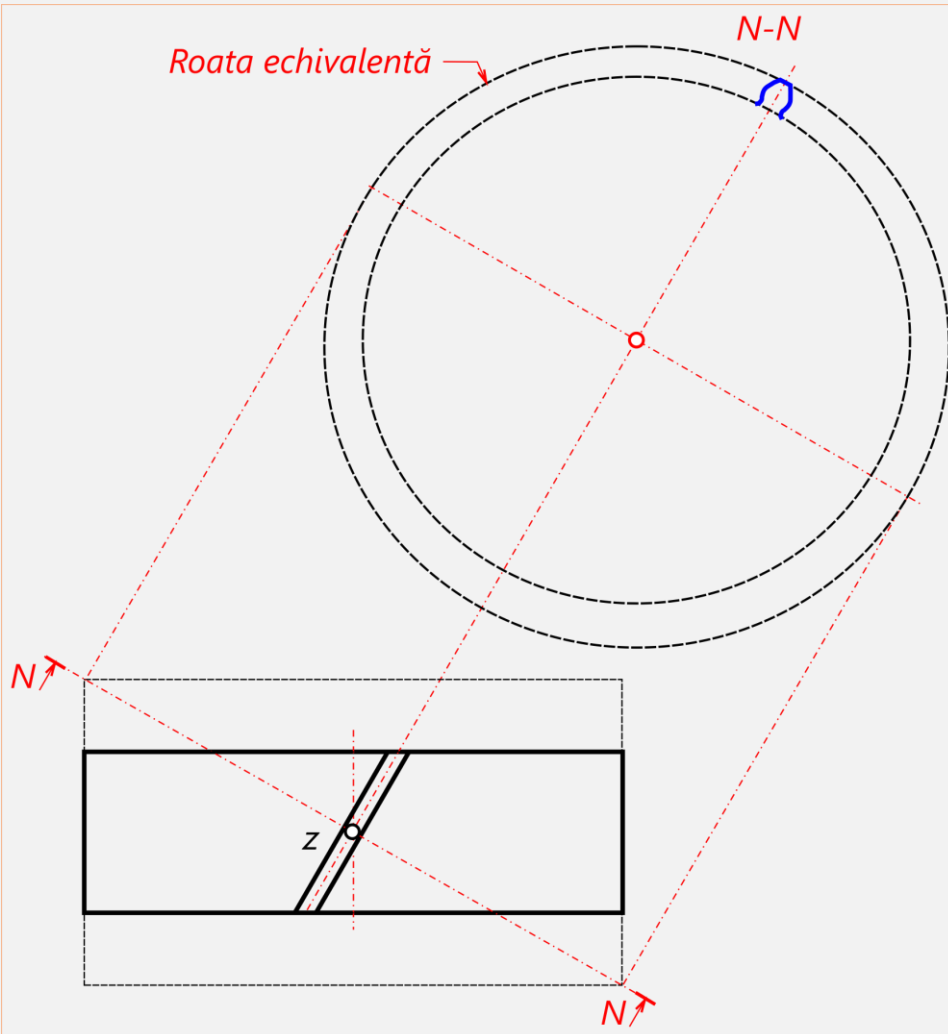
ELEMENTE GEOMETRICE. TERMINOLOGIE ȘI SIMBOLURI

m_t	Modulul danturii în plan frontal	$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$
a	Distanța axială elementară	$a = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos\beta}$
a_w	Distanța axială reală	$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2 \cdot \cos\beta}$
α_t	Unghiul de angrenare de referință în plan frontal	$\alpha_t = \operatorname{atan}\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right)$
a_w	Distanța axială reală	$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$
β_b, β_w	Unghiurile de înclinare ale danturii pe cercul de bază și, respectiv, pe cercul de rostogolire:	$\beta_b = \operatorname{atan}(\cos\alpha_t \cdot \tan\beta) \quad \beta_w = \operatorname{atan}\left(\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}} \cdot \tan\beta\right)$
x_{ns}	Suma coeficienților deplasărilor de profil în plan normal:	$x_{ns} = x_{n1} + x_{n2} = \frac{x_{t1} + x_{t2}}{\cos\beta}$
y_n	Coeficientul de modificare a distanței axiale, în plan normal:	$y_n = \frac{a_w - a}{m_n}$
Δy	Scurtarea specifică a înălțimii dinților, în plan normal:	$\Delta y = x_{ns} - y_n$

ELEMENTE GEOMETRICE. TERMINOLOGIE ȘI SIMBOLURI

d_1, d_2	Diametrele cercurilor de divizare:	$d_{1,2} = \frac{z_{1,2} \cdot m_n}{\cos\beta}$
d_{b1}, d_{b2}	Diametrele cercurilor de bază:	$d_{b1,2} = d_{1,2} \cdot \cos\alpha_t$
d_{w1}, d_{w2}	Diametrele cercurilor de rostogolire:	$d_{w1,2} = d_{1,2} \cdot \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}}$
d_{a1}, d_{a2}	Diametrele cercurilor de cap:	$d_{a1,2} = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot [z_{1,2} + 2 \cdot (h_{an}^* + x_{n1,2} - \Delta y_n) \cdot \cos\beta]$
d_{f1}, d_{f2}	Diametrele cercurilor de picior:	$d_{f1,2} = m_n \cdot \left[\frac{z_{1,2}}{\cos\beta} - 2 \cdot (h_{an}^* + c_n^* - x_{n1,2}) \right]$
h	Înălțimea dintelui:	$h = m_n \cdot (2 \cdot h_{an}^* + c_n^* - \Delta y_n)$
ε_α	Gradul de acoperire în plan frontal:	$\varepsilon_\alpha = \left(\frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin\alpha_{wt}}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos\alpha_t} \right) \cdot \cos\beta$
ε_β	Gradul de acoperire suplimentar:	$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n}$
ε_γ	Gradul de acoperire total:	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$

ELEMENTE GEOMETRICE. TERMINOLOGIE ȘI SIMBOLURI



Roata echivalentă este roata cu dinți drepecți care are același modul cu modulul normal al roții cu dinți înclinați.

Numerele de dinți ai roții echivalente se determină cu relațiile:

$$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta}$$

$$z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta}$$

FORȚELE ÎN ANGRENAJELE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Schema de calcul este prezentată în fig. 11.2. Vom exprima forțele în funcție de forța tangențială corespunzătoare pinionului:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}}$$

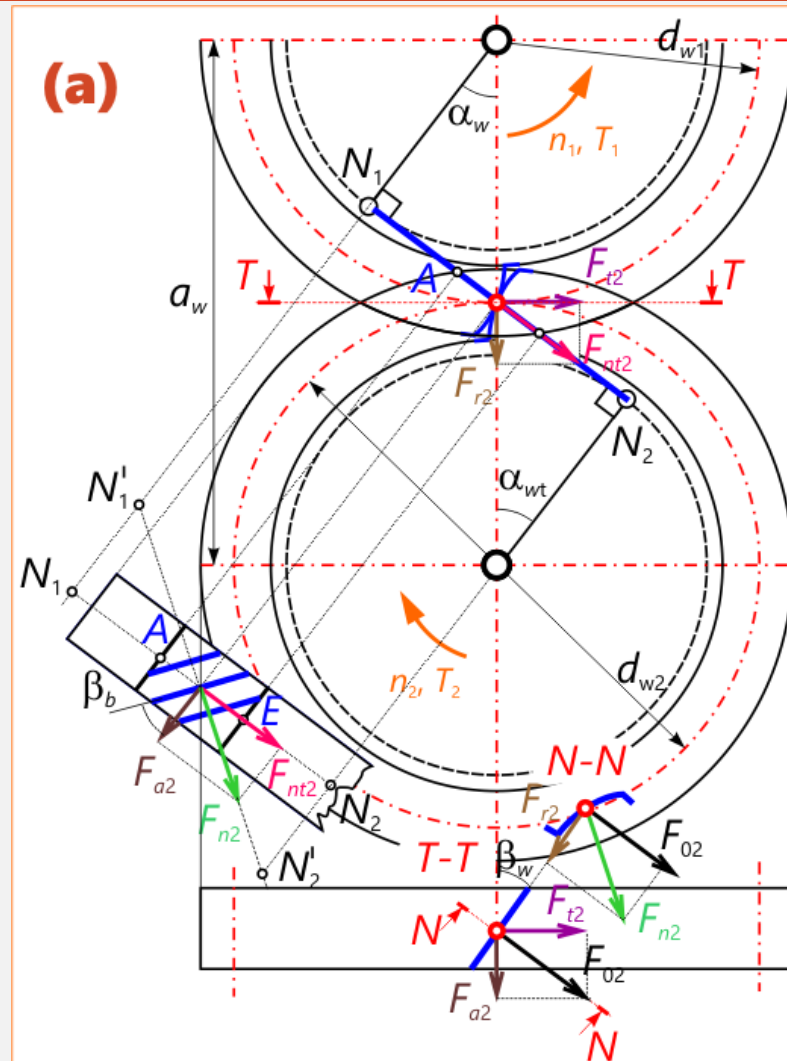
$$F_{t1} = F_{nt1} \cdot \cos \alpha_{tw}$$

$$F_{t1} = F_{n1} \cdot \cos \beta_b$$

$$F_{t1} = F_{n1} \cdot \cos \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_b \Rightarrow F_{n1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1} \cdot \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{tw}}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw} = F_{r2}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta_w = F_{a2}$$



Handwritten notes on the right side of the diagram:

$$\frac{2 \cdot T_1}{\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{tw}}$$

Fig. 11.2

CALCULUL DE REZISTENȚĂ

Calculul la presiune de contact. Calculul distanței axiale

Folosind același raționament ca în cazul angrenajelor cu dinți dreți, se ajunge la relația de calcul a tensiunii de strivire:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{b \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}}$$

Factorul de material:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Factorul punctului de rostogolire:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\cos \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_b}}$$

Factorul gradului de acoperire:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

Factorul înclinării dinților:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$$

Distanța axială:

$$\sigma_H = \sigma_{HP} \Rightarrow a_{wnec} = (u_{12} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_H \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot Z_\beta^2}{2 \cdot \psi_a \cdot u_{12} \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

CALCULUL DE REZISTENȚĂ

Calculul la încovoiere. Calculul distanței axiale

Folosind același raționament ca în cazul angrenajelor cu dinți drepecți, aplicat pentru angrenajul echivalent se poate scrie:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_F}{d_{w1} \cdot m_n \cdot b} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$

Factorul de formă:

Factorul de corecție:

Factorul gradului de acoperire:

Factorul înclinării dinților:

$$Y_{Fa} = f(z_{n1,2}; x_{n1,2})$$

$$Y_{Sa} = f(z_{n1,2}; x_{n1,2})$$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha n}}$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} < 1$$

Distanța axială:

$$\sigma_F = \sigma_{FP} \Rightarrow a_{wnec} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_F \cdot z_1 \cdot (1 + u)^2}{2 \cdot \psi_a \cdot \sigma_{FP}} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_{tw}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta}$$

METODOLOGIA DE CALCUL

Datele inițiale: P_1 , n_1 , i_T , regimul de lucru [8]

1

Se aleg materialele roților dințate, respectiv tratamentele termice specifice acestora. Se calculează momentul de torsiune;

2

Se alege numărul de dinți ai pinionului (în funcție de tratamentul termic). Se calculează z_2 ;

3

Se determină raportul real de angrenare. Se calculează eroarea relativă a raportului de angrenare. Ea trebuie să se încadreze între limitele **$\pm 2,5\%$** (dacă $u_{12} \leq 4$), respectiv **$\pm 3\%$** (dacă $u_{12} > 4$);

4

Predimensionarea angrenajului. Solicitarea principală poate fi cea de presiune de contact sau cea de încovoiere;

METODOLOGIA DE CALCUL

Datele inițiale: P_1 , n_1 , i_T , regimul de lucru [8]

5

Se calculează factorii de corecție;

6

Valoarea maximă a distanței axiale reprezintă solicitarea preponderentă. Ea va fi luată în considerare pentru stabilirea dimensiunilor angrenajului;

7

Se determină modulul normal: $m_{nnec} = \frac{2 \cdot a_{wnec} \cdot \cos \beta}{z_1 + z_2}$. Se standardizează modulul. Trebuie îndeplinită condiția: $m_n \geq m_{nnec}$;

8

Se calculează distanța axială: $a = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}$;

METODOLOGIA DE CALCUL

Datele inițiale: P_1 , n_1 , i_T , regimul de lucru [8]

9 Se alege din standard o valoare care se notează cu a_w . Trebuie respectate condițiile: **a.** dacă: $a_w > a \rightarrow a_w - a < 2 \cdot m_n$; **b.** dacă: $a_w < a \rightarrow |a_w - a| < 0,4 \cdot m_n$

10 Se calculează unghiul de angrenare real în plan frontal;

11 Din ecuația fundamentală a angrenării se calculează suma coeficienților deplasărilor de profil, după care se repartizează pe cele două roți;

12 Se calculează elementele geometrice ale celor două roți. Se recalculază coeficienții sau mărimile care au fost approximate la predimensionare. Se face verificarea angrenajului.

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Scrieți relația de calcul pentru pasul elicei:
2. În cazul unei transmisii prin angrenaje de tipul unor reductoare, valoarea unghiului β trebuie să se afle în domeniul:
3. În ce plan este standardizat modulul?
4. Care este relația de legătură dintre unghiurile β și β_w ?
5. Ce este roata echivalentă?
6. Care este relația de calcul a distanței axiale din solicitarea de presiune de contact?
7. Dar din solicitarea de încovoiere?
8. Condiția care trebuie îndeplinită atunci când $a_w > a$ este:
9. Dar dacă $a_w < a$?
10. În cazul în care $a_w > a$ dintele se va subția la vârf și se va _____ la picior.

ANGRENAJE CU AXE CONCURENTE. ANGRENAJE CU ROȚI DINȚATE CONICE CU DINȚI DREPTI

Conținut:

A Introducere

B Elemente geometrie. Terminologie și simboluri

C Forțele în angrenajele cu roți dințate conice

D Calculul de rezistență

D.1 Calculul la presiune de contact, respectiv la încovoiere

E Metodologia de calcul

Întrebări recapitulative

INTRODUCERE

OCD	Conuri de divizare
OCH	
$O_{1mv}C_mE$	Conuri frontale mediane
$O_{2mv}C_mJ$	
$O_{1v}AB$	Conuri frontale exterioare
$O_{2v}KI$	
c	Con de picior
d	Con de divizare
e	Con de cap

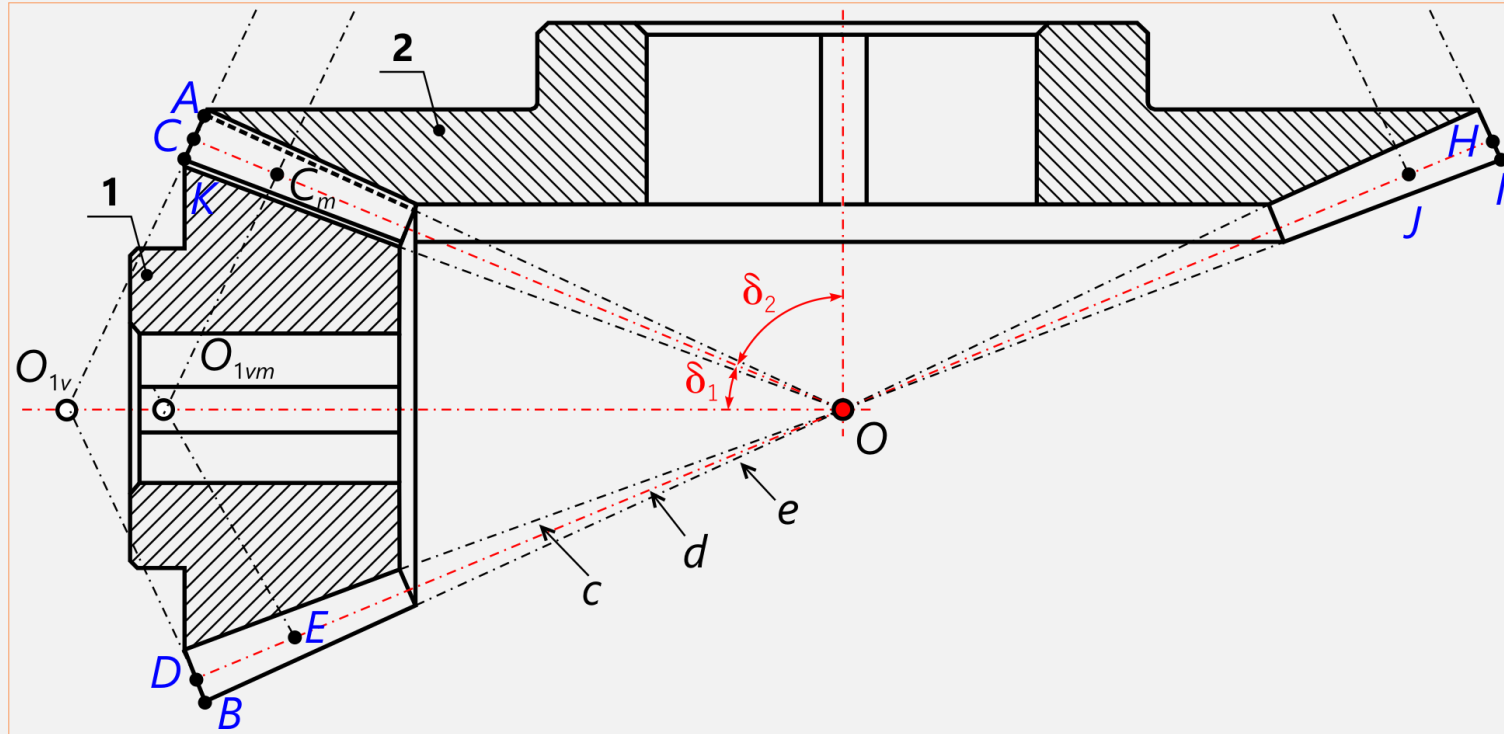
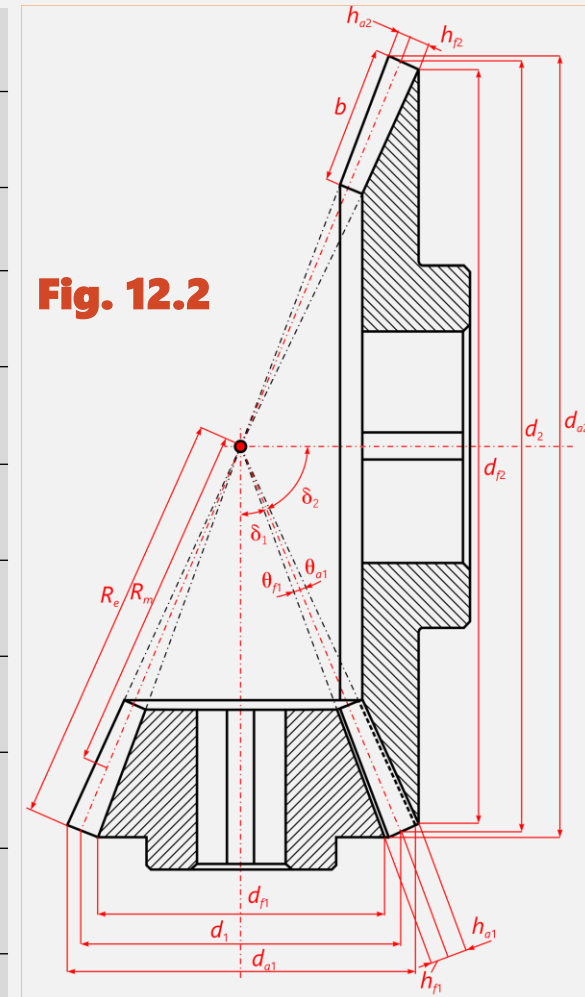


Fig. 12.1 Angrenaj conic cu dinți drepti

ELEMENTE GEOMETRICE TERMINOLOGIE

$d_{1,2}$	Diametrul cercului de divizare	$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$
$d_{m1,2}$	Diametrul cercului de divizare median	$d_{m1,2} = m_m \cdot z_{1,2}$
$\delta_{1,2}$	Unghiurile conurilor de divizare	$\delta_2 = \text{atan} u_{12} \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2$
R_m	Lungimea mediană a generatoarei conului de divizare	$R_m = R_2 \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_R)$
m_m	Modulul frontal median	$m_m = m \cdot \frac{R_m}{R_e}$
$d_{a1,2}$	Diametrele cercurilor de cap (pe conul frontal exterior)	$d_{a1,2} = m \cdot [z_{1,2} + 2 \cdot (h_a^* + x_{r1,2}) \cdot \cos \delta_{1,2}]$
$d_{f1,2}$	Diametrele cercurilor de picior (pe conul frontal exterior)	$d_{f1,2} = m \cdot [z_{1,2} - 2 \cdot (h_a^* + c^* + x_{r1,2}) \cdot \cos \delta_{1,2}]$
$h_{a1,2}$	Înălțimea capului dintelui (pe conul frontal exterior)	$h_{a1,2} = m \cdot (h_a^* + x_{r1,2})$
$h_{f1,2}$	Înălțimea piciorului dintelui (pe conul frontal exterior)	$h_{f1,2} = m \cdot (h_a^* + c^* - x_{r1,2})$
$\theta_{a1,2}$	Unghiul capului dintelui la pinion, respectiv la roată	$\theta_{a1,2} = \text{atan} \left(\frac{h_{a1,2}}{R_e} \right)$
$\theta_{f1,2}$	Unghiul piciorului dintelui la pinion, respectiv la roată	$\theta_{f1,2} = \text{atan} \left(\frac{h_{f1,2}}{R_e} \right)$



ROATA ECHIVALENTĂ

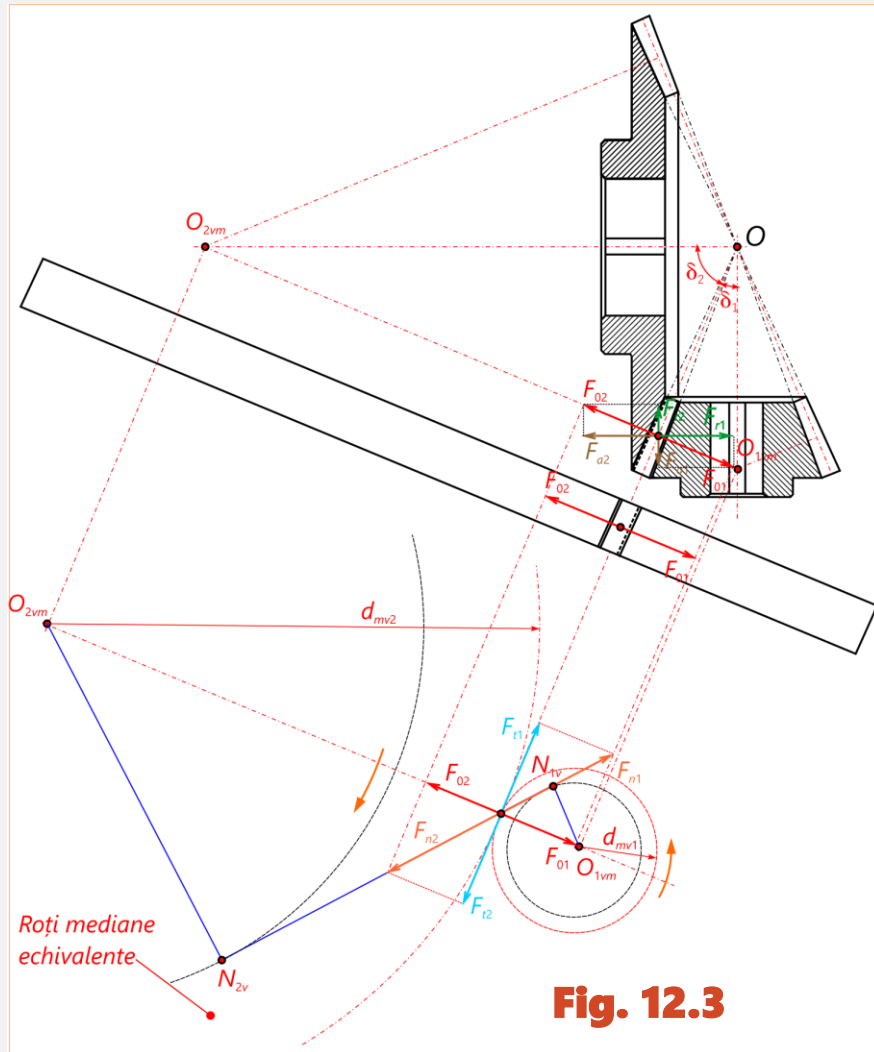


Fig. 12.3

Roata dințată echivalentă (exterioară, mediană) este roata dințată cilindrică fictivă (cu dinți drepecți) care are profilul dinților în secțiunea sa frontală identic cu profilul dinților roții dințate conice pe conul frontal (exterior sau median) desfășurat în plan (fig. 12.3). Prin desfășurare se obține roata echivalentă. Numerele de dinți ale roților echivalente sunt:

$$\cos \delta_1 = \frac{d_{m1}}{d_{mv1}} = \frac{m_m \cdot z_1}{m_m \cdot z_{v1}} \Rightarrow z_{1v} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

$$z_{2v} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

$$z_{1\min} = z_{v1\min} \cdot \cos \delta_1 < z_{v1\min} = 17$$

FORȚELE ÎN ANGRENAJELE CONICE CU DINȚI DREPTI

Din figura 12.4 se pot exprima forțele din angrenajul conic cu dinți drepti. Relațiile de calcul sunt:

$$F_{t1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} = T_1 \Rightarrow F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}$$

$$\begin{aligned} F_{r1} &= F_{01} \cdot \cos \delta_1 = \\ &= F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = F_{a2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{a1} &= F_{01} \cdot \sin \delta_1 = \\ &= F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = F_{r2} \end{aligned}$$

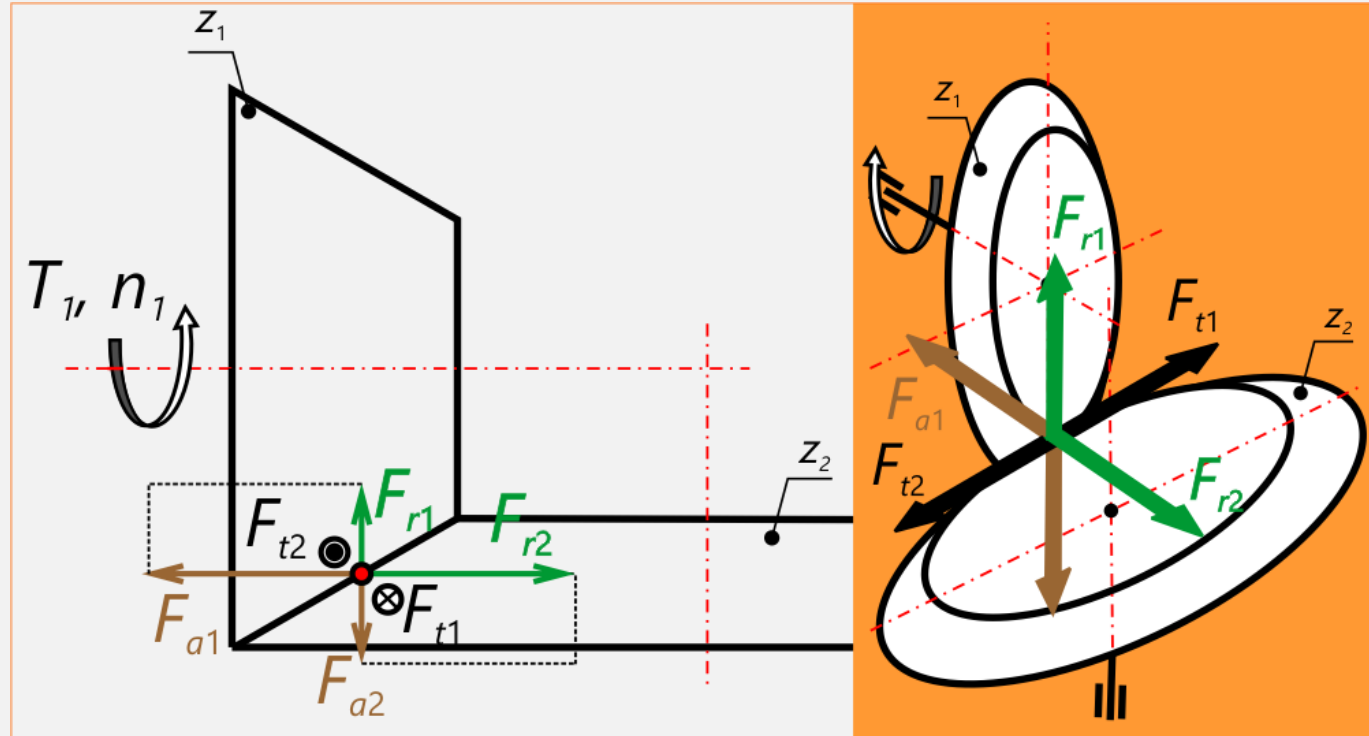


Fig. 12.4

CALCULUL DE REZISTENȚĂ

Calculul la presiune de contact

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{nef}}{L_k} \cdot \frac{1}{\rho_{mv}} \cdot \left(\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} \right)}$$

în care:

$$F_n = F_{n1ef} \cdot C_H = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{d_{m1} \cdot \cos \alpha} \quad L_k = \frac{b}{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha mv}}{3}} \quad \frac{1}{\rho_{mv}} = \frac{1}{\rho_{mv1}} + \frac{1}{\rho_{mv2}} = \dots = \frac{2 \cdot \sqrt{1 + u^2}}{d_{m1} \cdot u \cdot \sin \alpha}$$

După înlocuire:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_{Hv} \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{b \cdot d_{m1}^2} \cdot \frac{\sqrt{1 + u_{12}^2}}{u_{12}}} \leq \sigma_{HP}$$

CALCULUL DE REZISTENȚĂ

Calculul la presiunea de contact. Calculul lungimii generatoarei exterioare

$$\psi_R = \frac{b}{R_e} \Rightarrow b = \psi_R \cdot R_e$$

$$d_{m1} = d_1 \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_R) = 2 \cdot R_e \cdot \sin \delta_1 \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_R) = \frac{2 \cdot R_e \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_R)}{\sqrt{1 + u_{12}^2}}$$

$$d_{m1}^2 = \frac{4 \cdot R_e^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_R)^2}{1 + u_{12}^2} = \frac{4 \cdot R_e^2 \cdot (1 - \psi_R + 0,25 \cdot \psi_R^2)}{1 + u_{12}^2} \approx \frac{4 \cdot R_e^2 \cdot (1 - \psi_R)}{1 + u_{12}^2}$$

$$R_{enec} = \sqrt{1 + u_{12}^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_H \cdot Z_E^2 \cdot Z_{Hv}^2 \cdot Z_\epsilon^2}{2 \cdot \psi_R \cdot (1 - \psi_R) \cdot u_{12} \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

CALCULUL DE REZISTENȚĂ

Calculul la încovoiere. Determinarea lungimii generatoarei exterioare

$$\sigma_F = \frac{F_{t1ef}}{b \cdot m_m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_F}{d_{m1} \cdot b \cdot m_m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$d_{m1} \cdot m_m = d_{m1} \cdot \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{d_{m1}^2}{z_1} \approx \frac{4 \cdot R_e^2 \cdot (1 - \psi_R)}{z_1 \cdot (1 + u_{12}^2)}$$

$$R_{e nec} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_F \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot z_1 \cdot (1 + u_{12}^2)}{2 \cdot \psi_R \cdot (1 - \psi_R) \cdot \sigma_{FP}}}$$

METODOLOGIA DE CALCUL

Datele inițiale: P_1 , n_1 , i_T , regimul de lucru [8]

1

Se aleg materialele roților dințate, respectiv tratamentele termice specifice acestora. Se calculează momentul de torsiune;

2

Se alege numărul de dinți ai pinionului (în funcție de tratamentul termic). Dacă $i_{12} \leq 4$ atunci $z_1 \geq 15$; dacă $i_{12} > 4$ atunci $z_1 \geq 12$. Se calculează z_2 ;

3

Se determină raportul real de angrenare. Se calculează eroarea relativă a raportului de angrenare. Ea trebuie să se încadreze între limitele $\pm 2,5\%$ (dacă $u_{12} \leq 4$), respectiv $\pm 3\%$ (dacă $u_{12} > 4$);

4

Predimensionarea angrenajului. Solicitarea principală poate fi cea de **presiune de contact** sau cea de **încovoiere**. Se determină lungimea necesară a generatoarei conului de divizare din ambele solicitări;

METODOLOGIA DE CALCUL

Datele inițiale: P_1 , n_1 , i_T , regimul de lucru [8]

5

Se calculează factorii de corecție;

6

Valoarea maximă obținută pentru lungimea generatoarei conului de divizare indică solicitarea preponderentă. Ea va fi luată în considerare pentru stabilirea dimensiunilor angrenajului;

7

Se determină modulul necesar (la exterior): $m_{nec} = \frac{2 \cdot R_{enec}}{z_1 \cdot \sqrt{1+u_{12}^2}}$. Se standardizează modulul. Trebuie îndeplinită condiția: $m \geq m_{neci}$

8

Se recalculează valoarea lui R_e cu relația: $R_e = \frac{m \cdot z_1 \cdot \sqrt{1+u_{12}^2}}{2}$

METODOLOGIA DE CALCUL

Datele inițiale: P_1 , n_1 , i_T , regimul de lucru [8]

9

Se calculează elementele geometrice ale celor două roți dințate. Se recalculează coeficienții sau mărimile care au fost approximate la predimensionare. Se face verificarea angrenajului.

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Cum se numește conul **OCD** (fig. 12.1)?
2. Dar conul **O_{1mv}C_mE**?
3. Modulul este standardizat pe:
4. Ce este roata echivalentă?
5. Care este relația de calcul a lungimii generatoarei conului de divizare (din solicitarea de contact)?
6. Care este relația de calcul a lungimii generatoarei conului de divizare (din solicitarea de încovoiere)?
7. Relația solicitării de strivire este:
8. Ce relație există între forța axială și cea radială?
9. Dar între forțele tangențiale?
10. Scrieți expresia modului necesar.

ANGRENAJE CU AXE ÎNCRUCIȘATE. ANGRENAJE MELCATE

Conținut:

A Introducere

B Particularități cinematice. Materiale

C Forțele în angrenajele melcate

D Calculul de rezistență

D.1 Calculul la presiune de contact. Calculul termic

E Metodologia de calcul

Întrebări recapitulative

INTRODUCERE

Melci riglați

Arhimedic - **ZA**;

Evolventic - **ZE**;

Convoluți - **ZN1, ZN2**;

Melci neriglați

ZK1;

ZK2;

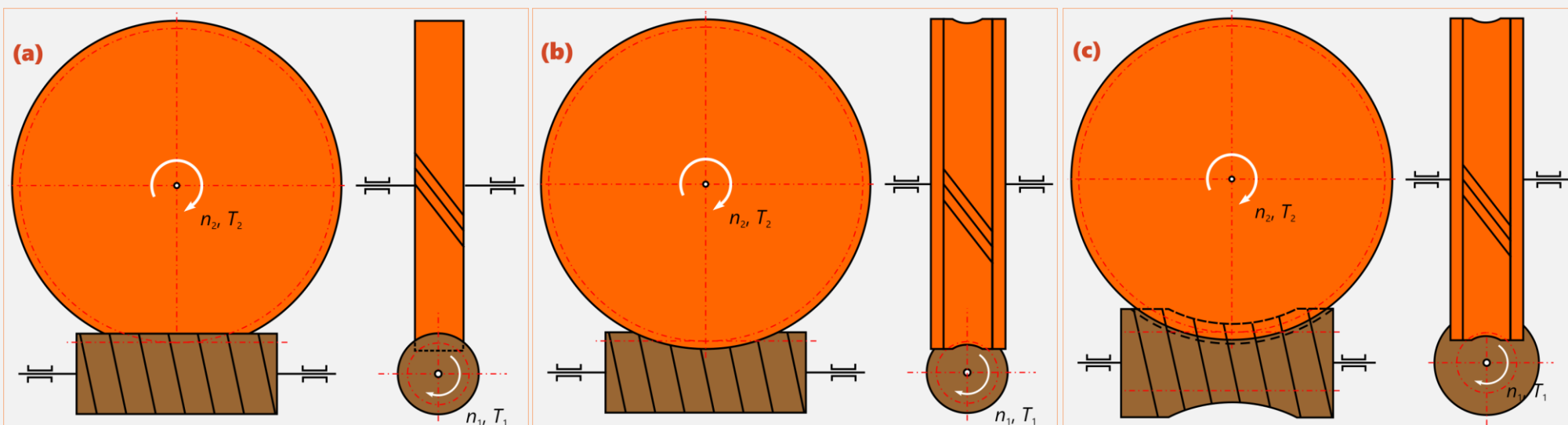


Fig. 13.1 Tipuri de angrenaje melcate

(a) cilindric; (b) roata are formă globoidală; (c) globoidal

INTRODUCERE

d_1	Diametrul cilindrului de referință	$d_1 = m_x \cdot q$
d_{w1}	Diametrul cilindrului de divizare al melcului	$d_{w1} = m_x \cdot (q + 2 \cdot x)$
d_{w2}	Diametrul cercului de rostogolire al roții melcate	$d_{w2} = d_2 = m_x \cdot z_2$
a	Distanța axială elementară	$a = \frac{m_x \cdot (q + z_2)}{2}$
a_w	Distanța axială reală	$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$
x	Coeficientul deplasării de profil	$x = \frac{a_w}{m_x} - \frac{q + z_2}{2}$
$d_{a1,2}$	Diametrele cercurilor de cap	$d_{a1} = m_x \cdot (q + 2 \cdot h_a^*)$ $d_{a2} = m_x \cdot [z_2 + 2 \cdot (h_a^* + x)]$
$d_{f1,2}$	Diametrele cercurilor de picior	$d_{f1} = m_x \cdot [q - 2 \cdot (h_a^* + c^*)]$ $d_{f2} = m_x \cdot [z_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x)]$
h	Înălțimea dintelui	$h = m_x \cdot (2 \cdot h_a^* + c^*)$
γ	Unghiul de înclinare a elicei directe pe cilindrul de referință	$\tan \gamma = \frac{p_h}{\pi \cdot d_1} = \frac{z_1 \cdot p_x}{\pi \cdot m_x \cdot q} = \frac{z_1}{q}$

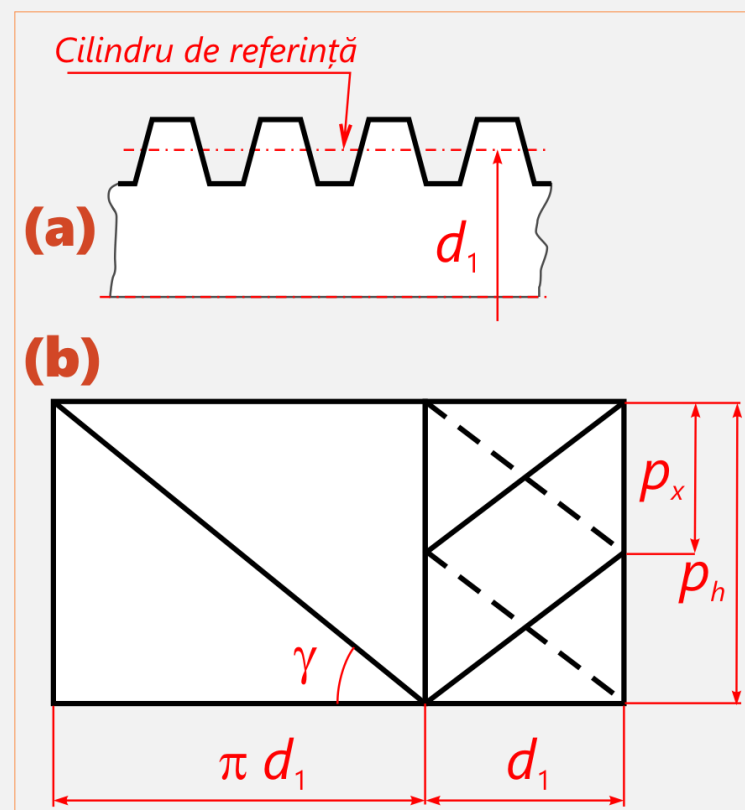


Fig. 13.2

INTRODUCERE

d_{e2}	Diametrul de strunjire al roții melcate	$d_{e2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m_x}{z_1 + 2}$
b_1	Lungimea melcului	$b_1 = (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_x$ dacă $z_1 = 1, 2$ $b_1 = (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m_x$ dacă $z_1 = 3, 4$
b_2	Lățimea roții melcate	$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}$ pentru $z_1 \leq 3$ $b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1}$ pentru $z_1 = 4$
γ_w	Unghiul real de înclinare a elicei directe a melcului	$\gamma_w = \text{atan} \left(\frac{z_1}{q + 2 \cdot x} \right)$
α_{tw}	Unghiul de angrenare real în plan frontal	$\alpha_{tw} = \text{acos} \left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t \right)$
α_t	Unghiul de angrenare de referință în plan frontal	$\alpha_t = \text{atan} \left(\frac{\tan \alpha}{\cos \gamma_w} \right)$
β_2	Unghiul de înclinare a danturii roții melcate pe cilindrul de divizare	$\beta_2 = \gamma_w$ dacă: $x = 0$, $\beta_2 = \gamma$
β_b	Unghiul de înclinare a danturii roții melcate pe cilindrul de bază	$\beta_b = \text{atan}(\cos \alpha_t \cdot \tan \beta_2)$

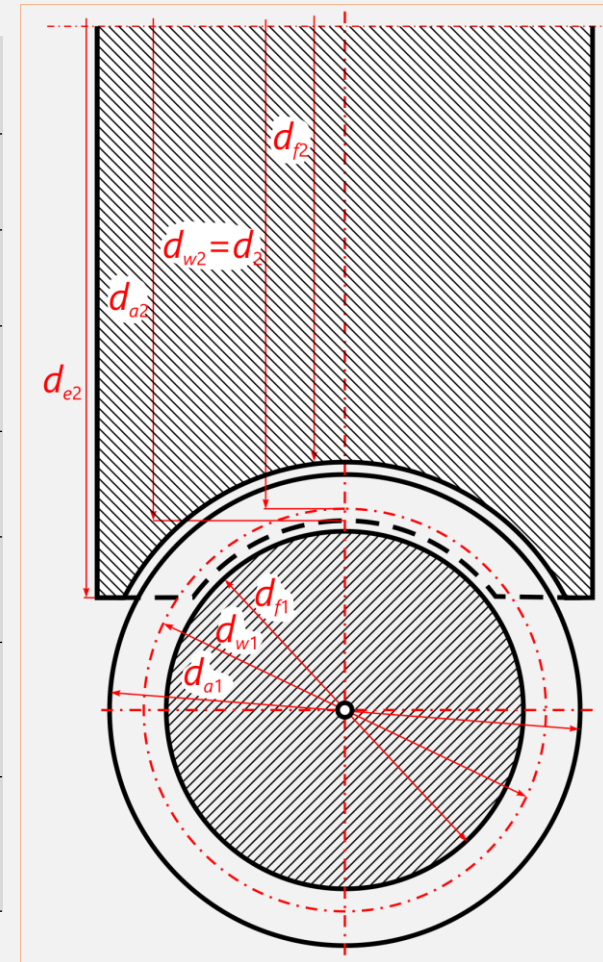


Fig. 13.3

PARTICULARITĂȚI CINEMATICE

La angrenajul melcat vitezele periferice ale cilindrilor de rostogolire \mathbf{v}_1 și \mathbf{v}_2 nu coincid (fig. 13.4,a). Prin rotire spira melcului alunecă pe dintele roții melcate cu viteza de alunecare \mathbf{v}_{al} , orientată după tangenta la linia elicoidală de pe cilindrul de divizare a melcului.

$$v_{al} = \frac{v_1}{\cos \gamma_w} \quad \tan \gamma_w = \frac{v_1}{v_2}$$

$$v_{al} = \frac{v_1}{\cos \gamma_w} = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000 \cdot \cos \gamma_w}$$

În fig. 13.4,b este ilustrat un model al alunecării flancurilor. Se observă că pentru o deplasare \mathbf{y} a penei $\mathbf{1}$, punctul \mathbf{A} se deplasează pe suprafața înclinată, într-o mișcare de alunecare cu cantitatea $\mathbf{A}_1\mathbf{A}_2 = \mathbf{s} > \mathbf{y}$. De aceea uzura este mai pronunțată, prin urmare randamentul este mai mic, iar tendința de încălzire mai mare [8].

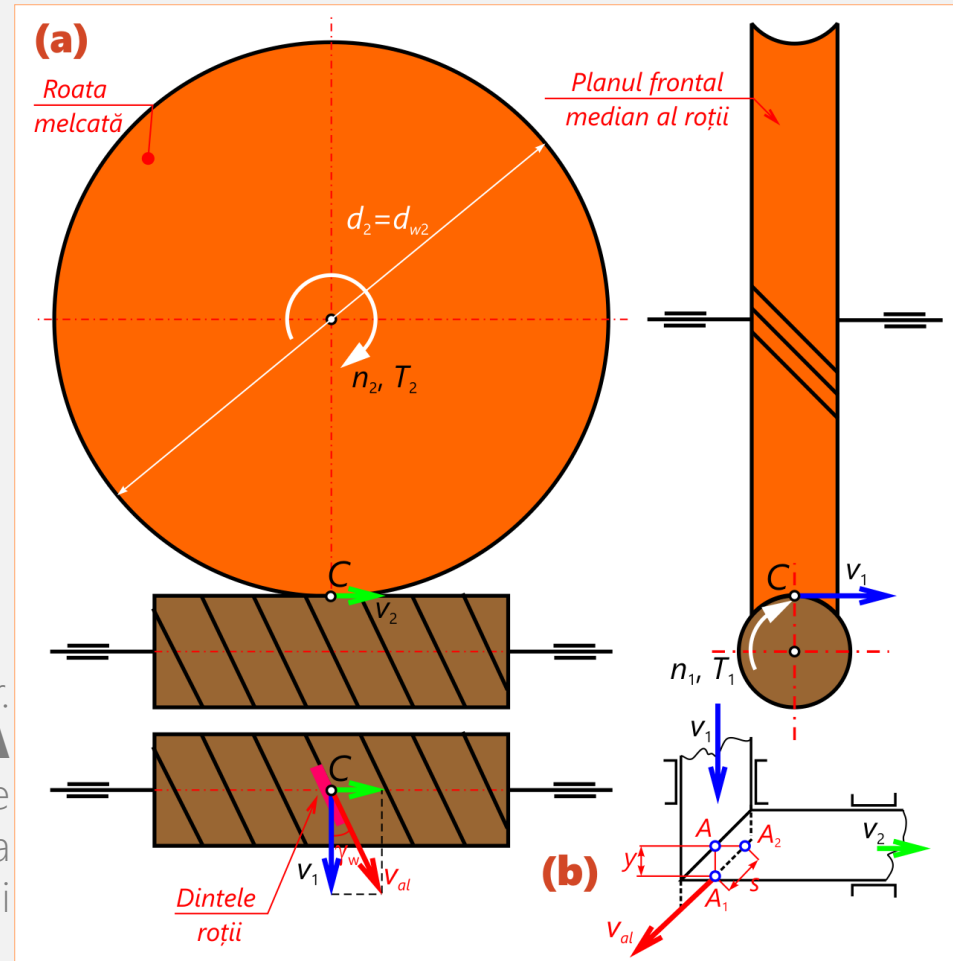


Fig. 13.4

MATERIALE

Tabelul 13.1 Materiale pentru roata melcată (după [8])

Viteza de alunecare, [m/s]	Material
≤ 1	Fonte cenușii: (EN-GJL-200, EN-GJL-250, EN-GJL-300 etc.)
1...2	Fonte cu grafit nodular: (EN-GJS-350-22, EN-GJS-400-18 etc.)
2...5	Bronzuri fără staniu: (CuAl10Fe2-C, CuAl10Ni5Fe2-C etc.)
≥ 5	Bronzuri cu staniu: (CuSn12-C, CuSn12Ni2-C etc.)

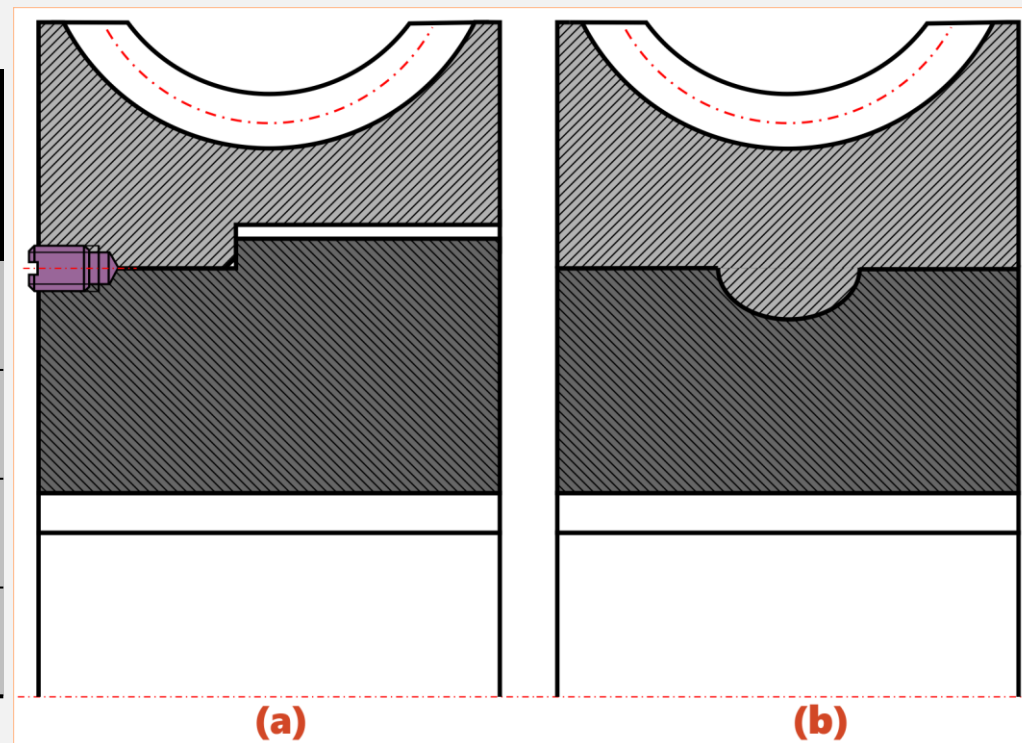


Fig. 13.5 Ancorarea coroanei roții melcate
(a) asamblare presată; (b) turnare direct pe discul roții melcate

FORȚELE ÎN ANGRENAJELE MELCATE

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = F_{a1}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw} = F_{r1}$$

$$F_{n2} = \frac{F_{02}}{\cos \beta_b} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_b} =$$

$$= \frac{2 \cdot T_2}{d_2 \cdot \cos \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_b} = F_{n1}$$

$$F_{t1} = F_{a1} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi') = F_{a2}$$

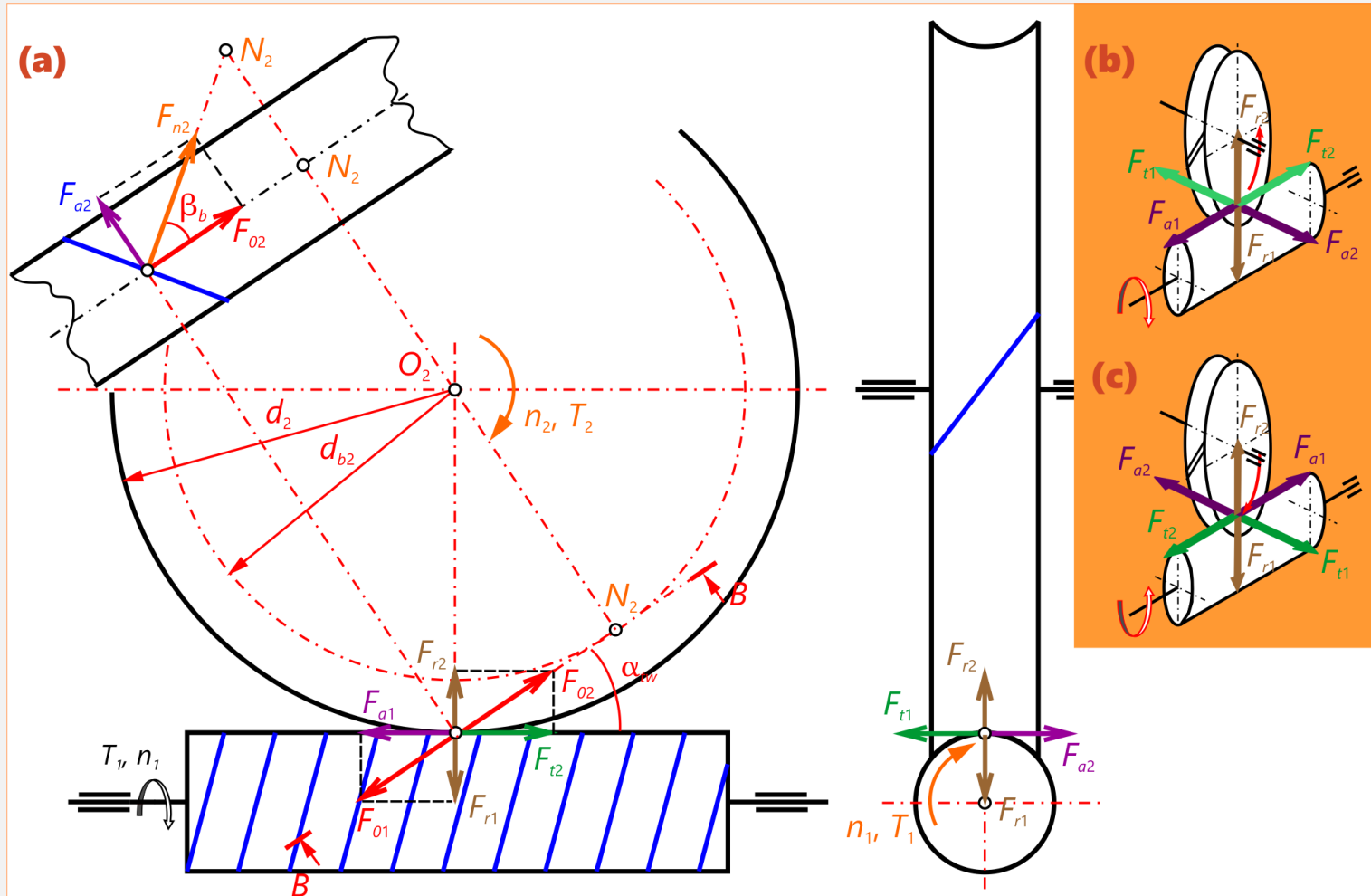


Fig. 13.6

CALCULUL ANGRENAJELOR MELCATE

Calculul la presiune de contact

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{L_k} \cdot \frac{1}{\rho_n} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

În care:

$$F_n = F_{n2ef} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot C_H}{d_2 \cdot \cos \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_b}$$

$$L_k = \frac{\widehat{AB} \cdot \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \cdot \xi = \frac{1}{2} \cdot d_1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \chi}{180^\circ} \cdot \xi \cdot \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b}$$

$$\frac{1}{\rho_n} = \frac{1}{\rho_{n1}} + \frac{1}{\rho_{n2}} = \frac{1}{CN'_2} = \frac{2 \cdot \cos \beta_b}{d_2 \cdot \sin \alpha_{tw}}$$

$$\rho_{n1} \rightarrow \infty$$

$$Z_C = 0,6 + 0,01 \cdot x - 0,005 \cdot z_1 - 0,0014 \cdot z_2 + 0,008 \cdot q$$

CALCULUL ANGRENAJELOR MELCATE

Calculul la presiune de contact

$$\begin{aligned}\sigma_H &= \sqrt{\frac{F_n}{L_k} \cdot \frac{1}{\rho_n} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} = \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot C_H}{d_2 \cdot \cos \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_b} \cdot \frac{180^\circ \cdot \cos \beta_b}{d_1 \cdot \pi \cdot \chi \cdot \xi \cdot \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{2 \cdot \cos \beta_b}{d_2 \cdot \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\cos \alpha_{tw} \cdot \sin \alpha_{tw}}} \cdot \sqrt{\frac{180^\circ}{\pi \cdot \chi \cdot \xi \cdot \varepsilon_\alpha}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot C_H}{d_1 \cdot d_2^2}} =\end{aligned}$$

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_C \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot C_H}{d_1 \cdot d_2^2}}$$

CALCULUL ANGRENAJELOR MELCATE

Calculul la presiune de contact

Calculul distanței axiale:

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_2}{2} = \frac{m_x \cdot (q + 2 \cdot x) + m_x \cdot z_2}{2} = \frac{m_x \cdot (q + z_2 + 2 \cdot x)}{2}$$
$$m_x = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2 + 2 \cdot x}$$

$$a_{wnec} = (q + z_2 + 2 \cdot x) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot C_H \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot Z_C^2}{4 \cdot q \cdot z_2^2 \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

Calculul modulului axial:

$$m_{xnec} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot C_H \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot Z_C^2}{4 \cdot q \cdot z_2^2 \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

CALCULUL ANGRENAJELOR MELCATE

Calculul la încălzire

În fig. 13.7 este prezentat un angrenaj melcat cu o treaptă. Temperatura de funcționare trebuie să fie mai mică decât cea admisibilă. Cantitatea de căldură rezultată prin frecare trebuie să fie egală cu cea evacuată [8]:

$$Q_f = Q_e \rightarrow P_f = P_e$$

$$P_m \cdot (1 - \eta) \cdot 10^3 = \lambda \cdot (1 + \psi) \cdot S \cdot (t - t_0)$$

$$S = \frac{P_m \cdot (1 - \eta) \cdot 10^3}{\lambda \cdot (1 + \psi) \cdot (t - t_0)}$$

Din fig. 13.7: $S = 2 \cdot a_1 \cdot b + 2 \cdot a_1 \cdot c + b \cdot c$

$$a_1 = a_w + \frac{d_{e2}}{2} + \frac{d_{a1}}{2} + 0,04 \quad d_{e2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m_x}{z_1 + 2} \quad d_{a1} = m_x \cdot (q + 2)$$

$$m_x = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2 + 2 \cdot x}$$

$$S = M \cdot a_w^2 + N \cdot a_w + P$$

$$M \cdot a_w^2 + N \cdot a_w + P = \frac{P_m \cdot (1 - \eta) \cdot 10^3}{\lambda \cdot (1 + \psi) \cdot (t - t_0)} \Rightarrow a_{wnec} = \dots$$

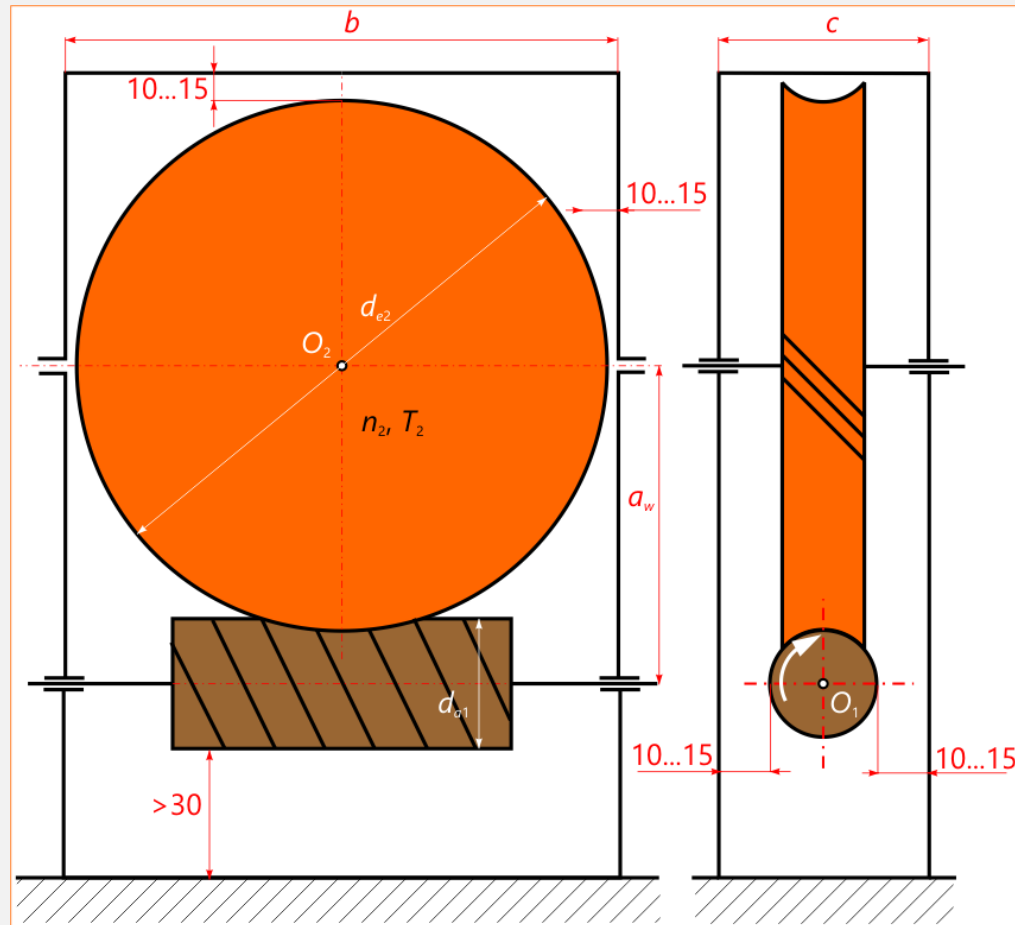


Fig. 13.7

METODOLOGIA DE CALCUL

Datele inițiale: P_1 , n_1 , i_T , regimul de lucru [8]

1

Se alege materialul pentru melc. Materialul roții melcate se alege în funcție de viteza de alunecare. Ea se determină cu relația: $v_{al} = (3,7 \dots 4,1) \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} \cdot 10^{-4}$ [m/s];

2

Se alege z_1 . Se calculează z_2 ; (din motive de rezistență trebuie îndeplinită relația: **$27 \leq u_{12} \leq 80$**);

3

Se determină raportul real de angrenare. Se calculează eroarea relativă a raportului de angrenare. Ea trebuie să se încadreze între limitele **$\pm 2,5\%$** (dacă $u_{12} \leq 4$), respectiv **$\pm 3\%$** (dacă $u_{12} \leq 4$);

4

Se determină factorii z_c , z_ϵ și z_H . Se calculează distanța axială necesară atât din solicitarea de contact, cât și din cea termică. Se alege valoarea cea mai mare;

METODOLOGIA DE CALCUL

Datele inițiale: P_1 , n_1 , i_T , regimul de lucru [8]

5

Se calculează modulul necesar: $m_{x nec} = \frac{2 \cdot a_{wnec}}{q + z_2}$

6

Se alege din standard valoarea lui m_x cea mai apropiată și se verifică dacă q a fost corect ales. Dacă coeficientul diametral nu corespunde modulului se alege o nouă valoare și se reiau calculele;

7

Se recalculează distanța axială: $a = \frac{m_x \cdot (q + z_2)}{2}$. Din standard se alege valoarea cea mai apropiată.

8

Se calculează coeficientul deplasării de profil: $x = \frac{a_w - a}{m_x}$. Se verifică ca: $0,5 \leq x \leq 1$;

METODOLOGIA DE CALCUL

Datele inițiale: P_1 , n_1 , i_T , regimul de lucru [8]

9

Se calculează elementele geometrice ale angrenajului. Se recalculează coeficienții sau mărimile care au fost approximate la predimensionare. Se face verificarea angrenajului;

10

Se face verificarea la presiune de contact, la încovoiere și cea termică.

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

1. Melcii **ZN1**, respectiv **ZE** sunt melci riglați sau neriglați?
2. În funcție de ce se alege materialul roții melcate?
3. Propuneți un material pentru roata melcată, știind că: $v_{al} \leq 2 \text{ m/s}$.
4. Care dintre următorii melci fac parte din categoria celor riglați: **ZN1**, **ZN2**, **ZA**, **ZK1** și **ZK2**?
5. Cum se numește mărimea simbolizată prin **q** și care este rolul ei?
6. Modulul este standardizat pe:
7. Care este relația de calcul al modulului necesar?
8. Dar a distanței axiale elementare?
9. Propuneți o metodă de realizare a unei roți melcate având $d_{a2} > 200 \text{ mm}$, știind că viteza de alunecare este $v_{al} > 5 \text{ m/s}$.
10. Care dintre relațiile următoare este adevărată: $F_{a1} = F_{a2}$, $F_{r1} = F_{r2}$, și $F_{t1} = F_{a2}$?

TRANSMISII CU ANGRENAJE PLANETARE. TRANSMISII CU ANGRENAJE ARMONICE

Conținut:

A Transmisii cu angrenaje planetare

A.1 Particularități cinematice. Funcționare

B Transmisii cu angrenaje armonice

B.1 Introducere. Principiul de funcționare

Întrebări recapitulative

TRANSMISII CU ANGRENAJE PLANETARE

Introducere

Transmisiile cu angrenaje în componența cărora intră roți dințate a căror axe se deplasează în spațiu se numesc mecanisme **planetare simple** (gradul de mobilitate este **1**) sau **planetare diferențiale** (gradul de mobilitate este **2** sau **mai mare**). În *fig. 14.1* s-a notat cu **a** - roata centrală sau roată solară (având axa fixă), cu **s** - roata satelit (axa ei fiind mobilă) și elementul **h** denumit - bară port-satelit. Gradul de mobilitate se poate determina cu o relație de forma [9]:

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

Aplicând această relație pentru mecanismele din *fig. 14.1* putem scrie:

$$M = 3 \cdot n - 2 \cdot C_5 - C_4 \rightarrow \begin{cases} 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 2 & \text{fig 14.1,a} \rightarrow \text{angrenaj planetar diferențial} \\ 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1 & \text{fig 14.1,b} \rightarrow \text{angrenaj planetar simplu} \end{cases}$$

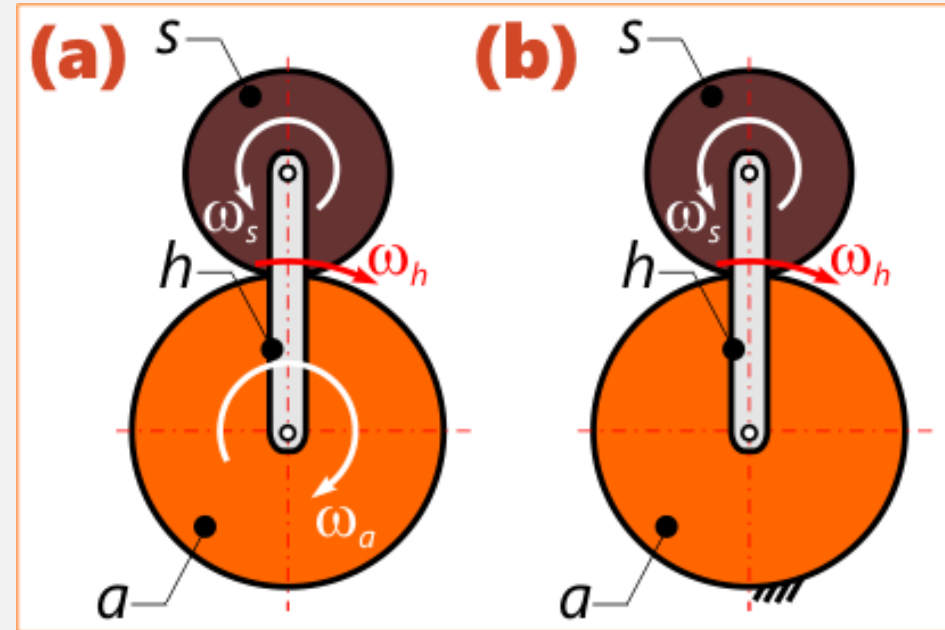


Fig. 14.1 Tipuri cu angrenaje, (după [9])
(a) planetare simple; (b) planetare diferențiale

TRANSMISII CU ANGRENAJE PLANETARE

Cinematica transmisiilor planetare

La mecanismul planetar diferențial **fig. 14.1** (după [8]) trebuie cunoscute vitezele unghiulare a două elemente, astfel încât, în final să se determine vitezele unghiulare ale celorlalte elemente [8]. Pentru aceasta se folosește metoda suprapunerii mișcărilor, imprimând întregului ansamblu o mișcare de rotație egală cu $-\omega_h$. Așadar se poate scrie:

$$\begin{cases} \omega_1^h = \omega_1 + (-\omega_h) = \omega_1 - \omega_h \\ \omega_b^h = \omega_b + (-\omega_h) = \omega_b - \omega_h \\ \omega_h^h = \omega_h + (-\omega_h) = 0 \end{cases}$$

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = -\frac{z_b}{z_a}$$

În cazul în care roata centrală **b** este fixă ($\omega_b = 0$), iar roata centrală **a** este elementul conducător, în timp ce brațul port-satelit reprezintă elementul condus se poate scrie:

$$i_{ha}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a}$$

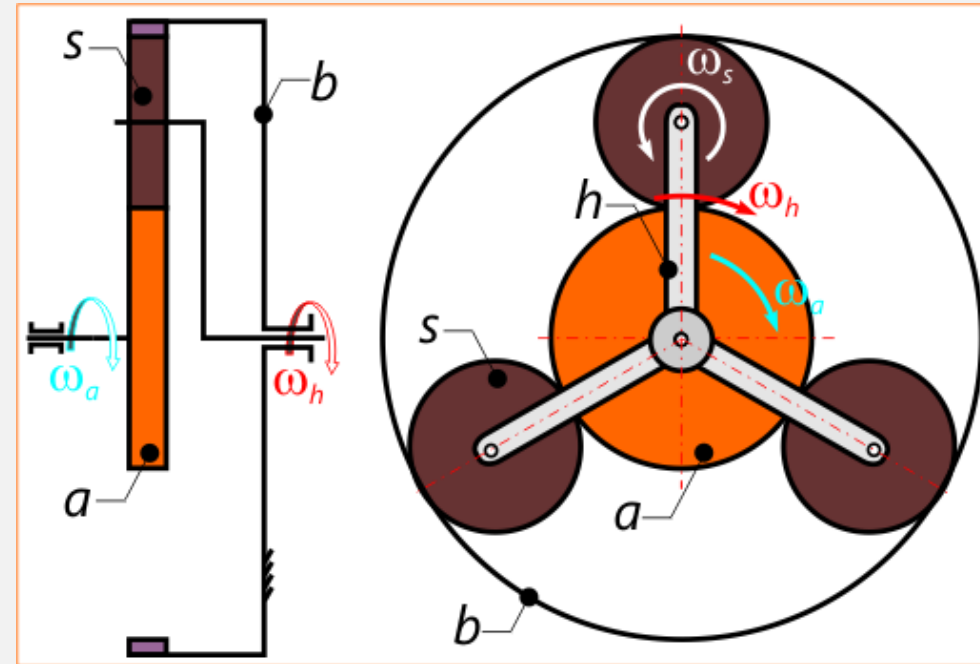
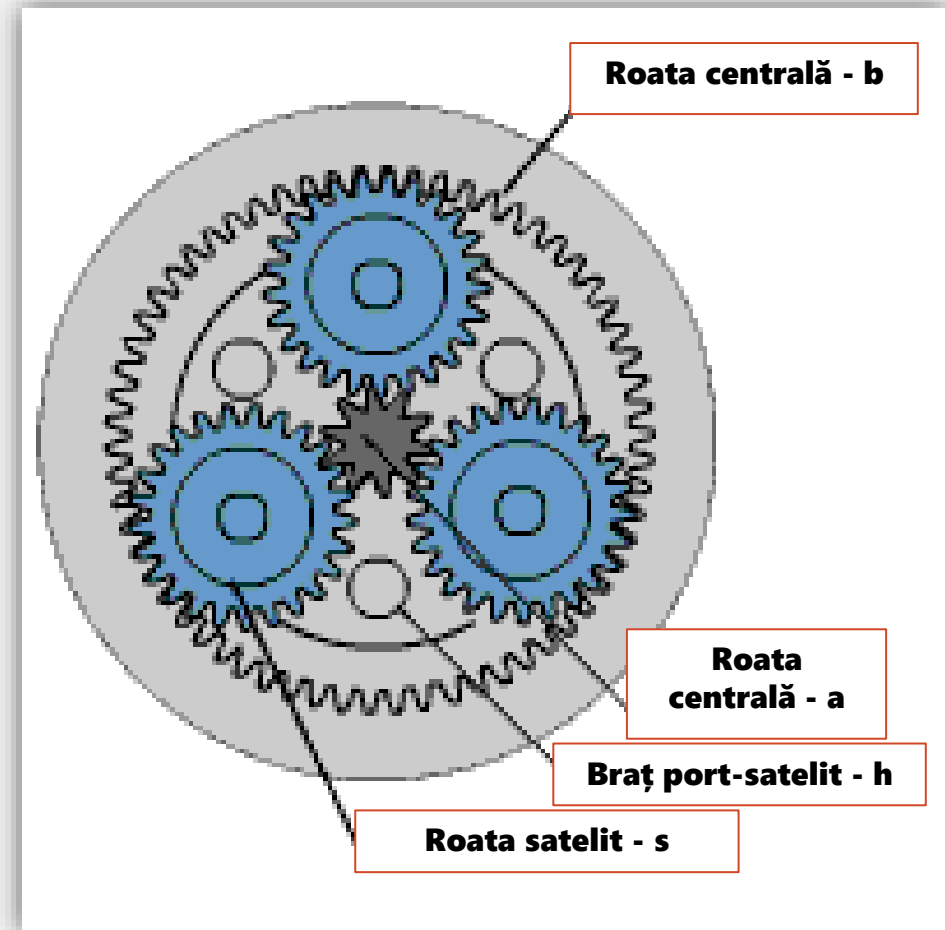
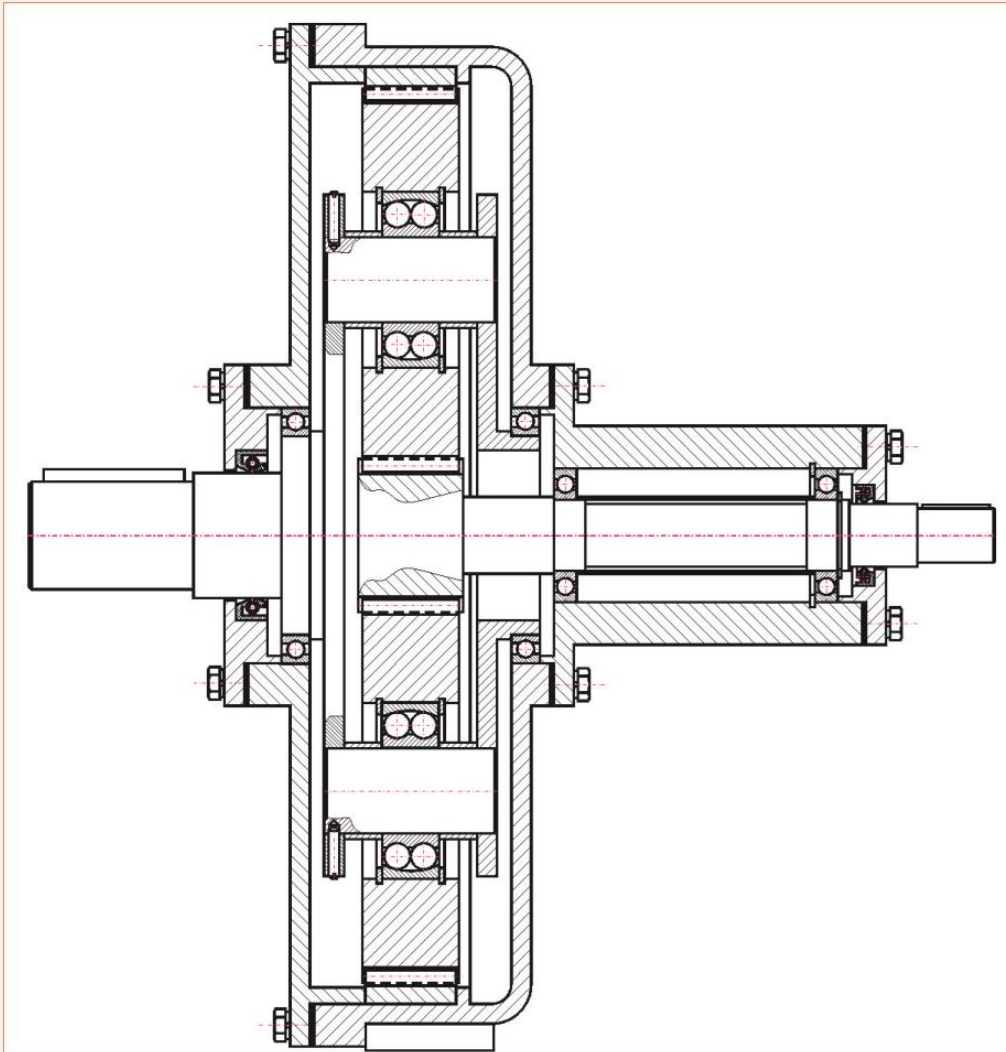


Fig. 14.2 Angrenaje planetar

TRANSMISII CU ANGRENAJE PLANETARE

Cinematica transmisiilor planetare



TRANSMISII CU ANGRENAJE ARMONICE

Introducere

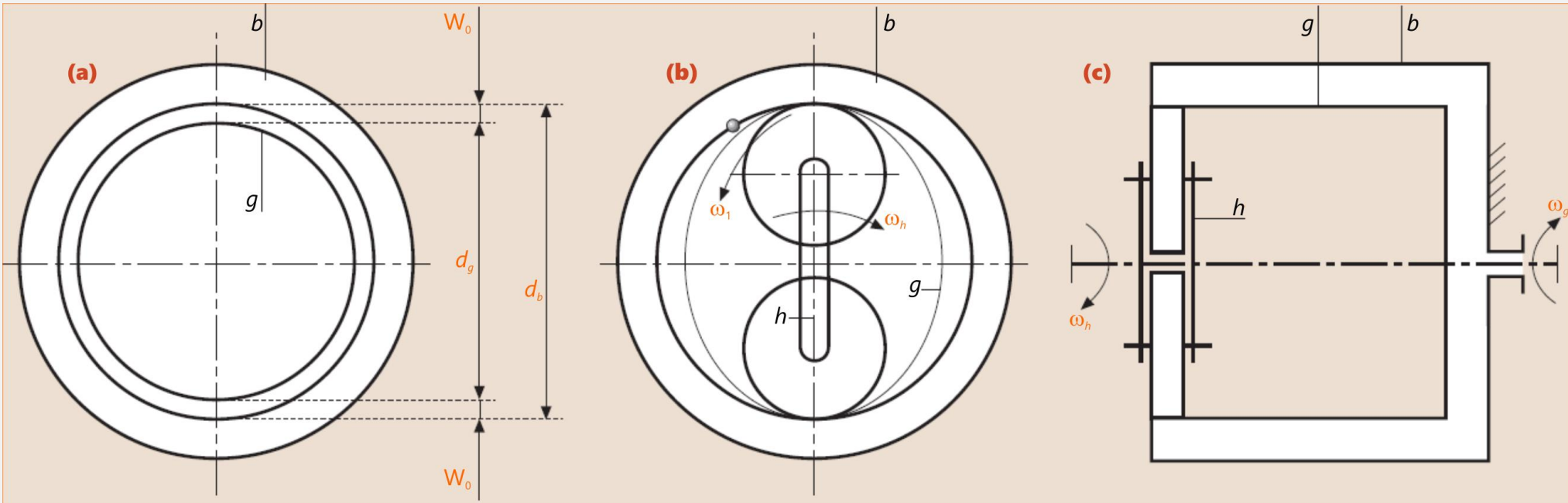


Fig. 14.3 Transmisie cu angrenaj armonic (după [3])

Elementele componente ale transmisiei cu angrenaj armonic sunt: **roata flexibilă - g; roată solară fixă - b; generatorul de unde (de deformație) - h.**

TRANSMISII CU ANGRENAJE ARMONICE

Principiul de funcționare

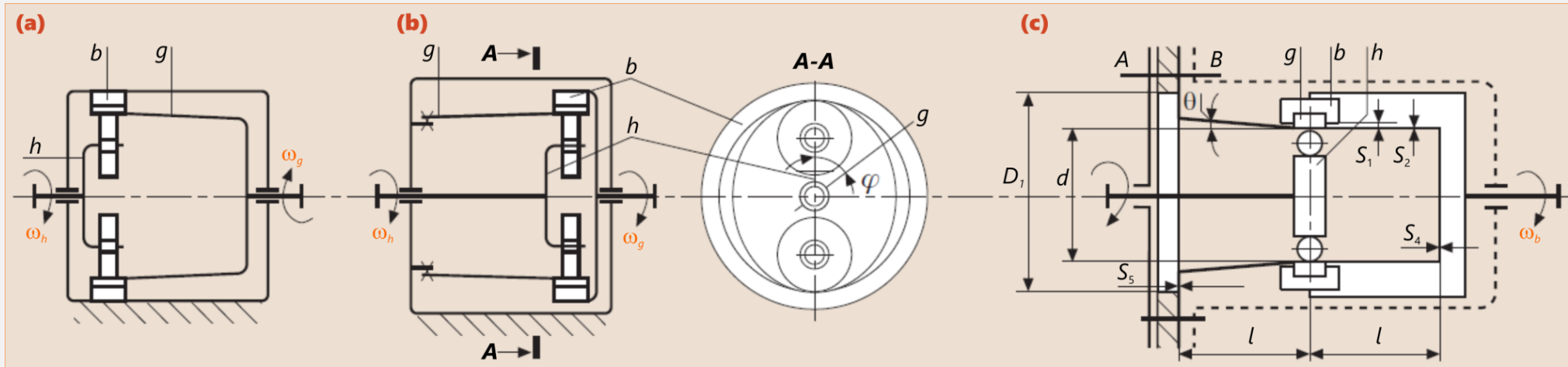


Fig. 14.4 Transmisie cu angrenaj armonic (după [3])

Roata flexibilă - **g** trebuie să fie coaxială cu roata solară fixă - **b**. Totodată, roata **g** trebuie să fie deformabilă (deformația este produsă de rola care intră în componența generatorului de deformație), de aceea aceasta este subțire. Un avantaj major al transmisiei armonice este faptul că permite obținerea unui grad de acoperire mare (6...8 [8]) - care este direct proporțional cu numărul brațelor generatorului de unde.

TRANSMISII CU ANGRENAJE ARMONICE

Principiul de funcționare

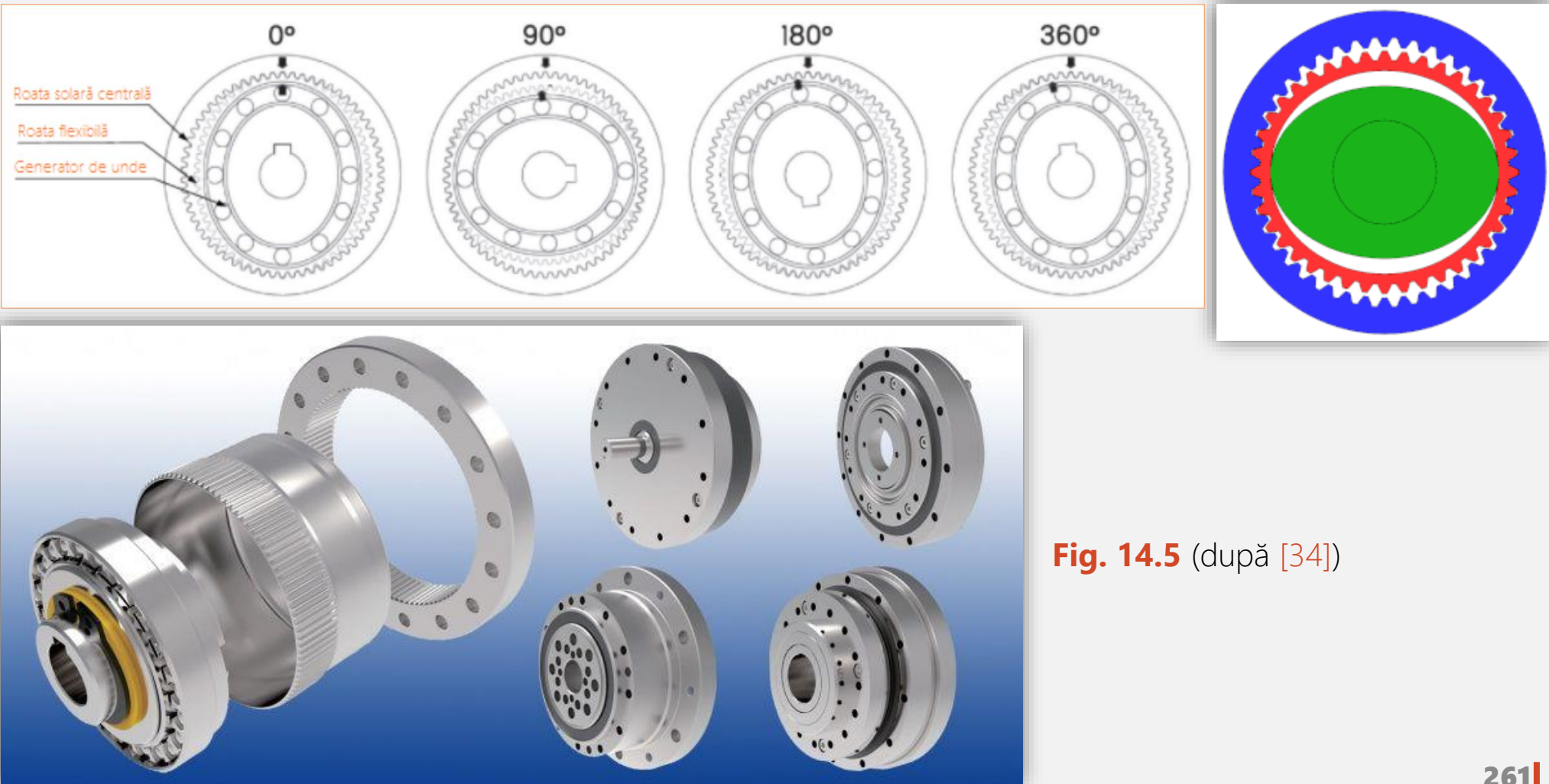


Fig. 14.5 (după [34])

ÎNTREBĂRI RECAPITULATIVE

-
- 1.** Mecanismul planetar simplu este:
 - 2.** Mecanismul planetar diferențial se caracterizează prin:
 - 3.** Care sunt elementele componente ale unei transmisii planetare?
 - 4.** Dar ale unei transmisii armonice?
 - 5.** Gradul de acoperire al unei transmisii armonice este de ordinul:
-

BIBLIOGRAFIE

1. Buiga, O. *Organe de mașini. Proiectarea optimală a transmisiilor mecanice cu angrenaje*, Ed. Risoprint, Cluj-Napoca, 2018.
2. Buiga, O. *Organe de mașini. Evaluare. Teste grilă*, Ed. UTPRESS, Cluj-Napoca, 2021.
3. Grote, K.H., Antonsson, E.K., *Springer Handbook of Mechanical Engineering*, Springer, 2009.
4. Haragâș, S., Pop, D., Buiga, O. *Transmisii cu șuruburi. Clacul și proiectare*, Ed. Todesco, Cluj-Napoca, 2013.
5. Haragâș, S. *Organe de mașini*. Ed. Napoca Star, Cluj-Napoca, 2014.
6. Haragâș, S., Pop, D. *Organe de mașini. Aplicații*, Ed. Risoprint, Cluj-Napoca, 2018.
7. Pop, D., Haragâș, S. *Organe de mașini. Volumul I*, Ed. Risoprint, Cluj-Napoca, 2014.
8. Pop, D., Haragâș, S. *Organe de mașini 1. Suport de curs*, Ed. UTPRESS, Cluj-Napoca, 2018.
9. Szekely, I., Dali, A. *Mecanisme*, Cluj-Napoca, 1992.
10. <https://behance.net/gallery/54823817/Tesker-Thread-Rolling-Process>
11. <https://www.thomsonlinear.com/en/support/20160104-na>
12. <https://www.youtube.com/watch?v=kl6qNn9-nkk>
13. https://www.tbimotion.com.tw/en/category/Rotary-Series-Ball-Screw-Spline/CAT-Rotary-Series_Ball-Screw-Spline.html
14. <http://www.barnesballscrew.com/how-a-ball-screw-works/>
15. <https://mnjgroup.com.au/services/machining/>
16. <https://www.vettigervidler.com.au/services/milling-horizontal-borer>
17. <https://www.youtube.com/watch?v=kGws9QKhYbl>

BIBLIOGRAFIE

18. <https://www.practicalmachinist.com/vb/antique-machinery-and-history/logan-shaper-internal-key-323997/>
19. <https://goodpartsllc.com/keyway-broaching-services.html>
20. <https://www.abssac.co.uk/p/Lead+Screws/Splined+Shafts/83/>
21. <http://vestavia.eu/product/spline-gear-shaft/>
22. <https://www.mmsonline.com/articles/speeding-up-splines>
23. <https://johnfsworkshop.org/home/making-other/making-splines-links/milling-machine-how-to-make-splines/>
24. <https://ernst-grob.com/en/processes/cold-forming-solid-material>
25. <https://fvht.com/gallmar/gear-broaching>
26. <http://www.universalbroaching.com/horiz.html>
27. <https://www.yumpu.com/it/document/view/24957516/2-slide-uri-pag>
28. <https://www.fennerdrives.com/>
29. <https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/gear-types/cylindrical-gears/>
30. <https://www.slideshare.net/bcet96/unit-4-helical-gear-198971169>
31. <https://www.youtube.com/watch?v=MeyAR8qAOwo>
32. <https://www.youtube.com/watch?v=ARd-Om2VyiE>
33. <https://www.youtube.com/watch?v=mYgpggNUMwl>
34. <https://atbautomation.eu/en/product-news/175-wanshsin-harmonic-reducers.html>