

Elena Miriță

Traian Cicone George Dobre

Sisteme cu
SURUBURI DE MISCARE

Îndrumar de proiectare

PRINTECH

Copyright © Printech
Editura acreditată C.N.C.S.I.S.

Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României

Elena MIRITA

Sisteme cu suruburi de miscare: indrumar de Proiectare –
Elena Mirita, Traian Cicone, George Dobre

București: Printech,
p.; cm.
Bibliogr.

ISBN 973-9402-39-9

083.9:621.882.1(075.8)

Tehnoredactare: ing. TRAIAN CICONE

Procesare: tehn. DANIELA MANOLACHE
ing. BOGDAN KUCINSKI

Grafică: tehn: ADRIANA BRANDMAYER

TIPAR :

Editura PRINTECH (S.C. ANDOR TIPO S.R.L.)

Str.TUNARI nr.11 , sector 2 , BUCURESTI

Tel/Fax : 211.37.12

© Copyright

Toate drepturile prezentei ediții sunt rezervate editurii și autorului.
Nici o parte din această lucrare nu poate fi reproducă, stocată sau
transmisă indiferent prin ce formă, fără acordul prealabil scris al
autorului.

CUPRINS

BREFAJĂ	5
A. CONSIDERĂRI GENERALE	6
1. Caracterizarea transmisiei șurub-piuliță	6
2. Exemple de utilizare a transmisiei șurub-piuliță în construcția de mașini	6
B. METODOLOGIA PROIECTĂRII SISTEMULUI	12
I. Analiza temei	13
II. Proiectarea calitativă (conceptia)	14
III. Proiectarea la scară a ansamblului	15
1. SINTEZA DIMENSIONALĂ SI STUDIUL CINETOSTATIC AL MECANISMULUI	18
1.1. Sinteză dimensională	18
1.2. Studiul cinetostatic	19
2. PROIECTAREA SISTEMULUI DE PRELUARE-TRANSMITERE A FORȚEI DE CĂtre ȘURUBUL PRINCIPAL	21
2.1. Proiectarea cuplei șurub-piuliță	21
2.1.1. Precizarea solicitărilor și a formelor de deteriorare posibile	21
2.1.2. Alegerea materialelor pentru cuplu șurub-piuliță	30
2.1.3. Predimensionarea filetului. Alegerea tipului filetului și a dimensiunilor standardizate	32
2.1.4. Verificarea condiției de autofrînare	34
2.1.5. Verificarea la flambaj	35
2.1.6. Determinarea numărului de spire în contact	37
2.1.7. Verificarea spirei filetului	38
2.1.8. Verificarea preliminară a portiunii filetate a șurubului	39
2.2. Proiectarea celui de-al doilea reazem al șurubului principal	39
2.2.1. Utilizarea unui lagăr axial	40
2.2.2. Utilizarea unui reazem fix	46
2.3. Definitivarea constructivă și verificări finale ale șurubului principal	47
3. PROIECTAREA SISTEMULUI DE PRELUARE-TRANSMITERE A FORȚEI DE CĂtre ȘURUBUL SECUNDAR	53
3.1. Proiectarea cuplei șurub secundar-piuliță	53
3.1.1. Precizarea solicitărilor	53
3.1.2. Alegerea materialelor	53
3.1.3. Predimensionarea filetului	53
3.1.4. Verificarea la solicitare compusă a zonei filetate a șurubului secundar	55
3.1.5. Verificarea condiției de autofrînare	55
3.1.6. Verificarea la flambaj	55
3.1.7. Determinarea numărului de spire în contact	55
3.1.8. Verificarea spirei filetului	55

3.2. Definitivarea constructivă și verificări finale ale surubului secundar	56
4. PROIECTAREA SISTEMULUI DE ACTIONARE	58
4.1. Alegerea sistemului de acționare (conceptia)	58
4.2. Proiectarea la scară a sistemului de acționare	58
a. Actionarea cu pîrghie simplă	58
b. Actionare prin dispozitive cu clichet	60
4.2.1.b. Proiectarea roții de clichet și a clichetului	60
4.2.1.1.b. Proiectarea asamblării dintre roata de clichet și elementul pe care se montează	65
4.2.1.2.b. Precizarea elementelor roții în zona de contact clichet - roată de clichet	66
4.2.1.3.b. Proiectarea asamblării dintre clichet și manivelă	68
4.2.1.4.b. Definitivarea constructivă a roții de clichet și a clichetului	69
4.2.2.b. Proiectarea împingătorului cu arc	70
4.2.3.b. Proiectarea manivelei	72
5. PROIECTAREA SISTEMULUI DE PRELŪARE-TRANSMISIÈRE A FORȚEI DE CÂTRE PIULITĂ	74
a. Piuliță rezemată fix	74
5.1.a. Precizarea solicitărilor	75
5.2.a. Dimensionarea piuliței	75
5.3.a. Proiectarea sistemului de blocare a piuliței	76
b. Piuliță rotitoare	77
b1. Piuliță rotitoare de cric	77
5.1.bl. Precizarea solicitărilor	78
5.2.bl. Dimensionarea piuliței	78
b2. Piuliță rotitoare de presă	79
5.1.b2. Precizarea solicitărilor și a celorlalte cerințe defindeplinit	79
5.2.b2. Dimensionarea piuliței	81
c. Piuliță cricului auto cu pîrghii	82
5.1.c. Precizarea solicitărilor	82
5.2.c. Dimensionarea piuliței	84
6. PROIECTAREA CORPULUI	86
Reguli generale	86
6.a. Proiectarea corpului unor cricuri cu surub vertical	91
6.b. Proiectarea corpului cricului auto cu pîrghii	93
6.1.b. Proiectarea articulațiilor dintre pîrghii - cupă și pîrghii - talpă	93
6.2.b. Proiectarea pîrghiilor	96
6.c. Proiectarea corpului unei prese cu o coloană	96
6.d. Proiectarea corpului unei prese cu două coloane	98
6.e. Proiectarea corpului unor extractoare	102
7. EVALUAREA RENDIMENTULUI TRANSMISIEI	106
8. BIBLIOGRAFIE	108

ANEXE

ANEXA A1 MĂRIMI NORMALE	A.1
1. Dimensiuni liniare normale	A.1
2. Unghiuri normale. Unghiuri de conuri și conicități	A.1
3. Raze normale de racordare	A.2
4. Rugozități normale	A.3
ANEXA A2 MATERIALE ȘI SEMIFABRICATE	A.4
1. Oteluri	A.4
2. Fonte	A.5
3. Materiale neferoase	A.9
4. Semifabricate standardizate	A.11
4.1. Table	A.11
4.2. Otel lat	A.12
4.3. Otel hexagonal	A.13
4.4. Otel pătrat	A.13
4.5. Otel rotund	A.14
4.6. Tevi laminate	A.14
4.7. Sîrmă	A.15
ANEXA A3 FILETE	A.16
1. Filetul trapezoidal	A.16
2. Filetul ferăstrău	A.19
3. Toleranțe și ajustaje pentru filetul trapezoidal și ferăstrău	A.21
4. Notarea filetelor și ajustajelor filetate	A.28
5. Ieșirea și degajarea filetelor	A.28
ANEXA A4 ORGANE DE ASAMBLARE	A.31
1. Generalități	A.31
1.1. Organe de asamblare filetate. Execuție. Abateri limită	A.31
1.2. Caracteristici mecanice pentru șuruburi	A.31
1.3. Caracteristici mecanice pentru piulițe	A.32
1.4. Notarea asamblărilor filetate	A.32
1.5. Găuri de trecere	A.33
1.6. Locașuri și lamaje	A.34
1.7. Lungimi de însurubare	A.35
1.8. Vîrfuri de șuruburi	A.36
2. Șuruburi	A.38
2.1. Șurub cu cap hexagonal filetat pînă sub cap	A.38
2.2. Șurub cu cap striat	A.39
2.3. Șurub cu cap înecat crestat	A.39
3. Piulițe	A.40
3.1. Piulițe hexagonale	A.40
3.2. Piulițe infundate	A.41
4. Știft filetat cu creștură cu cep	A.42
5. Șaipe	A.43
5.1. Șaipe plate pentru metale	A.43
5.2. Șaipe prelucrată pentru bolturi	A.43
5.3. Șaipe Grover	A.44
6. Bolturi și știfturi	A.45
6.1. Bolt cu cap	A.45
6.2. Bolturi fără cap	A.46
6.3. Știft cilindric	A.47
7. Splinturi	A.47
8. Inele de siguranță	A.48
ANEXA A5 PENE	A.50
1. Îmbinări prin pene paralele	A.50
2. Pene paralele cu găuri de fixare	A.52

ANEXA A6 RULMENTI	A.54
1. Rulmenți axiali cu bile pe un rînd	A.54
ANEXA A7 ELEMENTE DE AMBRENDARE	A.56
1. Roți de manevră de uz general din fontă și oțel turnat	A.56
2. Armături industriale. Capete de tijă	A.57
3. Chei	A.59
ANEXA A8 GĂURI DE CENTRARE	A.60
1. Găuri de centrare	A.60
2. Găuri de centrare filetate	A.61
ANEXA A9 TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE	A.63
1. Toleranțe și abateri de formă și de poziție	A.63
2. Sistemul de toleranțe și ajustaje pentru dimensiuni liniare	A.66
3. Toleranțe generale pentru piese prelucrate prin aşchieri	A.71
ANEXA A10 ARCURI	A.72
ANEXA A11 LISTA STANDARDELOR UTILIZATE	A.73
ANEXA A12 DEFINIȚII DE ANEXELEI	A.76

PREFATĂ

Prezentul îndrumar, primul dintr-o serie mai largă, are menirea de a sprijini studenții și cadrele didactice în activitățile legate de proiectarea unui sistem tehnic cu o transmisie șurub-piuliță acționată manual.

Întrucit aceste activități se desfășoară la începutul uceniei intrale proiectării, îndrumarul cuprinde pe lîngă materialele ajutătoare - extrase din standarde, soluții constructive, date utile - și o serie de indicații de proiectare care se succed, pe cît posibil, într-o ordine corespunzătoare algoritmilor de lucru. Autorii speră că aceste indicații, destul de detaliate, nu vor elimina efortul creator și de înțelegere din partea studentului și nici strădaniile cadrului didactic pentru îndrumarea acestui efort.

Autorii mulțumesc anticipat pentru toate sugestiile care ar putea contribui la îmbunătățirea structurii și conținutului acestui îndrumar.

Autorii

A. CONSIDERATII GENERALE

1. CARACTERIZAREA TRANSMISIEI SURUB-PIULITĂ

Transmisia surub-piuliță¹⁾, alcătuită dintr-un surub și o piuliță aflată în mișcare relativă în timpul funcționării, realizează transmiterea și transformarea mișcării și a forței. Cu aceste funcții, transmisia surub-piuliță se întâlnește frecvent în construcția unor mașini simple cum sunt cricurile²⁾ și presele manuale, în construcția mașinilor unelte, a unor dispozitive de lucru, a unor aparate de măsură etc.

Tabelul A.1 prezintă o sinteză a combinațiilor posibile pentru mișcările elementelor cuplei surub-piuliță împreună cu exemple de utilizare.

Tabelul A.1

Modul de mișcare		Exemple de utilizare
al piuliței	al surubului	
Fixă	în mișcare de rotație și translatăie	Cricurile, presele cu surub
în mișcare de rotație și translataie	Fix	Brațul mașinilor radiale de găurit
în mișcare de translataie	în mișcare de rotație	Surubul conducător al strungului
în mișcare de rotație	în mișcare de translataie	Transmisia surub-piuliță a păpușii mobile a strungului

Ca principale avantaje ale folosirii transmisiei surub-piuliță se pot enumera: construcția și execuția relativ simple, precizia bună, funcționarea fără zgorni, gabaritul redus, posibilitatea transmiterii unor forțe relativ mari. Ca principal dezavantaj se menționează existența unor frecări importante între spirele fișetelor, care determină randamente mici, uzuri mari (ce conduc în timp la jocuri mari) și în consecință viteză de lucru limitată. Acest neajuns este în parte eliminat de transmisiile cu bile ("suruburile cu bile") la care frecarea de alunecare este înlocuită cu frecarea de rostogolire.

EXEMPLE DE UTILIZARE A TRANSMISIEI SURUB-PIULITĂ ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

Figurile A.1 ... A.15 prezintă schemele cinematice de principiu ale celor mai reprezentative sisteme care pot constitui obiectul proiectului de an.

Se utilizează următorul sistem unitar de notării: 1,1' - surub; 2,2' - piuliță; 3 - corp; 4 - element de lucru (cupă, platou etc.); 5 - pîrghie sau alt dispozitiv de acționare; 6 - pîrghie de construcție a corpului; a - lagăr axial; r - lagăr radial.

În continuare se face o prezentare sumară a particularităților constructiv-funcționale ale acestor sisteme tehnice.

Cric simplu (fig. A.1). Surubul principal 1 execută atât mișcare de rotație cât și cea de translataie. Piulița 2 este fixată în corpul 3.

1) Se utilizează și alți termeni cum ar fi: surub de mișcare, surub de mișcare și forță, mecanism cu surub.
2) Se poate folosi și termenul - vinci.

Pentru evitarea mișcărilor relative între sarcina de ridicat și cupă 4, aceasta trebuie să se rotească liber pe capul șurubului 1, deci între cupă și șurub există un lagăr axial care poate fi de alunecare sau de rostogolire (rulment axial); utilizarea rulmentului este avantajoasă în special pentru ridicarea sarcinilor mari, cind se obțin reduceri însemnante ale momentului de frecare rezistent dintre cupă și șurub.

Cric pentru platforme auto (fig. A.2). Șurubul principal 1 execută atât mișcarea de translație, cât și cea de rotație. Piulița 2 este fixă în corpul 3. Platforma de ridicat 4 este ghidată pe corpul 3.

Cric cu piuliță rotitoare (fig. A.3). Piulița 2 execută mișcarea de rotație iar șurubul 1 mișcarea de translație. Pentru această variantă constructivă frecarea dintre cupă și șurubul cricului simplu (fig. A.1) se înlocuiește cu frecarea dintre piuliță 2 și corpul 3.

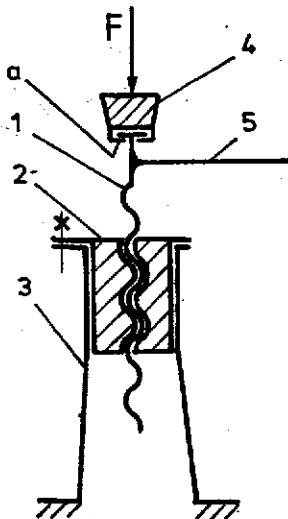


Fig. A.1

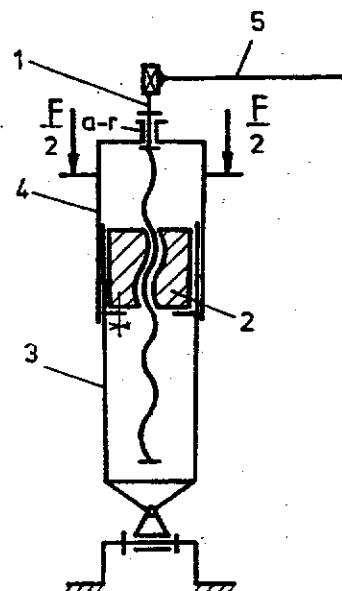


Fig. A.2

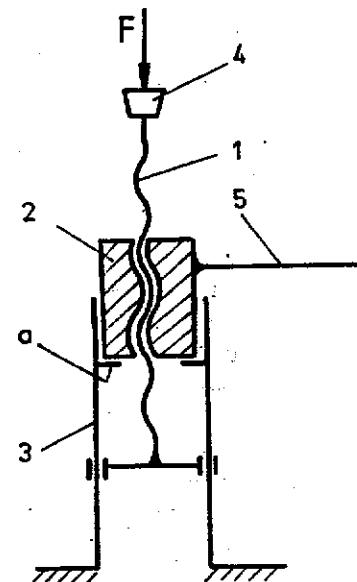


Fig. A.3

Cric pentru sarcini laterale (fig. A.4). La acest cric șurubul principal 1 - execută mișcarea de rotație, iar piulița 2 - mișcarea de translație. De remarcat construcția corpului cu fanta necesara culisării manivelei.

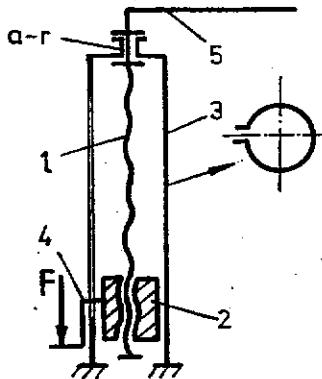


Fig. A.4

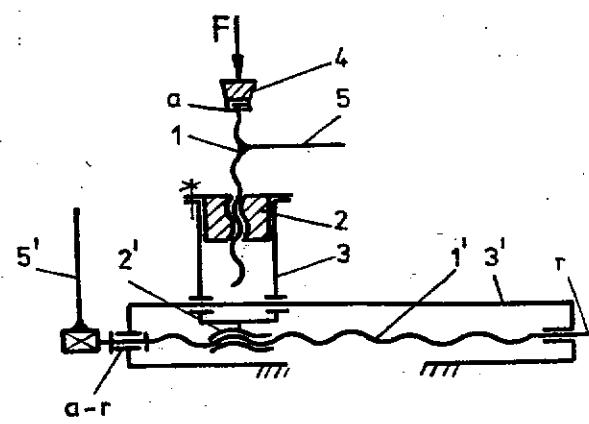


Fig. A.5

Cric simplu pe glisiere (fig. A.5). Toate variantele enumerate pînă acum (fig. A.1 - A.4) pot fi completate cu încă o transmisie surub-piuliță 1'-2' plasată orizontal, care să facă posibile deplasările laterale ale sarcinii.

Cricuri telescopicice (fig. A.6). Sînt cricuri cu două suruburi de ridicare. Piulița 2 a surubului principal 1 face corp comun cu surubul secundar 1'. Se pot concepe trei variante constructive:

Varianta a (fig. A.6a). Acționarea se face prin surubul secundar 1'. Cupa 4 se poate roti față de capul surubului principal 1. Dacă momentul de frecare dintre cupă și capul surubului principal este mai mic decît momentul din filetul comun al celor două suruburi (cazul ușual în practică), în timpul acționării cricului nu va apărea mișcare relativă între suruburi. Acest tip de cric este folosit cînd distanța dintre sarcină și cupă este mare și nu se impune cerința ridicării rapide a acesteia. Cupa se aduce în apropierea sarcinii prin rotirea cu mîna a surubului principal - apoi se utilizează dispozitivul de acționare 5 plasat pe surubul secundar. Dacă momentul de frecare dintre cupă și capul surubului principal este mai mare decît momentul de însurubare din filetul comun celor două suruburi la acționarea surubului secundar se produce și ridicarea surubului principal 1 în raport cu surubul secundar 1'. În această situație cricul este cu dublă acțiune (vezi fig. A.6c).

Filetele celor două suruburi trebuie să aibă sensuri contrare.

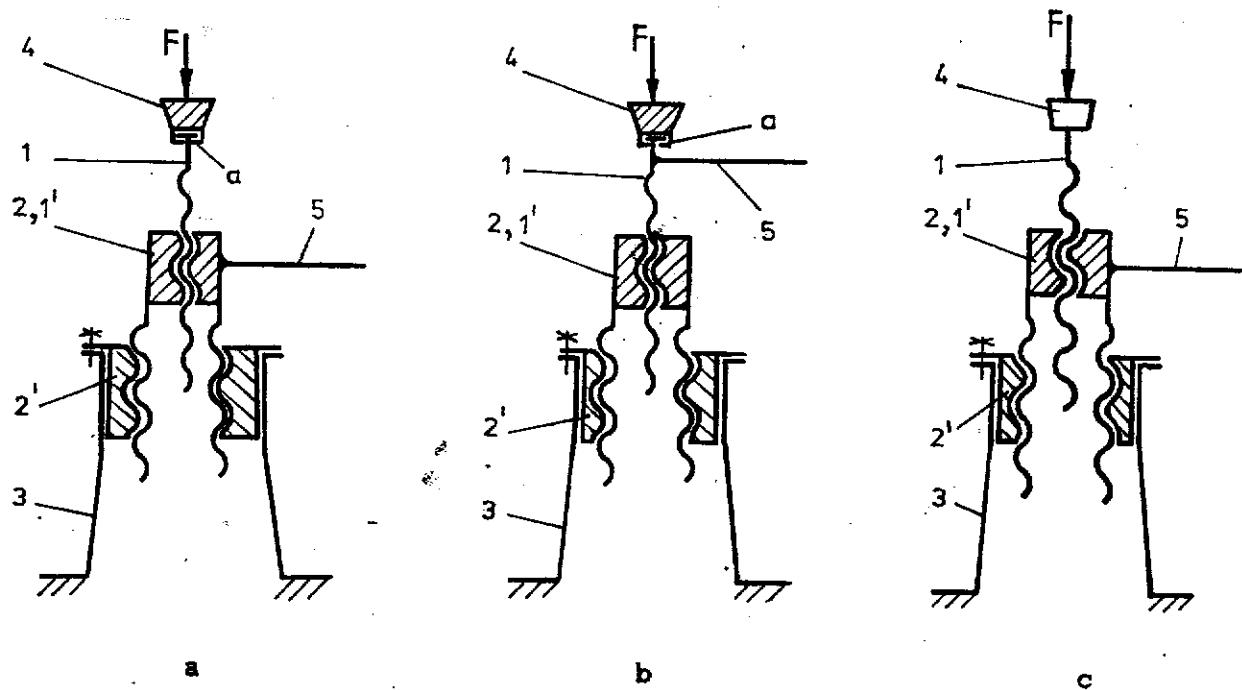


Fig. A.6

Varianta b (fig. A.6b). Acționarea se face prin surubul principal. La manevrarea piirghiei se produce mai întîi ridicarea surubului principal în cel secundar și ulterior - la terminarea cursei surubului principal - are loc și ridicarea surubului secundar în piuliță 2' (deoarece momentul de însurubare în filetul cuplei celor două suruburi este mai mic decît momentul din filetul cuplei surub secundar 1' - piuliță 2').

Filetele celor două suruburi au același sens.

Varianta c. Cupa este fixată de surubul principal. Întrucît momentul de frecare dintre cupă și sarcină este, de regulă, mai mare decît momentul de însurubare din cupla 1-1' la acționarea surubului secundar se produce deplasarea simultană a ambelor suruburi. Cricul se mai numește

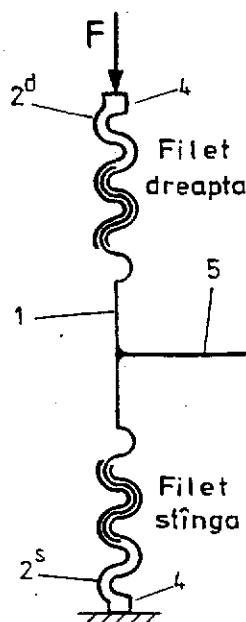


Fig. A.7

"cu dublă acțiune". Filetele celor două couple trebuie să aibă sensuri contrare.

Cric dublu (fig. A.7). Filetele celor două couple au sensuri diferite astfel încit la acționarea surubului 1 se obține apropierea sau îndepărțarea simultană a piulițelor 2 care joacă și rolul de cupă.

Cric auto cu pîrghii (fig. A.8). Deplasarea pe verticală a sarcinii se face cu ajutorul unui mecanism în care surubul 1 are o mișcare de rotație, iar piulița 2 - o mișcare de translație. Capetele pîrghiilor 6 se prezintă în forma unor sectoare dințate. Prin angrenarea acestora se evită balansarea în plan vertical a cricului față de bază, sau a cupei 4 față de elementele sale de legatură.

Se poate obține o altă variantă a acestui cric înlocuind lagărul axial-radial (a-r) cu o a doua piuliță, cu filă de sens contrar.

O altă variantă de cric cu pîrghii este indicată în figura A.9.

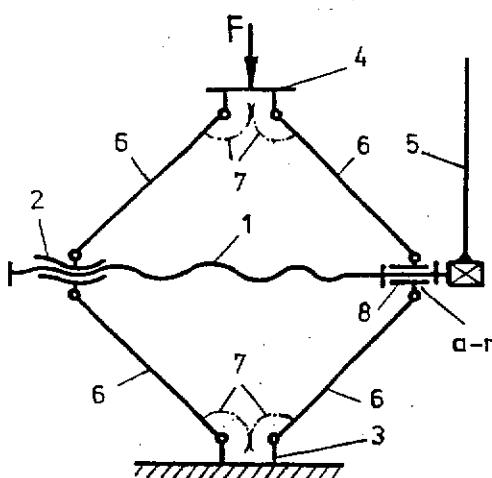


Fig. A.8

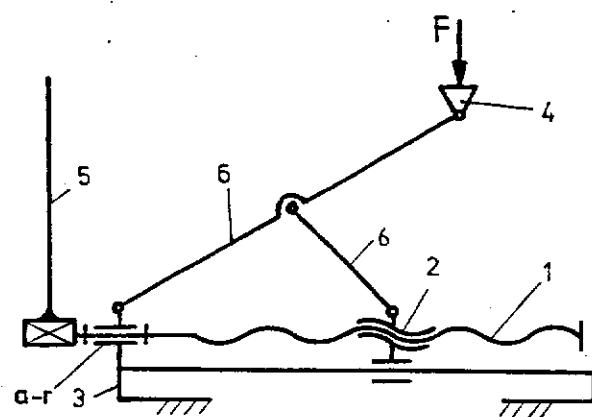


Fig. A.9

Tirant sau ancoră reglabilă (fig. A.10). Filetele celor două couple au sensuri diferite astfel încit la rotirea corpului 3 se obține apropierea sau îndepărțarea simultană a celor două suruburi 1.

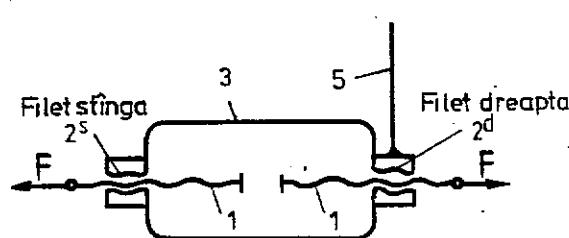


Fig. A.10

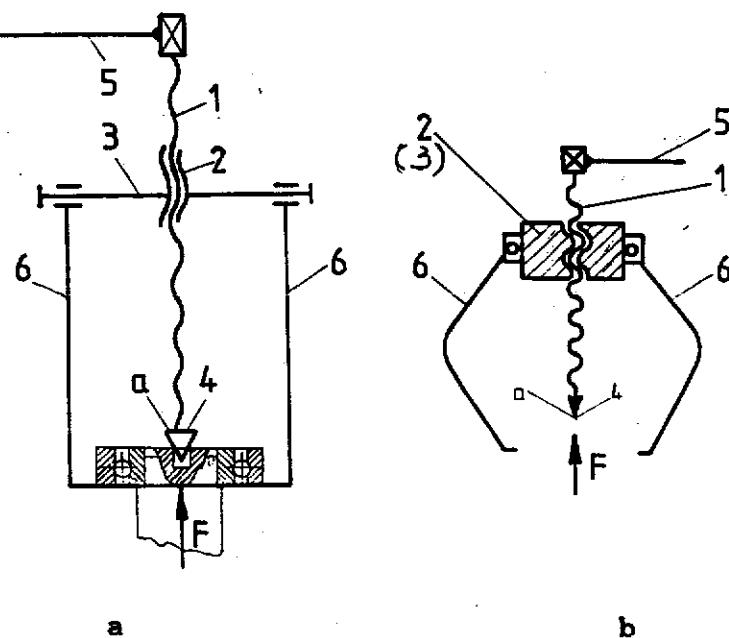


Fig.A.11

Extractor pentru roți, rulmenti (fig. A.11). Surubul 1 execută mișările de rotație și de translație. Piulița 2 este fixată în corpul 3. În varianta din figura A.11.a brațele 6 se pot deplasa pe traversa 3, astfel încât ghearele cu care sunt prevăzute să apuce în mod convenabil elementul de extras. O altă variantă de extractor este prezentată în figura A.11 b în care brațele în număr de trei sunt articulare în corpul extractorului.

Prese (fig. A.12). Surubul 1 execută atât mișcarea de rotație cât și cea de translație. Piulița 2 este fixă. Corpul presei poate avea forme diferite, respectiv:

- cu o coloană (fig. A.12a);
- cu două coloane (fig. A.12b).

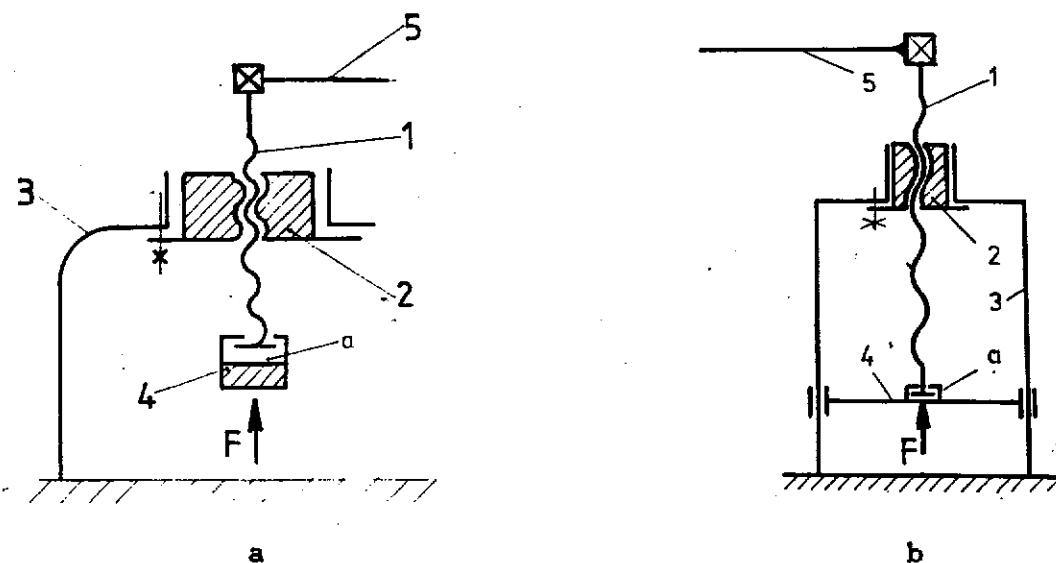


Fig. A.12

Presă cu piuliță rotitoare (fig. A.13). Piulița 2 execută mișcarea de rotație, iar surubul 1 - o mișcare de translație.

Presă cu pîrghiî (fig. A.14). Se utilizează două piulițe 2 legate prin pîrghiile 6 cu platoul 4 ghidat pe ghidajele corpului 3.

Menghine (fig. A.15). Surubul 1 execută mișcarea de rotație iar piulița 2 o mișcare de translație. Variantele din figurile A.15a și A.15b diferă între ele prin poziția fâlcii mobile 4. Varianta din figura A.15c este cu ambele fâlcii mobile.

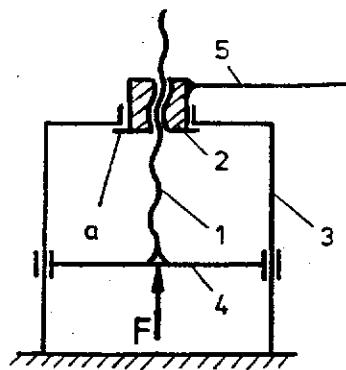


Fig. A.13

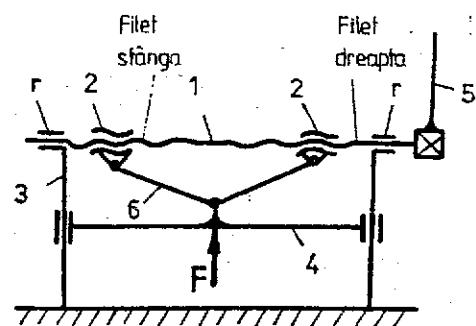
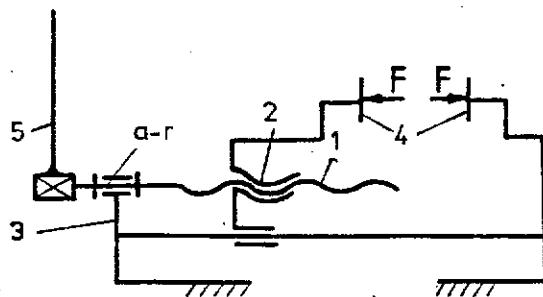
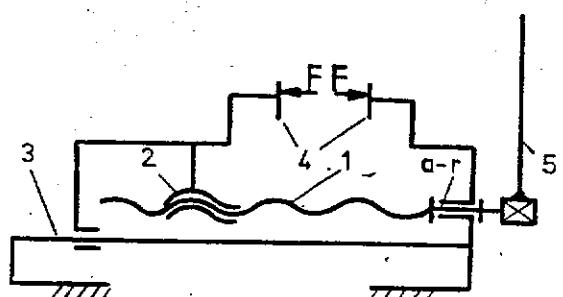


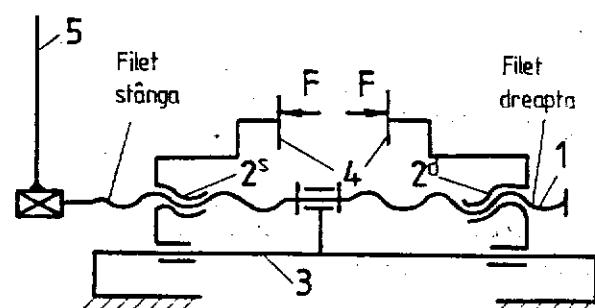
Fig. A.14



a



b



c

Fig. A.15

B. METODOLOGIA PROIECTARII SISTEMULUI

Procesul de proiectare al unui produs oarecare este o activitate complexă, iterativă, ale cărei principale etape sunt prezentate în figura B.1, împreună cu interconectarea dintre ele. Pe baza acestei scheme bloc a fost compartimentat materialul prezentului îndrumar.

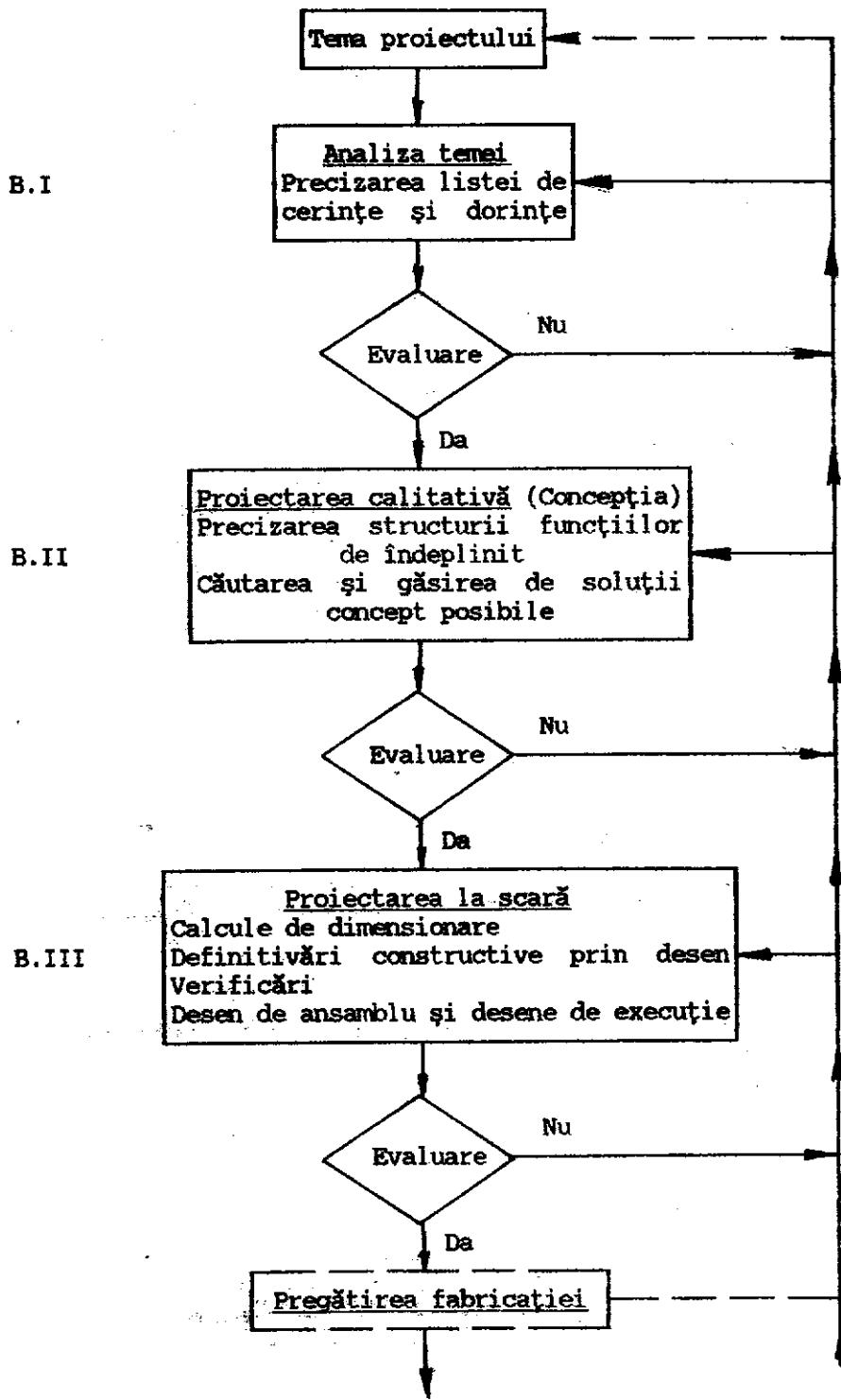


Fig. B.1

B. I. ANALIZA TEMEI

Analiza temei constituie prima etapă în rezolvarea oricărei proiectări. În această fază se precizează o listă de cerințe care trebuie, sau doar se vor a fi îndeplinite de către obiectul proiectării. Între cerințele din listă sunt unele care constituie condiții restrictive - fără de care sistemul nu poate funcționa, nu-și îndeplinește funcția etc. Aceste condiții restrictive vor fi denumite în continuare - cerințe. Celelalte condiții a căror realizare este doar dorită vor fi denumite - dorințe.

Pentru temele de mare anvergură, în etapa de analiză a temei pot avea loc, pe lîngă activitățile de documentare, prospectări ale pietei chiar și umele calcule - care pot conduce la concretizarea și uneori chiar la modificarea unor date din temă.

Exemplu:

Tema proiectului: Să se proiecteze un cric auto pentru o sarcină maximă $F=8000$ N; distanță minimă sol-caroserie, sub sarcină, $H_{\min}=250$ mm; distanță maximă sol-caroserie (inclusiv înălțimea de ridicare), $H_{\max}=500$ mm.

În faza de analiză a temei se pot găsi următoarele cerințe și dorințe:

Cerințe:

- Să se poată regla înălțimea pînă la caroserie.
- Să deplaseze pe verticală 8000 N, între $H_{\min}=250$ mm și $H_{\max}=500$ mm.
- Să nu alunece, sub sarcină, de sub caroserie (să nu se răstoarne).
- Să se poată acționa manual, cu o forță de acționare de cel mult 150 N.
- Să se poată acționa de pe o singură parte.
- Să nu se afunde în pămîntul moale.

Dorințe:

- Acționare ușoară (randament bun).
- Acționare rapidă (timp de ridicare mic).
- Gabarit și greutate mică.
- Cost redus.
- Durabilitate bună (cît autovehiculul).
- Construcție simplă.

Observații:

1) În anumite situații dorințe de tipul celor de mai sus pot deveni condiții restrictive (cerințe). De exemplu, dacă gabaritul este impus de condiția de încadrare în dimensiunile portbagajului această dorință devine cerință. La fel se poate întâmpla și cu greutatea sau costul cricului. În mod normal date de acest fel ar trebui incluse însă în tema proiectului.

2) Comparați tema anterior enunțată cu următoarea formulare: Să se proiecteze un cric pentru automobilul DACIA 1310.

B. II. PROIECTAREA CALITATIVĂ (CONCEPȚIA)

În faza proiectării calitative se caută soluții concept (soluții de principiu) pentru sistemul de proiectat. Punctul de plecare în această etapă este lista de cerințe anterior stabilită. Printr-un proces de analiză și abstractizare aceste cerințe se transpun în funcții de îndeplinit de către sistem. Cu cât formularea acestor funcții este mai generală, cu atât numărul soluțiilor care se pot găsi este mai mare. Este important să se găsească cât mai multe soluții posibile întrucât, în continuare, din multimea acestora se alege varianta care satisfac cel mai bine lista de dorințe formulată în faza de analiză a temei. Cu anumite limite, optimizările sunt posibile și în faza proiectării calitative, prin utilizarea tehnicielor de "analiză a valorii" [4].

Exemplu: Faza de concepție a unui cric auto corespunzător temei anterior analizată.

Functia generală

♦ Deplasarea unei sarcini (mari) pe verticală, prin acționarea manuală (cu o forță relativ mică).

Functii parțiale

♦ Preluarea sarcinii (rezemarea) și transmiterea ei către sol.

♦ Deplasarea sarcinii pe verticală.

♦ Transmiterea energiei omului (forță și mișcare) către elementul pe care se reazemă sarcina.

Funcțiile de mai sus pot fi îndeplinite de către o mare varietate de soluții calitative cum sunt cele din figurile: A.1, A.2, A.3, A.4, A.5, A.6, A.7, A.8, A.9.

Observații:

1) Căutarea și găsirea soluțiilor concept se realizează prin activități care decurg încă în mod precumpărător euristic (creativ). Posibilitatea utilizării calculatorului și în această fază a proiectării, a condus de mai mult timp la o serie de acțiuni în direcția algoritmizării concepției ("inteligentă artificială"). Problema este dificilă și complexă căci sunt necesare metode, limbaje și baze de date specializate în acest scop [10]. Sistemele expert care se caută a fi puse la punct pot contribui și ele la creșterea eficienței și calității activităților de proiectare calitativă.

2) Soluțiile enumerate mai sus nu au fost obținute printr-o tratare sistematică. Lista este departe de a fi completă (lipsesc cricurile cu acționare prin sisteme hidraulice și altele). Ele s-au prezentat cu scopul de a vă pune în față problema alegerii celei mai bune variante în raport cu lista de dorințe. Încercați să faceți acest lucru! Este greu. Lipsind datele necesare, nu se pot face decât afirmații calitative. Cunoșind tehniciile de "analiză a valorii" puteți ieși din încurcătură!

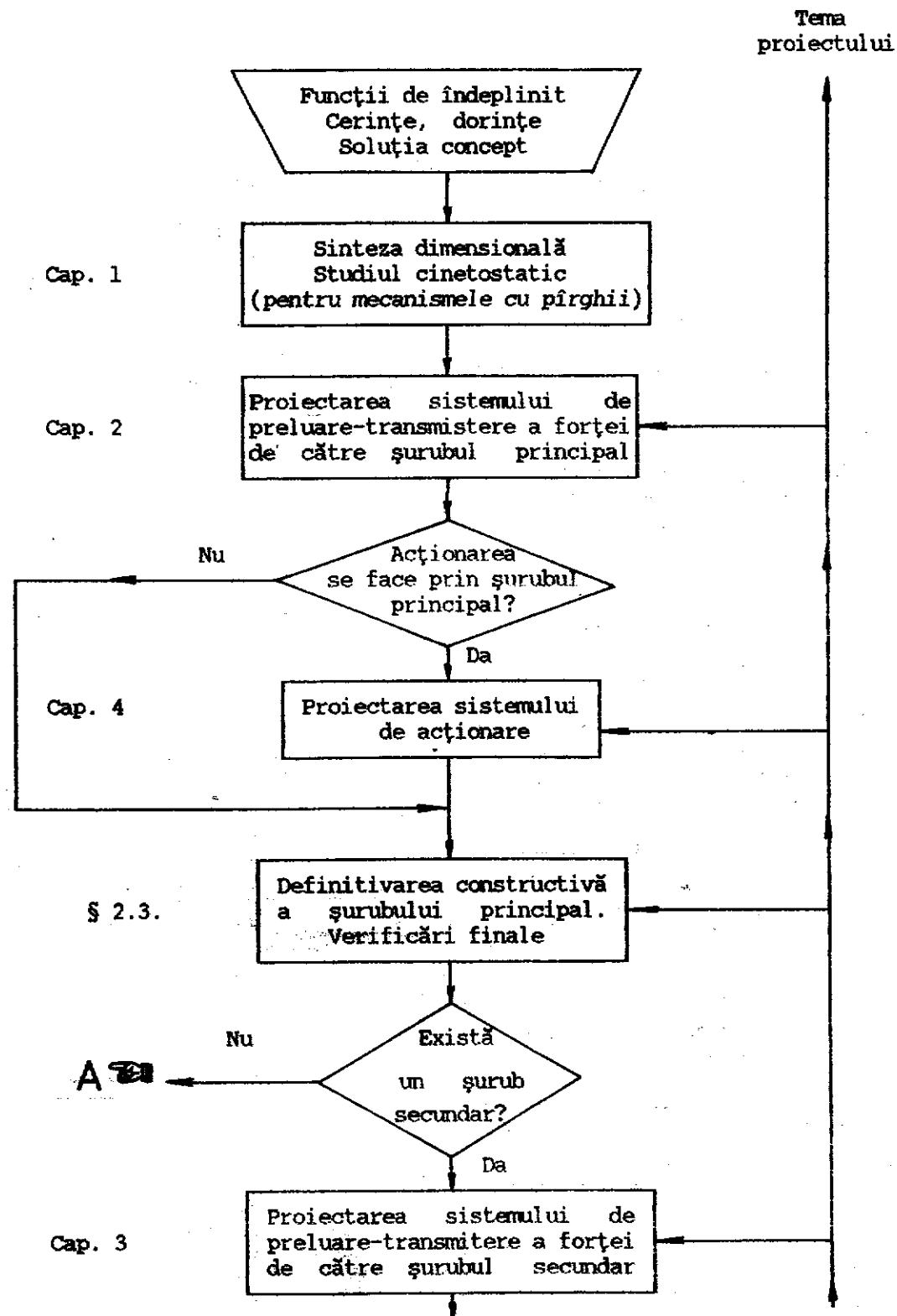
3) Tematica proiectului de an nu implică abordarea metodelor de sinteză, care se studiază la disciplina "Teoria mecanismelor". Evident, însă, mecanismele componente din schenele cinematice care se propun trebuie să fie desmodrome. Proiectare cricurilor și a preselor cu pîrghii - mecanisme cu pîrghii - trebuie totuși să înceapă cu un scurt capitol privind sinteza dimensională și analiza cinetostatică.

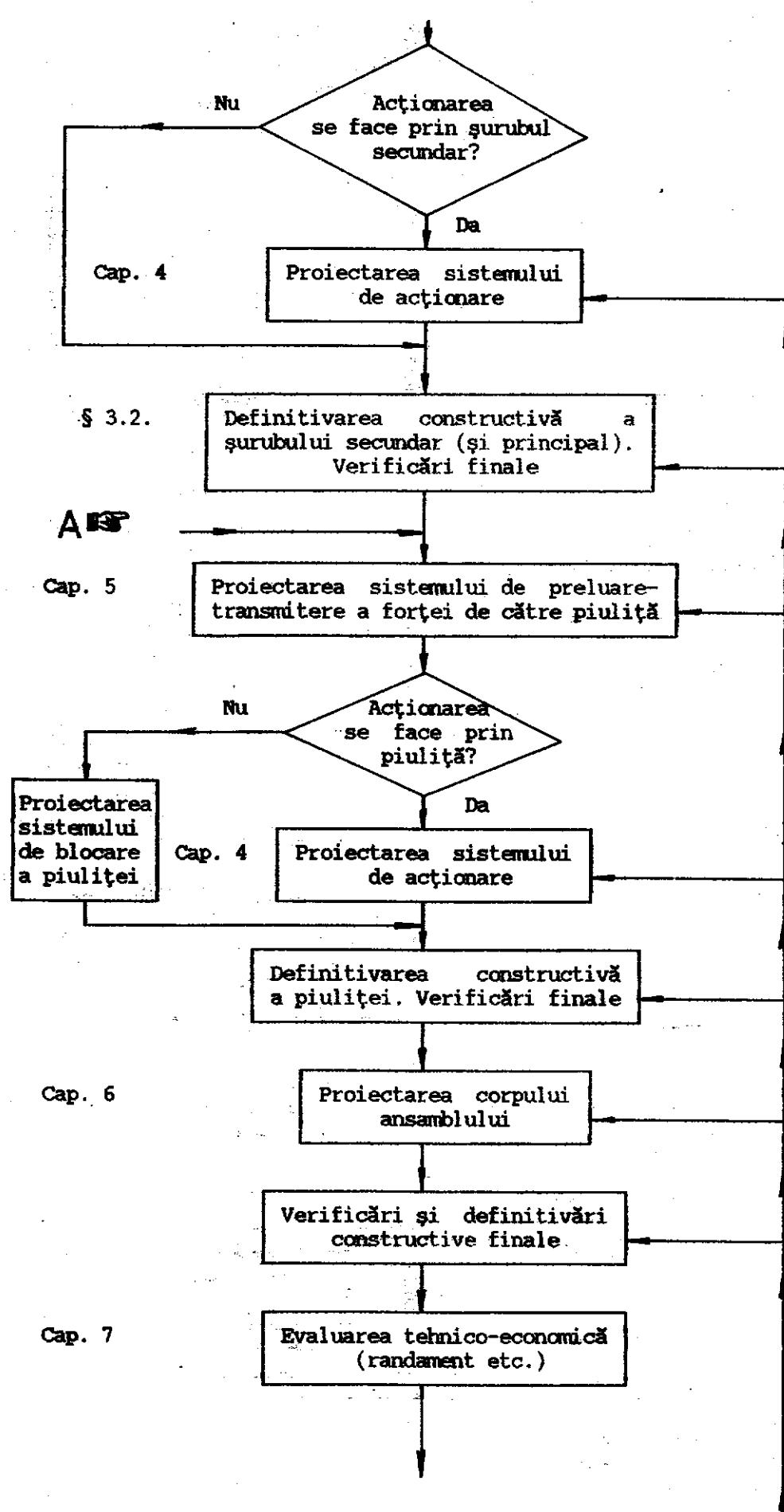
4) De cele mai multe ori, din motive didactice, prin tema proiectului se impune o anumită soluție concept a ansamblului. Proiectarea calitativă, aşa cum a fost descrisă, se va desfășura la nivelul subsistemelor componente.

B. III. PROIECTAREA LA SCARĂ A ANSAMBLULUI

Figura B.2 prezintă o variantă, relativ generală, de algoritm pentru proiectarea la scară a unei transmisii șurub-piuliță, inclusă în cricuri, prese, menghine sau alte dispozitive de lucru acționate manual.

Algoritmul are în vedere o abordare preponderent funcțională a proiectării. Aspectele de ordin structural și constructiv sunt subordonate cerinței îndeplinirii rolului funcțional.





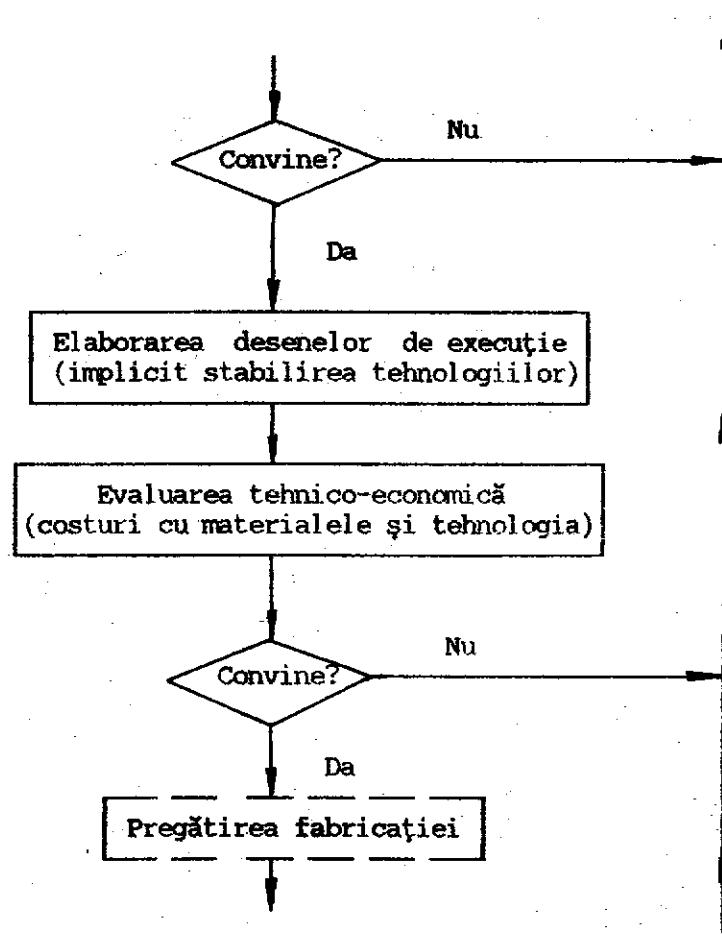


Fig. B.2

1. SINTEZA DIMENSIONALĂ ȘI STUDIUL CINETOSTATIC AL MECANISMULUI

Proiectarea la scară a dispozitivelor de tipul celor din fig. A8, A9, A13, în structura cărora intră mecanisme cu pîrghii, trebuie să înceapă cu sinteza dimensională și analiza cinetostatică a mecanismelor respective.

În principiu, aceste două aspecte sunt de rezolvat pentru toate variantele de sistem care fac obiectul îndrumarului. În proiectarea sistemelor pentru care soluțiile problemelor de mai sus sunt evidente, acest capitol poate lipsi.

Ca exemplu, se abordează cricul auto cu pîrghii (fig. A8).

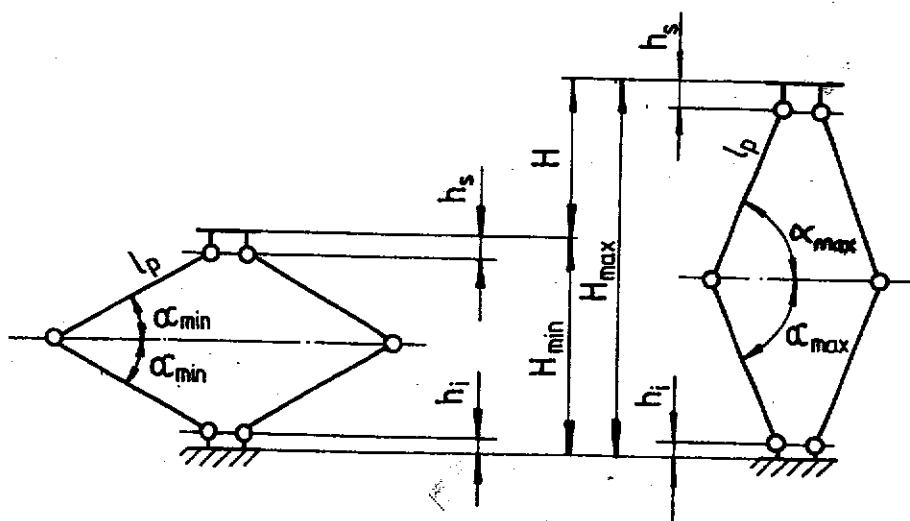


Fig. 1.1

1.1 SINTEZA DIMENSIONALĂ

Sinteza dimensională are ca obiectiv principal determinarea lungimii pîrghiilor. Prin tema proiectului se precizează (sau se pot preciza):

- ♦ H_{\min} - înălțimea minimă sub sarcină și H - cursă,
- sau
- ♦ H_{\min} și H_{\max} - înălțimea maximă sub sarcină.

Observație:

Înălțimea minimă sub sarcină depinde de construcția autovehiculului.

Figura 1.1 prezintă cricul în cele două poziții extreme, în care cu l_p s-a notat lungimea unei pîrghi, iar $(h_1 + h_s) = \Delta$.

Trebuie determinate 4 necunoscute: l_p , α_{\min} , α_{\max} și Δ .
Se pot scrie două ecuații:

$$\begin{aligned} H_{\min} &= 2 l_p \sin \alpha_{\min} + \Delta \\ H_{\max} &= 2 l_p \sin \alpha_{\max} + \Delta \end{aligned} \quad (1.1)$$

sau

$$\begin{aligned} H_{\min} &= 2 l_p \sin \alpha_{\min} + \Delta \\ H &= H_{\max} - H_{\min} = 2 l_p (\sin \alpha_{\max} - \sin \alpha_{\min}) \end{aligned} \quad (1.2)$$

Pentru soluționarea problemei trebuie introduse încă două condiții (ecuații). Se pot impune următoarele mărimi:

♦ α_{\min} și α_{\max} .

sau

♦ α_{\min} și Δ .

(Se recomandă: $\alpha_{\min} \approx 30^\circ$, $\alpha_{\max} \approx 70^\circ + 80^\circ$, $\Delta = h_i + h_s = 75 + 100 \text{ mm}$).

Rezultă celelalte două mărimi necunoscute: l_p și una din mărimile α_{\max} sau Δ .

ATENȚIE! Δ nu trebuie să fie prea mic - pentru a putea fi realizat efectiv.

1.2 STUDIUL CINETOSTATIC

Studiul cinetostatic se face în scopul determinării forțelor care acționează în elementele mecanismului.

Mecanismul din structura cricului constituie un sistem static determinat (gradul de mobilitate este 1 și are un singur element conducerător - șurubul). Deci, reacțiunile din cuplurile cinematice, se pot determina din condițiile de echilibru.

Fig. 1.2 prezintă forțele implicate. Se studiază cazul în care forța F acționează simetric pe cupă. În această situație momentul care tinde să basculeze elementele cricului în plan vertical este zero și corespunzător și forțele F_n de pe dinții celor două sectoare danturate sunt nule.

Se scriu condițiile de echilibru:

$$(\sum \bar{F})_4 = 0; \quad F = 2 R_{64} \sin \alpha; \quad \rightarrow \quad R_{64} = \frac{F}{2 \sin \alpha}$$

$$(\sum \bar{F})_6 = 0; \quad \bar{R}_{46} = -\bar{R}_{64}; \quad \bar{R}_{46} + \bar{R}_{26} = 0; \quad R_{26} = R_{46} = R_{64} = \frac{F}{2 \sin \alpha} \quad (1.3)$$

$$(\sum \bar{F})_2 = 0; \quad \bar{R}_{62} = -\bar{R}_{26}; \quad \rightarrow \quad R_{62} = \frac{F}{2 \sin \alpha}; \quad F_1 = 2 R_{62} \cos \alpha$$

Din relațiile de mai sus rezultă ecuația de legătură dintre forța din șurub, F_1 , și greutatea ridicată, F :

$$F_1 = F \operatorname{ctg} \alpha \quad (1.4)$$

Similar se poate calcula forța din fiecare bară componentă a corpului:

$$F_6 = R_{46} = \frac{F}{2 \sin \alpha} \quad (1.5)$$

Observație:

Dacă forța se aplică excentric (linie întreruptă în fig. 1.2), apare tendința de rotație a pîrghiei 6 - ceea ce conduce la apariția pe flancurile dinților a unor forțe F_n . Condițiile de echilibru, conduc în acest caz, la relația:

$$F_n = \frac{F \cdot a}{h_a} \quad (1.6)$$

În aceste condiții forța F_n - modifică întrucâtva reacțiunile de mai sus, însă dacă excentricitatea a este mică, forța F_n se poate neglijă.

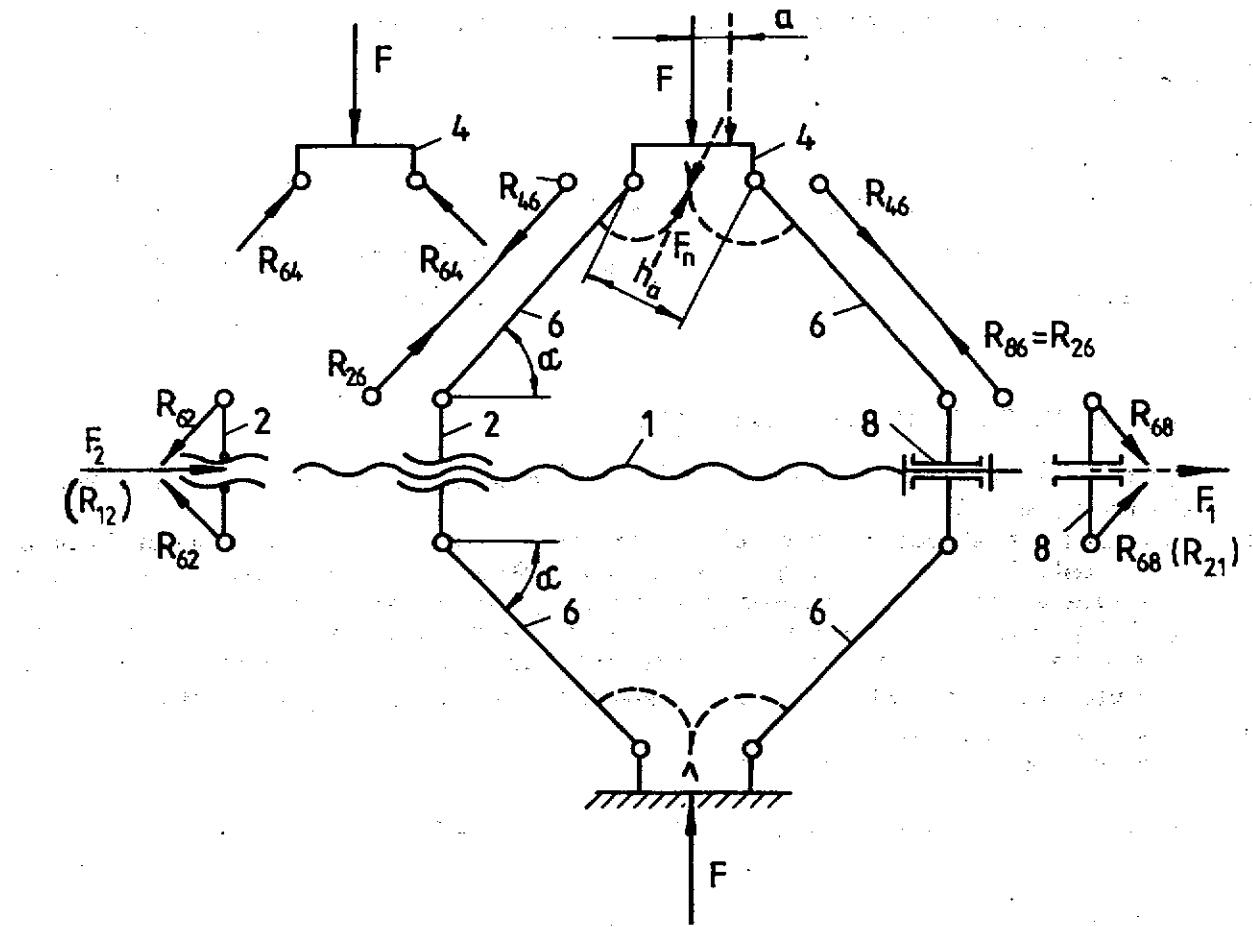


Fig. 1.2

2. PROIECTAREA SISTEMULUI DE PRELUARE-TRANSMITERE A FORȚEI DE CĂtre SURUBUL PRINCIPAL

2.1. PROIECTAREA CUPLEI SURUB-PIULITĂ

♦ Functii de indeplinit: Transformarea și transmiterea mișcării și a forței (transmiterea unui flux energetic).

În figura 2.1 se prezintă o variantă de algoritm simplu - fără optimizare - pentru proiectarea couplei surub-piuliță. După familiarizarea cu problemele de rezolvat se poate trece la un algoritm cu optimizare. Pentru a obține însă efecte pozitive semnificative acest algoritm trebuie să se extindă asupra întregului sistem.

2.1.1. PRECIZAREA SOLICITĂRILOR ȘI A FORMELOR DE DETERIORARE POSIBILE

Dimensiunile couplei surub-piuliță - deci ale celor două filete în contact - sunt determinante pentru următoarele:

Rezistența corpului (tijei) surubului la solicitările compuse și la flambaj (pentru suruburi supuse la compresiune); pentru că diametrul corpului surubului este egal cu diametrul interior al filetelui acestuia.

Pentru a pune în evidență tipul solicitărilor care se produc, se construiesc diagramele de eforturi. Figurile 2.2 ... 2.18 prezintă aceste diagrame pentru un mare număr de variante de sistem. În aceste figuri s-au reprezentat și diagramele de eforturi pentru celelalte elemente componente. Pentru eforturile care apar în elementul i în contact cu elementul j, se folosesc următoarele notății: F_i - forță axială; M_{ij} - moment. Indicii superioiri au semnificațiile: r - radial, a - axial, s - stînga, d - dreapta. Momentul de acționare se notează M_{tot} . Variația pe înălțimea piuliței a momentului de insurubare, M_{21} , și variația momentelor de frecare în lagarele radiale se schematizează printr-o dependență liniară.

Rezistența spirelor filetelui surubului și al piuliței. Spirele se pot distruge prin uzare sau rupere.

La vitezele mici la care are loc acționarea sistemelor care fac obiectul îndrumarului, hotărîtoare pentru tipul și intensitatea uzării sunt tensiunile de contact (presiunile) intre spire.

Ruperea spirelor poate avea loc ca urmare a solicitărilor de încovoiere și forfecare la piciorul filetelui.

Se face observația că în realizarea rezistenței filetelui sunt deopotrivă implicate dimensiunile filetelor cît și numărul de spire în contact.

În concluzie, cupla surub-piuliță trebuie să îndeplinească următoarele cerințe:

- transmiterea și transformarea mișcării și a forței;
- rezistența corpului (tijei) surubului;
- rezistența spirelor filetelor surubului și piuliței;
- asigurarea condiției de autofrânare.

Se dorește totodată:

- un cost redus (material și manoperă);
- o bună durabilitate;
- un bun randament etc.

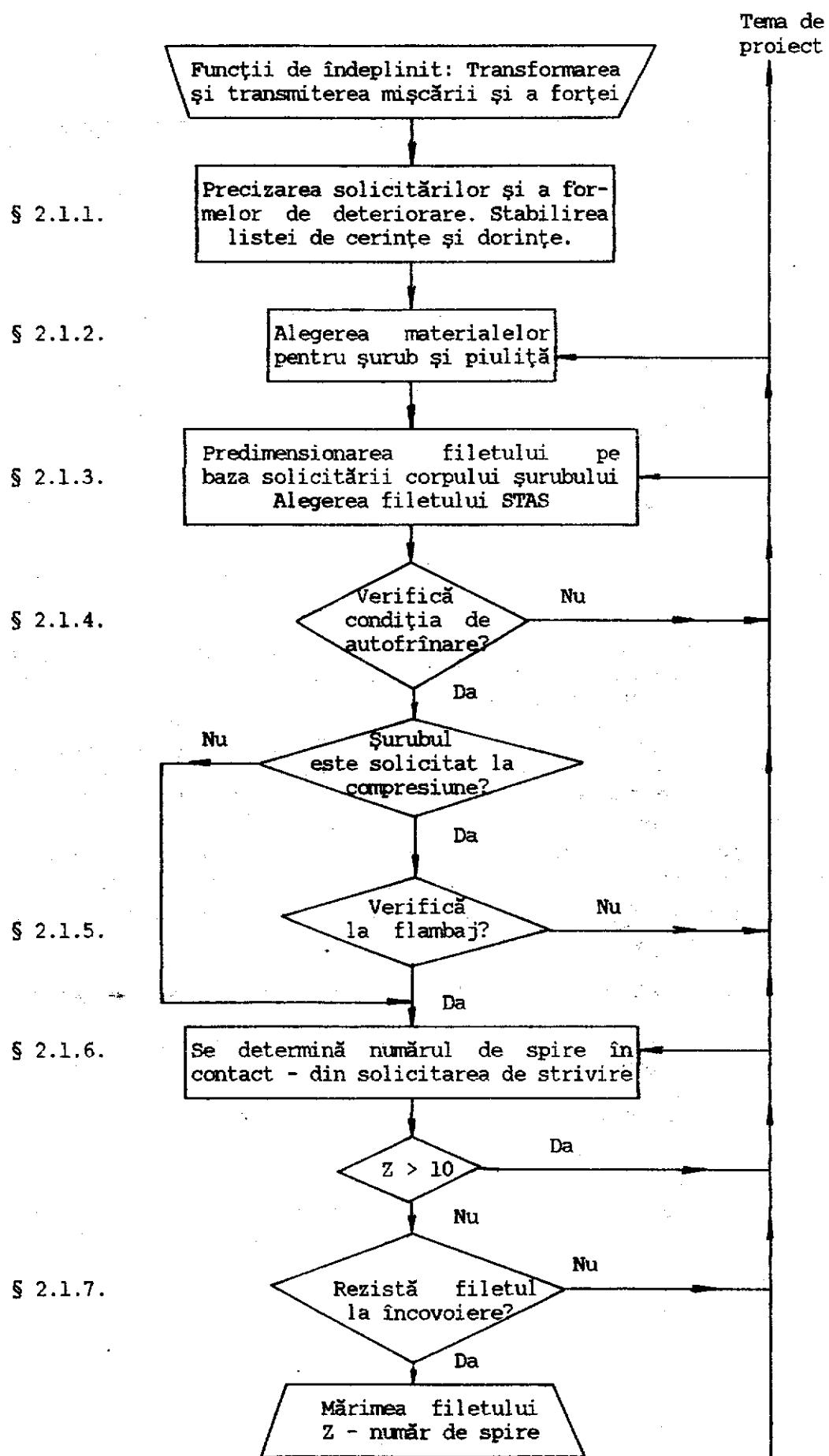


Fig. 2.1

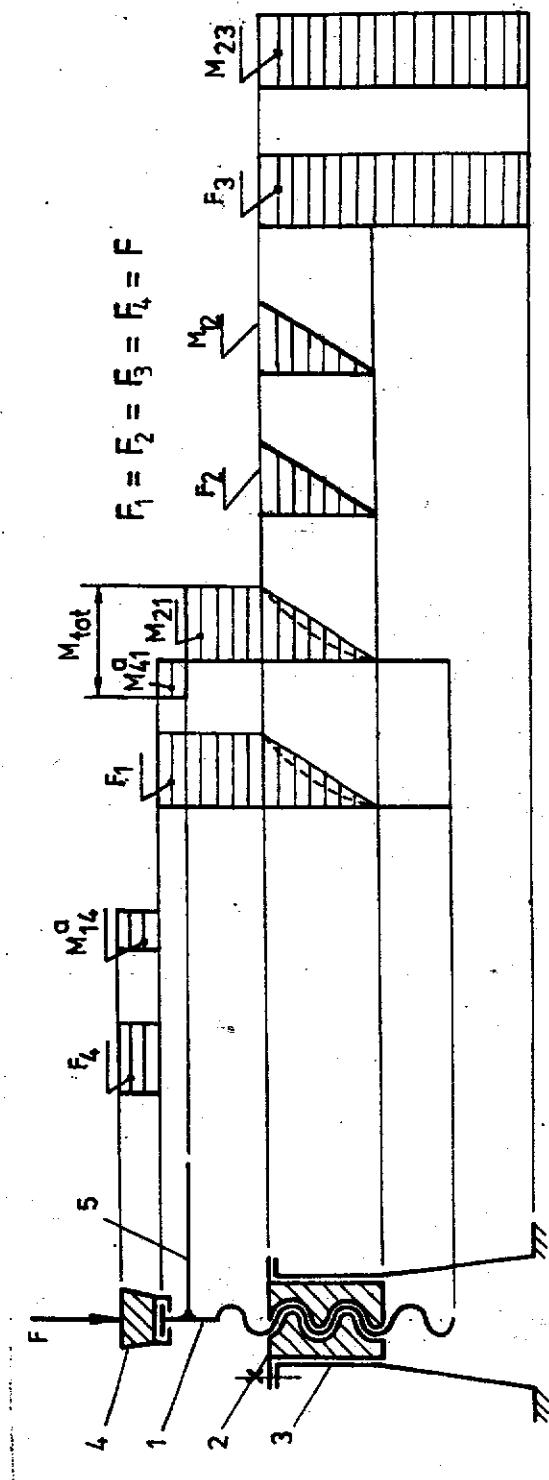


Fig. 2.2

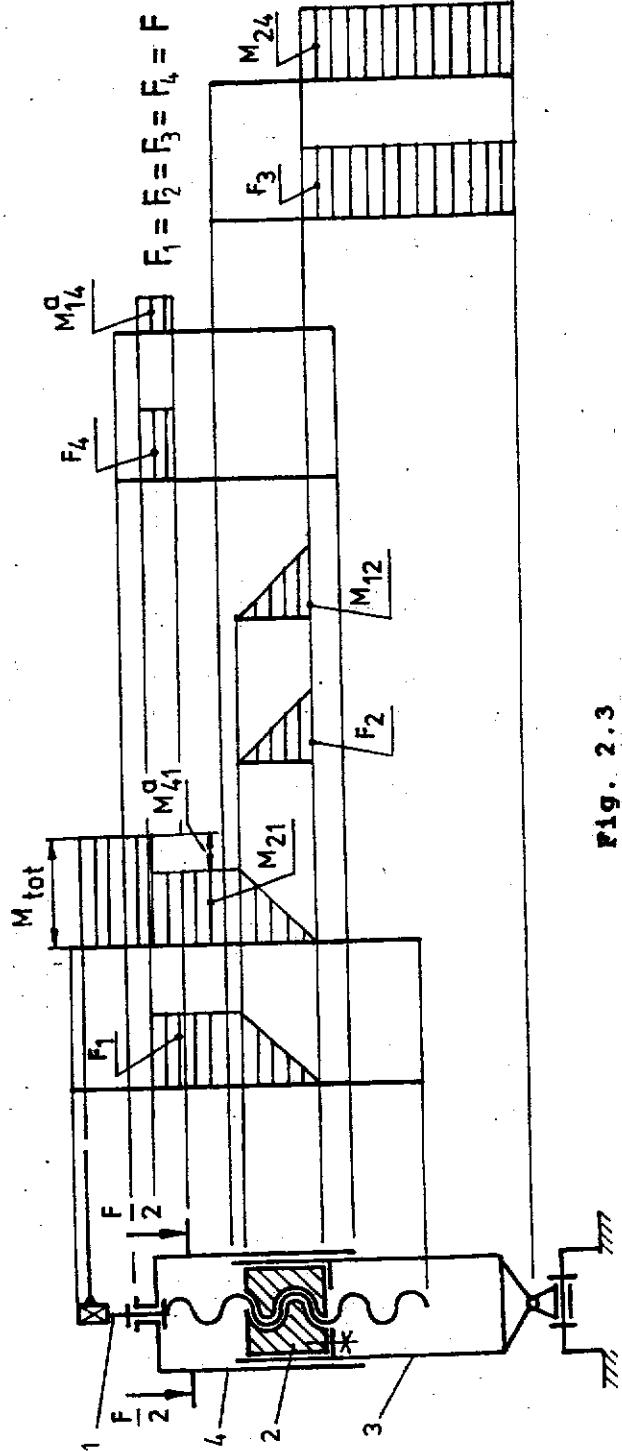


Fig. 2.3

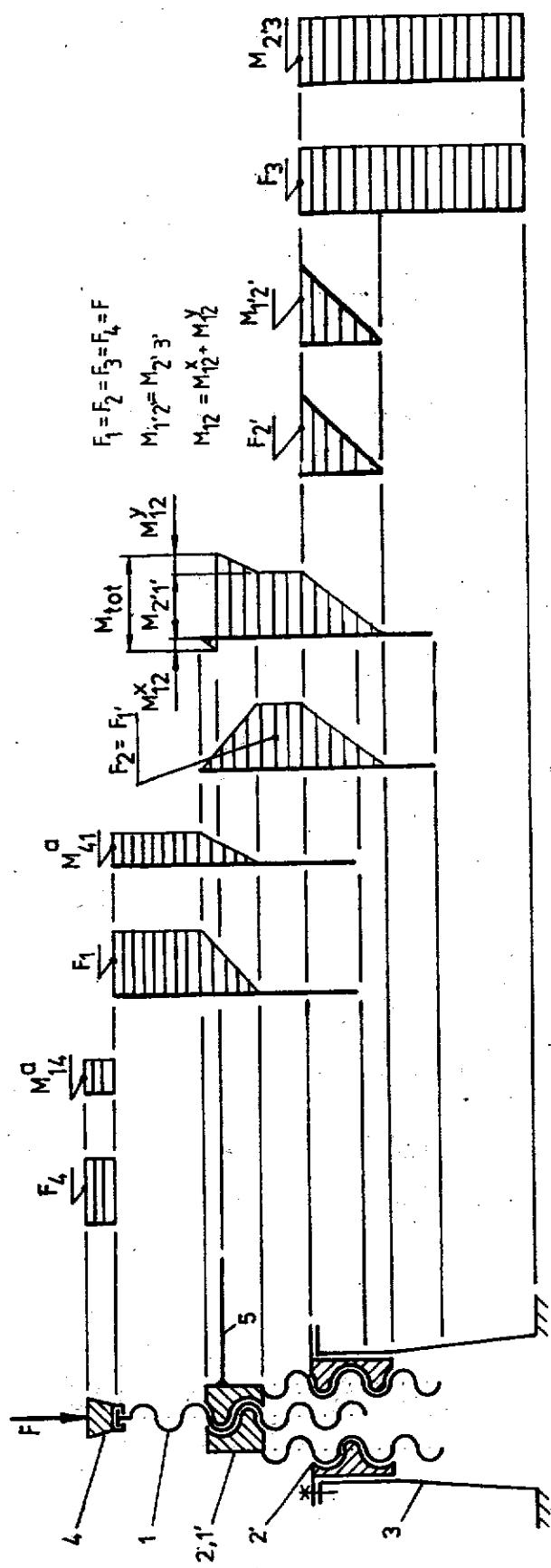


Fig. 2.4

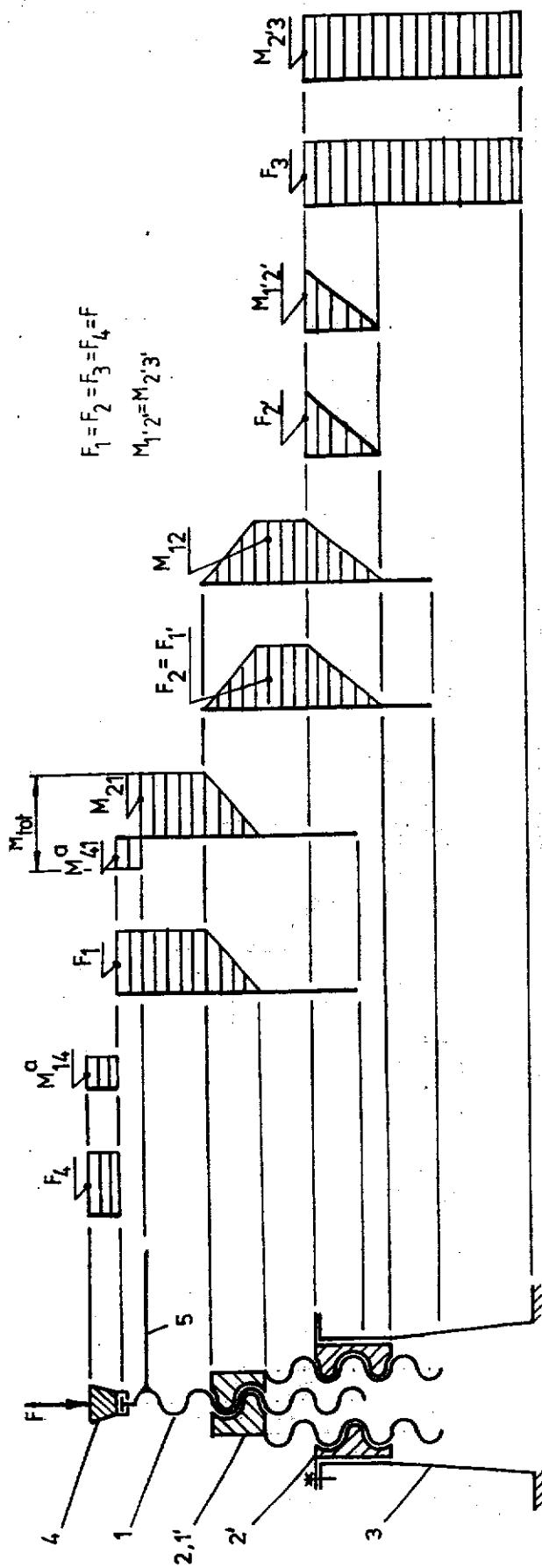


Fig. 2.5

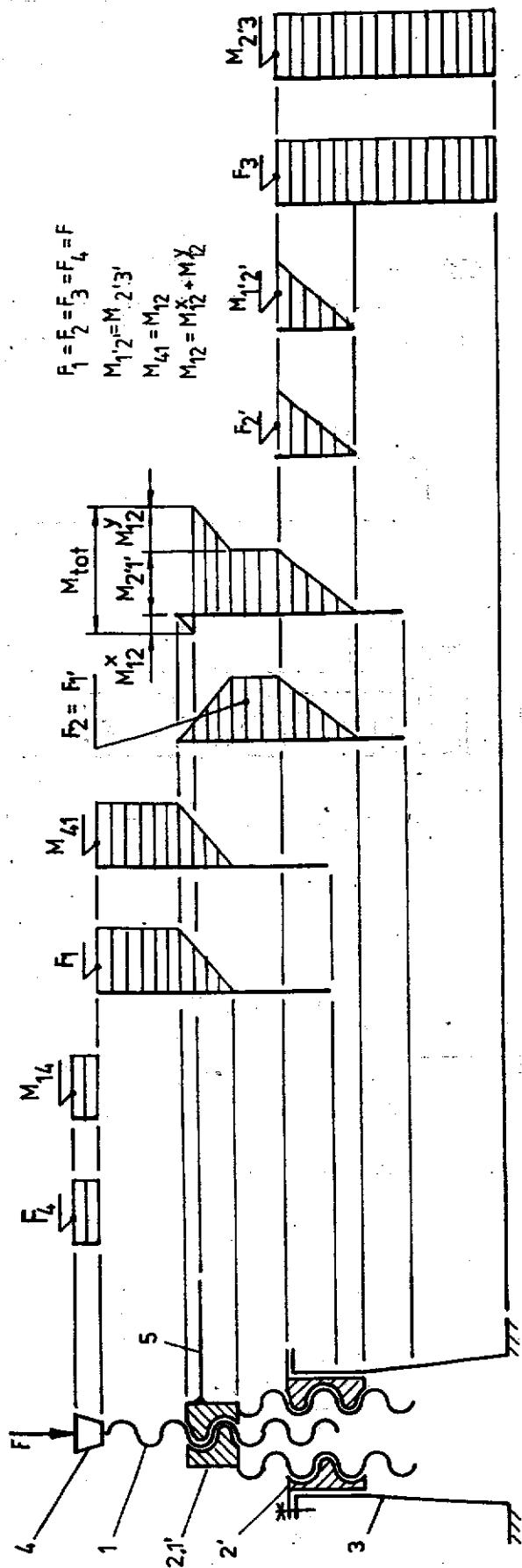


Fig. 2.6

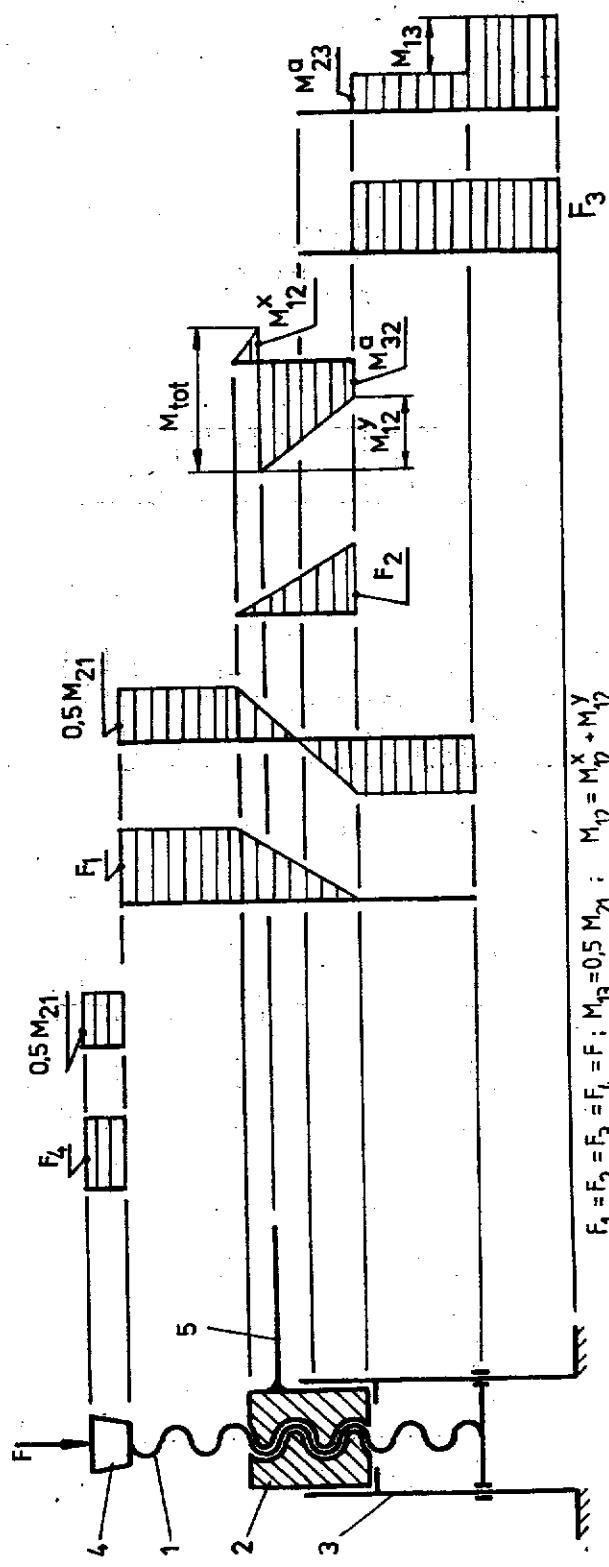


Fig. 2.7

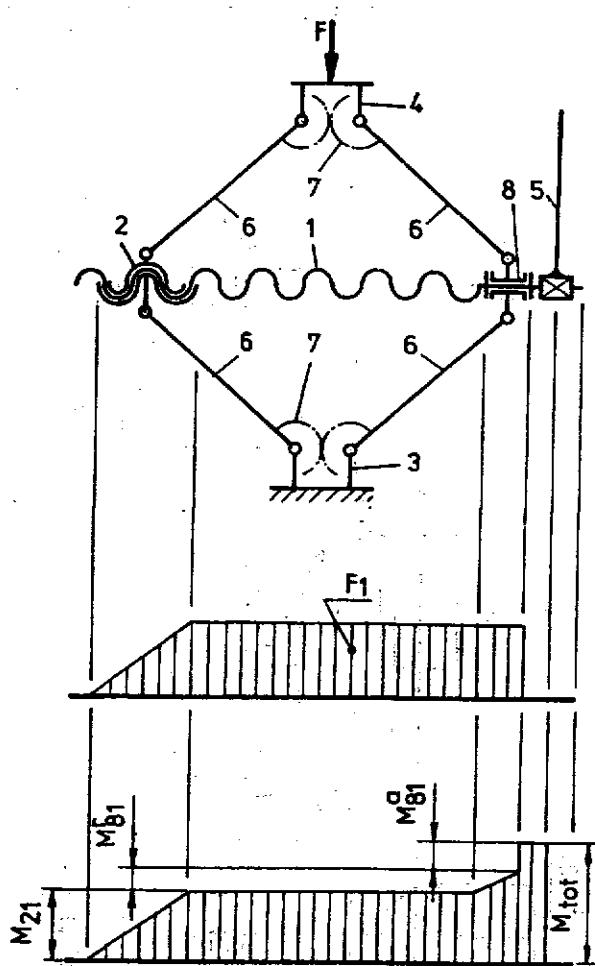


Fig. 2.8

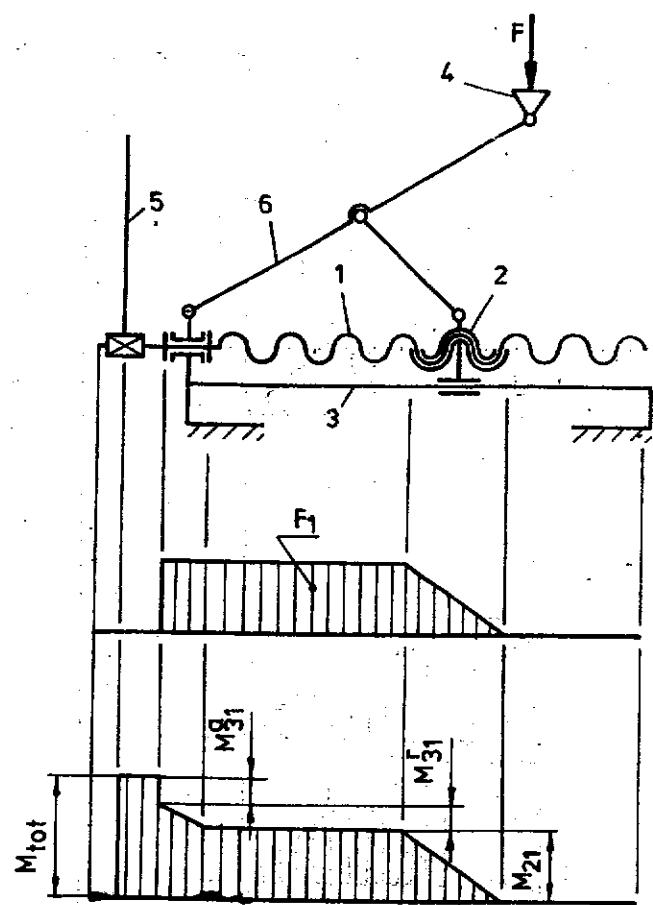


Fig. 2.9

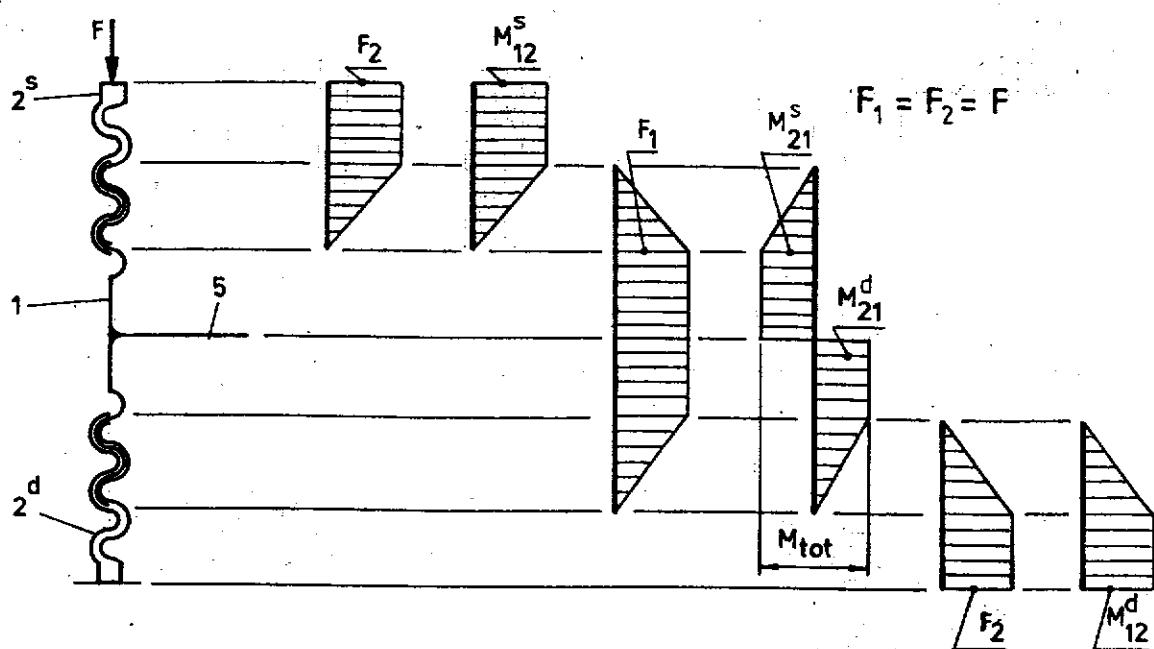


Fig. 2.10

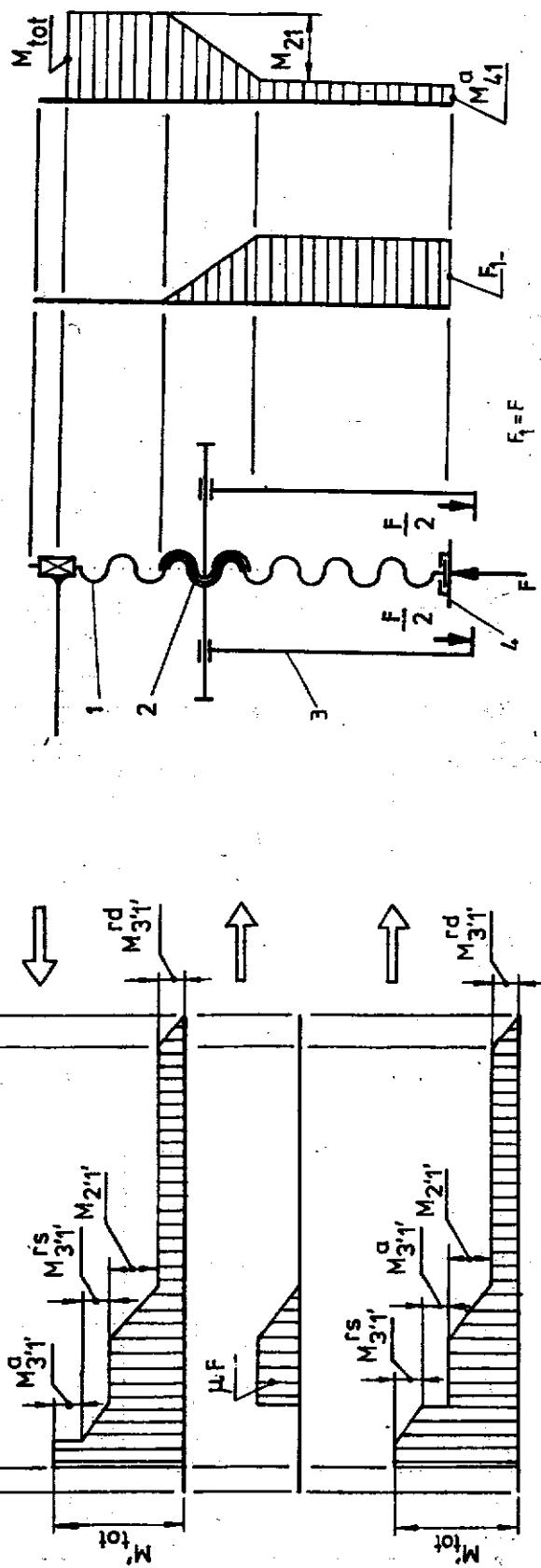
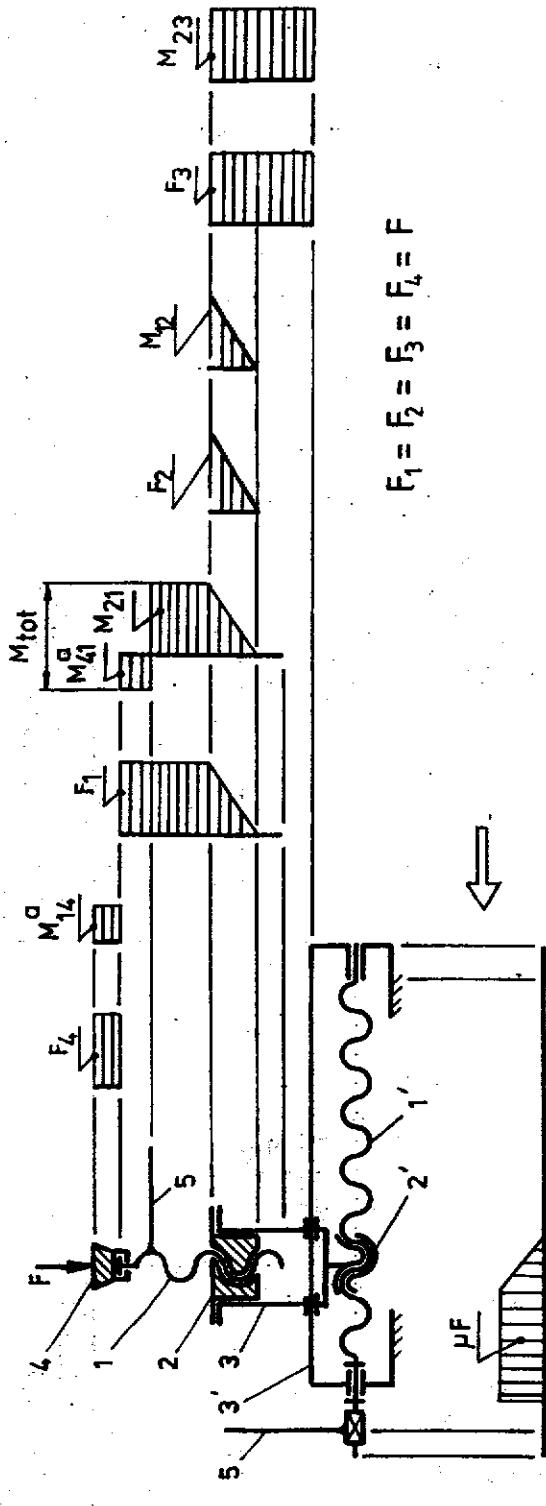
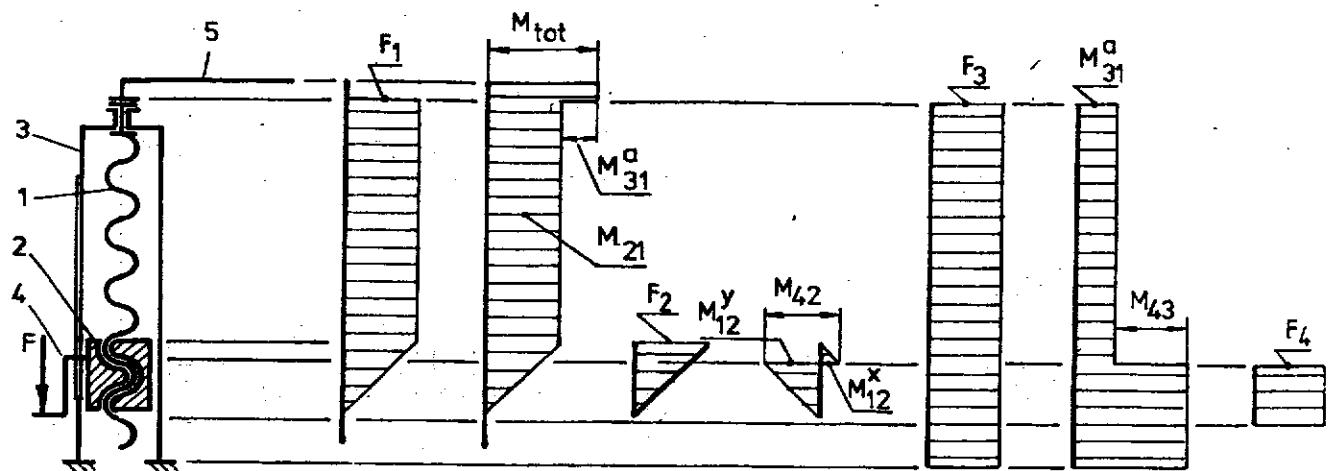


Fig. 2.12

Fig. 2.11



$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = F; M_{42} = M_{43} = M_{21}; M_{12} = M_{12}^x + M_{12}^y$$

Fig. 2.13

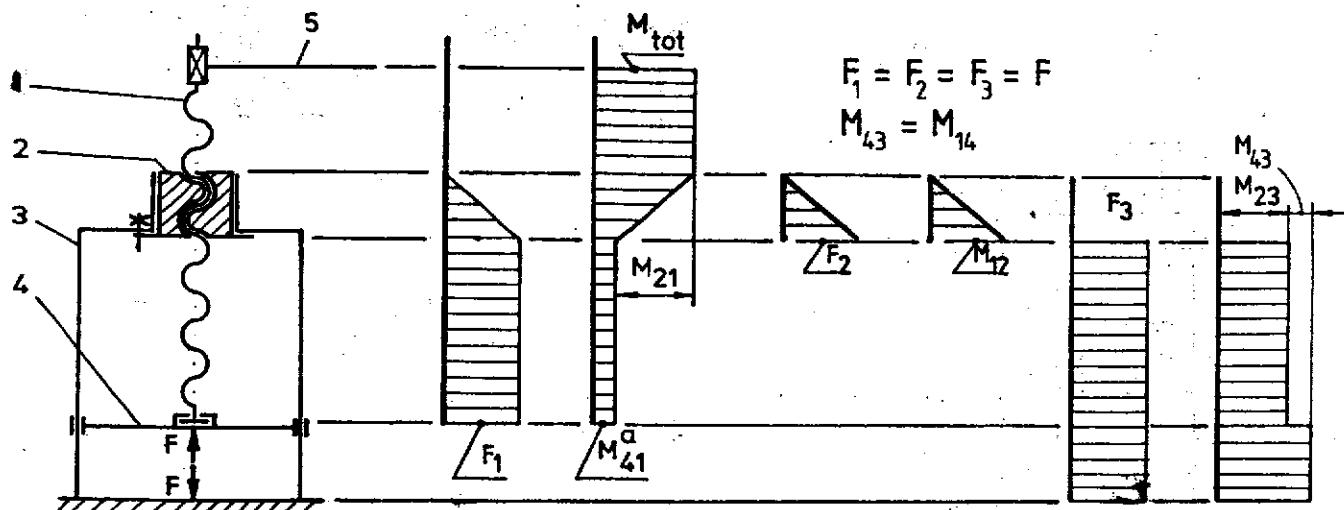


Fig. 2.14

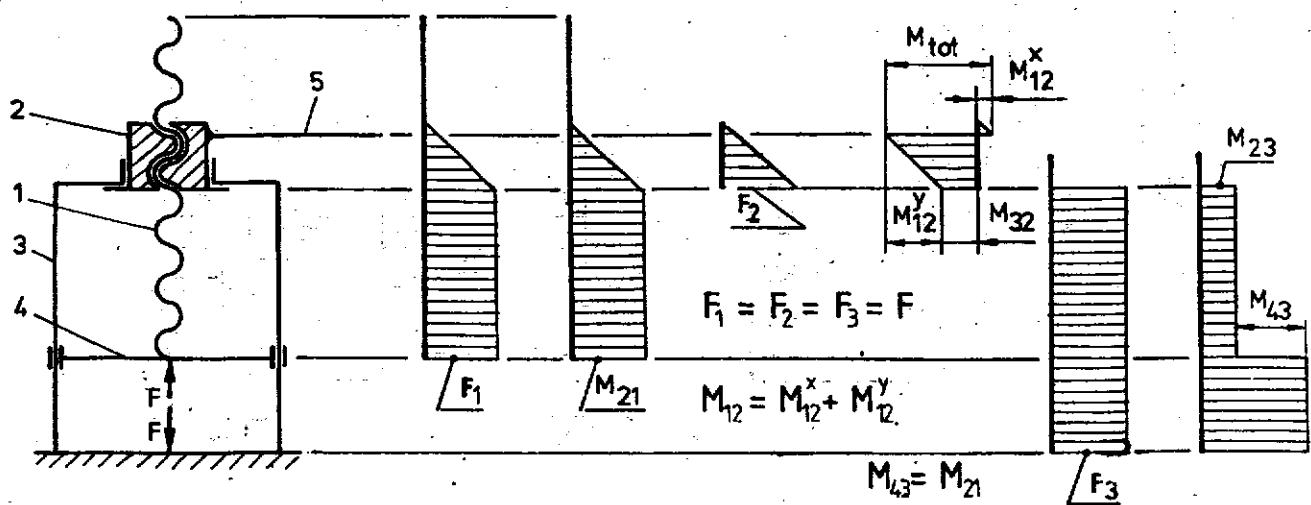


Fig. 2.15

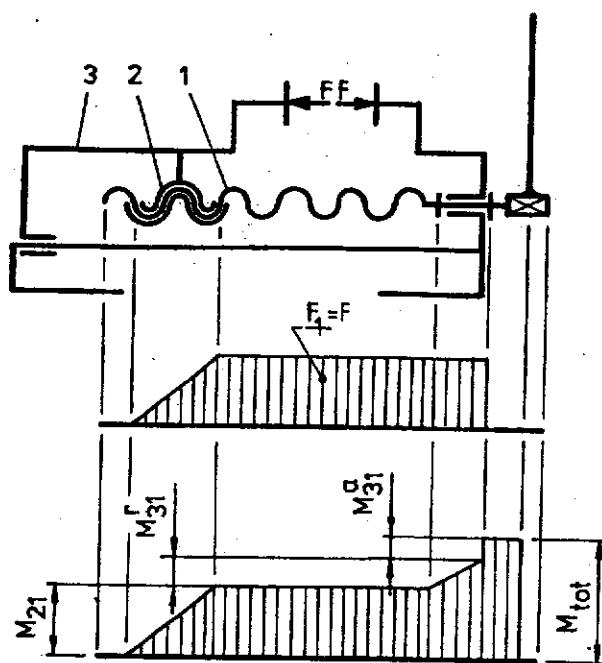


Fig. 2.16

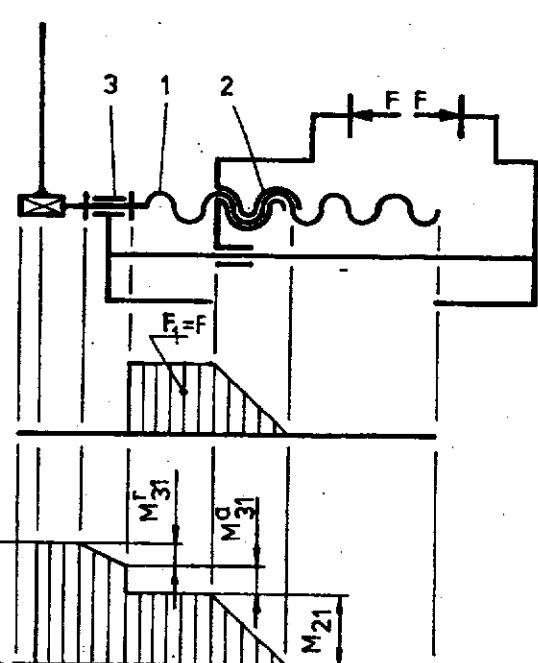


Fig. 2.17

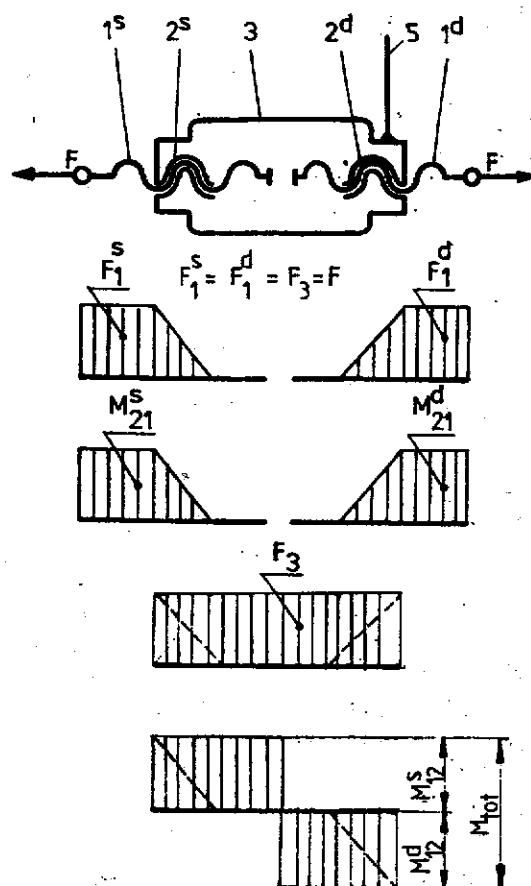


Fig. 2.18

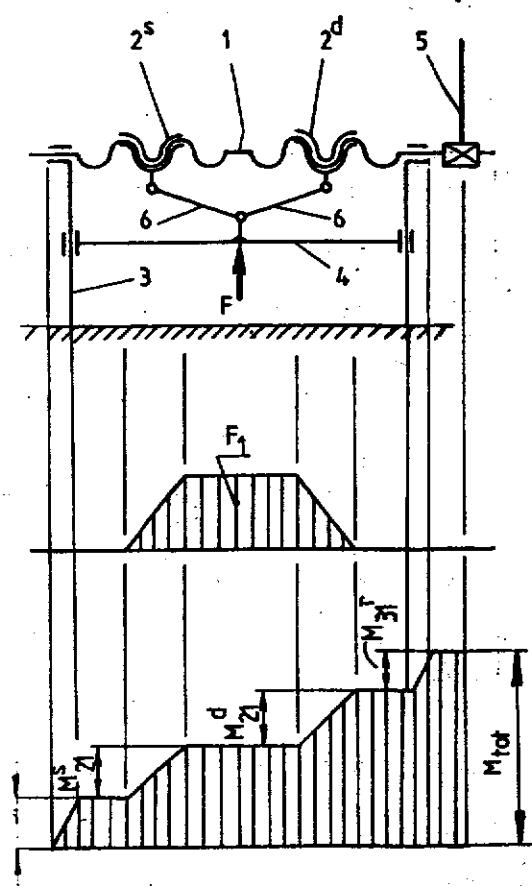


Fig. 2.19

2.1.2. ALEGEREA MATERIALELOR PENTRU CUPLA ȘURUB-PIULITĂ

Condițiile care trebuie îndeplinite de către materialele cuplei șurub-piuliță rezultă automat din lista cerințelor și dorințelor anterior precizată¹⁾.

Necesitatea asigurării rezistenței la uzare și a unui coeficient de frecare redus presupune utilizarea unui cuplu de materiale cu bune proprietăți antifricțiune.

Întrucât solicitările corpului șurubului sunt relativ mari - materialul acestuia este de regulă otelul. Proprietățile antifricțiune ale cuplului de materiale vor fi asigurate în principal, de către materialul piuliței.

Anexa A2 cuprinde date despre materiale.

Surubul se poate executa din următoarele oteluri:

Fără tratament termic

- OL 42, OL 50, OL 60 - STAS 500/2-80 (otel laminat de uz general);
- OLC 35, OLC 45, OLC 50, OLC 60 (normalizat) - STAS 880-80 (otel laminat de calitate);
- OLT 45, OLT 55 - STAS 8183-80 (otel laminat pentru țevi).

Cu tratament termic - tratamentul termic îmbunătățește caracteristicile mecanice, conduce la creșterea rezistenței la uzare, dar evident că mărește prețul fabricației.

- OLC 45, OLC 60 - STAS 880-80, îmbunătățite;
- OLC 35, OLC 45, OLC 55, OLC 60 - STAS 880-80, călite cu flacără sau prin inducție;
- 35Mn16 (călit și revenit, 550-650 HB), 65Mn10, 34MoCr11 (călit și revenit la 320-415 HB) STAS 791-88;
- 20Mn10 - STAS 11513-80, îmbunătățit;
- 40Cr10, 41MoCr11 - STAS 791-88, îmbunătățite, călite prin inducție sau cu flacără, nitrurate;
- OLC 15 - STAS 880-80; 18MoCrNi13 - STAS 791-88, cementate și călite.

Observații:

1. În principiu tratamentul termic este necesar la transmisiile șurub-piuliță foarte încărcate și acționate de un număr mare de ori, pentru a micșora uzura.
2. După tratamentele de cementare-călire sau călire prin inducție sau cu flacără, este necesară rectificarea, ceea ce sporește semnificativ prețul prelucrării.
3. Întrucât dimensiunile cuplei sunt determinate totodată și de către materialul piuliței, material cu caracteristici mecanice mai reduse, utilizarea otelurilor aliate se justifică, în principal, prin posibilitatea aplicării tratamentelor termice de durificare și/sau prin agresivitatea mediului de lucru (mediu coroziv, abraziv).

Piulița se poate executa din:

• Fonte [5]

- Fc 100 ... Fc 400 - STAS 568-82. Fontă cenușie cu grafit lamellar turnată în piese. Rezistență mecanică relativ scăzută, bună comportare la uzare la presiuni mici (3 ÷ 5 MPa). Prezența grafitului sub formă lamellară conferă bune proprietăți antifricțiune.

1) Din lista de cerințe nu trebuie să lipsească tipul producției (masă, serie, unicat,...), care prin condițiile tehnologice poate deasemenea impune un material sau altul.

- FcA 1, FcA 2, FcA 3, FcA 4, FgnA 1, FgnA 2, FmA 1, FmA 2 - STAS 6707-79. Fontă rezistentă la uzare în condiții de frecare cu ungere, turnată în piese.

- FcX 200, FcX 250, FcX 300, FcX 350 - STAS 8541-86. Fontă turnată în piese pentru mașini-unele (fontă cu masa metalică perlitică, grafit lamelar) - are o bună rezistență la uzare.

- Fmp 500, Fmp 550, Fmp 600, Fmp 650, Fmp 700 - STAS 569-79. Fontă maleabilă turnată în piese. Mărcile recomandate au în structura masei de bază perlita lamelară.

- FalNiCuCr 15.6.2, FalNiCr 20.2, FalNiCr 30.3, FagnNiCr 20.3 - STAS 10066-75. Fontă austenitică turnată în piese (în simbol: 1 - grafit lamelar, n - grafit nodular cifrele indică în ordine procente ale principalelor elemente de aliere). Mărcile recomandate au o bună rezistență la uzură și o foarte bună rezistență la coroziune.

- Fgn 450-5, Fgn 500-7, Fgn 600-2, Fgn 700-2 - STAS 6071-82. Fontă cu grafit nodular turnată în piese. Grafitul nodular conferă fontei caracteristici mecanice superioare dar rezistența la uzare este mai mică decât a fontelor cu grafit lamelar.

• Aliaje pe bază de cupru (bronzuri)

- CuPb20Sn5, CuPb15Sn8, CuPb10Sn10 - STAS 1512-80 Aliaje cupru-plumb-staniu turnate în piese (bronzuri cu plumb și adaosuri de staniu).

- CuAl9(10)Fe3 - STAS 198/2-81 Aliaje cupru-aluminiu turnate în piese (bronzuri cu aluminiu: înlătăresc bronzurile cu staniu, au rezistență mecanică ridicată, coeficient mic de frecare pe oțel, rezistență mare la uzare și la coroziune).

- CuSn14, CuSn12, CuSn10Zn2, CuSn6Zn4Pb4, CuSn5Zn5Pb5, CuSn4Zn4Pb17 - STAS 197/2-83. Aliaje cupru-staniu turnate în piese. În general, cu cât staniul este în cantitate mai mare cu atât bronzul este mai dur și poate fi folosit la încărcări specifice mai mari. Întrucât staniul este un material deficitar, foarte scump, se recomandă ca bronzurile cu staniu să se folosească numai în situații speciale. În locul acestora se pot folosi bronzurile cu plumb sau aluminiu mai ieftine și cu proprietăți destul de bune.

• Aliaje pe bază de cupru și zinc (alame)

CuZn40PbSnT, CuZn38Pb2Mn2T, CuZn40Mn2AlT - STAS 199/2-86. Aliaje cupru-zinc turnate în piese.

• Aliaje pe bază de aluminiu

AlSiCu5 - STAS 201/2-80. Aliaje de aluminiu turnate în piese.

Observații:

1. Pentru a asigura siguranța față de gripare nu se recomandă utilizarea oțelului pentru construcția piulițelor suruburilor de mișcare. Totuși, pentru acționari rare, în condițiile unor presiuni mici pe spire, se poate folosi și oțelul. Oțelul, ca material pentru piuliță, poate fi impus și de solicitările mari din corpul acesteia. Un exemplu în acest sens este piulița cricului auto (Dacia).

2. O situație mai specială se crează în cazul alegerii materialelor pentru cricurile telescopice unde surubul secundar îndeplinește totodată și funcția de piuliță pentru surubul principal. Se poate opta pentru una din următoarele variante:

► Surub principal din oțel - surub secundar din oțel - piuliță din fontă sau alt material cu proprietăți antifrictiune în afară de oțel (vezi observația 1);

► Surub principal din oțel - surub secundar din fontă - piuliță din oțel;

► Surub principal din oțel - surub secundar executat din fontă în zona de contact cu surubul principal, și din oțel în zona de contact cu piulița executată din fontă. Principala problemă de rezolvat în acest caz este cea a asamblării celor două parti ale surubului secundar (cea executată din fontă cu cea executată din oțel).

2.1.3. PREDIMENSIONAREA FILETULUI. ALEGEREA TIPULUI FILETULUI ȘI A DIMENSIUNILOR STANDARDIZATE

Necunoscutele care trebuie determinate în cazul dimensionării unei couple surub-piuliță sunt:

- tipul filetului;
- mărimea filetului (diametre etc.);
- numărul de spire în contact.

a) Alegerea tipului filetului

Tipurile de filete care se pot utiliza sunt:

• Filetul pătrat (profilul generator este un pătrat) asigură cel mai bun randament dar rezistența spirei este scăzută; nu asigură o bună centrare a piuliței în raport cu surubul, iar după uzare apar jocuri axiale care nu pot fi eliminate în mod simplu. Acest filet nu este standardizat. Se utilizează pentru înlocuirea unor piulițe mai vechi, uzate, care au acest tip de filet.

• Filetul metric se folosește în cazul unor mecanisme cu deplasări de mare precizie. Randamentul este mai mic decât al celorlalte tipuri de filete și, în general, nu este potrivit ca filet de mișcare în transmisiile de putere.

• Filetul rotund are o bună rezistență la oboseală ca urmare a eliminării concentratorului de tensiuni de la fundul filetului; funcționează sigur și are o mai bună durabilitate în condiții de lucru nefavorabile (praf, zăpadă, noroi, nisip etc.); se acționează ușor. Este standardizat prin STAS 668-80. Se utilizează în couple supuse la sarcini dinamice mari cu însurubări și deșurubări repetitive în prezența impurităților (exemplu - couplele de la vagoane).

• Filetul trapezoidal are o bună rezistență și rigiditate; randamentul cu circa 4-5% mai mic decât al filetului pătrat; permite eliminarea jocului axial rezultat în urma uzării - prin utilizarea unei piulițe secționate; poate transmite sarcini mari, variabile, în ambele sensuri.

• Filetul ferăstrău are o bună rezistență și rigiditate; randamentul este apropiat de cel al filetului pătrat; permite eliminarea jocului axial; poate transmite sarcini mari, variabile, într-un singur sens.

Alegerea tipului de filet se va face în fiecare caz concret în funcție de:

- caracterul sarcinii (constantă, variabilă etc.);
- mărimea sarcinii (mică, mare);
- direcția și sensul sarcinii;
- destinația și condițiile de lucru;
- randamentul dorit.

Anexa A3 prezintă date despre filetele trapezoidale și ferăstrău.

b) Predimensionarea filetului

Dimensiunile filetului trebuie să corespundă simultan următoarelor cerințe¹⁾:

- rezistența corpului surubului la solicitare compusă. Din diagramele de eforturi - pentru construcțiile prezentate - rezultă că surubul este solicitat la compresiune (sau tracțiune) și răsucire (solicitarea de încovoiere trebuie eliminată pe cît posibil);
- rezistența spirelor la strivire (uzare);
- rezistența spirelor la solicitarea compusă de încovoiere și forfecare;
- dacă surubul este solicitat la compresiune, să nu flambeze;
- să asigure condiția de autofrânare (dacă este cazul).

În principiu, dimensionarea filetului ar putea fi făcută pornind de la oricare din cerințele de mai sus - cu condiția ca apoi să se verifice pe rând și celelalte. Evident,

1) Lista care se prezintă nu epuizează totalitatea cerințelor posibile. Reazemele, sistemul de acționare pot impune și ele anumite restricții privind dimensiunile surubului și deci ale couplei filetului.

în caz de neverificare trebuie să aibă loc o modificare a dimensiunilor inițial determinate. Acesta este motivul pentru care această dimensionare se numește de fapt predimensionare.

De regulă, hotărîtoare pentru portanța ansamblului sunt primele două cerințe. Deci, este rational ca dimensionarea să plece de la una din aceste condiții. Utilizarea condiției de rezistență la strivire a spirelor presupune ipoteze suplimentare privind lățimea suprafeței de contact (înălțimea utilă a filetului) și numărul de spire în contact - mărimi necunoscute.

În algoritmul care se prezintă, predimensionarea filetului se face din condiția de rezistență a corpului surubului la solicitarea compusă - considerind că acest mod de lucru este mai ușor de înțeles de către incepători. Celelalte cerințe se vor verifica după cunoașterea dimensiunilor filetului.

Predimensionarea la solicitarea compusă, în condițiile de mai sus, se face la compresiune (sau tracțiune) pe baza unei forțe de calcul $F_c = \gamma F_1$, F_1 fiind forța care acționează asupra surubului principal, iar γ ($\gamma > 1$) factor de majorare a forței F_1 pentru a considera și solicitarea de răsucire:

$$A_{nec} = \frac{F_c}{\sigma_a} = \frac{\gamma F_1}{\sigma_a} = \frac{\pi d_3^2}{4} \rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4\gamma F_1}{\pi \sigma_a}} \quad (2.1)$$

unde: d_3 - diametrul interior al filetului surubului;

σ_a - tensiunea admisibilă la compresiune (tracțiune), $\sigma_a = \sigma_c / C_c$;

σ_c - limita de curgere;

C_c - coeficientul de siguranță față de curgere.

Tabelul 2.1 prezintă valori orientative pentru factorul γ .

Din standarde (v. Anexa A3) se alege un filet cu d_3 superior celui calculat. În membrul de calcul se reprezintă filetul și se notează dimensiunile standardizate.

Tabelul 2.1. Valori orientative ale coeficientului γ (valabile pentru $d \geq 40$ mm)

Nr. crt.	Sistemul, surubul	γ
1	Surubul principal al cricului telescopic, varianta din fig. A6a, a cărui cupă este așezată pe lagăr cu alunecare.	1,05
2	Cricul cu piuliță rotitoare.	1,05 ... 1,10
3	Cricul simplu; suruburile cricului telescopic, varianta din fig. A6b; surubul principal al cricului cu dublă acțiune; presa cu lagăr de rostogolire la capătul de atac al surubului; surubul secundar al cricului telescopic, varianta din fig. A6a, a cărui cupă este așezată pe lagăr cu rostogolire.	1,27 ... 1,32
4	Presă cu lagăr de alunecare la capătul de atac al surubului; surubul secundar al cricului telescopic, varianta din fig. A6a, a cărui cupă este așezată pe lagăr cu alunecare; extractoare.	1,45 ... 1,50
5	Surubul secundar al cricului cu dublă acțiune; menghine.	1,65 ... 1,75

Observații:

- 1) În general practica de proiectare recomandă pentru siguranță normală $C_c = 1,5 \div 3$.

2) Pentru predimensionarea șuruburilor de mișcare valorile coeficientului de siguranță, C_c pot fi mai mari pentru a asigura și siguranța față de flambaj ca și pentru a obține un număr rezonabil de spire în contact. O astfel de recomandare este [15]:

$$\sigma_a = (0,25 - 0,4)\sigma_c \text{ pentru } d_3 < 30 \text{ mm},$$

și $\sigma_a = (0,4 - 0,6)\sigma_c \text{ pentru } d_3 > 30 \text{ mm}$

(d_3 - nu se cunoaște încă. Dacă este necesar, se revine cu o altă valoare a lui σ_a funcție de primul rezultat d_3).

3) Atenție! Limita de curgere notată în calculele de rezistență cu σ_c , se regăsește în standardele pentru materiale sub notajia $R_{p0,2}$, respectiv, limita de rupere, σ_r , este notată cu R_m .

2.1.4. VERIFICAREA CONDIȚIEI DE AUTOFRÎNARE

Asigurarea autofrînării apare ca cerință în majoritatea construcțiilor cu șuruburi de mișcare. La sistemele acționate manual este preferabil ca autofrînarea să se realizeze direct de către filet. La acționările mecanice, unde problema randamentului se pune mai acut, condiția de autofrînare se sacrifică în favoarea obținerii unui randament mai bun. În aceste situații se folosesc sisteme suplimentare pentru blocare.

Filetele asigură autofrînarea atunci cînd unghiul de inclinare a filetelui, ψ , este mai mic decît unghiul de frecare redus, ϕ' :

$$\psi \leq \phi' \quad (2.2)$$

unde:

$$\tan \psi = \frac{P}{\pi d_2} \quad \text{iar} \quad \tan \phi' = \mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} ; \quad (2.3)$$

în care: α - reprezintă unghiul profilului filetelui. Pentru filetul trapezoidal, $\alpha = 30^\circ$ (vezi Anexa A3, fig. A3.1). Pentru filetul ferăstrău, care are profil asimetric, în relația (2.3) în loc de $\alpha / 2$ intervine inclinarea flancului activ al filetelui, $\gamma = 3^\circ$ (vezi Anexa A3, fig. A3.2);

μ - coeficientul de frecare ce depinde de cuplul de materiale, de calitatea și starea de ungere a suprafețelor. Valori ale coeficienților de frecare se indică în tabelul 2.2.

De regulă filetele cu un singur început asigură autofrînarea. În caz contrar, fie se micșorează pasul la același diametru nominal d , fie se mărește diametrul nominal menținind același pas.

Tabelul 2.2 Valorile coeficientului de frecare (regimul limită de frecare)

Cuplul de materiale	Coeficientul de frecare, μ
otel pe fontă	0,08 ... 0,20
otel pe oțel	0,11 ... 0,25
otel pe fontă antifrîctiune	0,08 ... 0,18
otel pe bronz	0,08 ... 0,15

Observație:

Coeficientul de frecare este implicat în calcule de diferite tipuri. Pentru calculul acoperitor se recomandă să se adopte valoarea cea mai dezavantajoasă din situația respectivă. De exemplu, pentru verificarea condiției de autofrînare se vor alege valori la limita inferioară, în timp ce calculul momentelor de însurubare și de frecare se vor folosi valorile cele mai mari.

2.1.5. VERIFICAREA LA FLAMBAJ

Şuruburile lungi, solicitate la compresiune, sănt în pericol de a flamba. Dimensiunile filetului, anterior precizate, trebuie să asigure o siguranţă suficientă şi faţă de flambaj.

Pentru a preveni refacerea unor etape de lucru este util ca încă din această fază a proiectării să se execute o verificare sumară, acoperitoare, la flambaj.

Pentru a efectua această verificare trebuie găsit răspunsul la următoarele întrebări:

- Care este caracterul rezemărilor şurubului? (În piuliţă şurubul este incastrat sau articulat?...)

- Care va fi secţiunea de calcul? (Secţiunea şurubului nu este constantă) Cum se calculează forţa critică în cazul secţiunilor variabile? ...

- Cum va flamba sistemul format din două şuruburi (pentru cricurile telescopice)?

În această fază a proiectării verificarea este îngreunată şi de faptul că dimensiunile zonelor de rezemare sunt încă neprecizate. Avind în vedere faptul că şi după cunoaşterea acestora, problema rămîne la fel de dificilă (întrebările formulate mai sus rămân în continuare valabile), se propune ca verificarea la flambaj să aibă loc în această fază - evident, cu acele ipoteze de lucru care să asigure o siguranţă suficientă. Altfel spus, ipotezele de lucru vor trebui să fie acoperitoare, adică cele mai dezavantajoase posibil pentru fiecare caz concret în parte. Dacă după proiectarea la scară apar modificări semnificative faţă de ipotezele considerate iniţial, se reia verificarea.

Se reaminteşte succesiunea calculelor de verificare la flambaj a unui corp de secţiune constantă.

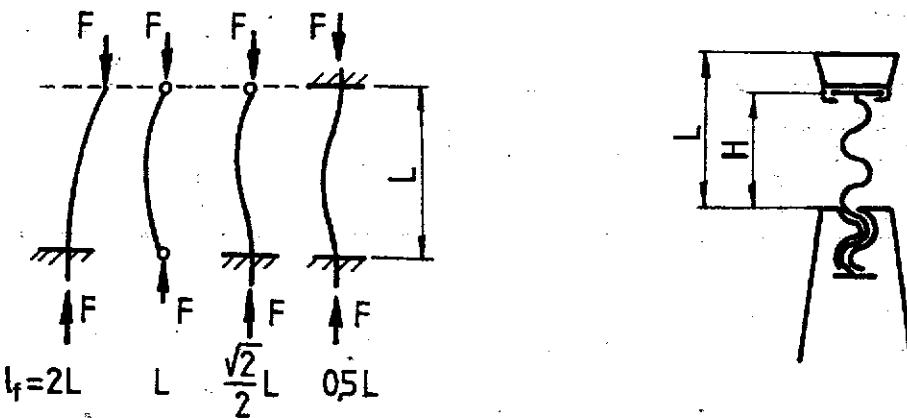


Fig. 2.20

» Se stabileşte felul rezemării. Figura 2.20 prezintă ipotezele de rezemare şi lungimile de flambaj corespunzătoare. Pentru sistemele cu un şurub se poate lua acoperitor $L = (1,35 \div 1,45)H$, unde H - cursa de realizat.

» Se calculează coeficientul de zvelteţe λ şi se determină tipul flambajului:

$$\lambda = \frac{l_f}{i_{\min}} \quad (2.4)$$

unde: l_f - lungimea de flambaj (fig. 2.20);

i_{\min} - raza de inerţie minimă:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} \quad (2.5)$$

Pentru un calcul acoperitor, se poate lua $A = \pi d_3^2 / 4$ şi $I_{\min} = \pi d_3^4 / 64$.

» Se compară λ cu valorile limită, λ_0 , din tabelul 2.3.

Dacă: $\lambda < \lambda_0$ - flambajul este plastic;

$\lambda \geq \lambda_0$ - flambajul este elastic.

» Se calculează coeficientul de siguranță la flambaj C_f :

$$C_f = \frac{F_f}{F_1} \geq C_{fa} \quad (2.6)$$

unde: F_f - forță critică de flambaj ce se calculează după cum urmează:

» pentru flambajul elastic

$$F_f = \frac{\pi^2 EI_{min}}{l_f^2} \quad (2.7)$$

» pentru flambajul plastic

$$F_f = \sigma_f A \quad \text{cu} \quad \sigma_f = a - bl \quad (2.8)$$

C_{fa} - coeficientul de siguranță admisibil, la solicitarea de flambaj. Pentru sistemele care fac obiectul îndrumarului se poate lua $C_{fa} = 3 \div 5$.

Cind siguranța față de flambaj nu este suficientă, se mărește diametrul șurubului (alt filet) și se reia verificarea.

Tabelul 2.3 Mărimi caracteristice flambajului

Materialul	λ_0	a	b
		MPa	MPa
OL 37 STAS 500/2-80	100	310	1,14
OL 42 STAS 500/2-80	96	328	1,15
OL 50 STAS 500/2-80	89	335	1,62
OLC 45 STAS 880-80	85	449	1,67

Pentru verificarea la flambaj a suruburilor cricurilor telescopic cu secțiunea puternic variabilă, se pot folosi recomandările din [11].

Se prezintă, în continuare, cîteva din aceste recomandări pentru modele fizice de tipul celor din figura 2.21.

» Sarcina critică de flambaj se calculează cu relația:

$$F_f = k \frac{EI_2}{l^2} \quad (2.9)$$

Tabelul 2.4 prezintă valorile lui k pentru modelul din fig. 2.21a și tabelul 2.5 pentru modelul din fig. 2.21b.

» Se calculează apoi coeficientul de siguranță cu relația 2.6.

Tabelul 2.4 Valorile coeficientului k - rel. (2.9) - pentru modelul din fig. 2.21a

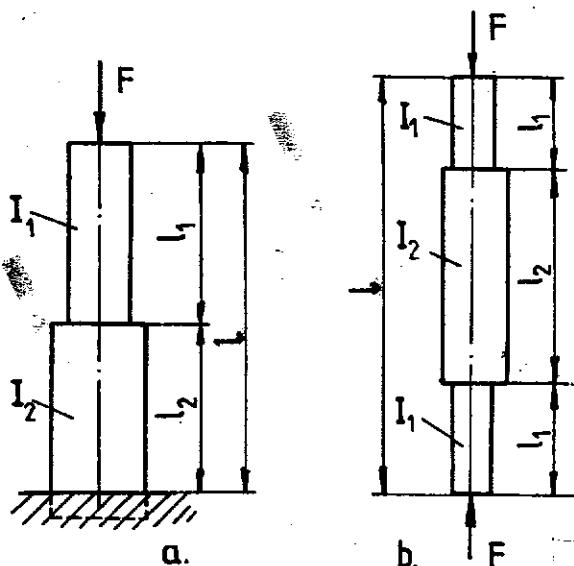


Fig. 2.21

Tabelul 2.4 Valorile coeficientului k - rel. (2.9) - pentru modelul din fig. 2.21a

$\frac{I_2}{I}$	$(I_2 - I_1)/I_1$						
	1	2	5	10	20	50	100
0,3	1,692	1,277	0,729	0,423	0,230	0,097	0,049
0,5	2,068	1,756	1,178	0,746	0,427	0,186	0,096
0,8	2,402	2,402	2,106	2,106	1,73	0,999	0,559

Tabelul 2.5 Valorile coeficientului k - rel. (2.9) - pentru modelul din fig. 2.21b

I_1 / I_2	I_2 / I_1			
	0,2	0,4	0,6	0,8
0,01	0,15	0,27	0,6	2,26
0,1	1,47	2,40	4,5	8,59
0,2	2,80	4,22	6,69	9,33
0,4	5,09	6,68	8,51	9,67
0,6	6,98	8,19	9,24	9,78
0,8	8,55	9,18	9,63	9,84

2.1.6. DETERMINAREA NUMĂRULUI DE SPIRE ÎN CONTACT

Numărul minim de spire necesare a fi în permanență în contact, z , se va determina din condiția de rezistență la uzare.

În acțiunările cu viteze mici, principalul parametru care determină intensitatea uzării și implicit durabilitatea, sunt tensiunile de contact (presiunea) între spire. În ipoteza repartizării uniforme a sarcinii pe spire și neglijînd unghiul de inclinare a spirei, numărul de spire necesare rezultă din relația:

$$z = \frac{F_1}{\frac{\pi}{4} (d^2 - D_1^2) \sigma_{as}} \quad (2.10)$$

În tabelul 2.6 și anexa A2 se prezintă indicații privind valorile tensiunilor (presiunilor) admisibile. Proiectantul poate opta și pentru alte valori, în afara limitelor din tabelul 2.6. Viteza și numărul acțiunărilor, regimul dinamic, deci implicit cerințele de durabilitate sunt factori hotărîtori.

Tabelul 2.6 Valorile orientative ale presiunii admisibile de strivire între spire (regimul limită de frecare)

Cuplul de materiale	Presiunea admisibilă σ_{as} MPa
Otel pe fontă	5 ... 15
Otel pe oțel	5 ... 10(15)
Otel pe bronz	7 ... 15(20)
Otel pe fontă antifrictiune	10 ... 15(20)

Valoarea rezultată din calcul se rotunjește, de regulă, la numărul natural superior. Dacă valoarea obținută este mai mică decât 5 (limită convențională, impusă pentru a se asigura o stabilitate bună a surubului în piuliță), se adoptă $z=5$; dacă se depășește numărul 10 (limită impusă de neuniformitatea repartizării sarcinii pe numărul de spire și, deci, de pericolul ca spira cea mai încărcată să fie suprasolicitată), se mărește filetul sau se alege un alt cuplu de materiale care admite valori mai ridicate ale presiunii de contact, σ_{as} .

Numărul spirelor necesare a fi în contact determină înălțimea piuliței, H_p

2.1.7. VERIFICAREA SPIREI FILETULUI

Gîndind pe modelul fizic al unei grinzi încastrate (fig. 2.22), solicitările spirei filetului sunt: încovoierea și forfecarea.

Deoarece cele două eforturi apar în secțiunea de încastrare, se recomandă să se verifice la solicitare compusă atît spirele piuliței (material cu caracteristici mecanice reduse), cît și ale surubului (secțiunea de încastrare mai mică).

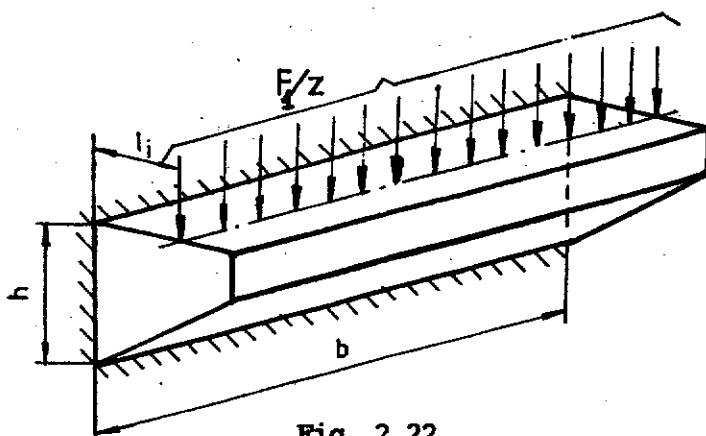


Fig. 2.22

► Solicitarea de încovoiere.

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{\frac{F_1}{z} l_i}{\frac{bh^2}{6}} \quad (2.11)$$

► Solicitarea de forfecare

$$\tau_f = \frac{\frac{F_1}{k_m z}}{A}, \quad (2.12)$$

unde:

► pentru filetul trapezoidal interior (Anexa A3, figura A3.1):

$$l_i = \frac{H_1}{2} + a_c; \quad W \left(= \frac{bh^2}{6} \right) = \frac{\pi D_4 (p/2 + 2l_i \tan 15^\circ)^2}{6};$$

$$A = \pi D_4 (P/2 + 2l_i \tan 15^\circ). \quad (2.13)$$

► pentru filetul ferăstrău interior (Anexa A3, figura A3.2):

$$l_i = \frac{H_1}{2}; \quad W \left(= \frac{bh^2}{6} \right) = \frac{\pi D(p-w)^2}{6}; \quad A = \pi D(p-w). \quad (2.14)$$

► coeficientul de corecție $k_m = 0.55 \div 0.75$, ține seama de repartiția neuniformă a tensiunilor.

Pentru verificarea filetului surubului, în relațiile 2.13 și 2.14 se înlocuiesc D_4 și D prin d_3 .

Tensiunea echivalentă, pentru un calcul acoperitor, se calculează cu teoria a III-a de echivalență:

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

unde:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{c,r}}{C_{c,r}}; \quad C_c = 1,5 + 3(4); \quad C_x = (2) 2,5 + 5.$$

Dacă se depășește rezistența admisibilă, există următoarele alternative:

- mărirea numărului de spire în contact (pînă la 10);
- utilizarea unui alt material;
- mărirea filetului;
- utilizarea filetului ferăstrău (dacă sarcina este într-un singur sens).

2.1.8. VERIFICAREA PRELIMINARĂ A PORTIUNII FILETATE A ŞURUBULUI

Deoarece dimensiunea filetului determină implicit dimensiunile altor elemente ale sistemului, este util ca încă din această fază, acolo unde este posibil, să se efectueze și o verificare la solicitare compusă a portiunii filetate a surubului, care este deobicei secțiunea periculoasă, avînd diametrul cel mai mic. De regulă, solicitarea este de compresiune (tractiune) cu forță F_1 , și răsucire cu momentul de însurubare M_{12} . Excepție de la această situație fac presele acționate prin surub, unde la momentul de însurubare M_{12} se adaugă și momentul de frecare în cel de-al doilea reazem (vezi diagramele de eforturi).

Se calculează:

$$M_{12} = F_1 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \phi') \quad (2.15)$$

$$\sigma = \frac{F_1}{\pi d_3^2} ; \quad \tau = \frac{M_{12}}{\pi d_3^3} ; \quad \sigma_{ech} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_a ;$$

$$\frac{4}{16}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c (R_{p0,2})}{C_c} ; \quad C_c = 1,5 + 3 .$$

Dacă nu rezistă se mărește filetul.

Observație: Pentru prese acționate prin surub la acest paragraf se calculează momentul M_{12} iar verificarea se face după proiectarea celui de-al doilea reazem al surubului.

2.2. PROIECTAREA CELUI DE-AL DOILEA REAZEM AL ŞURUBULUI PRINCIPAL

Cel de-al doilea reazem al surubului principal poate fi:

- o a doua piuliță (la cricul dublu, anumite cricuri auto etc.);
- un lagăr axial (la cricul simplu, cricul pentru platforme auto, cricul pentru sarcini laterale, cricul telescopic, cricul auto cu pîrghii, extractoare, prese acționate prin surub, menghine etc.);
- un reazem fix (cricul și presa cu piuliță rotitoare, tiranți, cricul telescopic cu dublă acțiune etc.).

Varianta cu o a doua piuliță nu ridică probleme deosebite, cea de a doua piuliță fiind de regulă identică cu prima. Se pot însă imagina și soluții cu două piulițe

diferite. Proiectarea celei de a doua cuple surub-piuliță decurge după algoritmul prezentat în paragraful precedent (& 2.1).

2.2.1. UTILIZAREA UNUI LAGĂR AXIAL

Variantele posibile în acest caz sunt:

- lagăr axial cu alunecare pe suprafață:
 - plană
 - conică
 - sferică
- lagăr axial cu rostogolire (rulment axial).

Observații generale:

1. Utilizarea unui rulment conduce la cheltuieli suplimentare (materiale, manoperă) dar prezintă avantajul unor momente de frecare (rezistente), cel puțin de 10 ori mai mici decât în lagărul cu alunecare. Totodată durabilitatea unui asemenea lagăr este mult mai mare. Rulmentul se va folosi ori de câte ori momentele de frecare mari conduc la sisteme de acționare ancombrante sau atunci cind acționarea este frecventă și se doresc momente de acționare mici pentru micșorarea efortului uman.

2. Solicitarea care se are în vedere la proiectarea unui lagăr axial cu alunecare, în condițiile concrete de funcționare din sistemele analizate (acționarea cu viteze mici), este presiunea de contact. Valorile presiunilor admisibile se aleg astfel încât să se evite griparea și să se asigure o durabilitate ridicată: $\sigma_{as} = 20 \text{ a } 40 \text{ MPa}$ pentru oțel/fontă sau oțel/oțel cu ungere și viteze mici de alunecare. Valorile mici asigură o durabilitate mai mare.

3. Sistemul de acționare montat pe capul surubului poate impune o serie de restricții în proiectarea reazemului axial. De exemplu, pîrghia cu clichet trebuie să poată trece peste capul surubului.

4. Indiferent de tipul reazemului trebuie avut grijă ca dimensiunile surubului să permită înșurubarea în piuliță pe la unul din capete.

În continuare se dau indicații pentru proiectarea unora din soluțiile mai frecvent folosite. Aceste soluții nu sunt obligatorii. Ele trebuie privite ca niște exemple!

Soluțiile din figura 2.23 prezintă rezemarea pe lagăre axiale de alunecare a cupelor unor cricuri.

• Varianta de lucru 1

► Pentru varianta din fig. 2.23a se alege d_c , apoi se estimează teșiturile rezultînd d'_c . În cazul soluției din fig. 2.23b se alege direct d'_c .

► Se determină D_c minim necesar din solicitarea de contact:

$$A_{nec} = \frac{\pi}{4} (D_c'^2 - d_c'^2) = \frac{F_1}{\sigma_{as}} \quad (2.16)$$

Rezultă D'_c , iar apoi prin considerarea teșiturilor, D_c .

► Se definitivizează forma și dimensiunile cupei și ale sistemului de prindere (care nu trebuie să împiedice rotirea liberă a cupei).

► Se reprezintă la scară cupa, sistemul de fixare și partea capul surubului.

► Se estimează momentul de frecare din lagărul axial (în diagramele de eforturi $M_F = M_{41}$):

$$M_f = \frac{1}{3} \mu F_1 \frac{D_c^{1/3} - d_c^{1/3}}{D_c^{1/2} - d_c^{1/2}} \quad (2.17)$$

unde: D'_c și d'_c - reprezintă dimensiunile efective ale suprafeței de contact care țin seama de teșituri și raze de racordare.

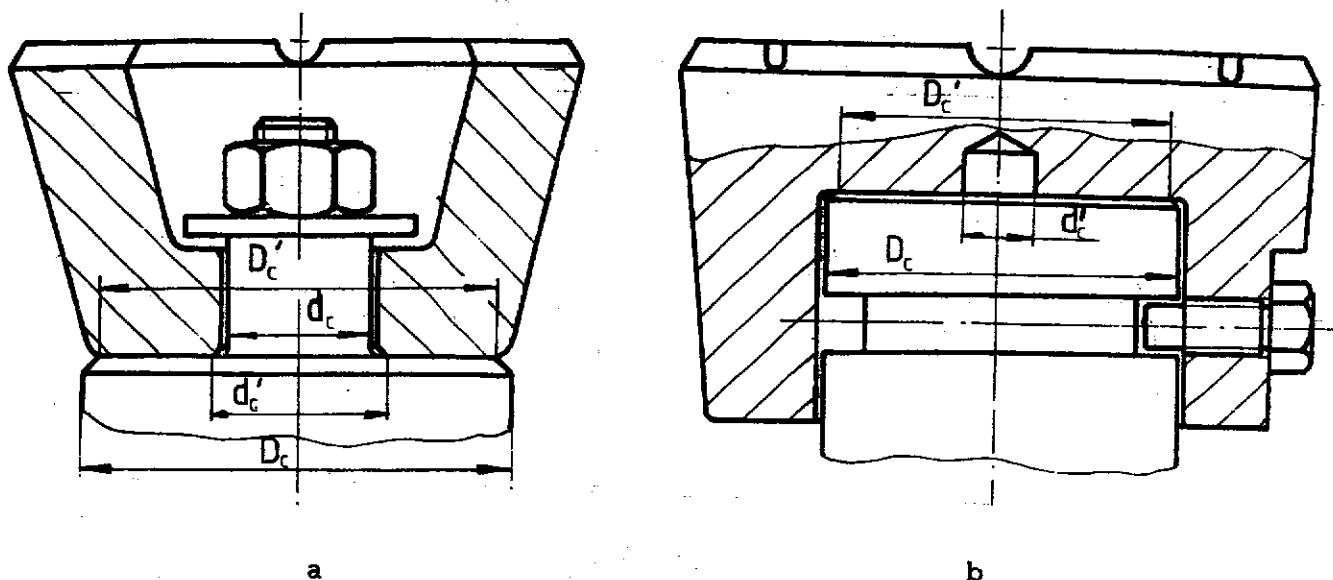


Fig. 2.23

• Varianta de lucru 2

» Se aleg D_c și d_c . Orientativ $D_c = (1,5+1,8)d$, cind acționarea se face cu ajutorul unei pîrghii care trece prin capul șurubului.

» Se verifică presiunea pe suprafața de contact:

$$\sigma_s = \frac{F_1}{A} = \frac{4 F_1}{\pi (D_c^{1/2} - d_c^{1/2})} \leq \sigma_{as} \quad (2.18)$$

Dacă nu verifică se mărește D_c și/sau se micșorează d_c .

» Se definitivează forma și dimensiunile cupei și ale sistemului de prindere (care nu trebuie să împiedice rotirea liberă a cupei).

» Se reprezintă la scară cupa, sistemul de fixare și parțial capul șurubului.

» Se estimează momentul de frecare din lagărul axial - relația (2.17).

Soluția din figura 2.24 prezintă rezemarea pe un lagăr de alunecare cu suprafață sferică a cupelor unor cricuri sau dispozitive de lucru.

» Se determină D_c minim necesar din solicitarea de contact. Pentru un contact uniform pe jumătate de sferă se deduce dependența forță-solicitare de contact:

$$F_1 = \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2\pi s \frac{D_c}{2} d\alpha \sigma_s \sin\alpha = \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2\pi \frac{D_c}{2} \cos\alpha \frac{D_c}{2} d\alpha \sigma_s \sin\alpha = \sigma_s \frac{\pi}{4} D_c^2 \quad (2.19)$$

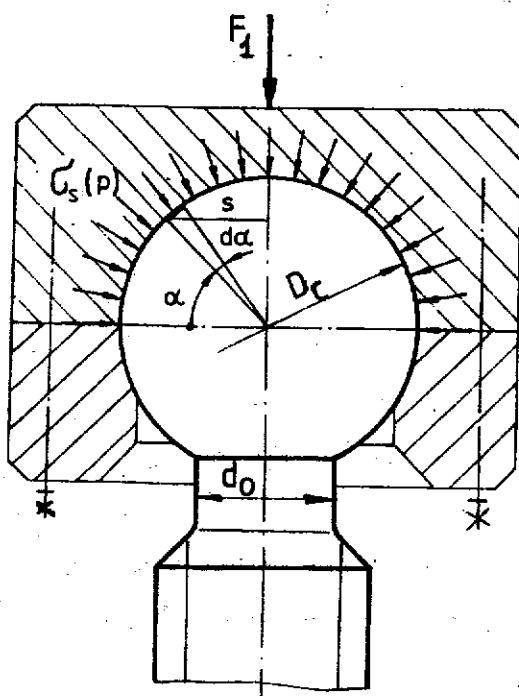


Fig. 2.24

Rezultă:

$$D_c = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi \sigma_{as}}} \quad (2.20)$$

» Se definitează soluția constructivă a cupei. Cupa se poate executa din două bucăți asamblate prin suruburi sau dintr-o singură bucătă, deformată plastic pe capul surubului, situație în care ea este nedemontabilă.

» Se reprezintă, la scară, capul surubului și cupa.

» Se estimează momentul de frecare din reazemul sferic:

$$M_f = M_{41} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2\pi s \cdot \frac{D_c}{2} d\alpha \cdot \sigma_s \cdot \mu \cdot s .$$

» Se înlocuiește $s = \frac{D_c}{2} \cdot \cos\alpha$ și

$$F_1 = \sigma_s \cdot \frac{\pi}{4} D_c^2 \text{ și rezultă:}$$

$$M_f = \frac{\pi}{4} \mu F_1 \cdot D_c \quad (2.21)$$

Soluția din figura 2.25 prezintă cazul utilizării unui rulment axial cu bile.

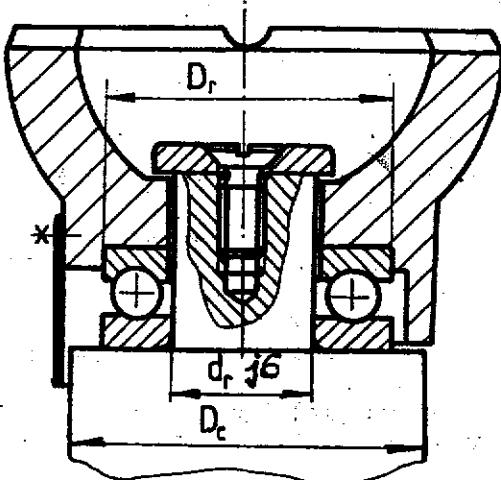


Fig. 2.25

» Se alege un rulment axial cu bile (Anexa A6 sau [16]) a cărui capacitate statică de încărcare, C_o , să fie cel puțin egală cu sarcina de preluat de către surub:

$$C_o \geq F_1 \quad (2.22)$$

» Se definitează constructiv forma și dimensiunile cupei și ale sistemului de fixare a acesteia.

» Se reprezintă la scară rulmentul, cupa, sistemul de prindere a cupei și parțial capul surubului. D_c se definitează la proiectarea sistemului de acționare (cap. 4).

» Se estimează momentul de frecare din rulment:

$$M_f = M_{41} = \mu F_1 \frac{d_m}{2} \quad (2.23)$$

unde: $d_m = (d+D)/2$, (fig. A6.1, Anexa A6); $\mu = 0,008 - 0,01$.

Observație: În figura 2.25 sunt reprezentate două soluții de etansare a rulmentului.

Soluția din figura 2.26 prezintă rezemarea pe un rulment axial a șurubului unui cric auto cu pîrghii.

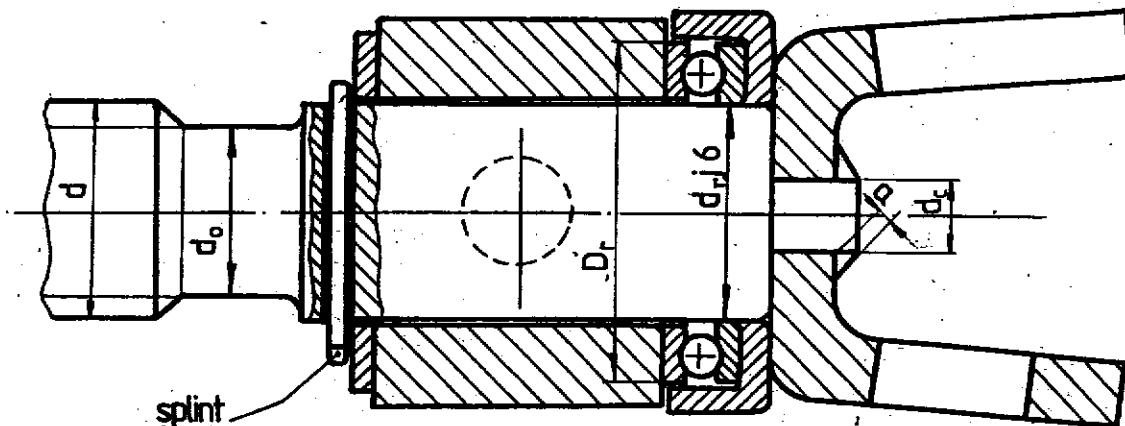


Fig. 2.26

» Se alege un rulment axial cu bile (Anexa 6 sau [16]) care îndeplinește condițiile:

▲ $C_o \geq F_1$, unde C_o - capacitatea statică de încărcare a rulmentului;

▲ $d_r \geq d$, unde d_r - alezajul rulmentului, iar d - diametrul exterior al filetelui.

» Se concepe montajul rulmentului axial;

» Se estimează momentul de frecare în rulment - relația (2.23).

» Se alege degajarea standardizată (Anexa A3).

» Se verifică la solicitare compusă (tracțiune și răsucire - vezi diagramele de eforturi) secțiunea din dreptul degajării (vezi și §2.1.8.).

Soluțiile din figura 2.27 prezintă posibilități de preluare a sarcinii de către șurubul unor prese. Pentru varianta (a), se presupune că înșurubarea în piuliță are loc pe la acest capăt al șurubului, deci diametrul D_c trebuie să îndeplinească condiția:

$$D_c \leq d_3 \quad (\text{mai exact } D_c < D_1)$$

În cazul variantei (b), înșurubarea trebuie să fie posibilă pe la capătul opus intrucît diametrul D_c este mai mare decât interiorul filetelui.

Pentru ambele variante D_g corespunde dimensiunii D a găurii de centrare (Anexa A8).

Varianta a

» Se stabilesc D_g și D_c ($D_c \leq d_3$) ;

» Se verifică solicitarea de contact între capul șurubului și pastila din elementul de lucru, neglijindu-se curbura suprafeței:

$$\sigma_s = \frac{F_1}{A_s} ; \quad A_s = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - D_g^2) ;$$

Dacă nu verifică, se caută o altă soluție.

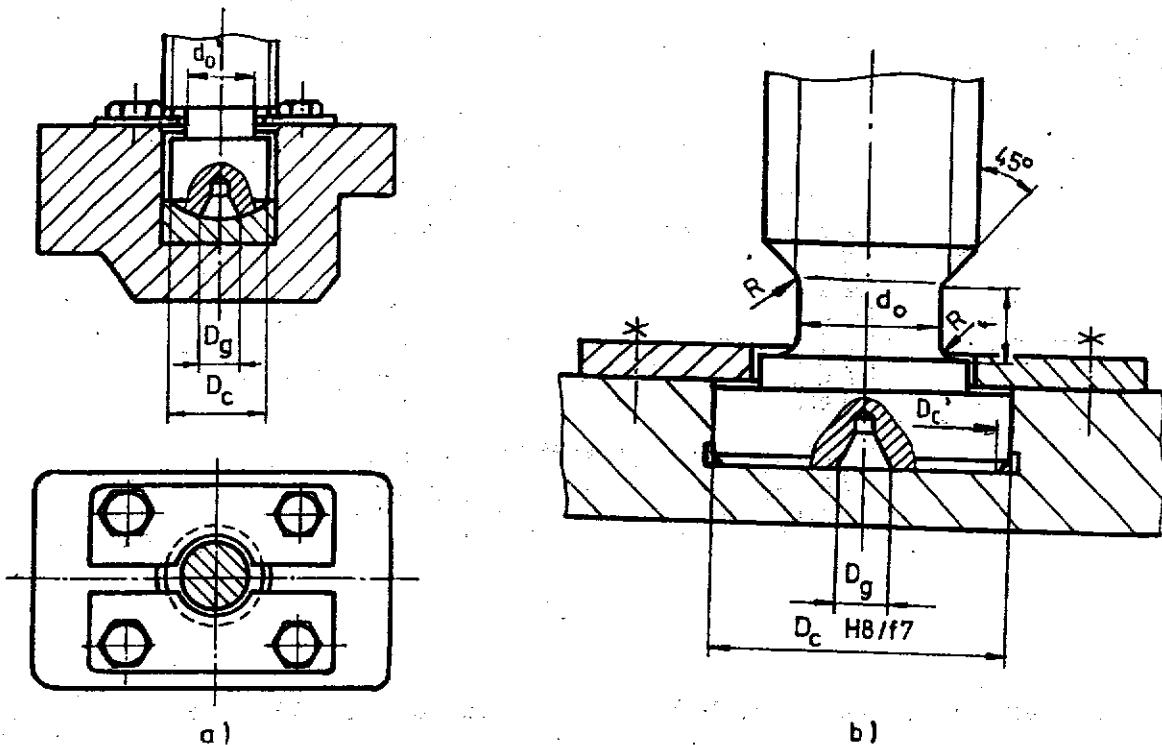


Fig. 2.27

» Se reprezintă la scară acest cap al șurubului și asamblarea cu piesa de lucru. Lungimea degajării se face atât de mare cît este necesar.

» Se estimează momentul de frecare din lagărul axial:

$$M_f = M_{41} = \frac{1}{3} \mu F_1 \frac{D_c^3 - D_g^3}{D_c^2 - D_g^2} \quad (2.24)$$

» Se verifică secțiunea slăbită cu diametrul d'_o , la solicitare compusă. Solicitările sint (vezi diagramele de eforturi):

- » compresiune cu F_1 ;
- » răsucire cu $M_t = M_{41} = M_f$. Se calculează tensiunea echivalentă. Dacă nu se verifică, se mărește d'_o (dacă se poate) sau se caută o altă soluție.

Varianta b

» Se alege gaura de centrare (Anexa A8);

» Se determină diametrul D_c minim necesar din solicitarea de contact:

$$A_{nec} = \frac{F_1}{\sigma_{as}} = \frac{\pi}{4} (D_c'^2 - D_g^2) ;$$

rezultă D_c' și apoi, prin estimarea teșiturii, D_c .

» Se alege degajarea standardizată pentru dimensiunea de filet care se folosește (Anexa A3);

» Se reprezintă la scară capul șurubului și asamblarea cu piesa de lucru. Față de valoarea minimă necesară, diametrul D_c se poate mări la nevoie. (Atenție totuși la

dimensiunile și toleranțele semifabricatului!)

» Se estimează momentul de frecare din rezemă; relația (2.24) cu D'_c în loc de D_c .

» Se verifică la solicitare compusă (compreziune și răsucire) secțiunea slăbită din dreptul degajării.

Soluția din figura 2.28 prezintă utilizarea unui rulment pentru rezemarea surubului unei prese. Înșurubarea în piuliță trebuie să se poată realiza pe la capătul celălalt al surubului.

» Se alege degajarea standardizată, corespunzătoare dimensiunii filetelui (Anexa A3);

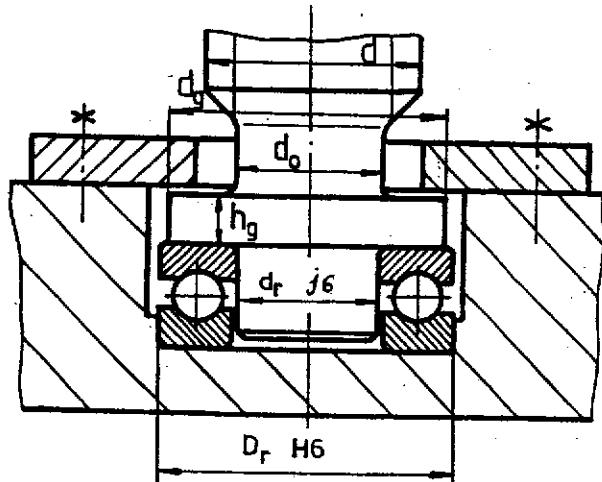


Fig. 2.28

» Se alege un rulment axial (Anexa A6 sau [16]) cu capacitatea statică de încărcare, $C_o \geq F_1$;

» Se estimează diametrul gulerului,

» Se dimensionează sau se verifică (dacă s-a luat constructiv), înălțimea h_g . Se folosește modelul fizic utilizat pentru verificarea spirei. Solicitările sunt:

$$\text{încovoiere: } \sigma_i = \frac{\frac{d_g - d_r}{4}}{\frac{\pi d_r h_g^2}{6}}$$

$$\text{forfecare: } \tau_f = \frac{F_1}{\pi d_r h_g}$$

» Se estimează momentul de frecare din rulment - relația (2.23).

» Se verifică la solicitare compusă secțiunea slăbită din dreptul degajării filetelui; solicitările sunt (vezi diagramele de eforturi):

» compresiune - cu F_1 ;

» răsucire - cu $M_t = M_f = M_{41}$.

Soluția din figura 2.29 se utilizează pentru capul de atac al unui extractor. Considerind că vîrful conic se va rezema în gaura de centrare din capătul unui arbore, se impune ca unghiul conului să fie de 60° .

» Se alege o gaură de centrare standardizată (Anexa A8); pentru siguranță este utilă alegerea uneia din mărimele mai mari.

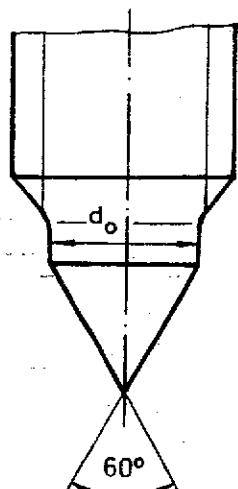
» Se estimează momentul de frecare dintre surub și arbore:

$$M_f = 2\mu \frac{F_n}{2} \frac{D_m}{2} = \mu \cdot \frac{F_1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{D_g + d_g}{4} \quad (2.25)$$

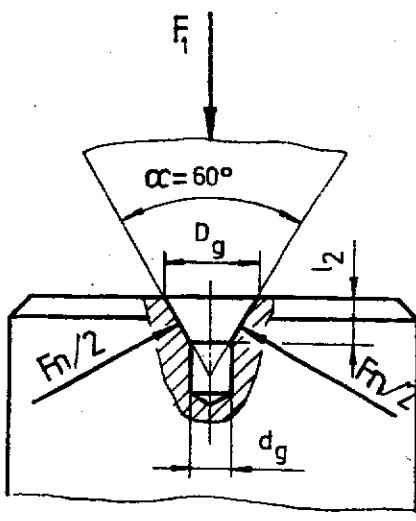
» Se verifică la solicitare compusă secțiunea degajării, cu diametrul d_o ($d_o \leq d_3$). Solicitările sunt (vezi diagramele de eforturi):

» compresiune - cu F_1 ;

» răsucire - cu $M_t = M_f = M_{41}$.



a



b

Fig. 2.29

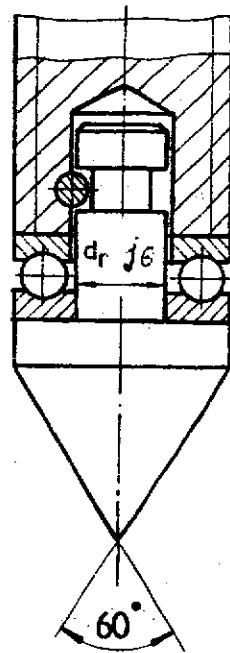


Fig. 2.30

Soluția din figura 2.30 se poate utiliza pentru extractoare de mari dimensiuni.

» Se alege un rulment axial (Anexa A6 sau [16]) cu capacitatea statică de încărcare $C_o \geq F_1$. Atenție la dimensiunile filetelui! Dacă însurubarea în piuliță se realizează pe la celălalt capăt, în zona rulmentului dimensiunile surubului se pot mări. Dacă nu, trebuie ca diametrul exterior al rulmentului să fie corelat cu diametrul filetelui.

» Se reprezintă la scară rulmentul, vîrful conic și sistemul de fixare axială. În figura 2.30 vîrful este fixat axial cu un știpt cilindric montat transversal. Se pot imagina și alte soluții.

» Se estimează momentul de frecare din rulment – relația (2.23).

2.2.2. UTILIZAREA UNUI REAZEM FIX

Șuruburile care folosesc un reazem fix pentru preluarea sarcinii nu trebuie să se rotească. Pentru aceasta momentul de frecare la nivelul reazemului trebuie să fie mai mare decât momentul de însurubare în piuliță (alunecarea se va produce pe filet, piulița se rotește iar surubul execută o translatăie).

Soluția din figura 2.31 este potrivită pentru cricuri cu piulițe rotitoare sau cricuri telescopice care se doresc a funcționa cu dublă acțiune.

» Se alege diametrul capului surubului, D_c (de exemplu $D_c = d$).

» Se verifică tensiunile de contact cupă-șurub. Valoarea admisibilă, pentru un contact fără mișcare relativă, se poate adopta: $\sigma_{as} = 80 + 120 \text{ MPa}$; pentru oțel/oțel sau fontă, sau în general, $\sigma_{as} \approx 0,8 \sigma_c$.

» Se proiectează asamblarea dintre cupă și capul șurubului. Se folosește un știft cilindric standardizat (Anexa A4).

» Se verifică asamblarea cu știft [12]. Asamblarea este solicitată de către momentul de însurubare în piuliță:

$$M_t = M_{41} = M_{21}$$

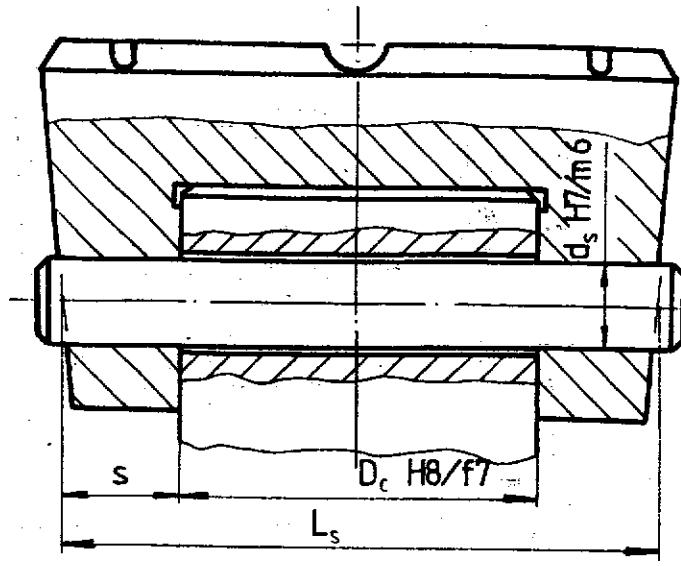


Fig. 2.31

» Se reprezintă la scară asamblarea cu știft. Se inscriu și ajustajele drept cote de montaj.

Soluțiile din figura 2.32 se pot folosi pentru șuruburile unor prese cu piulițe rotitoare. În varianta (a) capul de rezemare este din aceeași bucată cu șurubul iar în varianta (b) el este asamblat cu șurubul presei prin două șuruburi cu cap înecat. Varianta (c) folosește o pană transversală de reglare. Deși aparent simplă, această ultimă soluție ridică probleme din punct de vedere tehnologic.

Observație: Forma și dimensiunile capului de lucru precum și tipul asamblării dintre acesta și surub sunt determinate de procesul care urmează să se desfășoare pe presă.

2.3. DEFINITIVAREA CONSTRUCTIVĂ ȘI VERIFICĂRI FINALE ALE ȘURUBULUI PRINCIPAL

Observații:

1) Dacă sistemul de acționare este plasat pe șurubul principal, activitățile prezentate în acest paragraf se vor desfășura după proiectarea sistemului de acționare (cap. 4; vezi algoritmul de proiectare a sistemului).

2) De asemenea, pentru cricurile și presele cu piulițe rotitoare este mai potrivit ca această definitivare să aibă loc după proiectarea piuliței și uneori chiar după proiectarea corpului care conține elementele de evitare a rotirii șurubului.

3) Pentru cricurile cu două șuruburi definitivarea constructivă se va face pentru amândouă deodată, după calculul șurubului secundar (§3.2).

Solicitările sint:

» forfecare:

$$\tau_f = \frac{F_t}{A_f} = \frac{M_t / D_c}{\frac{\pi d_s^2}{4}} \quad (2.26)$$

» strivire știft-șurub:

$$\sigma_{ss} = \frac{6 M_t}{d_s D_c^2} \quad (2.27)$$

» strivire știft-cupă:

$$\sigma_{sc} = \frac{M_t}{s d_s (D_c + s)} \quad (2.28)$$

Dacă se depășesc valorile admisibile ale tensiunilor, se modifică dimensiunile implicate.

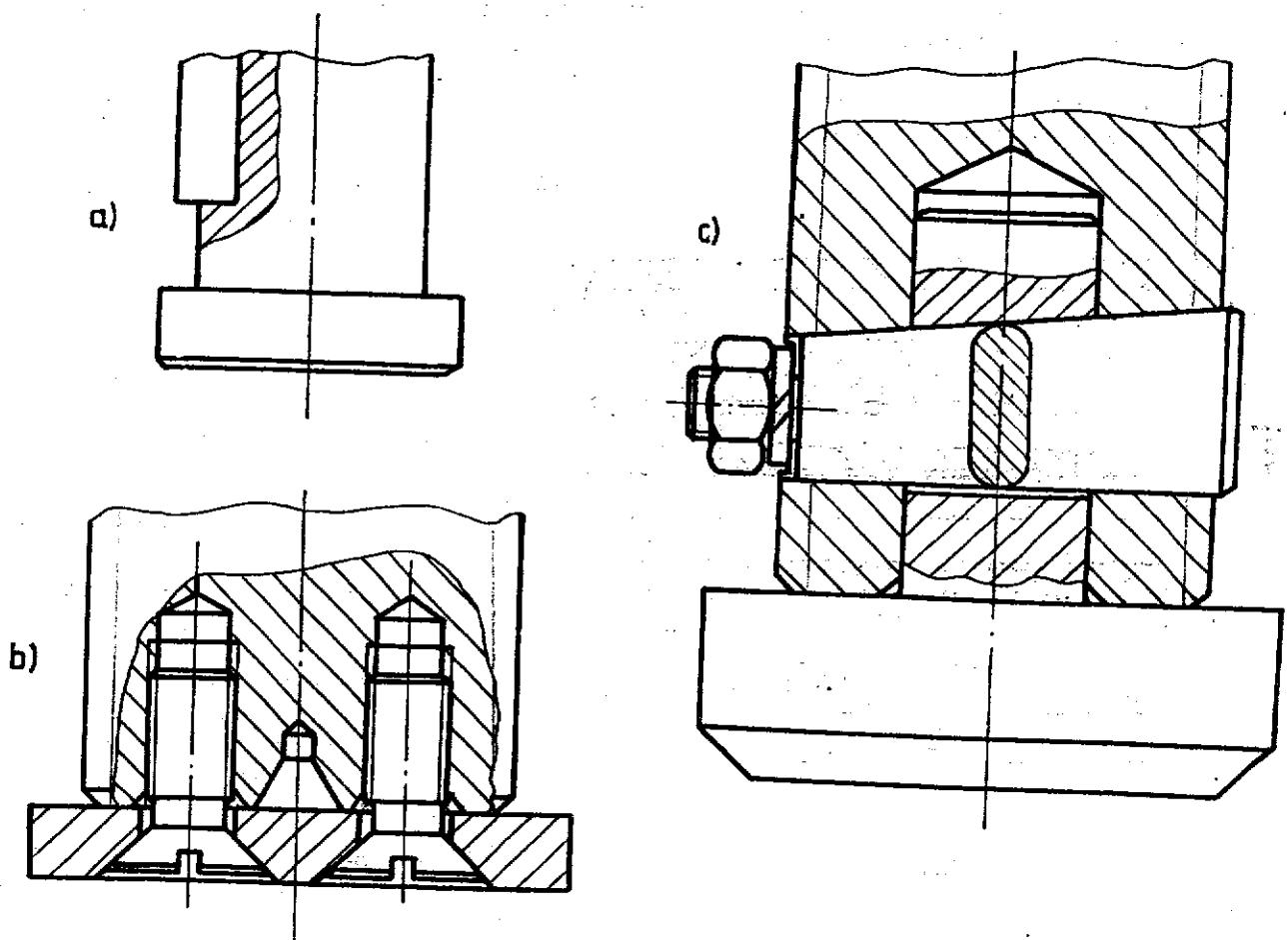


Fig. 2.32

Definitivarea constructivă¹⁾ a unui element sau ansamblu de elemente se desfășoara, de regulă, prin desen. În această etapă pot însă avea loc și calcule de verificare sau dimensionare. Dimensiunile și elementele de formă, încă neprecizate, se stabilesc în raport cu cerințele și dorințele generale:

- indeplinirea rolului funcțional,
- siguranță în funcționare,
- tehnologicitate,
- respectarea standardelor,
- posibilitatea transportului,
- economicitate,
- estetică etc.

Observații:

1) În această fază a definitivării constructive se poate, și trebuie făcută o verificare de ansamblu a solicitărilor mecanice. Cu diagramele de eforturi și desenul la scară al surubului în față, se trec în revistă și se verifică toate secțiunile periculoase încă neverificate.

2) În această fază de verificare tensiunile admisibile sunt cele "normale" pentru materialele utilizate. Se reamintește că la predimensionarea filetului se iau uneori

1) Desenele care se prezintă în acest paragraf servesc drept bază pentru comentariu, ele sunt reprezentări la scară dar nu constituie desene de execuție, conform convențiilor de reprezentare și cotare.

tensiuni admisibile mai mici decât cele uzuale acceptabile pentru materialele utilizate - întrucât se consideră ca restricții suplimentare numărul de spire în contact și flambajul surubului.

Exemplul 1 . Definitivarea constructivă a surubului unui cric simplu, acționat printr-o pîrghie trecută prin capul surubului (fig. 2.33 și A12.1).

Se cunosc:

- mărimea filetelui,
- numărul de spire în contact - Z ,
- toate elementele privind forma și dimensiunile capului surubului (deja reprezentate la scară pe formatul desenului de ansamblu).
- înălțimea piulișei:

$$H_p = z \cdot p + f_2 \quad (2.29')$$

sau

$$H_p = z \cdot p + \Delta \quad (2.29'')$$

unde: f_2 - înălțimea degajării filetelui surubului; $\Delta \approx p$ - înălțimea teșiturilor filetelui interior.

Termenul f_2 din relația (2.29') consideră situația contactului din poziția limită inferioară a surubului aflat sub sarcină. Dacă H_p , astfel calculat, depășește 10 spire, se elimină termenul f_2 și se păstrează doar 10 spire (se consideră că prin durată scurtă în timp, situația limită de mai sus nu este semnificativă pentru uzare).

Relația (2.29'') are în vedere poziția normală de funcționare, cind degajarea surubului nu mai este în dreptul piulișei.

Trebuie precizate:

- trecerea de la capul surubului la corpul filetat,
- lungimea părții filetate,
- un sistem de limitare a cursei surubului pentru evitarea accidentelor.
- Trecerea de la capul surubului la corpul filetat se realizează obligatoriu printr-o degajare standardizată (Anexa A3). Pentru dimensiunea de filetat care se folosește se adoptă din standard dimensiunile degajării.
- Se verifică la solicitare compusă secțiunea slăbită din dreptul degajării. Solicitările sint (vezi diagramele de eforturi):

$$\text{► compresiune: } \sigma = \frac{F_1}{A}; \quad A = \frac{\pi d_o^2}{4},$$

$$\text{► răsucire: } \tau = \frac{M_{21}}{W_p}, \quad W_p = \frac{\pi d_o^3}{16},$$

Efortul echivalent este:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_a \quad (2.30)$$

unde: $\sigma_a = \sigma_c / C_c$; $C_c = 1,5 \div 2,5$.

► Se reprezintă în desen zona degajării.

► Lungimea, L_f , a părții filetate, pentru sistemele cu un surub, este:

$$L_f = H + z \cdot p \quad (2.31)$$

Pentru a împlezi însurubarea în piulișă filetelul surubului începe cu o teșitură.

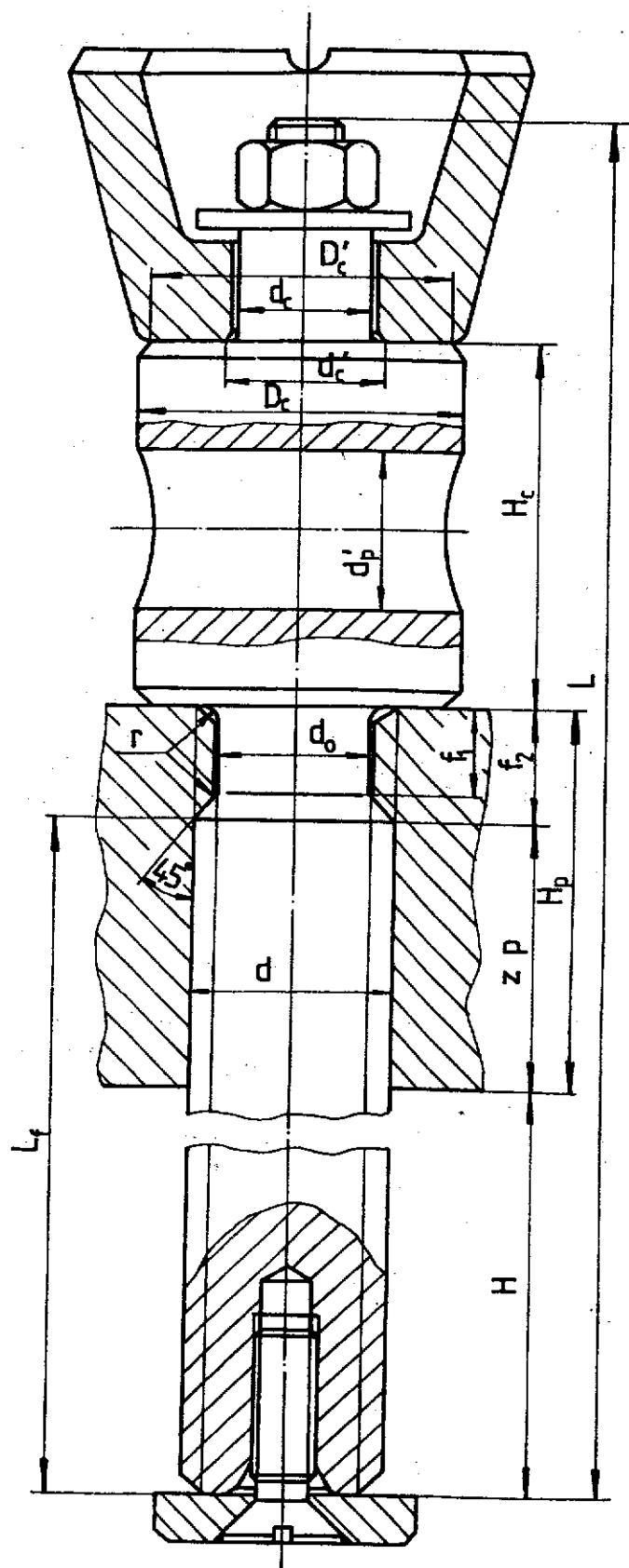


Fig. 2.33

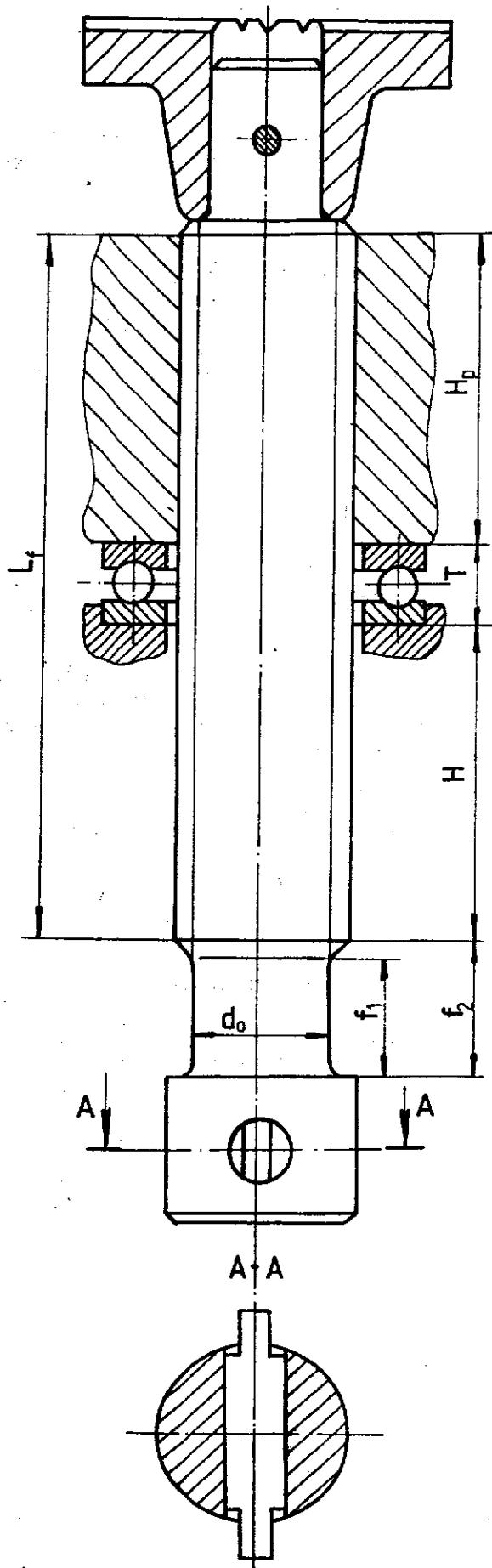


Fig. 2.34

» Se concepe o soluție pentru limitarea cursei surubului. În exemplul comentat se folosește o șaibă cu o gaură teșită, fixată printr-un șurub cu cap înecat (Anexa A4). Pentru prelucrarea surubului pe strung este necesară centrarea acestuia pe vîrful păpușii mobile. Deci în acest capăt al surubului va trebui să existe o gaură de centrare. Întrucât în aceeași zonă se montează și surubul de limitare a cursei - se va folosi o gaură de centrare filetată (Anexa A8), care însumează ambele funcții.

» Se reprezintă la scară porțiunea filetată și sistemul de limitare a cursei (șurub, șaibă). În desen se vede și porțiunea de centrare a găurii filetate.

Exemplul 2 . Definitivarea constructivă a surubului unui cric cu piuliță rotitoare (fig. 2.34 și A12.3).

Se cunosc:

- » mărimea filetelui,
- » numărul de spire în contact,
- » felul rezemării piuliței (în acest exemplu rezemarea se face pe un rulment axial, astfel că trebuie cunoscută lățimea T a rulmentului - deci definitivarea surubului nu se poate face decât după precizarea rezemării piuliței!),
- » modul de preluare a forței pe capul surubului.

Trebuie precizate:

- » lungimea părții filetate a surubului L_f
 - » un sistem de împiedicare a rotirii surubului o dată cu piulița.
- » Se estimează înălțimea părții filetate a surubului care se poate afla în piuliță
- $$H_p = z \cdot p + \Delta , \quad (2.32)$$

$\Delta \approx P$ - consideră teșiturile de la începutul și sfîrșitul filetelui piuliței.

Dacă $f_2 > T$ (f_2 - înălțimea degajării), în relația (2.32) mai apare un termen, $\Delta_1 = f_2 - T$, care consideră contactul spirelor în poziția extremă de sus.

» Se estimează lungimea totală (minimă) a părții filetate L_f :

$$L_f = H_p + T + H \quad (2.33)$$

H - cursa de realizat.

» Se proiectează sistemul de împiedicare a rotirii surubului. În exemplul considerat se folosește un șift cilindric care prezintă la fiecare capăt două teșuturi laterale. Capetele teșite ale șiftului alunecă în două canale prevăzute în corpul cricului. Șiftul (asamblarea șift-surub și șift -corp) poate fi solicitat de către o cotă parte din momentul de înșurubare M_{21} . Este de așteptat ca această cotă parte să fie neînsemnată (blocarea surubului sub sarcină se face pe cupă). Pentru siguranță se poate considera acoperitor că jumătate din momentul de înșurubare este preluată de către această asamblare (vezi diagramele de eforturi). Se recomandă să se aleagă diametrul și celelalte dimensiuni ale șiftului și apoi să se facă verificările la strivire și încovoiere (vezi asamblarea cu șift montat transversal [8, 12]).

» Se verifică surubul în toate secțiunile periculoase:

- » porțiunea de asamblare a cupei, de diametru d_c ; solicitările sunt:
 - » compresiune cu F_1

► răsucire cu M_{21} luat acoperitor). Se calculează σ_{ech} .

• diametrul interior al filetului $d_3 \geq d_c$. Dacă rezistă secțiunea cu d_c rezistă și porțiunea filetată.

• secțiunea degajării, de diametru $d_o = d_3$ nu este în pericol. Solicitarea este doar de răsucire cu un moment mai mic decât momentul de însurubare.

► Se reprezintă la scară porțiunea filetată a surubului, degajarea standardizată (Anexa A3) și capătul cu sistemul de impiedicare a rotirii.

3. PROIECTAREA SISTEMULUI DE PRELUARE-TRANSMITERE A FORȚEI DE CĂtre SURUBUL SECUNDAR

În principiu, se parcurg aceleasi etape ca și pentru proiectarea surubului principal (§ 2.1 ... § 2.3).

Fluxul de forță în surubul secundar se desfășoară între cupla surub principal - surub secundar și surub secundar - piuliță (vezi diagramele de eforturi).

Proiectarea cuplei surub principal - surub secundar s-a efectuat în cadrul § 2.1.

3.1. PROIECTAREA CUPLEI SURUB SECUNDAR-PIULITĂ

3.1.1. PRECIZAREA SOLICITĂRILOR

Corpul surubului secundar este solicitat la compresiune și răsucire. Tipul solicitărilor spirelor este același ca și pentru cupla surub principal - surub secundar.

3.1.2. ALEGAREA MATERIALELOR

Cuplul de materiale surub secundar - piuliță trebuie să aibă bune proprietăți antifrictiune. Observațiile de la § 2.1.2 prezintă variante de soluții posibile.

ATENȚIE ! Alegerea materialelor trebuie realizată în corelație și cu tehnologia și semifabricatul utilizat.

3.1.3. PREDIMENSIONAREA FILETULUI

Tipul filetului va fi același ca pentru surubul principal atunci cind se dorește deplasarea simultană în ambele filete. În acest caz, sensul filetului trebuie să fie contrar celui al surubului principal.

Se propune o predimensionare la compresiune pe baza unei forțe de calcul, majorată corespunzător, pentru a lua în considerație și solicitarea de răsucire.

Secțiunea care se dimensionează este inelară și are diametrul interior D_o și diametrul exterior egal cu diametrul interior al filetului d'_3 (fig. 3.1).

Diametrul interior al surubului secundar - D_o va trebui să fie mai mare decit diametrul exterior al filetului surubului principal, incit să permită deplasarea liberă a acestuia (inclusiv a sistemului de limitare a cursei). Valoarea acestui diametru trebuie corelată și cu dimensiunea semifabricatului, în cazul în care acesta este o țeavă. La limita inferioară se poate considera:

$$D_o = d + (2+8) \text{ mm} \quad (3.1)$$

Dacă semifabricatul din care se confectionează surubul secundar este țeava, diametrul D_o trebuie corelat cu diametrul interior al semifabricatului.

► Cu aceasta se poate trece la dimensionarea propriu-zisă

$$A_{nec} = \frac{F'_{1c}}{\sigma_{ac}} = \frac{\gamma F'_1}{\sigma_{ac}} = \frac{\pi}{4} [(d'_3)^2 - D_o^2], \text{ unde } F'_1 = F_1$$

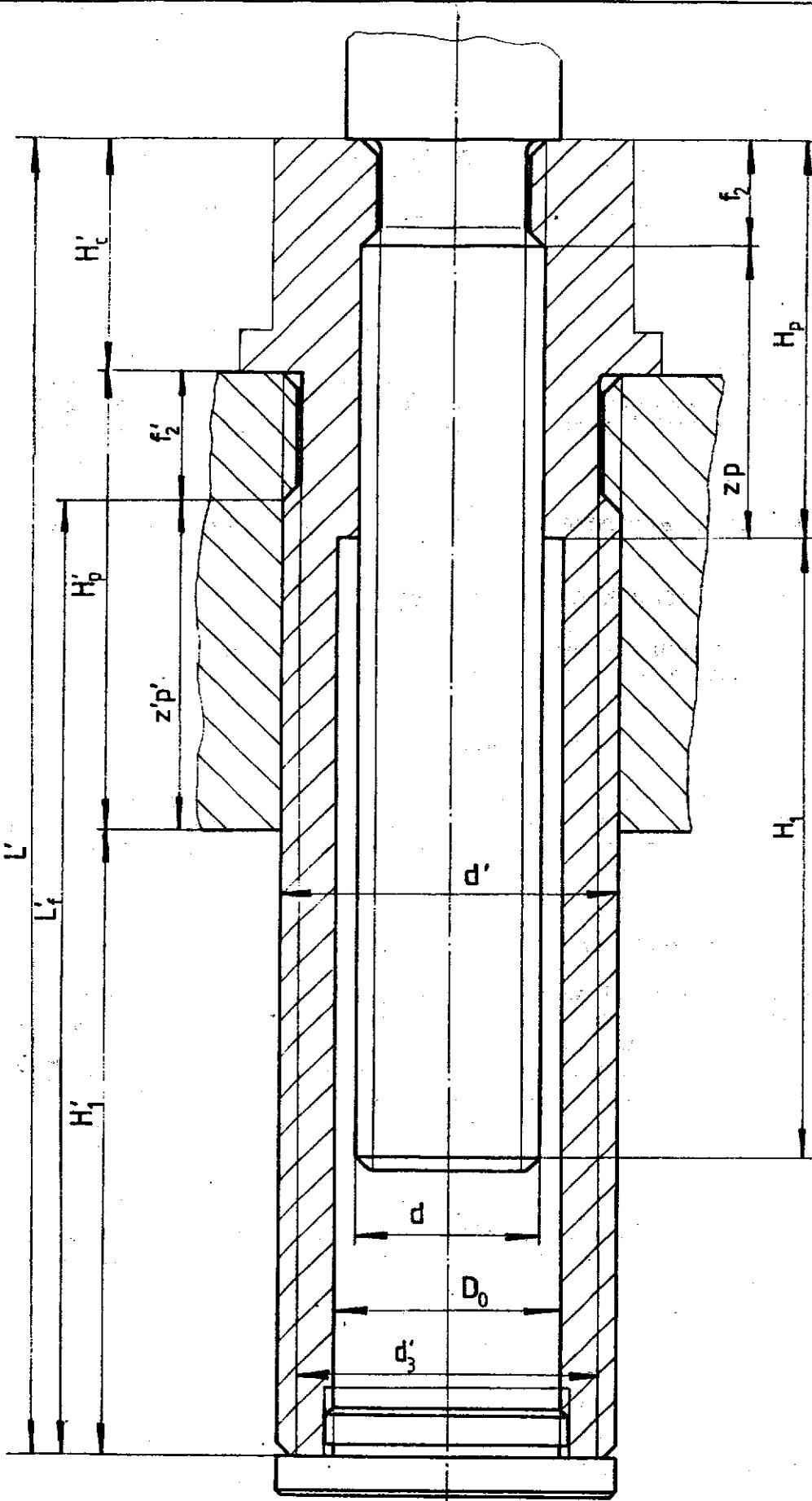


Fig. 3.1

Rezultă:

$$d_3' = \sqrt{\frac{4\gamma F_1}{\pi \sigma_{ac}}} + D_o^2 \quad (3.2)$$

Pentru valorile lui γ și σ_{ac} - vezi § 2.1.3.

» Se alege filetul standardizat corespunzător diametrului d' calculat (pentru identificare la notațiile standardizate ale dimensiunilor filetelor s-a adăugat indicele superior ').

3.1.4. VERIFICAREA LA SOLICITARE COMPUȘĂ A ZONEI FILETATE A SURUBULUI SECUNDAR

» Se calculează $M_{2'1'}$ - momentul de înșurubare pentru șurubul secundar:

$$M_{2'1'} = F_1' \frac{d_2'}{2} \operatorname{tg}(\psi_2' + \varphi') \quad (3.3)$$

» Se verifică șurubul la solicitare compusă. Solicitările sunt de compresiune și răsucire (vezi diagramele de eforturi § 2.1). Dacă zona filetată nu rezistă, se alege un alt filet, cu diametrul interior mai mare, și se reface verificarea.

3.1.5. VERIFICAREA CONDIȚIEI DE AUTOFRÎNARE

Autofrinarea este asigurată dacă:

$$\psi_2' < \varphi'$$

unde: ψ_2' - unghiul de inclinare a spirei filetelui, $\operatorname{tg} \psi_2' = p'/(\pi d_2')$;

φ' - unghiul de frecare corectat - vezi § 2.1.4.

3.1.6. VERIFICAREA LA FLAMBAJ

Vezi recomandările din § 2.1.5

3.1.7. DETERMINAREA NUMĂRULUI DE SPIRE ÎN CONTACT

Numărul de spire necesare - z' - se determină din condiția de rezistență la uzare (solicitare de contact). Astfel:

$$z' = \frac{F_1'}{\frac{\pi}{4} (d'^2 - D_1'^2) \sigma_{as}} \quad (3.4)$$

Pentru alte indicații se va consulta § 2.1.6.

3.1.8. VERIFICAREA SPIREI FILETELUI

Vezi recomandările din § 2.1.7.

3.2. DEFINITIVAREA CONSTRUCTIVĂ ȘI VERIFICĂRI FINALE ALE ȘURUBULUI SECUNDAR

Observație: Dacă sistemul de actionare este plasat pe surubul secundar, activitățile prezentate în acest paragraf se vor desfășura după proiectarea sistemului de acționare (capitolul 4).

Ca bază pentru discuție se iau soluțiile din fig. A12.6 și A12.7 (Anexa A12) cu notatiile din fig. 3.1.

» Se alege degajarea standardizată pentru filetul surubului principal (Anexa A3).

» Se determină H_p - lungimea filetelui interior:

$$H_p = z \cdot p + f_2 \quad (3.5)$$

unde: z - numărul de spire pentru "piuliță" surubului principal (§ 2.1.6);

f_2 - înălțimea degajării surubului principal.

» Se alege degajarea standardizată pentru filetul surubului secundar (Anexa A3).

» Se determină H'_p - înălțimea piuliței surubului secundar

$$H'_p = z' \cdot p' + f'_2 \quad (3.6)$$

unde: f'_2 - înălțimea degajării surubului secundar.

În relațiile (3.5) și (3.6) f_2 și f'_2 , s-au adăugat din motive de siguranță pentru situațiile în care cricul s-ar afla sub sarcină în poziția extremă figurată în desene (vezi și Exemplul 1 - §2.3). Această situație nu este de dorit și ea poate fi evitată. Gînditi o soluție în acest sens!

» Se determină lungimea L'_f - a filetelui exterior al surubului secundar:

$$L'_f = z'p' + H'_1 \quad (3.7)$$

unde: H'_1 - cursa surubului secundar.

Observații privind precizarea cursei surubului principal pentru sistemele cu două suruburi (fig. A.6a și A6c), la care se produce deplasarea simultană a surubului principal și a celui secundar. Lungimea minimă a cursei surubului principal și a celui secundar, rezultă din următorul sistem:

$$\begin{aligned} H &= H_1 + H'_1 \\ \frac{H_1}{H'_1} &= \frac{p}{p'} \end{aligned} \quad (3.8)$$

unde:

H - întreaga cursă de realizat;

H_1 - cursa surubului principal;

H'_1 - cursa surubului secundar;

p, p' - pasul filetelui surubului principal respectiv, secundar.

Rezultă:

Deci pentru aceste sisteme, lungimea surubului principal nu se poate preciza decât după dimensionarea filetelui surubului secundar.

$$H_1 = H \frac{p}{p+p'} ; \quad H_1' = H \frac{p'}{p+p'}$$

Relația (3.8) dă valorile minime ale curselor celor două șuruburi. Dacă este nevoie, ele se mai pot mări (cu măsură, din motive de economie de material).

» În desenul de ansamblu lungimea L' a surubului secundar se obține:

$$L' = H_c' + H_p' + H' = L_f' + H_c' \quad (3.8)$$

unde înălțimea H_c' s-a determinat la proiectarea sistemului de acționare.

» Se proiectează sistemele de limitare a curselor surubului principal și secundar (șaibe, piulițe, șuruburi, știfturi și.a.). Atenție! Ele trebuie să se poată monta.

4. PROIECTAREA SISTEMULUI DE ACTIONARE

Pentru sistemele în discuție actionarea se face, de regulă, prin elementul care execută mișcarea de rotație. Această acționare poate fi privită ca o introducere de energie în sistem - energie necesară învingerii rezistențelor în cuplă șurub-piuliță și în cel de-al doilea reazem. Corespunzător acestor rezistențe, în diagramele de eforturi, s-a folosit pentru momentul rezistent total notația M_{tot} .

4.1. ALEGAREA SISTEMULUI DE ACTIONARE (CONCEPȚIA)

Alegerea sistemului de acționare corespunde fazei de proiectare calitativă la nivelul acestui subansamblu.

În sinteză, există următoarele posibilități de acționare mecanică:

- acționare prin șurubul principal;
- acționare prin șurubul secundar;
- acționare prin piuliță.

Acționarea se poate face direct prin aceste elemente sau indirect prin intermediul unui angranjaj (Anexa A12, fig. A12.4). Acționarea manuală¹⁾ se poate realiza prin:

- pîrghii simple (fig. 4.1);
- pîrghii cu clichet (dispozitive de acționare):
 - orizontal (fig. 4.2, 4.3, 4.4);
 - vertical (fig. 4.5);
 - cu element elastic (fig. 4.6);
 - alte soluții.
- roți de manevră de uz general (Anexa A7).
- chei standardizate:
 - cheie simplă (Anexa A7);
 - antrenor cu clichet (STAS 8968/7-89).

Se va alege acea soluție care corespunde concepției de ansamblu și cerințelor rezultate din condițiile de lucru.

4.2. PROIECTAREA LA SCĂRĂ A SISTEMULUI DE ACTIONARE

Datele de intrare pentru acest capitol sunt: M_{tot} - momentul total care trebuie aplicat și dimensiunile determinate în pașii de lucru anteriori.

M_{tot} se va determina conform cu diagramele de eforturi (§ 2.1.1). Componentele acestui moment sunt calculate în cadrul paragrafelor § 2.1, § 2.2 și cap. 5.

4.2.a. ACTIONAREA CU PÎRGHIE SIMPLĂ

Figura 4.1 prezintă principalele elemente dimensionale implicate. ► Se determină raza R_a , la care trebuie aplicată forța muncitorului F_m :

$$R_a = M_{tot} / F_m \quad (4.1)$$

1) Acționările electrice, hidraulice sau pneumatice nu fac obiectul acestui îndrumar.

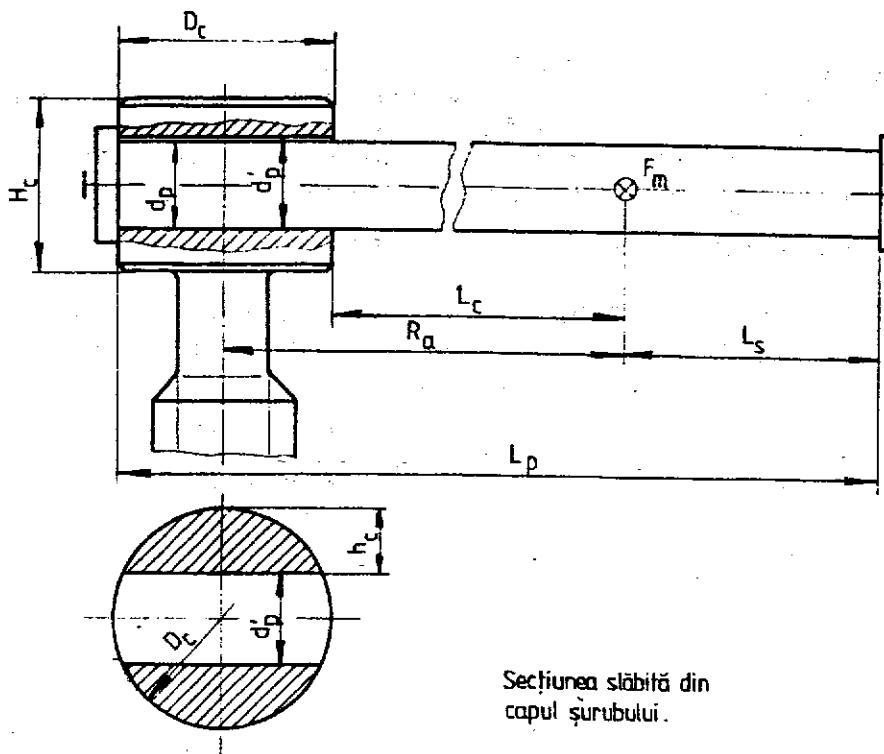


Fig. 4.1

Forța dezvoltată de un muncitor variază în funcție de condiția fizică, poziția față de dispozitiv și altele. În general, în calcule, se recomandă pentru F_m valori de $(100 \div 150)$ N.

Observație: Pentru dispozitivele de lucru care se folosesc foarte frecvent, acționarea trebuie să poată fi făcută cu forțe, F_m , mult mai mici (cât se poate de mici !); după cum în anumite situații speciale (de exemplu îndoirea unor profile pe șantier) forța de acționare poate fi și mult mai mare, prin acțiunea simultană a doi sau mai mulți muncitori.

Dacă R_a rezultă prea mare în raport cu celelalte dimensiuni, sau în raport cu spațiul care se poate folosi, se va înlocui reazemul axial cu alunecare cu un rulment (cu frecare mult mai mică), se vor folosi doi muncitori sau se va căuta o altă soluție de sistem de acționare.

► Se determină diametrul minim necesar pentru pîrghie - d_p . Considerind pîrghia ca fiind încastrată în capul șurubului, ea va fi solicitată la încovoiere cu momentul încovoietor maxim:

$$M_i = F_m \cdot L_c \quad (4.2)$$

unde:

$$L_c = R_a - \frac{D_c}{2} \quad (4.3)$$

Pentru cricuri, diametrul capului șurubului, D_c , a fost precizat la proiectarea celui de-al doilea reazem. Pentru prese se recomandă $D_c \approx 1,5 d$. Rezultă:

$$W_{nec} = \frac{\pi d_p^3}{32} = \frac{M_i}{\sigma_{ai}} \Rightarrow d_p \quad (4.4)$$

Materialul pîrghiei poate fi: OL42, OL50, OLC45. În stabilirea tensiunilor admisibile, pentru menghine și anumite prese, se recomandă o mai mare siguranță față de limita de curgere, întrucât pentru aceste dispozitive nu se poate realiza o limitare a încărcării (în practică se întîlnesc adeseori menghine cu pîrghiile deformate plastic!).

Diametrul pîrghiei, d_p , rezultat din ecuația (4.4), se rotunjeste la mm întregi.

Diametrul găurii se poate lua $d'_p = d_p + (0,5+1) \text{ mm}$.

► Se verifică secțiunea slăbită din capul șurubului (vezi diagramele de eforturi). Pentru verificarea la răsucire a acestei secțiuni de formă mai specială se poate folosi relația:

$$\tau_t = \frac{M_{\text{tot}}}{W_t} \quad \text{unde} \quad W_t = 2 \cdot \frac{D_c^3}{22,9} \left(\frac{2h_c}{D_c} \right)^{2,82} \quad (4.5)$$

(cu condiția ca $2 < \frac{D_c}{h_c} < 8$).

Dacă nu rezistă, se mărește D_c .

► Se reprezintă grafic, la scară, capul șurubului ($H_c \approx (1,5 \div 2) d_p$) și pîrghia. Lungimea, L_p , a pîrghiei se ia mai mare decât rezultă din calcule. Lungimea, L_s , care se adaugă, consideră dimensiunile mîinii (forță nu se aplică concentrat!). La capetele pîrghiei se vor monta rondele sau alte elemente care să evite pierderea ei în timpul transportului.

4.2.b. ACTIONARE PRIN DISPOZITIVE CU CLICHET

Figurile 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 și 4.7 prezintă variante ale unor dispozitive de acționare cu clichet. Principiul de lucru al dispozitivului cu element elastic din figura 4.6 este asemănător cu cel al unui dispozitiv cu clichet.

În principiu, dispozitivul cu clichet permite acționarea de pe o singură parte, prin mișcări alternate la care o cursă este activă și una pasivă. În cursa activă clichetul împinge în dintele roții de clichet care antrenează șurubul sau piulița.

Se incepe proiectarea de la "interior către exterior".

4.2.1.b. PROIECTAREA ROȚII DE CLICHET ȘI A CLICHETULUI

Roata de clichet este plasată în fluxul de forță între clichet și elementul final de antrenat - șurubul sau piulița. O abordare funcțională a proiectării acestui element ar conduce la rezolvarea următoarelor două mari aspecte:

- asamblarea roată-șurub (sau piuliță)
- preluarea forței prin contactul clichet-roată.

Dacă roata de clichet este dintr-o bucată cu elementul pe care îl antrenează (construcție integrată), prima problemă dispare.

Precizarea solicitărilor.

Indiferent de tipul soluției adoptate, în zona asamblării cu șurubul (piulița), roata de clichet este solicitată la strivire. Dintii roții de clichet și clichetul sunt solicitați la strivire, încovoiere (și forfecare).

- Se aleg materialele pentru roata de clichet și clichet (fontă sau oțel).

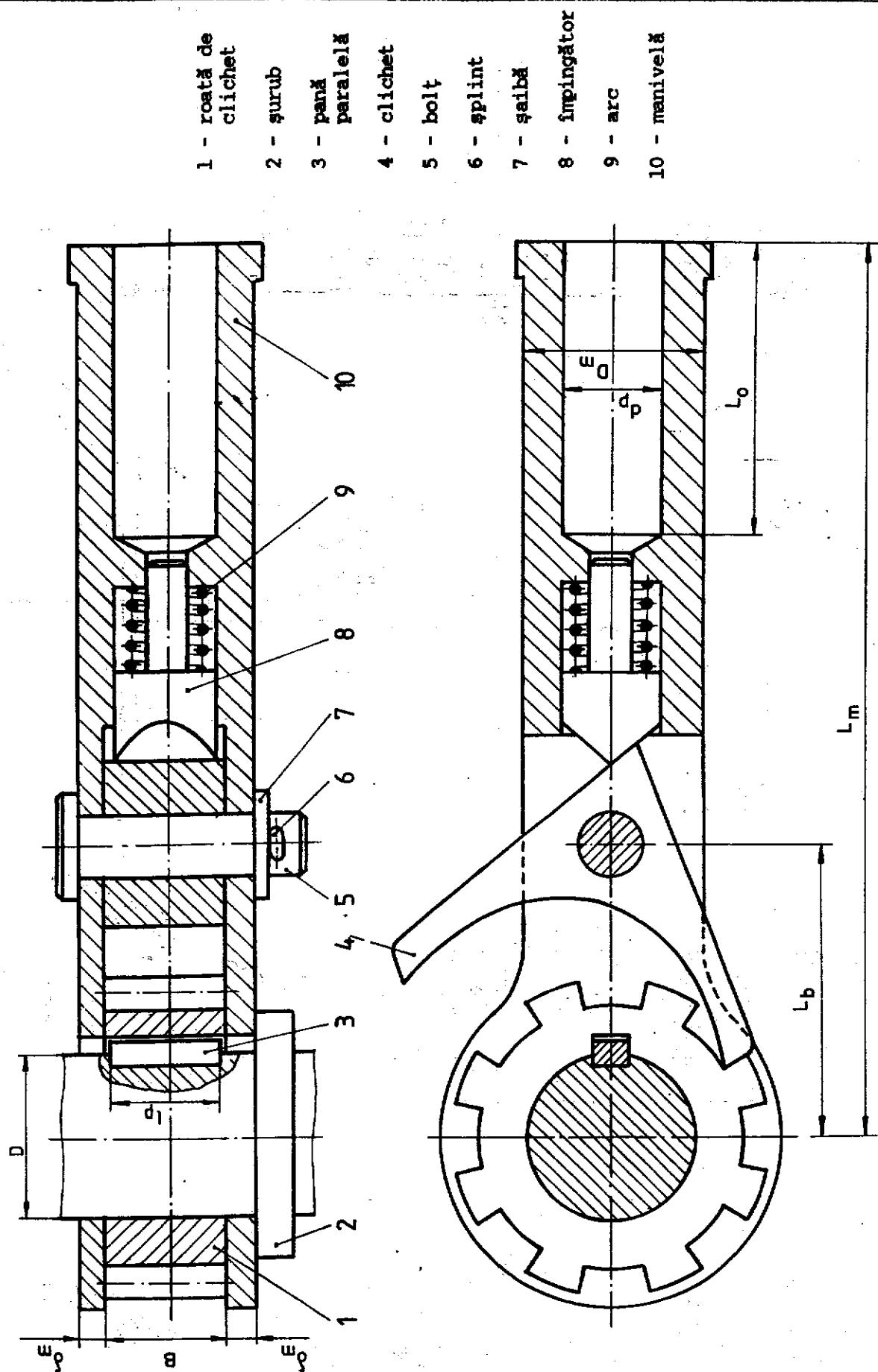


Fig. 4.2 - Dispozitiv de acționare cu clichet orizontal

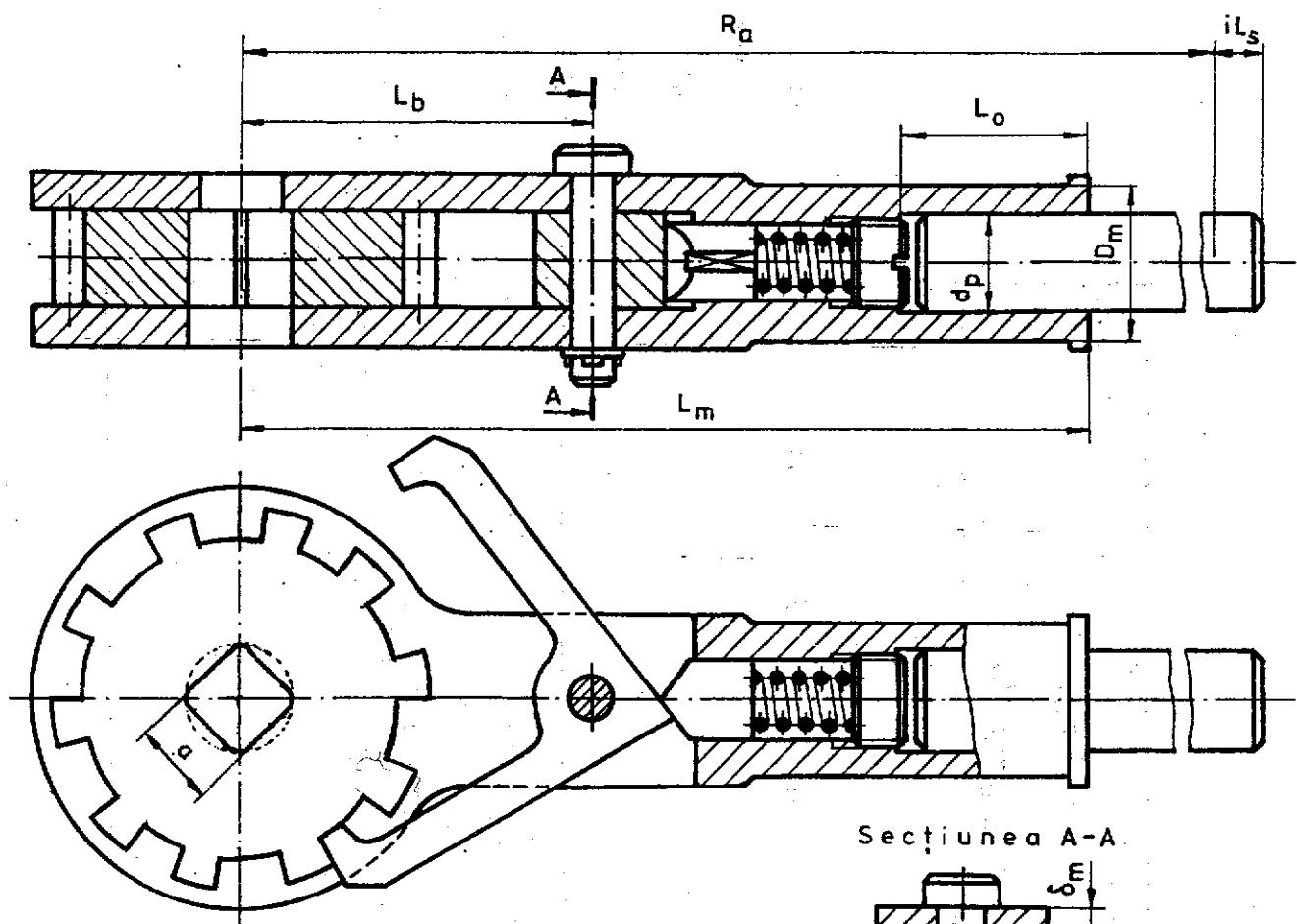


Fig. 4.3 Dispozitiv de actionare cu clicheț orizontal

Secțiunea A-A.

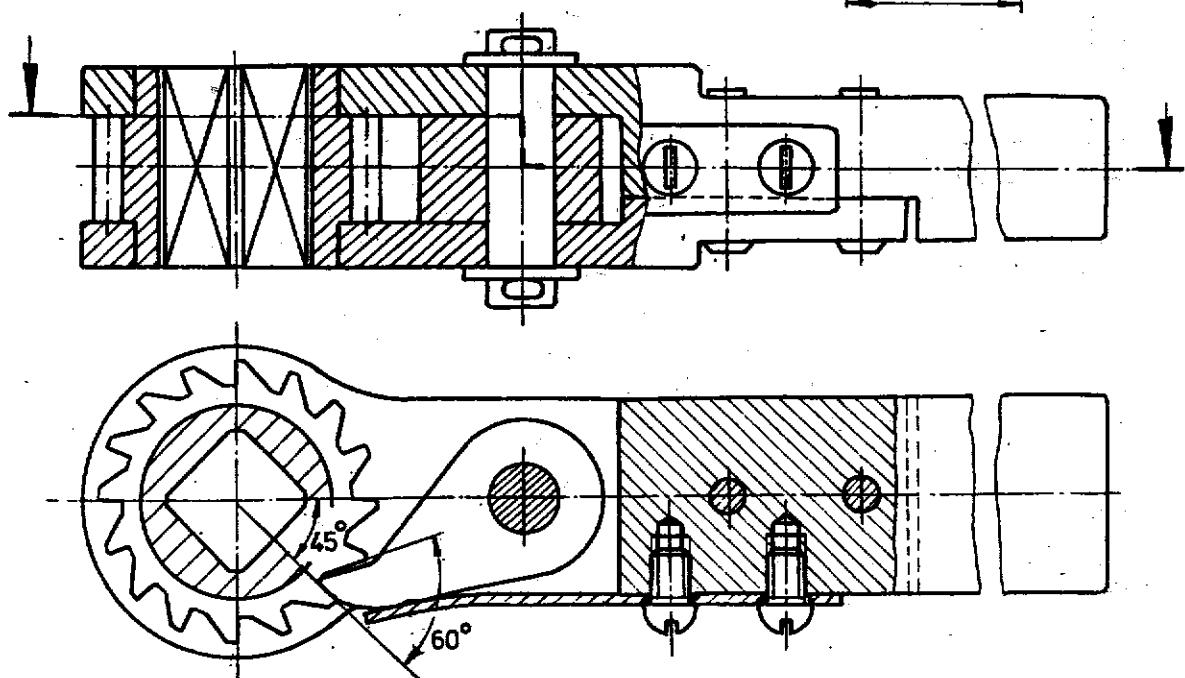
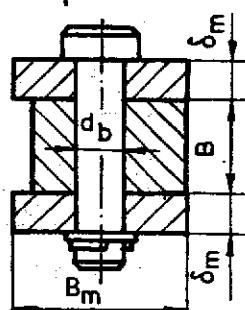


Fig. 4.4 Dispozitiv de actionare cu clicheț

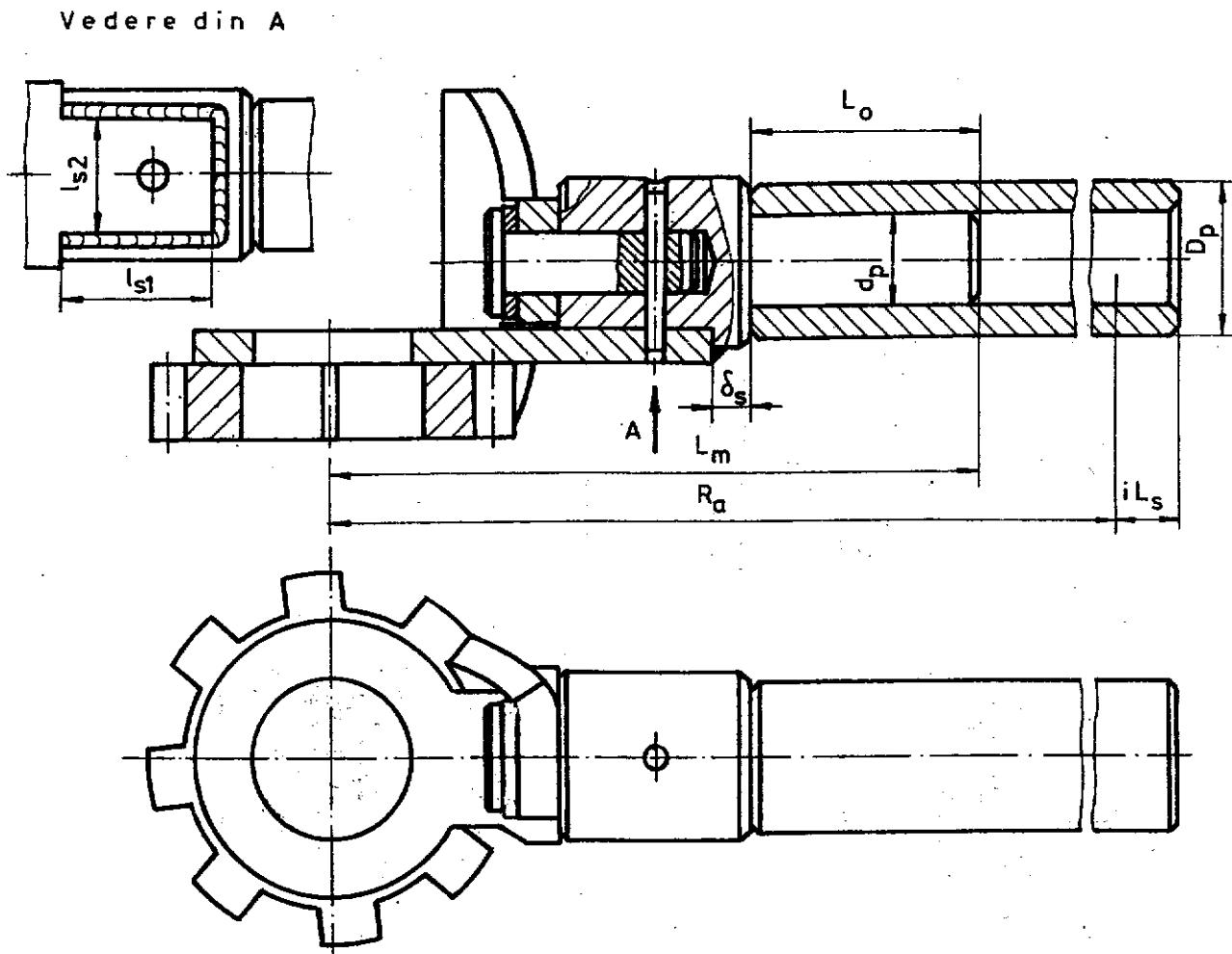


Fig. 4.5 - Dispozitiv de actionare cu clicheț vertical

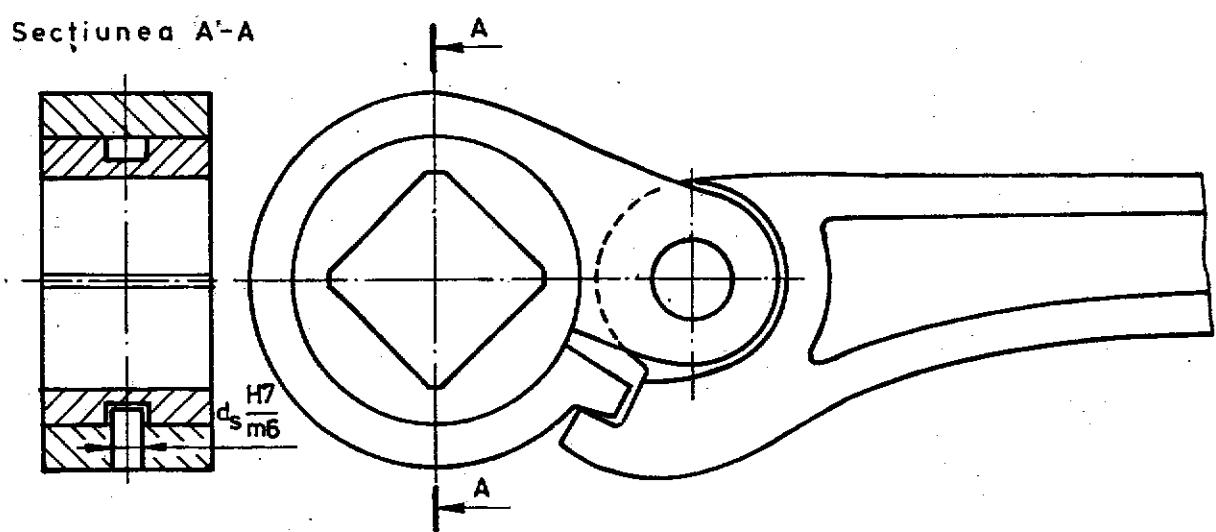


Fig. 4.6 - Dispozitiv de actionare cu element elastic

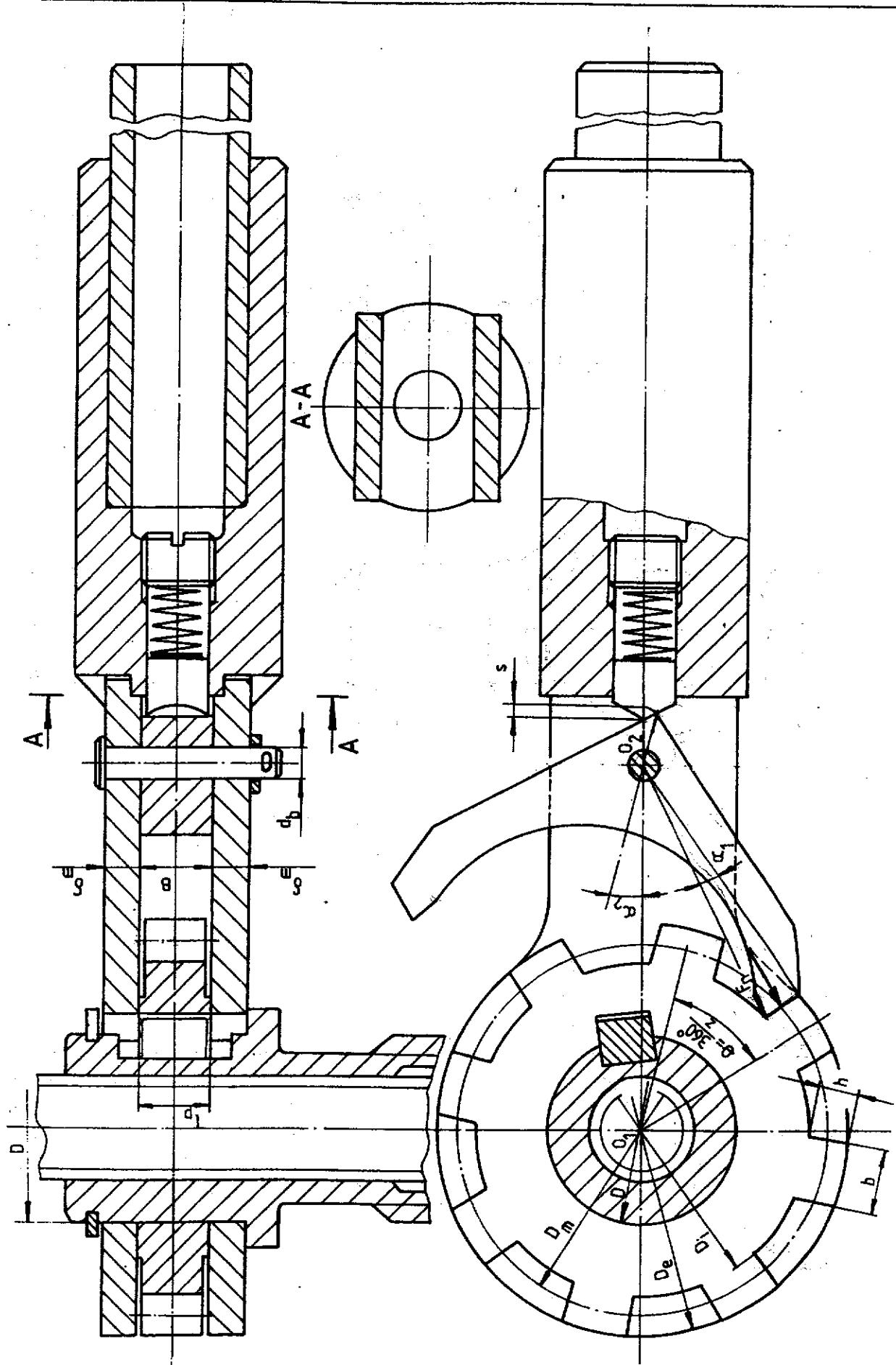


Fig. 4.7

4.2.1.1.b. Proiectarea asamblării dintre roata de clichet și elementul pe care se montează

» Se alege tipul asamblării. Mai frecvent folosite sunt asamblările cu pană paralelă și prin profile poligonale. Se pot imagina și alte soluții.

» Se proiectează asamblarea.

Asamblarea cu pană paralelă (fig. 4.2 și 4.7)

» Se stabilește diametrul D la care are loc asamblarea. Dacă roata de clichet este montată pe șurubul principal D poate fi egal cu D_c , precizat la proiectarea celui de-al doilea reazem al acestuia; pentru roata de clichet montată pe șurubul secundar $D=d'$ (d' - diametrul exterior al filetului exterior al șurubului secundar).

Este oportun ca în acest moment să se facă și o verificare a solicitărilor șurubului în zona canalului de pană (vezi diagramele de eforturi !)

» În funcție de diametrul D , se aleg din standard (Anexa A5) dimensiunile, în secțiune transversală, ale penei și ale canalelor.

» Se determină, din solicitarea de contact, lungimea de calcul necesară penei:

$$l_{cp} = \frac{4 M_{tot}}{h D \sigma_{as}} \quad (4.6)$$

unde: h - înălțimea penei;

σ_{as} - $80 \div 120$ MPa pentru oțel/oțel sau fontă.

» Se estimează lățimea minimă necesară pentru roata de clichet, în zona de asamblare cu șurubul sau piulița:

$$B_{min} \approx l_{cp} \quad (4.7)$$

Relația (4.7) are în vedere o pană formă B (fig. 4.7).

Soluția din fig. 4.2 (pană formă A) se poate folosi atunci cind gabaritul axial nu rezultă prea mare. În acest caz $B_{min} = l_p = l_{cp} + b$.

» În funcție de forma penei se determină lungimea l_p . Pentru pană formă A, $l_p = l_{cp} + b$. Dacă pană este de tipul C avem: $B_{min} = l_p = l_{cp} + b/2$

Asamblare pe profil poligonal (fig. 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 și 4.8)

» Se aleg: tipul profilului și dimensiunile în secțiune transversală. Se folosesc, de regulă, profilul pătrat și cel hexagonal. Pentru acționări prin șurubul secundar este de preferat profilul hexagonal.

Diametrul d_i al cercului inscris în profil (fig. 4.8) va trebui să asigure rezistența secțiunii respective. La cricuri, pentru acționări prin șurubul principal, trebuie avută în vedere și posibilitatea montării pîrghiei cu clichet peste capul șurubului (fără cupă). Deci în acest caz $d_{i\min} = D_c$. Pentru cricurile telescopice cu acționare prin șurubul secundar se recomandă $d_{i\min} \approx d'_3$ (d'_3 - diametrul interior al filetului exterior, al șurubului secundar).

La acționarea prin șurub a preselor, profilul pătrat sau hexagonal se poate inscrie într-un cerc cu diametrul $d_e \approx d$. Dacă semifabricatul care se folosește este hexagonal, atunci $d \approx d_i$.

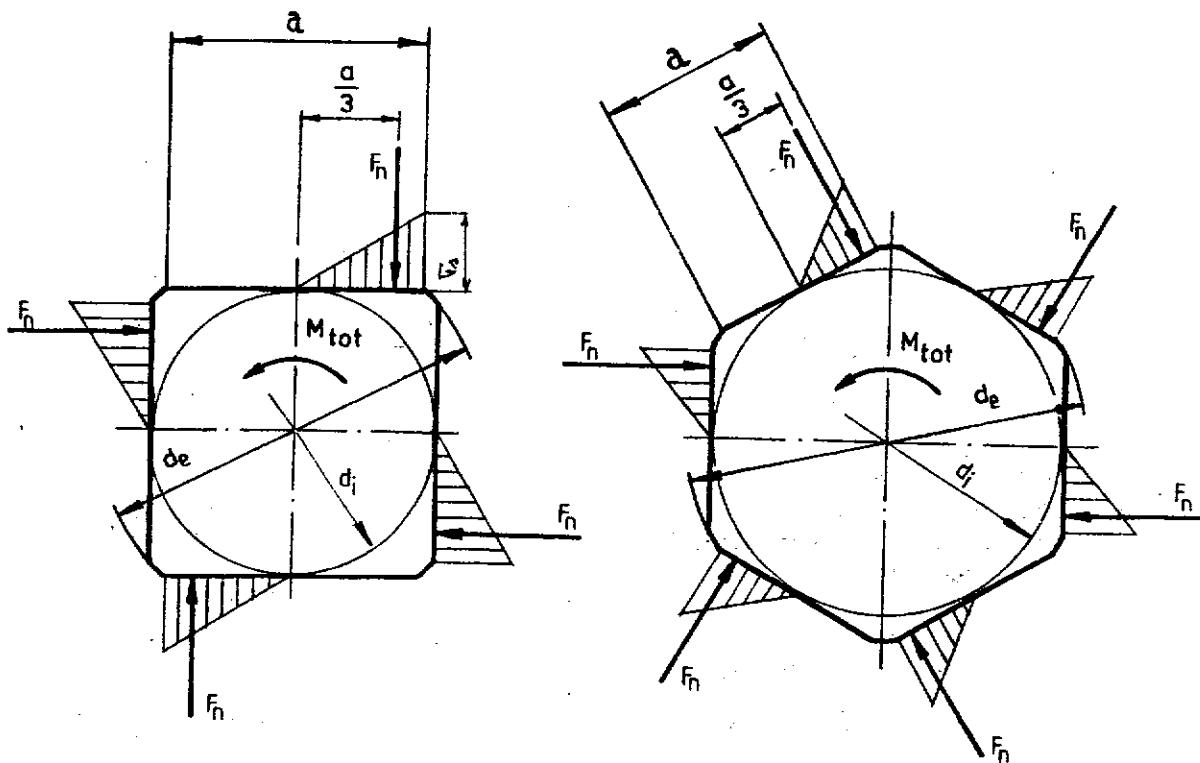


Fig. 4.8

» Se stabilește latura profilului:

$$a = d_i, \text{ pentru profilul pătrat;}$$

$$a \approx d_i \cdot \operatorname{tg} 30^\circ \text{ sau } a \approx 0,5 d_e, \text{ pentru profilul hexagonal.}$$

» Se determină, din solicitarea de contact, lățimea minimă necesară - B_{\min} . Se folosesc schemele de calcul acoperitor din fig. 4.8. Astfel:

$$F_n = \frac{M_{\text{tot}}}{n \cdot \frac{a}{3}}, \quad \sigma_s = \frac{F_n}{\frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} \cdot B}$$

de unde rezultă:

$$B_{\min \text{ nec}} = \frac{F_n}{\frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} \cdot \sigma_{ss}} = \frac{12 \cdot M_{\text{tot}}}{n \cdot a^2 \cdot \sigma_{ss}} \quad (4.8)$$

unde: n - numărul de laturi;

$$\sigma_{ss} = 80 \div 120 \text{ MPa.}$$

4.2.1.2.b. Precizarea elementelor roții în zona de contact clichet-roată de clichet

» Se alege profilul dintilor. Se pot folosi profile dreptunghiulare sau triunghiulare (ferăstrău). Se recomandă profilul dreptunghiular cu dintii având flancuri paralele.

• Dintii cu profil triunghiular (fig. 4.4) permit antrenarea intr-un singur sens. Pentru schimbarea sensului de rotatie, intregul dispozitiv trebuie scos de pe capul surubului, rotit cu 180° si apoi reintrodus pe surub.

• Profilul dreptunghiular permite o inversare mai rapidă a sensului de rotatie prin mutarea clichetului în pozitia simetrică. Împingătorul cu arc, al clichetului orizontal și forma simetrică a clichetului vertical, fac posibil acest lucru.

» Se stabilesc numărul de dinti și dimensiunile acestora

În cele ce urmează se prezintă în detaliu determinarea dimensiunilor dintilor dreptunghiulari cu flancuri paralele (fig. 4.7). În mod similar se pot proiecta și alte forme de danturi.

» Se alege diametrul interior al danturii D_i . Acesta va trebui să fie suficient de mare pentru a cuprinde asamblarea roată-șurub și pentru a asigura rezistența corpului roții. Se recomandă:

$$D_{i\min} \approx 1,5 \cdot D, \text{ pentru asamblările cu pană și}$$

$$D_i \geq d_e + (10+15) \text{ mm, pentru asamblările pe profile poligonale.}$$

» Se alege Z – numărul de dinti ai roții. Se recomandă $z = 8$ dinti pentru $D_m < 70 \text{ mm}$ iar pentru $D_m > 70 \text{ mm}$, se poate lua $z=10$. Diametrul mediu al danturii roții, D_m , nu se cunoaște încă; dacă este nevoie, se revine asupra primei alegeri făcute.

» Se calculează diametrul exterior, D_e , în ipoteza unor dinti cu înălțimea $h = 0,25 p_e$ – unde p_e este pasul pe cercul exterior:

$$D_e = D_i + 2 \cdot h = D_i + 2 \cdot 0,25 \cdot p_e = D_i + 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot D_e}{Z}$$

Rezultă:

$$D_e = \frac{D_i}{1 - 0,5 \frac{\pi}{Z}}$$

D_e astfel calculat se rotunjește la mm întregi. Se calculează apoi diametrul mediu, $D_m = (D_e + D_i) / 2$ și se revede opțiunea inițială privind Z .

» Se calculează înălțimea – h și lățimea – $b = 0,4 p_e$ în funcție de valorile finale ale diametrelor D_i , D_e și Z :

$$h = \frac{D_e - D_i}{2}; \quad b = 0,4 \cdot p_e = 0,4 \frac{\pi \cdot D_e}{Z}$$

Observație: Dacă D_i estimat anterior nu depășește 112 mm se poate încerca utilizarea unor profile dreptunghiulare standardizate pentru arbori canelați, seria mijlocie sau grea (STAS 1769-68 și 1770-68). În acest caz, toate dimensiunile în secțiune transversală (D_i , D_e , Z) se adoptă din standard.

» Se determină lățimea minimă necesară roții de clichet la contactul cu clichetul. Solicitările sunt: încovoiere și strivire (solicitarea de contact). Se neglijeează forfecarea.

► Din solicitarea de încovoiere, în ipoteza acoperitoare că forța s-ar aplica la capul dintelui, rezultă:

$$W_{\min} = \frac{B b^2}{6} = \frac{M_i}{\sigma_{ai}} = \frac{F_{ne} h}{\sigma_{ai}}$$

și

$$B_{\min} = \frac{6 F_{ne} h}{b^2 \sigma_{ai}} \quad (4.9)$$

unde $F_{ne} = \frac{2 M_{tot}}{D_e}$.

► Din solicitarea de strivire rezultă:

$$A_{nec} = h' B = \frac{F_n}{\sigma_{as}}$$

$$B_{\min} = \frac{F_n}{h' \sigma_{as}} \quad (4.10)$$

unde: $F_n = \frac{2 M_{tot}}{D_m}; \quad D_m = \frac{D_e + D_i}{2};$

h' - reprezintă înălțimea efectivă de contact (se scad raze de racordare, teșituri); dintele roții de clichet trebuie să fie teșit la cap, pentru a nu "agăța" clichetul în cursa pasivă;

$\sigma_{as} = 80 \div 120 \text{ MPa}$; pentru oțel/oțel sau fontă.

4.2.1.3.b. Proiectarea asamblării dintre clichet și manivelă (fig. 4.3 și 4.8)

Asamblarea dintre clichet și manivelă se realizează printr-o articulație, cu ajutorul unui bolt cilindric cu cap (Anexa A4).

Solicitările în zona asamblării clichet-bolt sunt: forfecarea (2 secțiuni) și strivirea.

Materialul boltului poate fi: OL50, OL60 sau OLC45.

► Diametrul boltului, d_b , se determină din solicitarea de forfecare:

$$A_{nec} = \frac{F_n}{\tau_{af}} = 2 \frac{\pi d_b^2}{4}; \quad F_n = \frac{2 M_{tot}}{D_m}; \quad \tau_{af} \approx 0,65 \sigma_{at}$$

Rezultă $d_{b\min}$. Se alege un diametru standardizat: $d_b \geq d_{b\min}$.

► Lungimea minimă de contact dintre bolt și clichet - B , se determină din solicitarea de strivire:

$$\sigma_s = \frac{F_n}{d_b B};$$

Rezultă:

$$B_{\min} = \frac{F_n}{\sigma_{as} d_b} \quad (4.11)$$

unde:

$$\sigma_{as} = 20 + 40 \text{ MPa}$$

» Lungimea minimă de contact dintre bolt și manivelă, δ_m , se determină din solicitarea de strivire. Manivela se confectionează din oțel.

$$\sigma_s = \frac{F_n}{2 \delta_m d_b} \Rightarrow \delta_m = \frac{F_n}{2 d_b \sigma_{as}} \quad (4.12)$$

În ipoteza unui contact mobil (ipoteză acoperitoare) - $\sigma_{as} = 20 + 40 \text{ MPa}$.

Dacă δ_m astfel obținut nu convine (este prea mare) se poate mări d_b . Cu noua valoare se recalculează B_{\min} (4.11) și δ_m (4.12).

Dacă δ_m s-a ales constructiv, se face o verificare la strivire.

4.2.1.4.b. Definitivarea constructivă a roții de clichet și a clichetului

» Se reprezintă grafic (la scară) în secțiune transversală, elementele deja precizate. Se recomandă următoarea ordine de lucru (fig. 4.7):

- » Se reprezintă asamblarea dintre roata de clichet și șurub sau piuliță.
- » Se trasează, cu linie subțire, cercurile de diametre D_i , D_e și D_m .
- » Se alege poziția centrului de oscilație al clichetului, O_2 , la o distanță $O_1O_2 = (0,8+1)D_m$.
- » Din O_2 se duce o tangentă la D_m ; se trasează și raza corespunzătoare.
- » Cu această rază drept axă de simetrie se construiesc dintele corespunzător; se mai reprezintă și dintele din fața lui (pasul unghiular $\theta = \frac{2\pi}{Z}$).
- » Se măsoară sau se calculează unghiul α_1 .
- » În poziția de lucru (cursa activă), axa clichetului trebuie să fie rotită cu un unghi $\alpha_2 > \alpha_1$, pentru ca în cursa pasivă clichetul să nu basculeze ("să nu se dea peste cap") în celalaltă poziție de lucru. Se va alege $\alpha_2 = \alpha_1 + (3 + 5)^\circ$. Se reprezintă axa clichetului.
- » Se reprezintă boltul de diametru d_b .
- » Se construiesc forma clichetului. Se caută o formă tehnologică și cu solicitări de încovoiere cît se poate de mici. Dacă este nevoie, se modifică puțin poziția centrului O_2 și se reia lucrul.
- » Se precizează lățimea B a dintilor roții și a clichetului. Dacă, din motive tehnologice, se dorește aceeași lățime aceasta va trebui să fie cea mai mare valoare

calculată cu relațiile (4.7) (sau (4.8)), (4.9), (4.10) și (4.11). Se pot concepe și soluții cu lățimi diferite, conform cu valorile anterior calculate.

» Se verifică solicitările clichetului. Virful (capul) clichetului este solicitat la încovoiere și forfecare iar corpul la compresiune și încovoiere. Dacă nu rezistă, se încearcă o ajustare a formei, se schimbă materialul și abia în ultimul rînd se recurge la mărirea lățimii B anterior precizată.

4.2.2.b. Proiectarea împingătorului cu arc

♦ Rol funcțional: împingătorul cu arc are rolul de a asigura refacerea rapidă și sigură a contactului dintre clichet și dinții roții.

■ Cerinte de îndeplinit: Arcul împingătorului trebuie să fie relativ "moale" (cu rigiditate mică) pentru a nu împiedica oscilațiile clichetului în cursa pasivă, atunci cînd el trebuie să treacă peste dinții roții. Altfel, în cursa pasivă clichetul ar antrena roata și ar produce deșurubarea. Rigiditatea arcului trebuie să fie mică și pentru a putea fi comutat, prin simpla apăsare cu degetul, pe poziția corespunzătoare deșurubării.

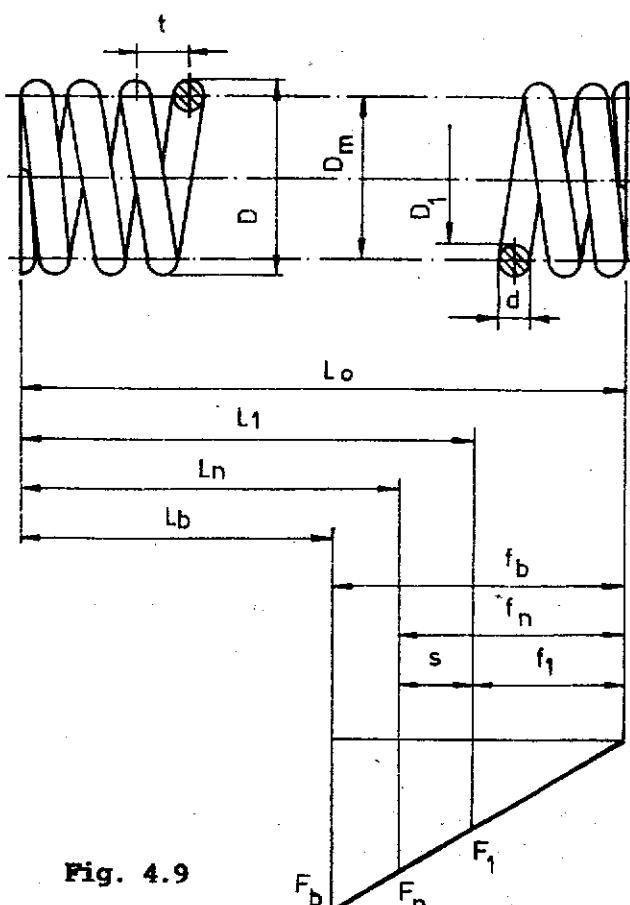


Fig. 4.9

Vor trebui determinate:

- diametrul sîrmei (standardizat),
- diametrul mediu de infășurare,
- numărul de spire,
- forța de prestringere,
- săgeata la montaj,
- forma și dimensiunile împingătorului și
- un sistem de reglare a forței din arc.

Anexa A10 prezintă dimensiunile și rigiditatea citorva arcuri elicoidale de compresiune standardizate. Dacă în această anexă se găsește un arc cu gabarit și rigiditate corespunzătoare problema este rezolvată. Dacă nu, se proiectează arcul. Se pot parcurge următorii pași de lucru:

» Prin desen se stabilește unghiul la virf al împingătorului, conform formei clichetului. Pe desen se determină cursa, s , a împingătorului (sägeata arcului în funcționare) atunci cînd clichetul este basculat pe poziția pentru deșurubare.

» Se impune săgeata la montaj:

$$f_1 = 2 + 3 \text{ mm} .$$

Rezultă deformăția maximă în funcționare:

$$f_n = f_1 + s \quad (4.13)$$

» Se impune forță maximă în funcționare:

$$F_n \approx 10 \text{ N} \quad (4.14)$$

» Se alege materialul arcului (un otel pentru arcuri, Anexa A2). Exemplu: OLC55A, 568117A STAS 795-80.

» Se calculează rigiditatea arcului care ar funcționa în aceste condiții:

$$C = \frac{F_n}{f_n} = \frac{G d^4}{8 D_m^3 n} \quad (4.15)$$

unde G - modulul de elasticitate transversal; (pentru oțel $G \approx 8,5 \cdot 10^4 \text{ MPa}$). Această rigiditate dorită trebuie obținută prin alegerea corespunzătoare a mărimilor: D_m , d , n . Aceste mărimi vor trebui să satisfacă următoarele cerințe:

- $D_m < B$; B - lățimea clichetului;
- $i = D_m/d = (4 \div 16)$; i - indicele arcului;
- tensiunile din arc $\tau_t \leq \tau_{at}$;
- n - nu prea mare din motive de gabarit.

În continuare se poate încerca următorul mod de lucru:

» Se estimează D_m ; $D_m < B$.

» Se alege i (de exemplu: $i=10$).

» Se calculează $d = \frac{D_m}{i}$; se standardizează, STAS 893-72 sîrma pentru arcuri (Anexa A2).

» Se recalculează D_m pentru d standardizat.

» Se determină numărul de spire active, n , din relația (4.15):

$$n = \frac{G d^4}{8 D_m^3 C} \quad (4.17)$$

n - se rotungește la număr întreg.

Se consideră acceptabil $n = 2 + 8$ spire. Dacă n este prea mic sau prea mare, se revine asupra alegерii lui D_m și i , iar dacă este cazul, asupra valorilor f_1 , S , F_n .

» Se recalculează rigiditatea arcului relația (4.15) cu valorile finale d , D_m , n .

» Se recalculează F_n ; $F_n = C \cdot f_n$.

» Se verifică tensiunile din arc corespunzătoare săgeții maxime:

$$\tau_t = \frac{8 K F_n D_m}{\pi d^3}; \quad K = 1 + \frac{1,6}{i}$$

Pentru oțelurile recomandate $\tau_{at} \approx 900 \text{ MPa}$ (STAS 893-80). Dacă nu rezistă, se reia calculul pînă cînd toate condițiile sunt îndeplinite.

În continuare se calculează:

» Forță de prestrîngere la montaj: $F_1 = C \cdot f_1$.

» Numărul total de spire: $n_t = n + n_x$, unde n_x - numărul spirelor de rezem: $n_x = 1,5 + 2$ pentru arc cu capete închise prelucrate.

► Pasul arcului: $t = d + \frac{f_n}{n} + j$ unde $j = 0,1 d$, jocul dintre spire în stare încărcată.

► Înălțimea arcului în stare liberă:

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

► Înălțimea arcului în stare montată:

$$H_n = H_o - f_1$$

► Diametrul exterior al arcului:

$$D_1 = D_m + d$$

► Unghiul de inclinare a spirelor:

$$\alpha_o = \arctg \frac{t}{\pi D_m}$$

► Lungimea sîrmei:

$$l = \frac{\pi D_m n_t}{\cos \alpha_o}$$

După precizarea definitivă a dimensiunilor arcului se reprezintă la scară (în amîndouă proiecțiile) arcul, împingătorul și elementul filetat care face posibilă reglarea forței din arc. Împingătorul poate avea o formă cilindrică cu teșituri pe două laturi. Ajustajul dintre împingător și manivelă trebuie să fie cu joc (el se va unge).

4.2.3.b. Proiectarea manivelei

Manivela susține roata de clichet, clichetul, bolțul și împingătorul cu arc.

Forma și dimensiunile manivelei sunt determinate de condițiile tehnologice (execuție și montaj) și de solicitările mecanice care apar.

► Se determină raza, R_a , la care trebuie aplicată forță muncitorului (vezi fig. 4.1):

$$R_a = \frac{M_{tot}}{F_m}; \quad F_m = (100-150) N \quad (\text{vezi 3.2 a})$$

► Se stabilesc construcțiv, pe desen, celelalte dimensiuni. Se justifică acest mod de lucru întrucât un mare număr de cote sunt impuse de dimensiunile elementelor deja proiectate.

Manivela poate fi dintr-o singură bucată sau cu un prelungitor montat într-un alezaj cilindric (d_p - fig. 4.3).

Corful manivelei poate fi dintr-o bucată sau din mai multe elemente asamblate. Varianta dintr-o bucată nu este tehnologică. Se prelucrează greu suprafețele interioare de rezemare pentru roată și clichet. Astfel pare mai rațional ca manivela să se construiască din două plăci plane (între care se plasează roata și clichetul) asamblate cu corful prin sudură (fig. 4.7), nituri sau șuruburi.

► Se stabilesc materialele elementelor componente.

După definitivarea constructivă, prin desen, se face verificarea solicitărilor mecanice în secțiunile periculoase.

» Dacă diametrul prelungitorului, d_p , a fost precizat constructiv, el trebuie verificat la încovoiere în secțiunea de încastrare în corpul manivelei:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} ; \quad M_i = F_m(R_a - L_m)$$

L_m - din desen (Fig. 4.3)

Față de limita de curgere, se recomandă un coeficient de siguranță:

$$C = \frac{\sigma_c}{\sigma_i} > C_a = 2 + 3. \text{ Dacă } C < C_a, \text{ se schimbă materialul sau se măreste } d_p.$$

» Construcția manivelei propriu-zise evidențiază, de regulă, două secțiuni periculoase (A-A și B-B, fig. 4.7). Se verifică la încovoiere și aceste secțiuni periculoase.

» În varianta construcției corpului manivelei din mai multe elemente asamblate, este necesară și verificarea acestei asamblări. Ea trebuie să transmită un moment. În calcule acest moment se va înlocui printr-un cuplu de forțe cu efect echivalent. Cu aceste forțe se verifică imbinarea propriu-zisă (sudată, nituită sau cu suruburi) [12].

5. PROIECTAREA SISTEMULUI DE PRELUARE-TRANSMITERE A FORȚEI DE CĂTRE PIULITĂ

În mare parte majoritatea sistemelor care fac obiectul îndrumarului, piulița este plasată în fluxul de forță între șurub și corpul ansamblului. Astfel, piulița preia sarcina de la șurub, prin intermediul spirelor filetelor, și o transmite corpului ansamblului. Este posibilă și situația inversă cînd sarcina este preluată de piuliță și transmisă apoi șurubului (ex. menghinele, cricul auto etc.).

Cupla șurub-piuliță a fost proiectată. În continuare trebuie proiectat corpul piuliței și cel de-al doilea reazem. Acest al doilea reazem este de cele mai multe ori un reazem fix, dar poate fi și cu mișcare relativă - deci lagăr axial - atunci cînd piulița este rotitoare.

În continuare se prezintă un mod posibil de abordare pentru cîteva din soluțiile mai frecvent întâlnite.

Observație: Piulița, ca element distinct, poate lipsi din structura unor dispozitive simple. Funcția piuliței este preluată de "corp", care conține filetul interior. Din motive didactice se recomandă proiectarea unor sisteme cu piuliță distinctă.

a. PIULITĂ REZEMATĂ FIX

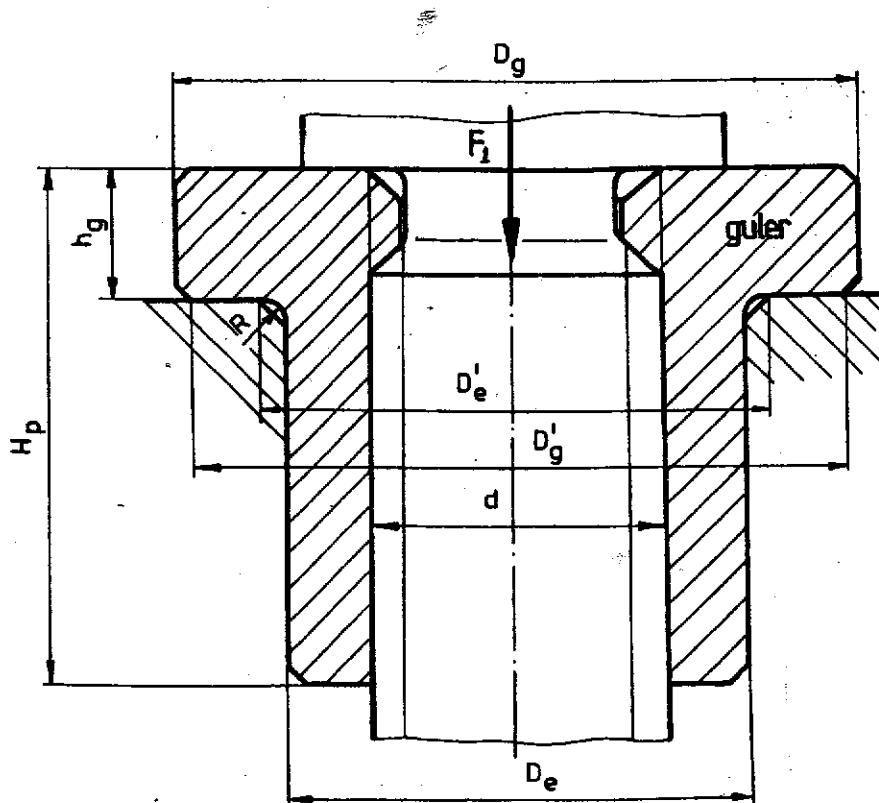


Fig. 5.1

Fig. 5.1 prezintă forma ușuală a unei piulițe nerotitoare. Această piuliță are un guler care va fi astfel plasat, încît să realizeze transmiterea prin formă a forței la elementul pe care se face rezemarea asigurînd astfel și o mai bună repartiție a sarcinii

pe spire față de varianta fără guler [12].

În această fază a proiectării se cunosc d și H_p . Trebuie determinate: D_e , D_g și h_g .

5.1.a PRECIZAREA SOLICITĂRIILOR

► Corpul piuliței este solicitat la tracțiune ($F_2 = F_1 = F$) și răsucire ($M_{12} = M_{21}$), conform diagramelor de eforturi (§ 2.1.1). Din această solicitare se va determina diametrul exterior al corpului, D_e .

► Suprafața inelară de contact pe care se face rezemarea este solicitată la strivire. Din această solicitare se poate determina diametrul gulerului, D_g (D'_g).

► Gulerul piuliței este solicitat la încovoiere (și forfecare). Pe baza acestei solicitări se poate determina înălțimea gulerului, h_g .

Observație: Dimensiunile necunoscute ale piuliței se pot preciza și constructiv - prin desen. În acest caz se vor face verificări ale solicitărilor corespunzătoare.

5.2.a DIMENSIONAREA PIULITEI (Variantă)

► D_e - se poate determina dintr-o predimensionare la tracțiune cu o forță de calcul $F_c = \gamma \cdot F$ ($\gamma \approx 1,3$), majorată pentru a considera și efectul răsucirii:

$$A_{\min} = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_4^2) = \frac{F_c}{\sigma_{at}} \quad \text{Rezultă:}$$

$$D_{e\min} = \sqrt{\frac{4 \gamma F}{\pi \sigma_{at}}} + D_4^2 \quad (5.1)$$

unde: - D_4 - diametrul exterior al filetului interior. Pentru filetul ferăstrău $D_4 \equiv D$.

- pentru fontă sau bronz $\sigma_{at} = \frac{\sigma_r}{C_r}$; $C_r = 5 \div 6$.

Pentru mai multă siguranță această predimensionare poate fi urmată de o verificare la solicitare compusă: tracțiune și răsucire.

► D_g - se poate dimensiona pe baza solicitării de contact dintre piuliță și corp:

$$A_{\min} = \frac{\pi}{4} (D_g'^2 - D_e'^2) = \frac{F}{\sigma_{as}}$$

Rezultă $D_g'^{\min}$ și corespunzător D_g :

$$D_g'^{\min} = \sqrt{D_e'^2 + \frac{4 F}{\pi \sigma_{as}}} \quad (5.2)$$

unde: - D_e' , D_g' - sunt valorile corectate ale diametrelor, pentru considerarea prezenței teșiturilor;

- $\sigma_{as} = 80 \div 120 \text{ MPa}$ pentru contact fix fontă/fontă sau oțel/fontă.

► h_g - se poate dimensiona din solicitarea de încovoiere a gulerului piuliței (se negligează forfecarea). Utilizând un model fizic similar celui de la studiul

solicitărilor spirei filetului se poate scrie:

$$W_{\min} = \frac{\pi D_e h_g^2}{6} = \frac{F \cdot \frac{D_g - D_e}{4}}{\sigma_{ai}} \quad (5.3)$$

Rezultă $h_g \geq \min$. Pentru fontă sau bronz se poate lucra cu $\sigma_{ai} = \frac{\sigma_r}{C_r}$, $C_r \approx 5$.

Observații:

1) Dimensiunile calculate mai sus constituie valorile minime necesare din punctul de vedere al solicitărilor mecanice, pentru care au și fost notate $D_{e\min}$, $D_{g\min}$ și $h_{g\min}$. La nevoie, ele se pot mări atât cât este necesar.

2) O altă variantă de lucru era de a adopta constructiv mărările D_g și h_g și de a le verifica la solicitările de mai sus. De exemplu:

$$D_g = (1,3 + 1,5) D_e; \quad h_g = (0,2 + 0,25) H_p \quad (5.4)$$

5.3.a PPROIECTAREA SISTEMULUI DE BLOCARE A PIULITEI

În sistemele cu piuliță nerotitoare, acționarea se face prin șurub care execută o mișcare de rotație. Momentul de însurubare M_{12} trebuie să rotească piuliță. Tendinței de rotire î se opune frecarea dintre piuliță și corp. Dacă această frecare nu este suficientă se pot folosi și sisteme de blocare prin formă. În sinteză - se pot întâlni următoarele situații:

- Ajustaj intermedian H7/j6 sau M7/k6 între piuliță și corp.

În acest caz, în mod acoperitor, se va considera numai frecarea pe gulerul piuliței. Se estimează momentul de frecare între piuliță și corp:

$$M_f = \mu \cdot F \cdot R_o \quad (5.5)$$

unde: - $R_o = \frac{1}{3} \frac{D_g^{1/3} - D_e^{1/3}}{D_g^{1/2} - D_e^{1/2}}$ (raza de frecare);

- $\mu = 0,08 + 0,1$ (valori acoperitoare).

Dacă $M_f < M_{12}$ nu se produce blocarea piuliței prin frecare și este necesar un sistem suplimentar de asigurare prin formă. Fig. 5.2 prezintă cîteva soluții posibile. Elementul de asigurare - șift sau șurub - se va verifica pentru solicitările produse de diferență ($M_{12} - M_f$). Uneori sistemul de blocare poate impune mărirea dimensiunilor D_e , D_g .

Observație: De cele mai multe ori sistemul de blocare prin formă se folosește chiar și atunci cînd, teoretic, frecarea este suficientă pentru a împiedica rotirea.

- Ajustaj cu strîngere între piuliță și corp.

Această soluție trebuie să realizeze blocarea prin frecare a piuliței. Deși foarte simplă constructiv ea prezintă dezavantajul că la strîngeri mari ale unor piulițe elastice, deformațiile interiorului piuliței, deci ale filetului interior, sunt atât de mari încît anulează jocul dintre spire și împiedică mișcarea relativă șurub-piuliță. Ideal ar fi ca filetarea să se realizeze după presarea piuliței în corp. Această situație nu este întotdeauna posibilă și pune problema fixării piuliței în corp în

în timpul filetării, fixare ce presupune probabil o asigurare prin formă. Cum momentul de preluat ($M_{12} - M_f$) nu este foarte mare în raport cu dimensiunile - rezultă că "asigurarea" prin formă (cu șifturi, suruburi etc.) poate transmite singură momentul și deci nu se justifică o strângere mare. Dacă totuși se optează pentru un ajustaj cu strângere mare ($H7/s7$, $H7/u6$ etc.) se recomandă să se calculeze deformările filetelui interior [12]. Toleranțele filetelor se vor corela apoi cu aceste deformări. Se atrage totodată atenția că solicitările determinate de ajustajul cu strângere se suprapun peste celelalte solicitări ale piuliței!

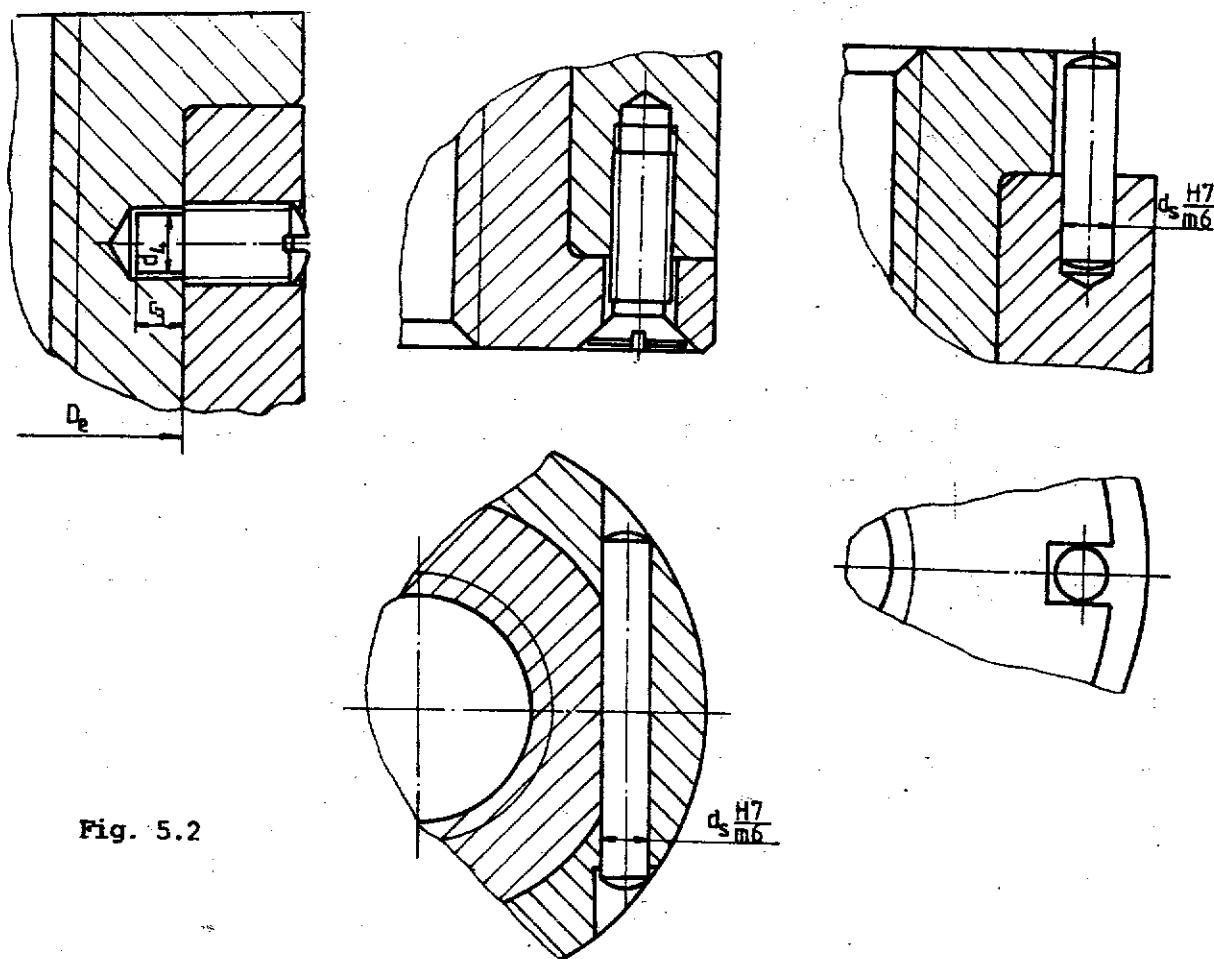


Fig. 5.2

b. PIULITE ROTITOARE

Piulițe rotitoare se pot întâlni atât în construcția cricurilor cât și a preselor. Deși nu sunt diferențe mari în modul de abordare aceste piulițe se prezintă totuși distinct.

bl. PIULITĂ ROTITOARE DE CRIC

Ca exemplu se prezintă piuliță rotitoare (fig. 5.3) a cricului din fig. A12.3. Piulița preia sarcina de la șurub prin intermediul spirelor în contact. Cupla șurub-piuliță a fost proiectată astfel că se cunosc: înălțimea H_p și dimensiunile celor două filete. Sarcina se transmite către corpul cricului printr-un rulment axial. La nevoie se poate folosi și un lagăr axial de alunecare (de exemplu, în cazul unor sarcini care se aplică prin soc), caz în care randamentul ansamblului va fi mai mic decât în varianta cu rulment. La partea superioară se găsesc dinții de clichet care folosesc pentru acționarea piuliței prin intermediul unui mecanism cu clichet. Deci, în această soluție,

roata de clichet este integrată în corpul piuliței. Asigurarea piuliței în timpul transportului se face prin șurubul lateral.

5.1.bl PRECIZAREA SOLICITĂRIILOR

Corpul piuliței este solicitat la compresiune și răsucire conform diagramelor de eforturi din fig. 2.7.

Solicitările spirelor au fost considerate în proiectarea cuplei șurub-piuliță.

Dacă în locul rulmentului se folosește un lagăr axial de alunecare, solicitarea determinantă pentru dimensiunile suprafetei de reazem este strivirea ($\sigma_{as} = 20 \div 40$ MPa, pentru fontă sau otel/fontă antifricțiune sau otel/bronz).

5.2.bl DIMENSIONAREA PIULITĂI

Se propune următorul mod de lucru: ➤ Se caută un rulment axial (Anexa A6 sau [16]) care să îndeplinească simultan condițiile:

- $C_o \geq F$ și
- $D_1 > d$,

unde: - C_o este capacitatea statică de încărcare a rulmentului;

- $F=F_1=F_2$ este încărcarea

- D_1 - diametrul interior al rulmentului (D_{1r} notat în fig. 5.3);

- d - diametrul exterior al filetului.

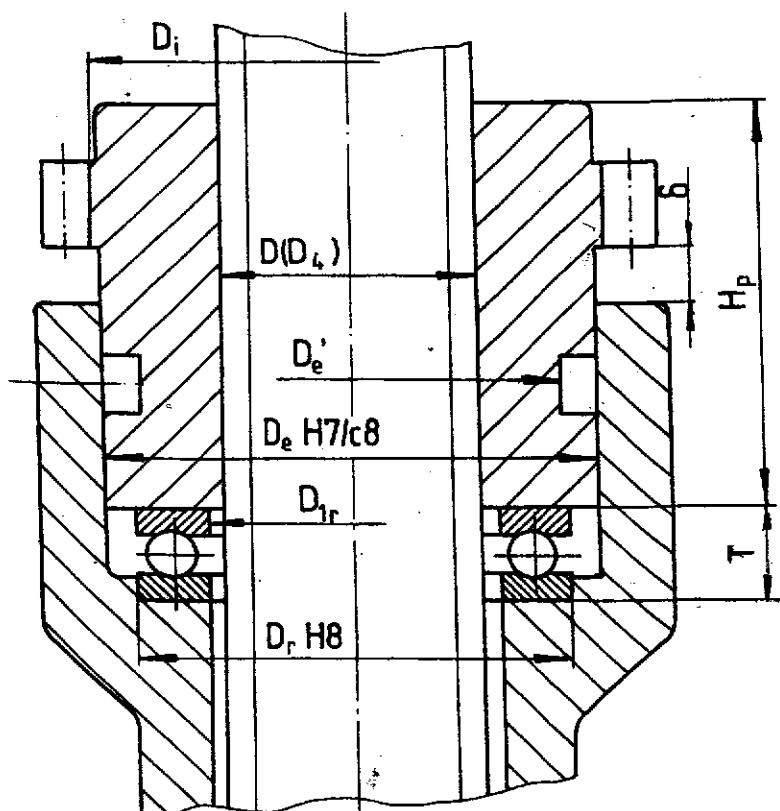


Fig. 5.3

➤ Se determină diametrul exterior minim necesar - $D_{e\min}$
- prin predimensionare la compresiune cu o forță de calcul majorată pentru a considera și efectul răsucirii. - relația (5.1) cu σ_{ac} în loc de σ_{at} -
Se consideră acest calcul acoperitor și suficient. Situația reală a solicitării corpului piuliței, determinată de repartiția sarcinii pe spirele în contact și de poziția dinților de clichet nu se poate determina cu mijloacele obișnuite al calculelor de proiectare.

Diametrul exterior D_e , se alege mai mare decât diametrul exterior al rulmentului (D_r în fig. 5.3) și decât $D_{e\min}$ calculat anterior.

Atenție la canalul pentru șurubul de fixare! Pentru siguranță $D'_e \geq D_{e\min}$. montaj în acest canal se introduce usoare.

➤ Se estimează momentul de frecare în lagărul axial:

► în cazul unui rulment:

$$M_f = M_{32} = \mu \cdot F \cdot \frac{D_m}{2} \quad (5.6)$$

unde: - $D_m = (D+d)/2$, (fig. A6.1, Anexa A6)
- $\mu = 0,008 \div 0,01$.

► în cazul unui lagăr cu alunecare:

$$M_f = M_{32} = \mu \cdot F \cdot R_0 \quad (5.7)$$

unde: R_0 - raza de frecare - vezi și rel. (5.5) -
($\mu \approx 0,15$)

Definitivarea constructivă a acestei piulițe nu poate avea loc decât după proiectarea sistemului de acționare ale cărui dimensiuni vor trebui adaptate la cele anterior determinate.

b2. PIULITĂ ROTITOARE DE PRESĂ

Ca exemplu se prezintă piuliță rotitoare (fig. 5.4) a presei din fig. A12.20 și A12.21. Piulița primește sarcina de la șurub prin intermediul spirelor în contact. Cupla șurub-piuliță a fost proiectată.

► Se determină H_p - înălțimea filetului piuliței

$$H_p = z \cdot p + f_2 \quad (5.8)$$

sau

$$H_p = z \cdot p + \Delta \quad (5.9)$$

unde: - f_2 - înălțimea degajării filetului șurubului;

- Δ - consideră teșiturile filetului piuliței;

Termenul f_2 în relația (5.8) consideră situația contactului din poziția limită superioară a șurubului. Dacă H_p astfel calculat, depășeste 10 spire, se elimină termenul f_2 și se păstrează doar 10 spire (se consideră că prin durata scurtă în timp, situația limită de mai sus nu este semnificativă pentru uzare).

Relația (5.9) are în vedere poziția normală de funcționare, cind degajarea șurubului nu mai este în dreptul piuliței.

Piuliță rotitoare transmite sarcina către corp prin intermediul unui lagăr axial cu alunecare (fig. A12.20, Anexa A12) sau printr-un rulment axial (fig. 5.4 și A13.21). Prin momentul de însurubare M_{21} , piulița trebuie să rotească șurubul, care execută mișcarea de translație. Blocarea se face prin frecare și/sau prin formă.

Soluția analizată (fig. 5.4) folosește ca sistem de siguranță contra rotirii o asamblare cu pană paralelă. Pană alunecă într-un canal dintr-o flanșă asamblată cu șuruburi pe corpul presei.

5.1.b2 PPRECIZAREA SOLICITĂRIILOR SI A CELORLALTE CERINȚE DE ÎNDEPLINIT

Dimensiunile și forma acestei piulițe, relativ complexe, vor trebui să satisfacă următoarele cerințe:

- asigurarea numărului minim de spire în contact cu șurubul (§ 2.1.6);

- posibilitatea realizării cursei înscrise în tema proiectului. Pentru soluția din fig. 5.4 cursa maximă este H .
- siguranța în funcționare a lagărului axial (cel de-al doilea reazem) prin care se transmite sarcina către corp;
- rezistența la solicitări mecanice a corpului piulitei;
- dimensiunile suprafețelor exterioare trebuie totodată să fie corelate cu dimensiunile sistemului de acționare (în fig. 5.4 - roată de manevră, STAS 2723-81) și ale corpului presei.
- o bună centrare și un ajustaj cu joc în corpul presei (față de care, în funcționare, există mișcare relativă).
- tehnologicitate.
- economicitate.

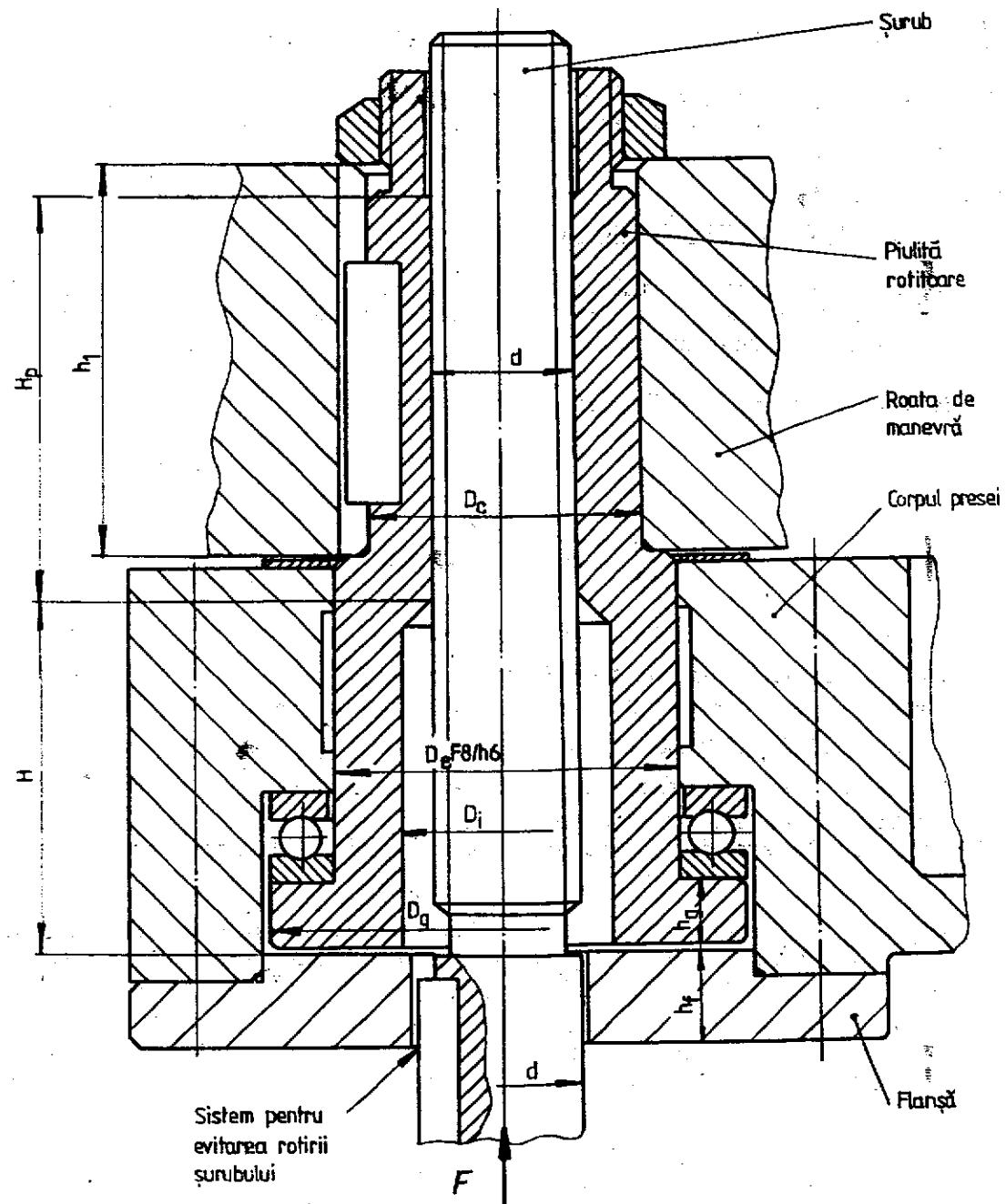


Fig. 5.4

5.2.b2 DIMENSIONAREA PIULITEI

Proiectarea începe de la interior către exterior. Se recomandă, pe cît posibil, ca această etapă să se realizeze simultan și prin desen. Dimensiunile impuse, la interior, sunt: d (mărimea filetului), H_p și H (cursa de realizat).

► Diametrul interior minim, al suprafetei nefiletate, trebuie să asigure deplasarea nestingherită a penei de blocare. Deci se stabilește diametrul șurubului în portiunea nefiletată și se alege pana standardizată, fixată prin șuruburi (Anexa A5):

$$\frac{D_{i\min}}{2} = \frac{d}{2} + t_2; \text{ unde } t_2 \text{ este adâncimea canalului de pană din butuc.}$$

Se stabilește $D_i \rightarrow D_i = D_{i\min} + (1+3) \text{ mm.}$

► Se determină D_c - diametrul suprafetei exterioare în zona de asamblare cu sistemul de acționare (roată de manevră, în exemplul care se prezintă). Solicitările pe acest tronson sunt: *tracțiune și răsucire* (vezi diagramele de eforturi din fig. 2.15). Se poate considera acoperitoare o dimensionare la *tracțiune* cu o forță de calcul majorată pentru a considera și *răsucirea* - relația (5.1) cu D_c în loc de D_e . Rezultă $D_{c\min}$. Din standardul de roți de manevră (Anexa A7) se alege o roată de manevră având diametrul de montaj $d \equiv D_c \geq D_{c\min}$.

► Se precizează $D_{e\min}$. $D_e > D_c$ pentru a asigura o suprafață de rezemare a roții de manevră. Se stabilește un $D_{e\min}$ astfel încât grosimea piuliței să rămână aproximativ aceeași cu cea din portiunea cu roata de manevră. Această opțiune face inutile calculele de verificare întrucât solicitarea - pe tronsonul nefiletat - este mai mică și secțiunea mai mare decit în zona de deasupra.

Observație: Dacă se utilizează un rulment axial, D_e , trebuie să aibă o valoare multiplu de 5, pentru a corespunde cu diametrul interior al rulmentului.

► Se proiectează cel de-al doilea reazem al piuliței - lagărul axial.

Varianta cu rulment.

► Se caută un rulment axial (Anexa A6 sau [16]) care să indeplinească simultan condițiile:

- $C_o \geq F$ și
- $d \geq D_{e\min}$

; unde: C_o este capacitatea statică de încărcare a rulmentului;

$F=F_1=F_2$ este încărcarea.

► Se definitivează astfel mărimea D_e . Diametrul D_g - al gulerului - se ia egal cu diametrul exterior al rulmentului $D_g = D$. Se notează datele despre rulment.

Varianta cu lagăr axial de alunecare

Se consideră $D_e = D_{e\min}$ precizat anterior și se determină D_g din solicitarea de contact:

$$A_{\min} = \frac{\pi}{4} (D_g'^2 - D_e'^2) = \frac{F}{\sigma_{as}}. \text{ Rezultă } D_{g\min}.$$

$\sigma_{as} = 20 + 40$; Ol/Fc sau Fc/Fc, viteză mică și frecare limită.

D_g' și D_e' - reprezintă dimensiunile corectate ale celor două diametre pentru a considera prezența teșiturii și a razei de racordare (v. fig. 5.1).

» Se determină h_g . Pe înălțimea gulerului, piulița este solicitată la încovoiere și forfecare. h_g se poate determina din solicitarea de încovoiere, pe baza unor tensiuni admisibile σ_{ai} acoperitoare. Astfel, pe modelul grindă încastrată:

$$W_{\min} = \frac{\pi D_e h_g^2}{6} = \frac{M_i}{\sigma_{ai}} ; \quad M_i = F \cdot \frac{D_g - D_e}{4} \quad (5.10)$$

Rezultă $h_g \min$ care se rotunjește la o mărime normală.

O altă variantă de lucru este aceea de a adopta constructiv h_g . De exemplu $h_g = (0,2 + 0,25) H_p$ sau, și mai bine, faceți această acțiune "la ochi" - prin desen. Urmează verificarea la solicitare compusă: încovoiere și forfecare.

» Se estimează momentul de frecare în lagărul axial cu relația (5.6) sau (5.7).

Definitivarea constructivă a acestei piulițe - deja destul de bine conturată - se poate face o dată cu proiectarea sistemului de acționare și a corpului, inclusiv a sistemului de blocare contra rotirii.

Observații:

1) Poziția, în algoritmul de proiectare, a capitolului privind proiectarea sistemului de împiedicare a rotirii șurubului este discutabilă! Acest sistem aparține șurubului și corpului iar în exemplul de mai sus, are implicații și asupra dimensiunilor piuliței (vezi problema cursei - H).

2) Pentru sistemul de blocare din fig. 5.4, înălțimea h_f a flansei cu canalul de pană se determină din solicitarea de strivire. Se face ipoteza că momentul care solicită asamblarea este $M_t = 0,5 M_{12}$ ($M_{12} = M_{21}$ momentul de însurubare). Se poate adopta $\sigma_{as} = 20 + 40 \text{ MPa}$ - contactul fiind mobil!

C. PIULITA CRICULUI AUTO, CU PÎRGHII

Figura 5.5 prezintă piulița cricului cu pîrghii - DACIA (vezi fig. A12.9).

Piulița primește sarcina de la pîrghii prin intermediul a două fusuri laterale și o transmite apoi șurubului prin contactul spirelor.

5.1.c. PRECIZAREA SOLICITĂRIILOR

Capitolul 1 prezintă un sumar studiu cinetostatic al cricului cu pîrghii. Forțele care acționează pe elementele mecanismului sunt variabile, funcție de unghiul α . Valoarea maximă a forțelor care acționează asupra pîrghiilor 6, cît și asupra piuliței și șurubului cricului se atinge în poziția cea mai de jos a cricului - pentru α_{\min} .

Cupla șurub-piuliță a fost proiectată pentru o forță:

$$F_{i \max} = F \cdot C t g \alpha_{\min}$$

S-au determinat: mărimea filetelui și numărul minim de spire în contact Z . Rezultă:

$$H_p = Z \cdot p + \Delta$$

unde: H_p - înălțimea piuliței, iar Δ - estimează teșiturile filetelui piuliței.

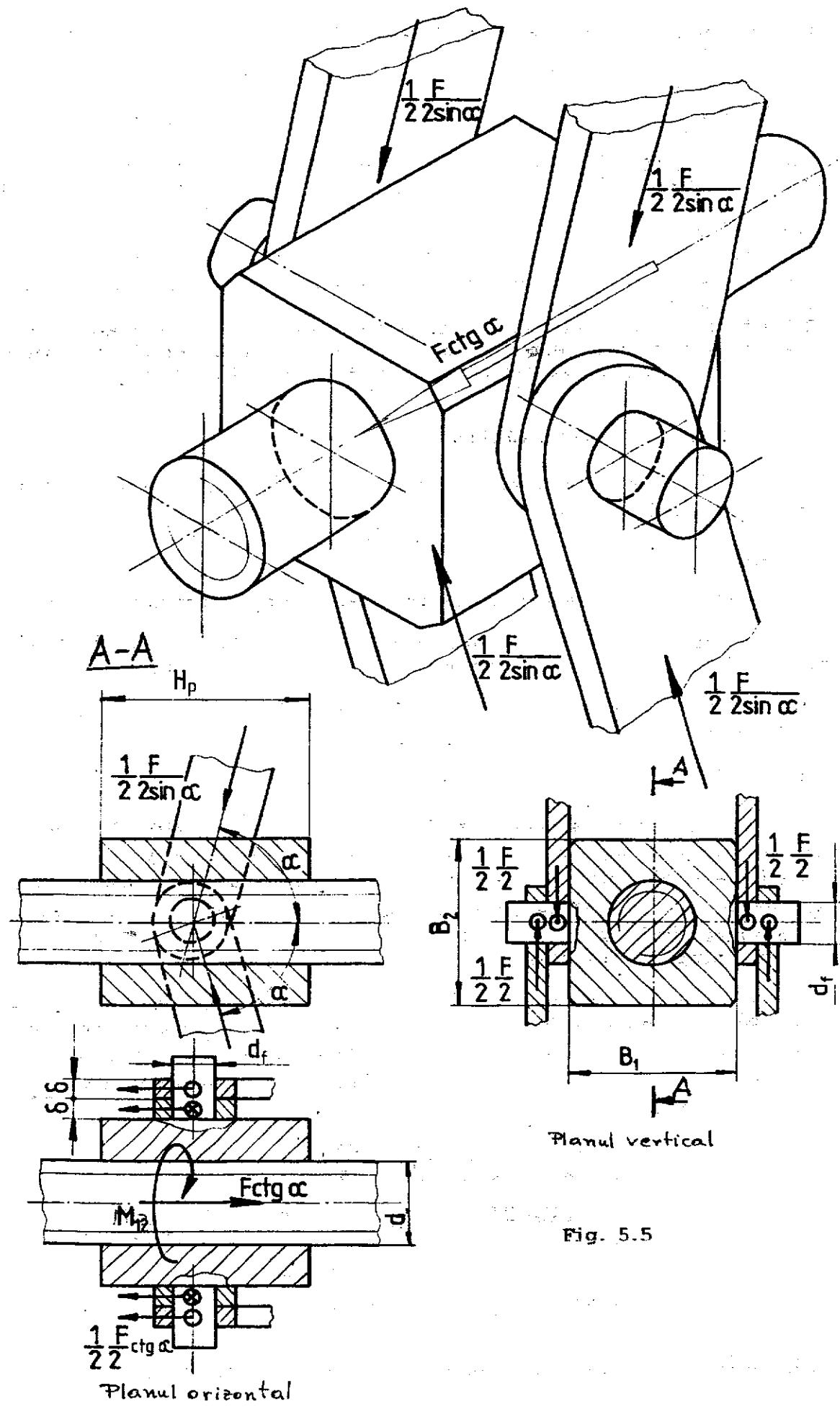


Fig. 5.5

Fusurile piuliței sunt solicitate la încovoiere, forfecare și strivire de către forțele $\frac{1}{2} \frac{F}{2 \sin \alpha}$ și de către forțe provenite ca reacție la tendința de rotație a piuliței cu momentul de însurubare M_{12} .

Solicitarea corpușului piuliței este mai complexă. Pe portiunea din dreapta, pînă în fus, piulița trebuie să fie întinsă, în timp ce pe restul lungimii apare tendință de comprimare. Forțele aplicate pe fusuri produc o puternică solicitare de încovoiere în planul vertical (A-A).

Răsucirea dată de momentul de însurubare M_{12} și efectele de concentrare a tensiunilor, determinate de prezența filetului și a zonelor de încastrare a fusurilor, complică și mai mult problema.

Evident, o abordare în cadrul rezistenței materialelor, nu poate fi de mare încredere. Modelarea prin elemente finite poate soluționa mai bine problema - dar nu mai simplu, căci intervine problema neliniară a contactului dintre spire.

5.2.c. DIMENSIONAREA PIULITEI

Trebuie precizate următoarele cote: B_1 , B_2 , d_f și δ . Problema poate fi soluționată pe mai multe căi.

Varianta 1.

» Toate dimensiunile necunoscute se precizează în mod constructiv, prin desen.

» Se fac apoi verificări ale tuturor solicitărilor de mai sus. În funcție de rezultate, dacă este nevoie, se revine asupra valorilor inițial alese.

Atenție! Materialul piuliței a fost ales (§ 2.1). Dacă este nevoie se revine asupra alegerii făcute.

Varianta 2

» Se dimensionează fusurile. Trebuie determinate d_f - diametrul fusului și lungimea lui (implicit δ). Ca solicitări se consideră strivirea și încovoierea (se neglijeză forfecarea). Întrucât este greoi să se lucreze cu două necunoscute d_f și δ , se alege una din ele și apoi se determină cealaltă. De exemplu, se poate alege δ - grosimea pîrghiei ($\delta = 3, 4, 5, 6 \dots mm$).

Atenție, pîrghiile pot flamba!

» În continuare, diametrul fusului se poate dimensiona din solicitarea de încovoiere. Folosind schema de forțe din figura 5.5 se pot scrie momentele încovoietoare din zona de încastrare a fusului, date de forțele din planul vertical (M_{IV}) și orizontal (M_{IH}). Calculele se fac pentru poziția limită inferioară, $\alpha = \alpha_{min}$, cînd solicitările sunt maxime.

$$M_{IV} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{3\delta}{2} - \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{\delta}{2} = \frac{F \cdot \delta}{4}$$

$$M_{IH} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{2} \cdot ctg \alpha \cdot \frac{3\delta}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{2} \cdot ctg \alpha \cdot \frac{\delta}{2} = \frac{F \cdot \delta}{2} \cdot ctg \alpha \quad (5.11)$$

$$M_i = \sqrt{M_{IV}^2 + M_{IH}^2}; \quad W_{nec} = \frac{M_i}{\sigma_{ai}} = \frac{\pi d_f^3}{32}; \quad \Rightarrow \quad d_f.$$

» În final se face verificarea la strivire între pîrghie și fus:

$$\sigma_s = \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{2 \sin \alpha} \quad (5.12)$$

Deși există mișcare relativă între pîrghie și fus, vitezele sunt foarte mici astfel că se poate lucra cu $\sigma_{as} = (20+40) MPa$ pentru OL/OL sau OL/FC (aceste articulații se vorunge și, evident, ajustajele vor fi cu joc).

Dacă dimensiunile anterior determinate nu satisfac cerințele, se fac modificări și se reiau calculele de verificare.

» Se dimensionează corpul piulitei. Dacă încastrarea fusurilor în corpul piulitei este rigidă (se poate vorbi și de "încastrare elastică"!), momentele date de forțele aplicate pe fusuri se transmit corpului piulitei și acesta va fi solicitat la încovoiere. Secțiunea periculoasă este cea din planul A-A.

Necunoscutele problemei sunt cotele B_1 și B_2 . Ele se pot lua egale, dar, nu obligatoriu.

O variantă aproximativă de dimensionare a piulitei poate fi următoarea:

» B_1 se adoptă constructiv ($B_{1\min} = 2d$, d - diametrul filetului: Faceți corelația și cu dimensiunile celui de-al doilea reazem al șurubului).

» B_2 se determină din solicitarea de încovoiere, în ipoteza simplificatoare că se pot neglija efectele de încovoiere date de forțele din plan vertical și cele date de forțele provenite din tendința de răsucire a piulitei de către șurub:

$$M_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{2} (B_1 + 2\delta) \operatorname{ctg} \alpha_{\min} \quad (5.13)$$

$$W_{nec} = \frac{H_p^2}{6} (B_2 - d) = \frac{M_i}{\sigma_{si}} \rightarrow B_2 \quad (5.14)$$

În relația de mai sus $d = D_4$, pentru filet trapezoidal sau, $d = D$ pentru filet ferăstrău.

» Se verifică corpul piulitei considerind și solicitările neglijate mai sus. Efectul momentului de înșurubare M_{12} îl puteți considera printr-un cuplu de forțe, F_M , acționând pe fusuri. Condiția de echivalență este:

$$M_{12} = F_M (B_1 + 2\delta) \quad (5.15)$$

$$\text{Rezultă } F_M = \frac{M_{12}}{B_1 + 2\delta}$$

Dacă tensiunile efective sunt prea mari, măriți pe B_2 determinat anterior și reluati verificarea.

În acțiunea de definitivare constructivă a acestei piulite se va stabili modul de fixare axială a pîrghiilor. Dacă piulitea este din oțel și seria de fabricație este suficient de mare, capetele fusurilor, ca de altfel și ale celorlalte elemente de articulație din construcția acestui cric, se pot deforma plastic (nitui).

Alte variante posibile sunt: utilizarea unor splinturi sau a unor inele elastice de siguranță.

6. PROIECTAREA CORPULUI

REGULI GENERALE

1. Forma și dimensiunile corpului trebuie să răspundă cerințelor formulate în temă proiectului (să îndeplinească rolul funcțional).

De exemplu: Pentru un cric cu șurub vertical, înălțimea corpului va fi determinată de înălțimea minimă sub sarcină și de cursă, date prin temă.

2. Forma și dimensiunile corpului trebuie să asigure o bună siguranță în funcționare din punctul de vedere al tuturor solicitărilor care se pun în evidență.

De la caz la caz, proiectantul poate opta pentru una din următoarele variante de lucru:

- dimensionare constructivă, prin desen, urmată de verificări prin calcule;
- dimensionarea secțiunilor periculoase prin calcul, urmată de definitivare constructivă prin desen.

Pentru a veni în ajutorul celor care proiectează construcții sudate, tabelul 6.1 prezintă o sinteză a unor relații de calcul utile.

Observații: În multe situații dimensiunile "corpului" sunt determinate de condiții tehnologice (în special pentru elementele turnate) sau de rigiditate (deformații).

3. Forma și dimensiunile corpului sunt determinate și determină la rândul lor procedeele tehnologice care se vor, sau trebuie, a fi folosite.

Pentru piesele turnate, grosimea minimă a peretilor și cîteva reguli de proiectare constructivă se pot extrage din figura 6.1.

Pentru probleme de proiectarea formei, în general, se pot consulta lucrările [7] și [14].

Tehnologia de fabricație determină în mod semnificativ costul produsului și din acest motiv trebuie corelată cu seria de fabricație (unicat, serie mică, mare sau masă).

De exemplu: Pentru unicate și serii mici de fabricație corpurile turnate și cele obținute prin deformare plastică în matră revin foarte scumpe. De asemenea și timpii necesari pregătirii fabricației sunt mari. Din acest motiv turnarea și deformarea plastică în matră se recomandă, în general, doar pentru serii de fabricație suficient de mari. Evident, mărimea acestei serii nu poate rezulta decât din calcule de economicitate.

4. Forma și dimensiunile corpului trebuie să asigure posibilitatea transportului.

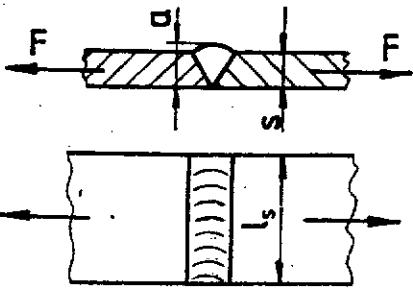
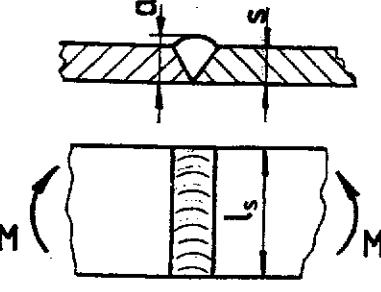
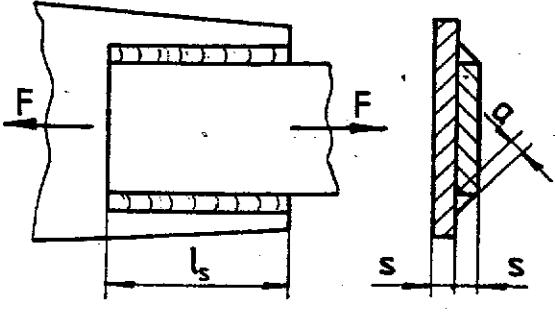
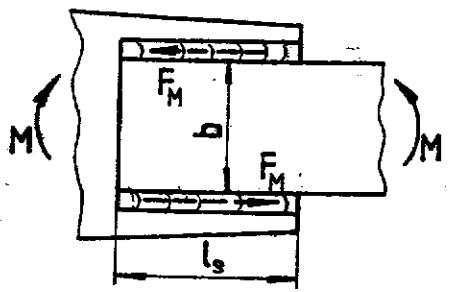
5. Forma și dimensiunile corpului trebuie să asigure o manevrare ușoară și să corespundă normelor de protecția a muncii.

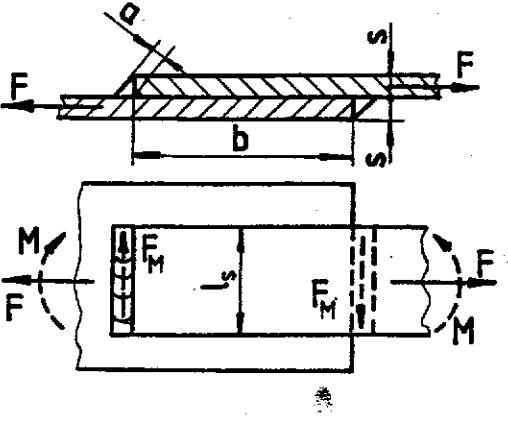
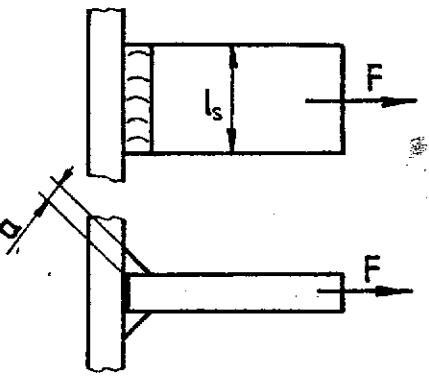
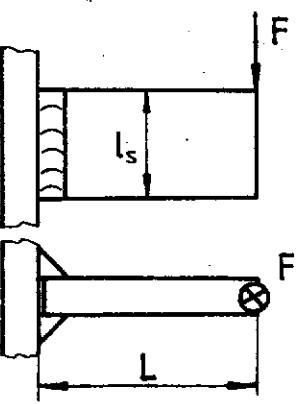
6. Forma și dimensiunile corpului, ca de altfel a întregului ansamblu, trebuie să fie plăcută privirii, deci să îndeplinească și condiția de estetică.

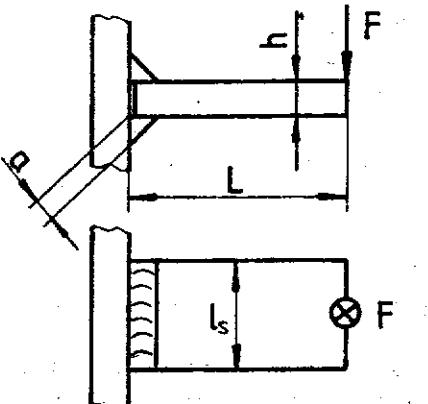
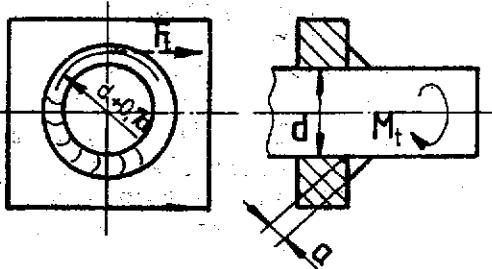
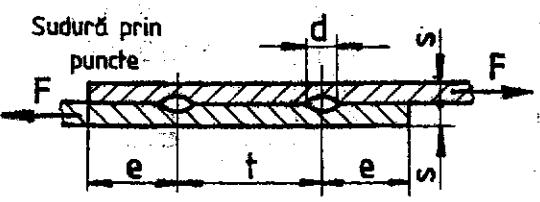
Întrucit sistemele care fac obiectul îndrumarului sunt foarte diverse, ceea ce se înțelege prin "corp" diferă foarte mult de la o temă la alta. În continuare se prezintă

moduri de abordare posibile pentru unele dintre variantele prezentate.

Tabelul 6.1

Felul îmbinării și al solicitării	Relații pentru calculul tensiunilor din îmbinare	Relații IIS (Institutul Internațional de Sudură)
	$\sigma_{ts} = \frac{F}{a \cdot l_{sc}}$ $l_{sc} = l_s - 2s$ $a = s$	
	$\sigma_{is} = \frac{M}{W_s}$ $W_s = \frac{a \cdot l_{sc}^2}{6}$ $l_{sc} = l_s - 2s; a = s$	
	$\tau_{fs} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l_{sc}}$ $l_{sc} = l_s - 2s$ $a = 0,7s \text{ - pentru sudura de colț dreaptă}$	
	$\tau_{fs} = \frac{F_M}{a \cdot l_{sc}}$ $F_M = \frac{M}{b + 0,7 \cdot s}$ $l_{sc} = l_s - 2s$ $a = 0,7s$	$\sigma_{echs} = 1,34 \frac{M}{a \cdot l_s \cdot b}$

Felul îmbinării și al solicitării	Relații pentru calculul tensiunilor din îmbinare	Relații IIS (Institutul Internațional de Sudură)
	<p>a) solicitată cu forță F</p> $\tau_{fs} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l_{sc}}$ $a \approx 0,7 s$ <p>b) solicitată cu momentul M</p> $\tau_{fs} = \frac{F_M}{a \cdot l_s}$ $l_{sc} = l_s - 2s$ $F_M = \frac{M}{b + 0,7 \cdot s}$	$\sigma_{echs} = 1,34 \frac{M}{a \cdot l_s \cdot b}$
	$\tau_{fs} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l_{sc}}$ $l_{sc} = l_s - 2a$	
	$\sigma_{is} = \frac{F \cdot L}{2 \cdot a \cdot l_{sc}^2} = \frac{3 \cdot F \cdot L}{a \cdot l_{sc}^2}$ $l_{sc} = l_s - 2a$ $\tau_{fs} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l_{sc}}$ $\sigma_{echs} = \sqrt{\sigma_{is}^2 + \tau_{fs}^2}$ <p>Obs.: Dacă $L > l_s$, forfecarea se poate neglija</p>	$\sigma_{echs} = \frac{3,55 \cdot F \cdot L}{a \cdot l_{sc}^2}$

Felul îmbinării și al solicitării	Relații pentru calculul tensiunilor din îmbinare	Relații IIS (Institutul Internațional de Sudură)
	$\sigma_{is} = \frac{M_i}{W_s} = \frac{F \cdot L}{W_s}$ $W_s = \frac{l_{sc}(h+2a)^3}{12} - \frac{l_{sc}h^3}{12}$ $\tau_{fs} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l_{sc}}$ $\sigma_{echs} = \sqrt{\sigma_{is}^2 + \tau_{fs}^2}$	
	$\tau_{fs} = \frac{F_t}{\pi(d+0,7a)a}$ $F_t = \frac{2M_t}{d+0,7a}$	
 <p>Sudură prin puncte</p> <p>d - diametru exterior t - grosimea sudurăi s - distanța între centri e - distanța de la bord la primul punct de sudură n - număr de puncte de sudură</p>	$\tau_{fs} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4} n}$ $s \leq 3 \rightarrow d = 1,2 \cdot s + 4 \text{ mm}$ $s > 3 \rightarrow d = 1,5 \cdot s + 5 \text{ mm}$ $t = (3 \div 6) d$ $e = (2,5 \div 4,5) d$	
<p>Observații:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Relațiile pentru calculul tensiunilor din îmbinările sudate sunt aproximative. Acolo unde există, relațiile IIS sunt de mai mare încredere. 2) Pentru informații mai detaliate se poate consulta monografia: Teodorescu, C.C., Mocanu, D.R. și Buga, M - Îmbinări sudate. Ed. Tehnică, București, 1972. 3) Tensiunea admisibilă în cordonul de sudură se exprimă, de regulă, în funcție de tensiunea admisibilă la tracțiune a materialului de bază. Astfel, pentru solicitări statice: $\sigma_{as} = \Phi \cdot \sigma_{at}$, $\tau_{as} = \Phi \cdot \tau_{at}$, Φ - coeficient de slăbire (sau coeficient de rezistență). 		

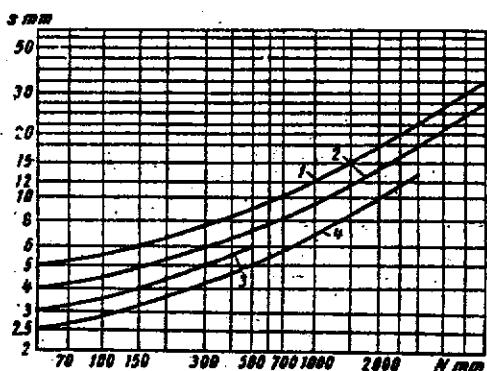
Tabelul 6.1 (continuare)

Valorile coeficientului Φ
(recomandate de practica de proiectare)

Tipul imbinării	Felul solicitării	
Suduri cap la cap	Compreştiune Tracţiune Încovoiere Forfecare, Răsucire	1,0 0,8 0,85 0,65
Suduri de colț	Toate solicitările	0,65

3. STAS 735/1-87 stabilește următoarele convenții de reprezentare a imbinărilor sudate:

- în secțiune cordonul de sudură se reprezintă înnegrit, cu excepția desenelor care au ca scop redarea formei și dimensiunilor rostului;
- în vedere marginile cordonului de sudură se trasează cu linie continuă groasă, iar liniile curbată, care evidențiază cordonul, cu linie continuă subțire.

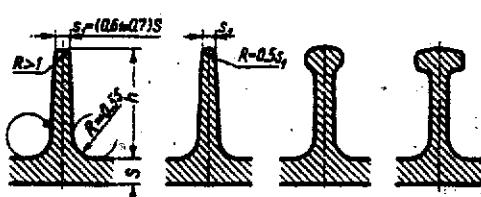


- 1 - otel
2 - fontă cenușie
3 - bronz
4 - aliaje de aluminiu

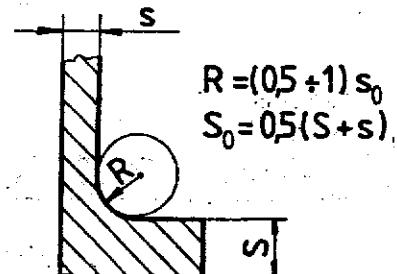
$$N = (2l + b + h) / 3 \text{ unde:}$$

l - lungimea elementului, mm;
b - lățimea elementului, mm;
h - înălțimea elementului, mm;

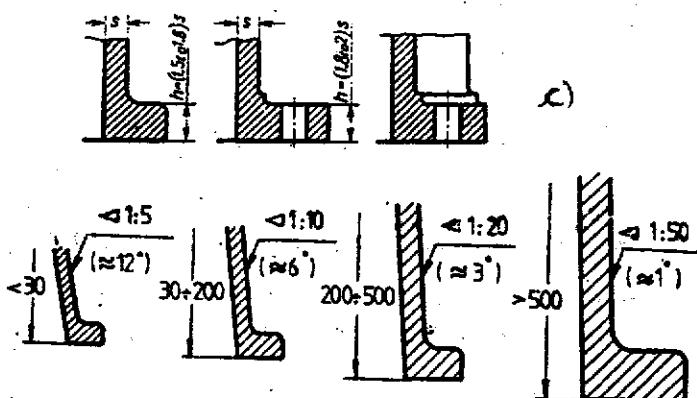
a)



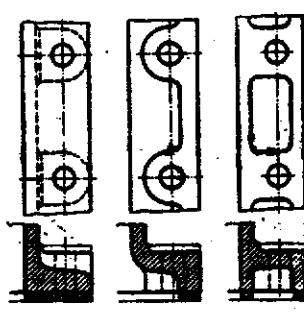
b)



e)



d)



f)

Fig. 6.1

6.a. PROIECTAREA CORPULUI UNOR CRICURI CU SURUB VERTICAL.

Corpurile acestor cricuri se află în fluxul de forță între piulița fixă, (fig. 6.2a și 6.2b) sau rotitoare (fig. 6.2.c) și suprafața de așezare a cricului. Pe lîngă această funcție, corpul cricurilor include, sau doar susține și sistemul de blocare a piuliței, atunci cînd surubul este rotitor (fig. A12.1) sau de blocare a surubului atunci cînd piulița este rotitoare (fig. A12.3).

Zona de preluare a sarcinii de la piuliță a fost proiectată.

În mare parte, sistemul de blocare a rotirii piuliței sau surubului este de asemenea concretizat.

Trebuie precizate:

- tehnologia de realizare a corpului (turnat, sudat, alte soluții);
- forma corpului;
- materialul;
- înălțimea corpului;
- dimensiunile și forma corpului în zona de contact cu piulița;
- dimensiunile suprafeței bazei;
- forma și dimensiunile zonei în care se realizează funcția de blocare a piuliței sau surubului.

Observații generale:

1. Utilizarea unor semifabricate turnate nu este eficientă decît pentru o serie de fabricație suficient de mare.

2. În concordanță cu tehnologia, corpurile turnate vor avea o mică conicitate (fig. 6.1), în timp ce pentru soluțiile sudate, în mod evident, forma cilindrică este de preferat. Pentru soluțiile sudate să se verifice posibilitatea utilizării unor țevi.

3. Înălțimea corpului trebuie să fie atât de mare încît în poziția limită inferioară a surubului (suruburilor) să se realizeze înălțimea minimă sub sarcină precizată explicit sau implicit prin tema proiectului.

4. Pentru stabilirea diametrului inferior al bazei de asezare, D_{bi} , se au în vedere următoarele recomandări:

► Pentru corpurile turnate, plecind de la D_e se determină D_{in} ($D_{in} = D_e + (5+10) \text{ mm}$), apoi, considerind conicitatea recomandată, se determină D_{bi}

► Pentru corpurile sudate se cauță o țeavă cu D_{ex} și grosimea S (Anexa A2) care să se potrivească cu dimensiunile D_g și D_e ale piulițelor fixe (fig. 6.2b) sau cu dimensiunile lagărului axial (rulment, în fig. 6.2c). Saltul de diametru de la D_{ex} la D_{bi} are funcție tehnologică (înlesnește sudarea) și asigură transmiterea prin formă a forței și a eventualelor momente, fără solicitarea cordonului de sudură.

► Cunoscind D_{ex} , D_{bi} și rezultă din solicitarea de contact între corpul cilindric și flanșă.

► Diametrul exterior al bazei, D_{be} , se determină din solicitarea de contact:

$$A_{nec} = \frac{F}{\sigma_{as}} = \frac{\pi}{4} (D_{be}^2 - D_{bi}^2) / \text{Rezultă } D_{be}.$$

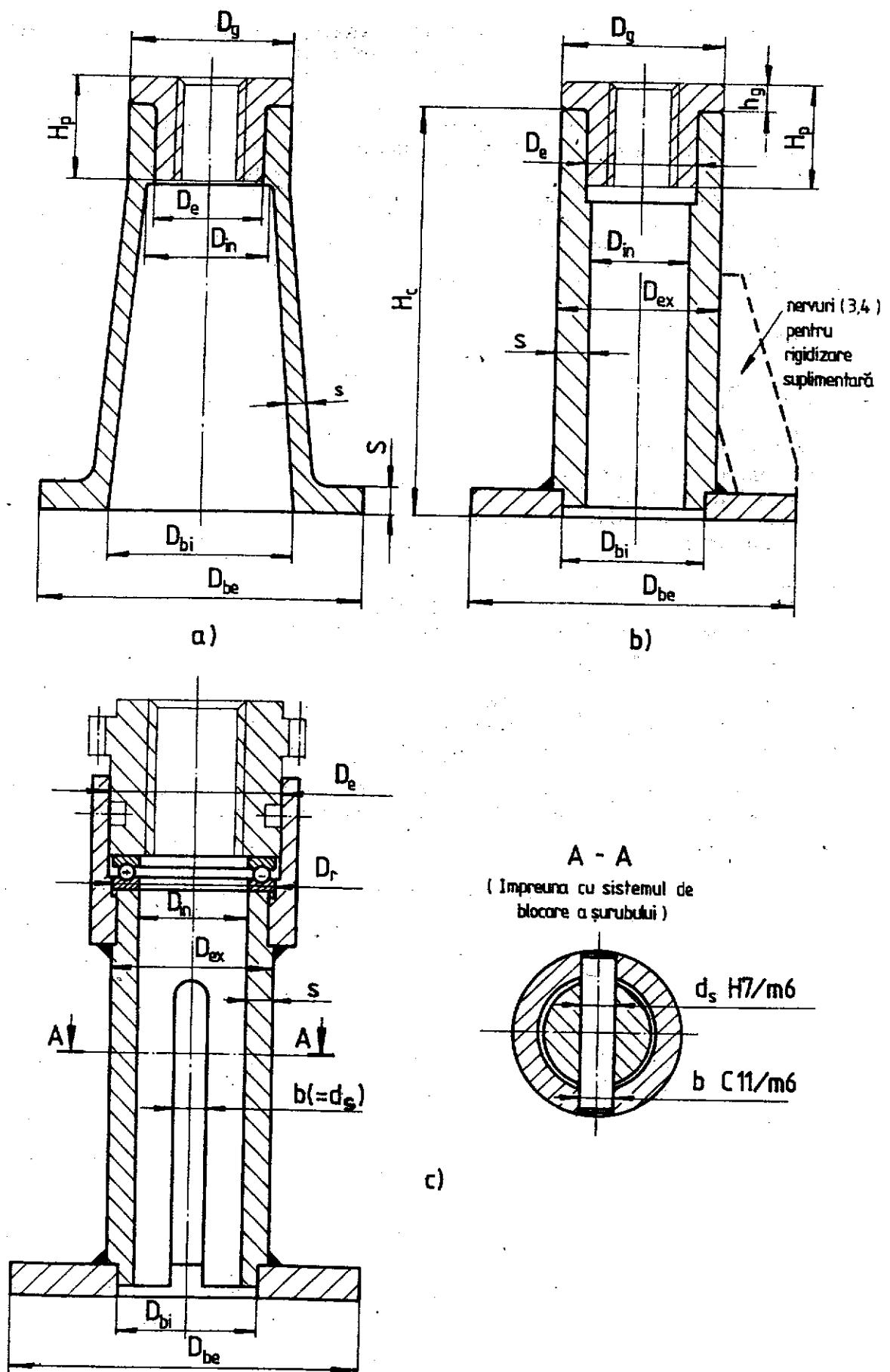


Fig. 6.2

Se pot avea în vedere următoarele tensiuni admisibile:

$$\begin{aligned}\sigma_{as} &= (2+3) \text{ MPa}, && \text{pentru beton;} \\ \sigma_{as} &= (1+2) \text{ MPa}, && \text{pentru lemn;} \\ \sigma_{as} &= (0,1+0,5) \text{ MPa}, && \text{pentru pămînt.}\end{aligned}\quad (6.1)$$

5) Pentru sistemele de evitare a rotirii piuliței vezi cap. 5 și fig. 5.2. Între piuliță și corp se recomandă unul din următoarele ajustaje:

$$\begin{aligned}D_e &\leq 30; & H7/j6 \\ \text{pentru } D_e &= 32 \div 50; & H7/k6 \\ D_e &> 50; & H7/m6\end{aligned}$$

- Fig. 6.2c prezintă un sistem de evitare a rotirii surubului. Un stift cilindric trecut prin capătul surubului principal ghidează în două canale frezate în corp.

6. b. PROIECTAREA CORPULUI CRICULUI AUTO, CU PÎRGHII

Se are în vedere cricul auto, cu pîrghii din fig. A12.9 (Anexa A12)

Se cunosc: Dimensiunile surubului, ale piuliței, ale celui de-al doilea reazem și ale sistemului de acționare. De asemenea s-au precizat lungimea, l_p și grosimea, δ , pîrghilor precum și diametrul alezajului articulației dintre piuliță și pîrghii, d_f .

Piesa 8 (fig. A8) poate avea aceleași dimensiuni și formă ca și piuliță cu singura deosebire că lipsește filetul.

Trebuie proiectate: Ansamblul care preia greutatea automobilului ("cupa"), elementul de așezare pe sol (talpa) și lățimea, b_p , pîrghilor.

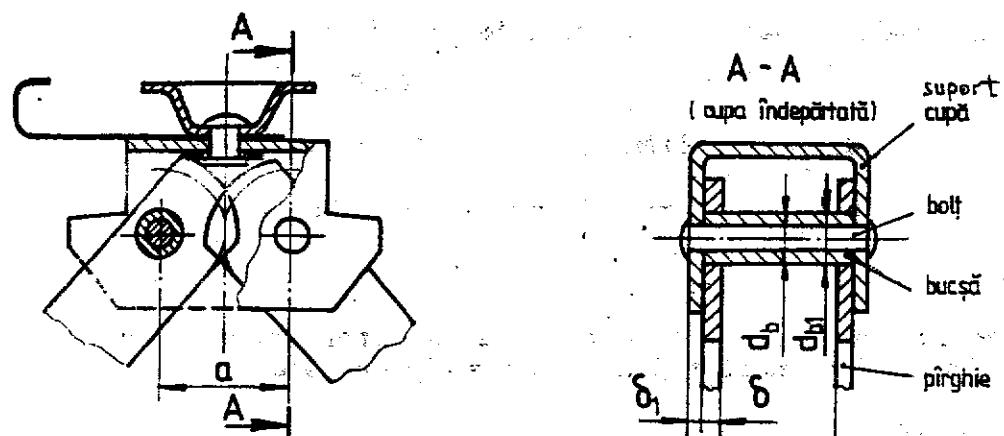
Figura 6.3 (a), (b) și (c) prezintă desene ale acestor elemente, așa cum se întîlnesc în structura cricului DACIA. Tablele din care sunt confectionate aceste elemente sunt relativ subțiri dar cricul satisface, în general, exigențele utilizatorilor. Uneori, jocurile mari, radiale și axiale, din articulațiile cricului, fac ca acesta să aibă un balans nedorit. Foarte probabil, că jocurile axiale mari apar ca urmare a impreciziilor legate de nituirea capetelor bolțurilor de articulație. Figurile 6.3 (d) și (e) prezintă soluții mult mai rigide ale cupei și tălpiei (bazei) cricului, situate la extrema cealaltă. Găsiți o soluție care să eliminate neajunsurile primei variante fără a mări exagerat consumul de material și manoperă!

6.1.b. PROIECTAREA ARTICULAȚIILOR DINTRE PÎRGHII-CUPĂ ȘI PÎRGHII-TALPĂ

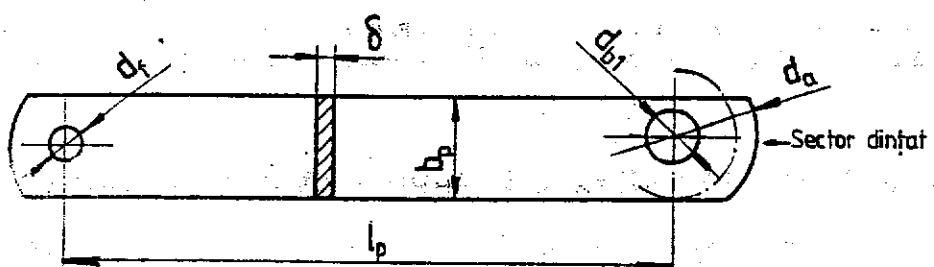
Se iau în discuție soluțiile din fig. 6.3 (a), (b), (c).

Necunoscutele problemei sunt:

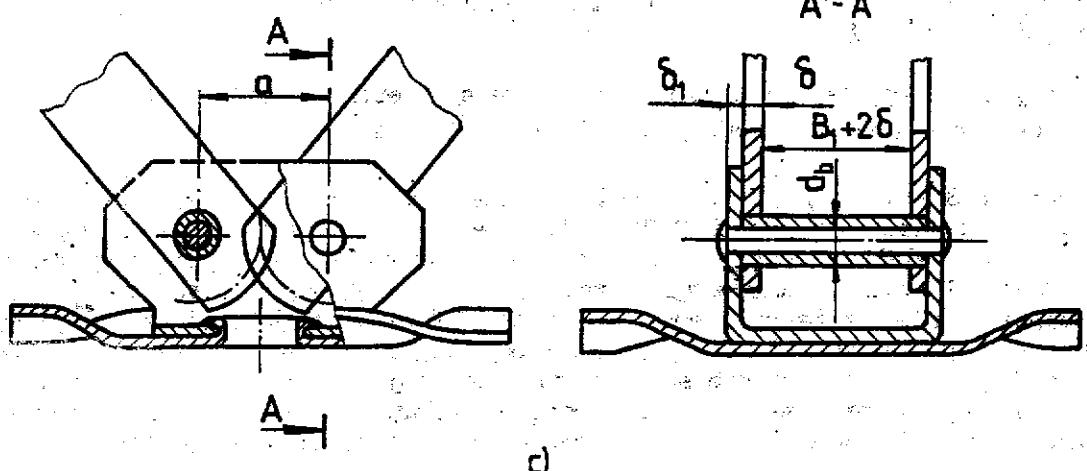
- materialele elementelor;
- δ_1 - grosimea tablei din care se confectionează cupa și talpa;
- d_b - diametrul bolțului de articulație;
- d_{b1} - diametrul exterior al bucsei pe care sunt montate pîrghile.



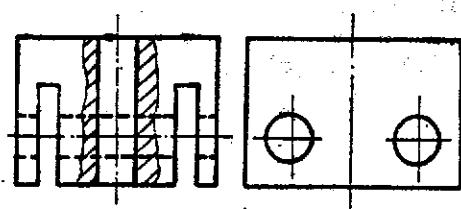
a)



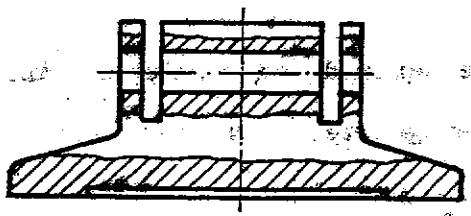
b)



c)



d)



e)

Fig. 6.3

Este de preferat ca intre elementele articulației să existe următoarele ajustaje:

- ajustaje cu strîngere intre pîrghii și bucșe;
- ajustaje cu joc intre bolturi și bucșe.

Dacă se asigură aceste ajustaje în timpul acțiunii cricului mișcarea relativă sub sarcină apare doar între bucșă și boltă, pe o suprafață (lungime) mare și deci cu solicitări de contact mici ceea ce este favorabil din punctul de vedere al uzării.

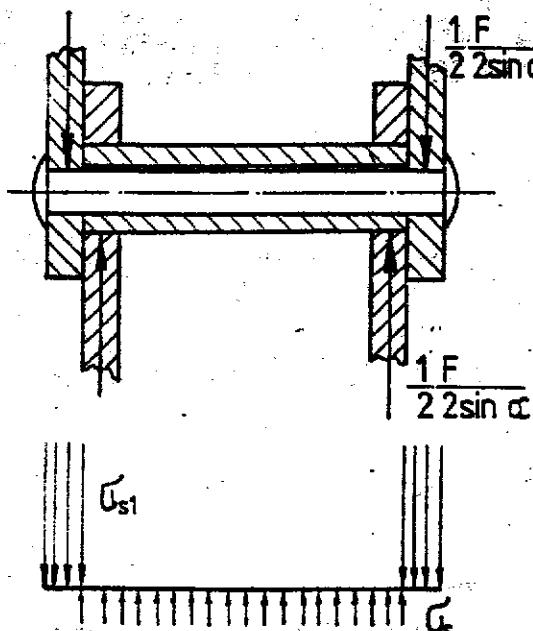


Fig. 6.4

Solicitările elementelor sunt:

- strivire intre cupă (talpă) și boltă (fig. 6.4):

$$\sigma_{s1} = \frac{1}{2} \frac{F}{2 \sin \alpha} \leq \sigma_{as} \quad (6.2)$$

- strivire intre boltă și bucșă (fig. 6.4):

- în zona cupei:

$$\sigma_s = \frac{1}{2} \frac{F}{d_b (B_1 + 2\delta)} \leq \sigma_{as} \quad (6.3a)$$

- în zona tălpiei:

$$\sigma_s = \frac{1}{2} \frac{F}{d_b (B_1 + 4\delta)} \leq \sigma_{as} \quad (6.3b)$$

- strivire intre bucșe și pîrghii:

$$\sigma_s = \frac{1}{2} \frac{F}{d_{b1} \delta} \leq \sigma_{as} \quad (6.4)$$

- forfecarea bolțului în planul dintre cupă (talpă) și pîrghii:

$$\tau_s = \frac{1}{2} \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_b^2} \leq \tau_{af} \quad (6.5)$$

- încovaierea bolțului (în același plan cu forfecarea)

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{1}{2} \frac{F}{2 \sin \alpha} \frac{\delta}{2} \frac{\pi}{32} d_b^3 \quad (6.6)$$

Încovaierea bolțului se poate neglija. Dacă nu se neglijă, tensiunile σ_i se "adună" după teoriile de rezistență cu τ_s , de mai sus.

O variantă de proiectare este aceea de a alege materialele și toate dimensiunile necunoscute ($d_b \leq d_f$; $d_{b_1} = d_b + (3 \div 5) \text{ mm}$; $\delta_1 \approx \delta$) și de a efectua apoi verificări ale solicitărilor de mai sus, pentru poziția dezavantajoasă cu $\alpha = \alpha_{\min}$.

Întrucât forțele de frecare dintre elemente introduc oarecare incertitudini cu privire la caracterul contactului, fix sau mobil, între elemente, este bine ca valorile tensiunilor admisibile la strivire să se aleagă către limita de jos a domeniilor considerate admise. Așa cum s-au definit mai sus $\sigma_{as} < \sigma_{asi}$.

În funcție de rezultatele verificărilor, dacă este nevoie, se revine asupra dimensiunilor inițial alese. O altă variantă de lucru este de a face dimensionări pe baza solicitărilor enumerate și de a corela apoi aceste cote cu cerințele de ordin funcțional, tehnologic etc.

6.2.b. PROIECTAREA PÎRGHILOR

Pîrghiile sint solicitate la compresiune. În zonele de contact din articulații solicitarea este de strivire. Solicitările de contact au fost deja considerate în determinarea mărimilor: δ , d_f , d_{b_1} .

Lățimea pîrghilor, b_p , se dimensionează, sau se verifică, la compresiune.

$$\sigma = \frac{\frac{1}{2} \frac{F}{2 \sin \alpha}}{b_p \delta} \leq \sigma_{ac} \quad (6.6)$$

De asemenea este utilă și o verificare la flambaj.

Observații: Pîrghiile se termină la un capăt cu sectoare dințate careau funcția de a impiedica rotirea cricului în planul său (ca un mecanism patrulater) atunci cînd forță s-ar aplica excentric pe cupă. Poziția alezajului, d_{b_1} , trebuie corelată cu lățimea pîrghiei, b_p , și cu parametrii angrenajului, astfel încît în poziția extremă de sus ($\alpha = \alpha_{\max}$) să mai existe contact între dinti.

Cele 8 pîrghi din alcătuirea unui cric nu pot fi identice, din cauza cerințelor legate de angrenarea sectoarelor dințate. În dreptul unui dintă de pe o pîrghie trebuie să se afle un gol corespunzător pe cealaltă pîrghie cu care vine în contact. Pentru angrenaj se pot considera: $Z_1 = Z_2 = 16$ (18) dinti, modulul $m = 2$ (2,5; 3) mm, $\alpha_o = 20^\circ$, $h_{oa}^* = 1$, $c_o^* = 0,25$.

În desenele de execuție ale celor două tipuri de pîrghi sectoarele danturate nu mai pot fi reprezentate convențional, ci este necesară reprezentarea în detaliu a dintilor (cel puțin a primului și ultimului).

Suprafața de așezare a tălpiei (bazei) cricului se verifică, sau se dimensionează la strivire cu indicațiile din rel. (6.1).

6.c. PROIECTAREA CORPULUI UNEI PRESE CU O COLOANĂ

Figura 6.5 prezintă o variantă turnată a corpului unei prese cu o coloană (v. fig. Al2.20, Anexa Al2).

Un posibil algoritm de lucru (simplificat) poate fi următorul:

» Se alege materialul.

» Se optează pentru forma de ansamblu a corpului.

În figura 6.5 "coloana", cu secțiunea în formă de "T", se obține din două tronsoane drepte racordate prin raze mari de racordare. Partea superioară care susține

piulitea are la interior diametrul D_e al piulitei și la exterior, este cilindrică, cu D_{ec} , atât de mare încît să permită montarea suruburilor pentru fixarea piulitei. La unghiua infericară: $\frac{D_{ec} - D_e}{2} = 2 d_{surub}$.

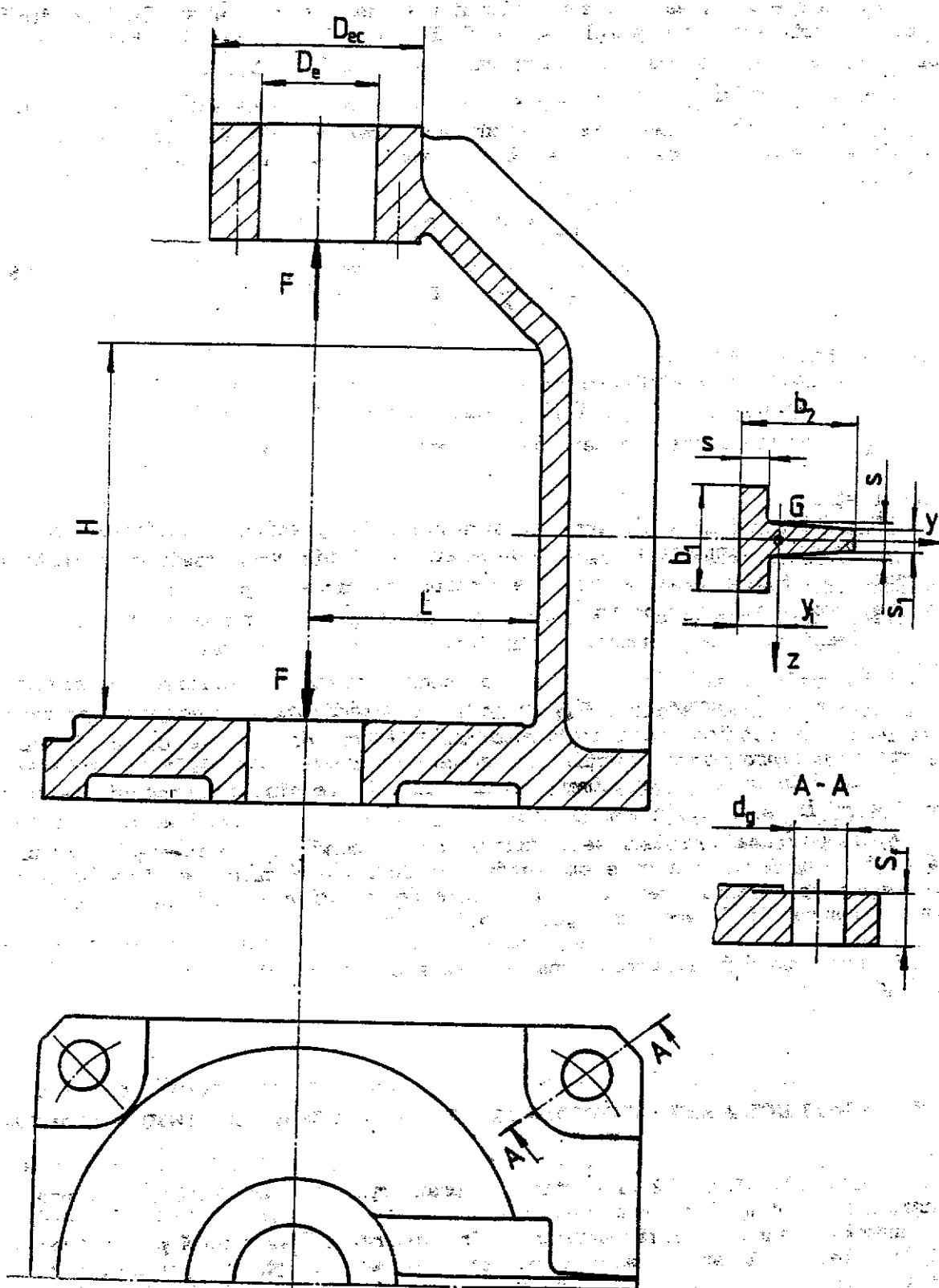


Fig. 6.5

Cotele H , L rezultă din datele temei proiectului. Tot din tema proiectului trebuie să rezulte și forma și dimensiunile platoului (mesei de lucru). Întrucit în timpul lucrului momentul de acționare se transmite corpului presei tinzind să-l rotească, este necesară fixarea presei pe masă (fundație ...) cu ajutorul unor șuruburi.

» Se alege grosimea, S , a profilului coloanei. Se va folosi diagrama din figura 6.1.a. Întrucit este mai simplu să se facă o verificare a solicitărilor secțiunii profilate, se pot alege în continuare și cotele: b_1 , b_2 , s_1 . De exemplu: $b_1 = (4+6)S$; $b_2 = b_1$; $s_1 = 0,7S$.

» Se verifică coloana. Pe tronsonul vertical solicitarea este de tractiune și încovoiere. Tensiunea maximă este de tractiune și se atinge pe față interioară a coloanei.

$$\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_i$$

$$\sigma_t = \frac{F}{A}; \quad \sigma_i = \frac{M_i y_i}{I_z} \quad (6.7)$$

A - suprafața secțiunii.

I_z - momentul de inertie față de axa Oz care trece prin centrul de greutate (G).

y_i - poziția fibrei în care se evaluează solicitarea.

Observații:

1) Pentru determinarea I_z este necesară mai întâi precizarea poziției centrului de greutate G . Pentru această operație secțiunea T se poate privi ca fiind formată din două dreptunghiuri cu dimensiuni b_1 și S ; (b_2-S) și S .

Aceleași două dreptunghiuri sunt utile și pentru determinarea momentului de inertie I_z [3].

2) Tensiunile admisibile σ_{st} - se vor considera cu un coeficient de siguranță mare, pentru a considera implicit condițiile de rigiditate ale corpului presei și comportarea mai proastă la tractiune a pieselor turnate.

3) Dacă în urma primei dimensionări solicitările sunt inaceptabile mari, se măresc S și b_2 și se reia verificarea.

4) Dacă se poate și dacă se justifică, se recomandă ca proiectarea corpului să se facă pe baza unei analize cu elemente finite. Pe această cale, pe lîngă solicitările mecanice se pot avea în vedere și aspectele de rigiditate (deformării) care pentru anumite construcții de acest fel pot fi prioritare.

Se continuă definitivarea constructivă a corpului. Atenție la corelația formă-tehnologie!

6.d. PROIECTAREA CORPULUI UNEI PRESE CU DOUĂ COLOANE

Figurile A12.19 și A12.21 prezintă o construcție frecvent întâlnită la presele de dimensiuni mici și mijlocii.

Ansamblul surub-piuliță este montat într-o traversă susținută pe două coloane cu capetele filetate. Aceste coloane servesc și ca elemente de ghidare pentru partea mobilă a presei.

Proiectarea, implicit calculul de rezistență, al acestui tip de corp, format din mai multe elemente asamblate, ridică probleme dificile. Indiferent de tipul legăturilor dintre elemente - articulații sau încastrări (în realitate încastrări elastice) - ansamblul este static nedeterminat. Figura 6.6 prezintă cîteva modele fizice care se pot

utiliza.

Cadrul din fig. 6.6a, ia în considerație toate cele 4 elemente din structura corpului: placă de bază, traversă fixă și cele două coloane. Legăturile dintre acestea se consideră suficient de rigide pentru a le considera încastrări. Încărcarea se face cu forțe situate în planul cadrului.

Modelul din fig. 6.6b, corespunde situației cînd placă de bază este mult mai rigidă decît restul, astfel încît prezența ei nu se mai simte asupra deformărilor și solicitărilor celorlalte elemente. Coloanele se consideră încastrate în această placă și în traversă fixă.

Modelele din figurele 6.6c și 6.6d derivă din cel anterior, cu diferența că asamblările coloanelor cu traversă, respectiv cu placă de bază, se consideră a fi atît de elasitice încît să se presupună că ele nu transmit momente deci că reprezintă niște articulații.

Modelul din fig. 6.6e, obținut prin tratarea sistematică a problemei, nu mai poate fi folosit căci el reprezintă un ansamblu cu mobilitate, un mecanism patrulater.

Figura 6.6f reprezintă modelul (b) încărcat și cu forțele provenite din tendința de rotație a piuliței și a plăcii mobile. Forțele perpendiculare pe planul cadrului sunt, însă, relativ mici astfel încît ele s-ar putea neglija într-un studiu aproximativ.

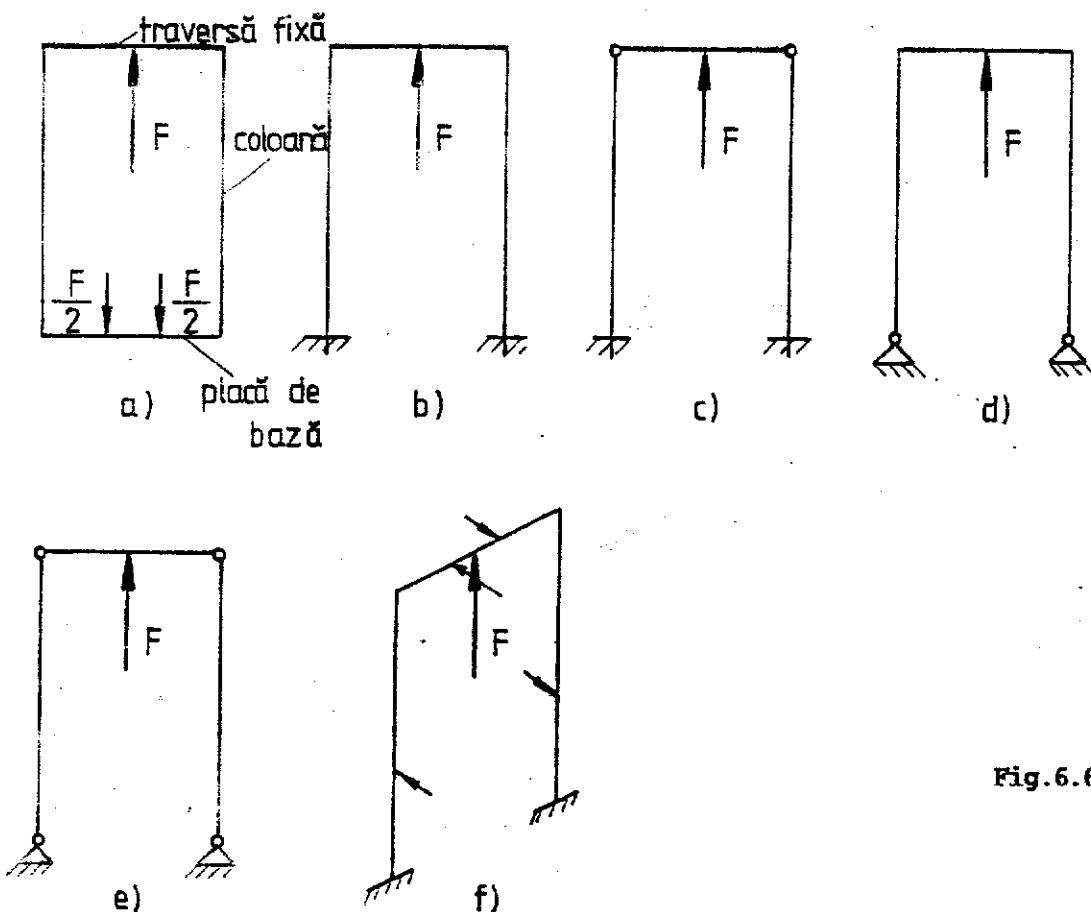


Fig.6.6

În continuare se prezintă un mod simplificat de abordare a problemei pe baza modelului din fig. 6.6b, un cadrul simetric dublu încastrat. Această modelare poate corespunde relativ bine realității, atunci cînd placă de bază este mult mai rigidă decît coloanele.

Cadrul dublu încastrat constituie un sistem triplu static nedeterminat. Ca metodă de rezolvare se poate folosi metoda eforturilor [3]. În figura 6.7b se reprezintă o variantă de sistem de bază. X_1 și X_2 sunt eforturile static nedeterminate. Pentru simplificarea problemei se face în continuare ipoteza că momentul de inerție al coloanei este egal cu cel al traversei $I_c = I_t = I$. Se calculează deplasările și se scrie sistemul ecuațiilor de condiție. Rezolvarea acestuia conduce la următoarele rezultate:

$$X_1 = M_A = M_D = -\frac{F \cdot l^2}{8h + 16l}$$

$$X_2 = H_A = H_D = -F \frac{3 \cdot l^2}{8h^2 + 16h \cdot l} \quad (6.8)$$

$$M_B = M_A - H_A \cdot h = -2 \cdot M_A = \frac{2 \cdot F \cdot l^2}{8h + 16l}$$

$$M_F = M_B - V_A \frac{l}{2} = M_B - \frac{F \cdot l}{2 \cdot 2} = -\frac{2F \cdot l(h+1)}{8h+16l}$$

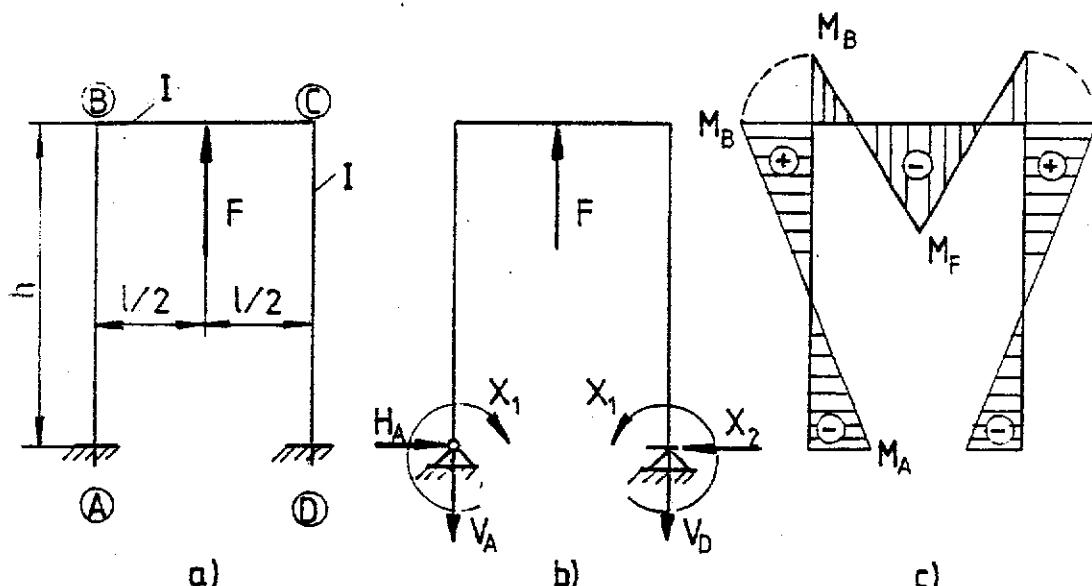


Fig. 6.7

Cu aceste valori diagrama de momente încovoietoare are alura din fig. 6.7c. Coloanele sunt solicitate totodată și la tracțiune de forțele $V_A = V_D = \frac{F}{2}$.

Se constată că în situațiile corespunzătoare modelului fizic analizat, asamblările coloanelor cu traversă și cu placă de bază sunt solicitate la tracțiune și încovoiere.

În continuare se poate trece la dimensionarea sau verificarea elementelor componente, în cazul în care dimensiunile lor s-au precizat construcțiv. Fig. 6.8 prezintă un desen al coloanei împreună cu cele două asamblări. Soluțiile de asamblare a coloanelor din fig. 6.9 au fost găsite în ideea de a evita pe cât posibil solicitarea la încovoiere a filetului.

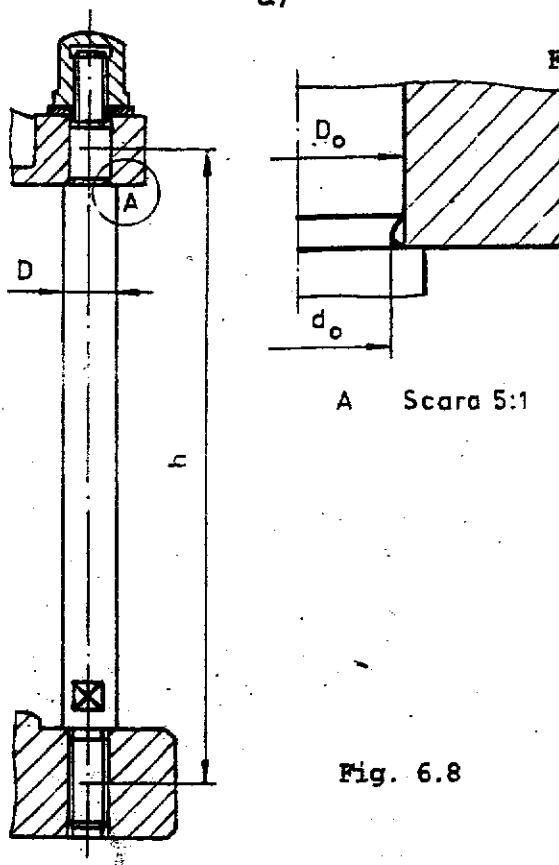


Fig. 6.8

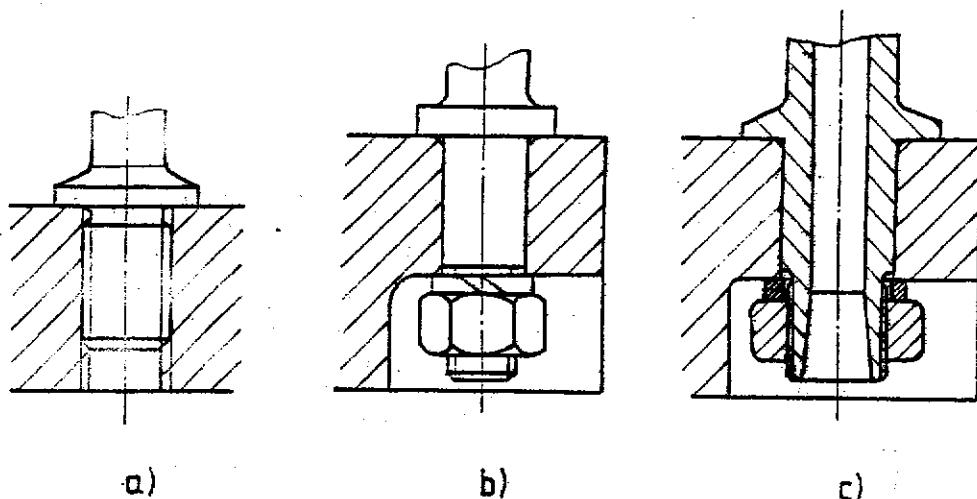


Fig. 6.9

Figurile 6.10 și 6.11 adună la un loc cîteva soluții posibile pentru forma traversei - în varianta că s-ar executa prin turnare. Găsiți care formă (și dimensiuni relative) s-ar potrivi mai bine cerințelor din temă! Trebuie avut în vedere faptul că: momentul incovoiector își schimbă sensul între zona alezajului piulișei și cea a coloanelor și că materialele turnate rezistă mai bine la compresiune decât la tracțiune. Traversa se poate executa și prin sudare.

Ca elemente de calcul se recomandă cel puțin următoarele:

► un calcul de predimensionare a coloanei. În baza modelării din fig. 6.7 - coloana este solicită la tracțiune și încovoiere. Se aleg soluțiile constructive pentru asamblările celor două capete și se face o predimensionare doar la tracțiune a secțiunii periculoase (de regulă, cea din zona diferitelor degajări). Pentru siguranță, tensiunile admisibile la tracțiune se vor lua mult mai mici decât cele normale (de exemplu cu: $C_c = 3 + 4$). Atenție! Ansamblul trebuie să îndeplinească și condiții de rigiditate.

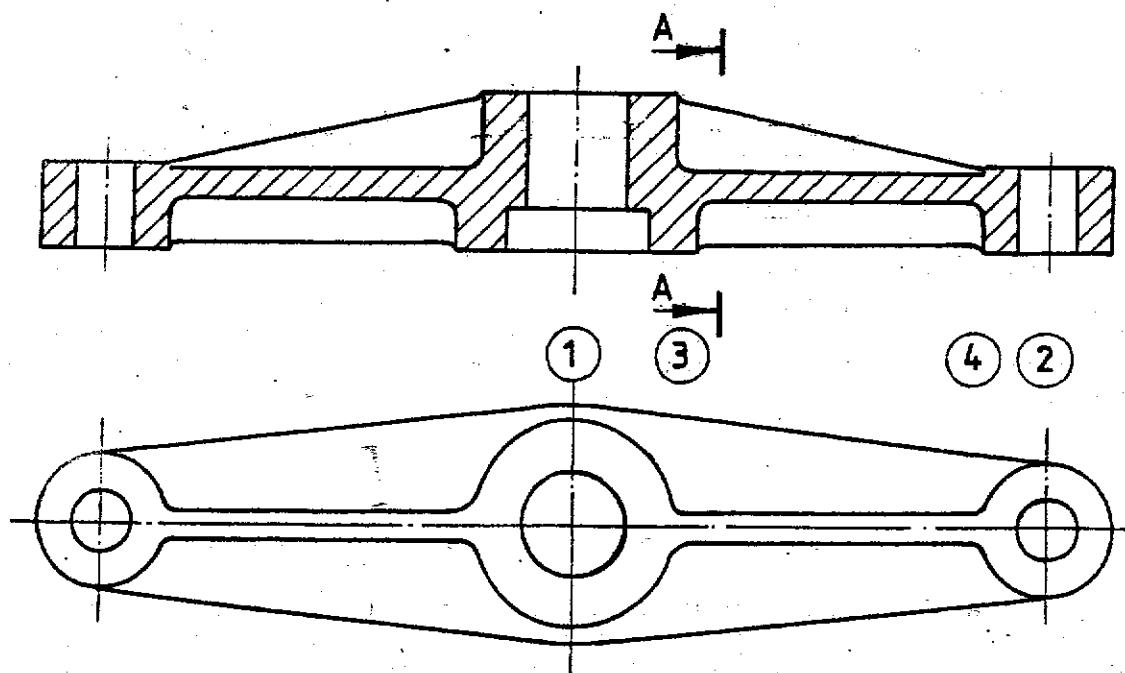


Fig. 6.10

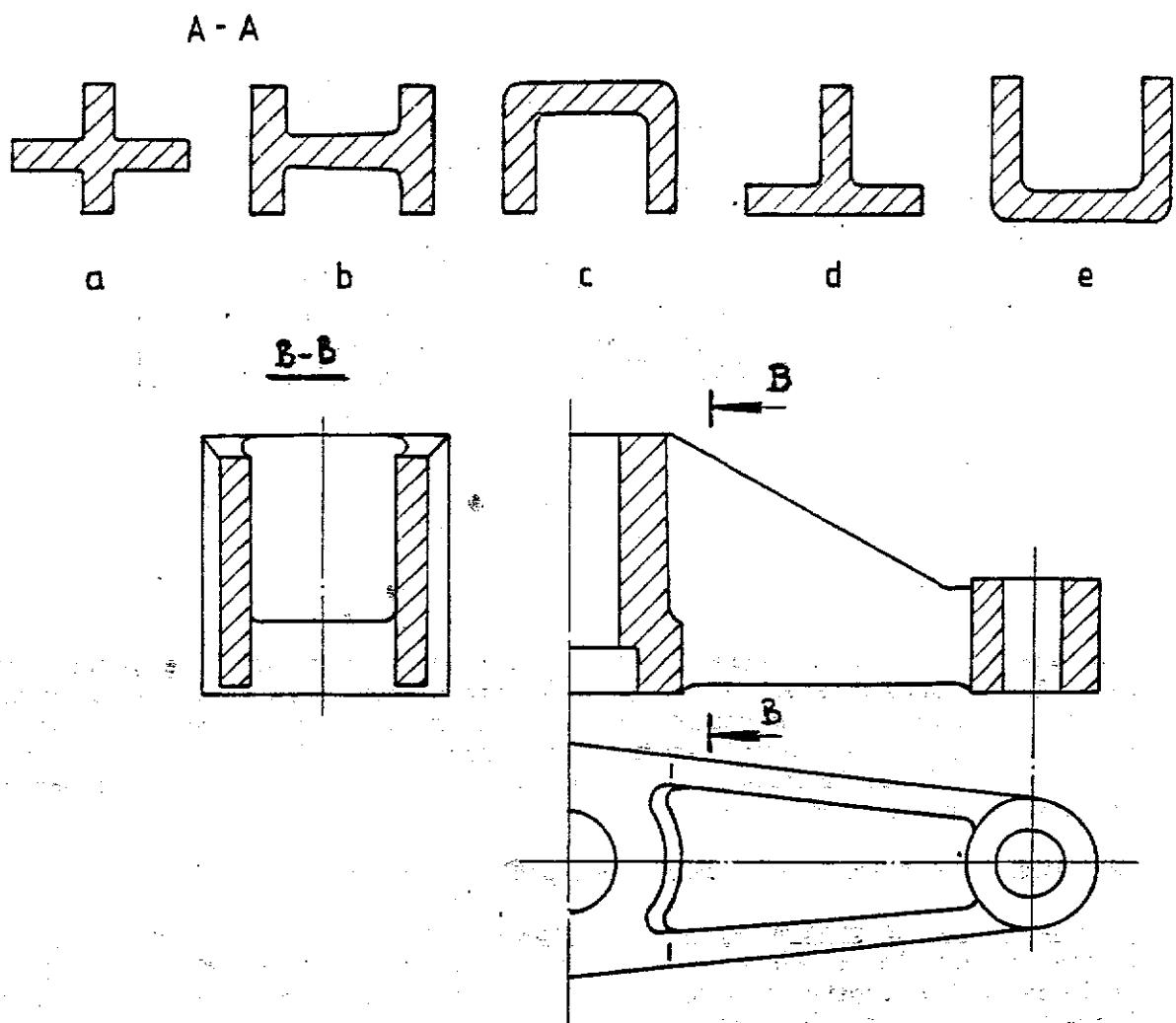


Fig 6.11

$$A_{nsc} = \frac{\pi d_o^2}{4} = \frac{F}{\sigma_{at}}; \quad \sigma_{at} = \frac{\sigma_c}{C_c} \rightarrow d_{o \min}$$

» După o primă definitivare constructivă, se face verificarea coloanei la solicitare compusă, tracțiune și încovoiere, în zona celor două asamblări. Dacă este nevoie, se revine asupra dimensiunilor inițiale.

» Dacă forma și dimensiunile traversei au fost precizate constructiv (prin desen) sunt necesare verificări la încovoiere, în zona alezajelor pentru piuliță și coloane (secțiunile 1 și 2, fig. 6.10), precum și în zonele învecinate (secțiunile 3 și 4). În funcție de rezultatul acestor verificări se fac ajustări ale formei și dimensiunilor.

6.e. PROIECTAREA CORPULUI UNOR EXTRACTOARE ¹⁾

Figurile A12.13 + A12.18 prezintă diferite variante ale unor prese extractoare. Presa pentru îndoarea șinelor de cale ferată (fig. A12.22), are o construcție asemănătoare cu a preselor de extracție. În continuare, ca exemplu, se prezintă o posibilă abordare a proiectării corpului presei din fig. A12.14.

"Corful" acestei prese se compune din două brațe (gheare) cu alezaje cilindrice care culisează pe o traversă în care se montează și corpul piuliței (fig. 6.12). La anumite construcții traversa este filetată și îndeplinește și funcția piuliței. Blocarea ghearelor se face prin frecare, cu ajutorul șuruburilor cu cap striat.

Traversa este solicitată la încovoiere. Se consideră că din cauza jocurilor, relativ mari, traversa este doar rezemată în zona ghearelor. Efectul de încovoiere dat de momentul de înșurubare transmis dinspre piuliță se poate neglija (daca se dorește și considerarea acestuia - momentul de înșurubare M_{12} - se încoviște prin două forțe acționând în zona de contact cu ghearele, într-un plan perpendicular pe planul presei).

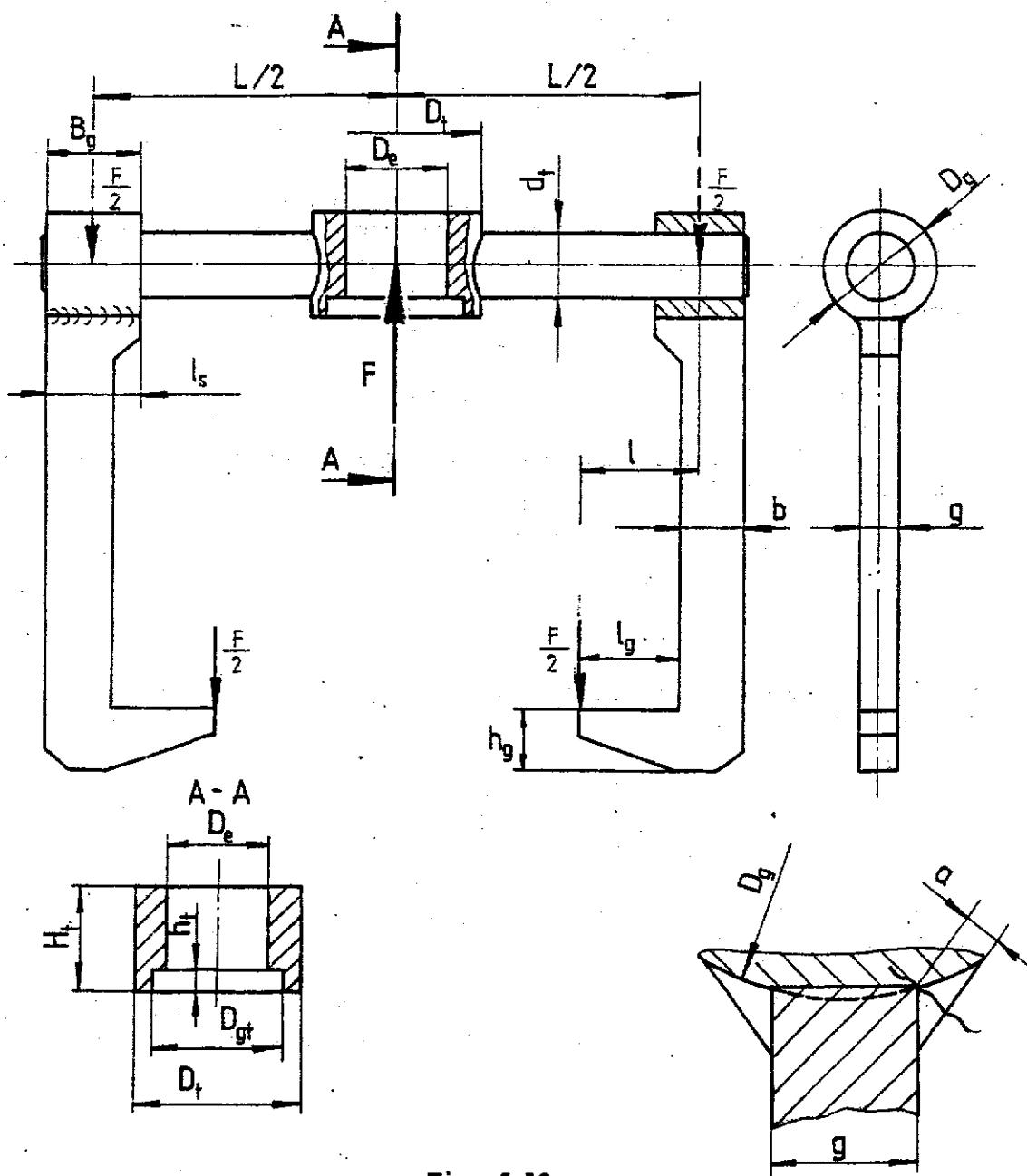


Fig. 6.12

Se pot puncta următorii pasi de lucru.

- » Se alege materialul traversei.
- » Se dimensionează, din solicitarea de încovoiere, diametrul d_t al traversei:

$$W_{nec} = \frac{\pi d_t^3}{32} = \frac{M_t}{\sigma_{st}} ; \quad M_t = \frac{F}{2} \left(\frac{L}{2} - \frac{D_t}{2} \right) \rightarrow d_t$$

cota L - rezultă din datele temei.

» Se dimensionează, sau se verifică, zona de asamblare cu piuliță - secțiunea A-A. Solicitarea este de încovoiere cu: $M_t = \frac{F}{2} \cdot \frac{L}{2}$.

» Evident, primul pas în proiectarea corpului este de a stabili soluția de principiu (proiectarea calitativă), în raport cu cerințele și dorințele precizate în temă.

» Pentru o secțiune precum cea din desen este preferabil să se facă un calcul de verificare al unor dimensiuni H_t și D_t alese construcțiv.

» Ghearele soluției analizate sunt confectionate prin sudare din două elemente. Portiunea de ghidare, cu alezajul cilindric, se poate executa dintr-o ţeavă iar gheara propriu-zisă din tablă.

Observație: Firmele care confectionează scule execută serii relativ mari de prese de extractie, cu elemente forjate în matriță (fig. A12.15).

» Se aleg materialele celor două componente.

» B_g - lungimea de contact gheară-traversă se determină (sau se verifică) din solicitarea de strivire:

$$\sigma_s = \frac{\frac{F}{2}}{B_g d_t} = \sigma_{st} \rightarrow B_g$$

» D_g - diametrul exterior se poate determina din solicitarea la tracțiune într-un plan diametral:

$$A_{min} = \frac{\frac{F}{2}}{\sigma_{st}} = 2 \cdot \frac{D_g - d_t}{2} \cdot B_g \rightarrow D_g$$

» Se caută ţeava potrivită și dacă este nevoie, se ajustează dimensiunile anterior determinate.

» Se precizează cota l_g , a ghearei funcție de datele temei. La o presă de extras rulmenți, ideal ar fi ca gheara să apuce inelul interior al rulmențului.

» Se alege o grosime de tablă - g .

» Se determină h_g din solicitarea de încovoiere. Dacă rezultă prea mare se alege altă grosime g .

1) Se face observația că dispozitivele de acest fel pot fi folosite nu numai pentru "extractie" - demontaj - ci și ca scule pentru montaj și anumite operații tehnologice

» Se alege b (funcție de B_g) și se verifică corpul ghearei la solicitarea compusă de tracțiune și încovoiere:

$$\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_i$$

Dacă nu rezistă se alege altă grosime și la nevoie se modifică și B_g .

» Se proiectează îmbinarea sudată. Cele două cordoane de sudură sunt solicitate la încovoiere și forfecare. Este preferabil să se facă o dimensionare constructivă. Se alege înălțimea a a cordoanelor de sudură și apoi se verifică:

$$\tau_{fs} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l_{sc}}; \quad \sigma_{is} = \frac{M_i}{W_s}; \quad M_i = \frac{F}{2} \cdot l; \quad W_s = 2 \cdot \frac{a \cdot l_{sc}^2}{6}$$

unde: $l_{sc} = l_s - 2 \cdot a$ - lungimea de calcul a îmbinării sudate; l cf. fig. 6.12.
Aproximativ, tensiunea echivalentă se poate obține prin simplă adunare geometrică:

$$\sigma_{echs} = \sqrt{\tau_{fs}^2 + \sigma_{is}^2} \leq \sigma_{as}$$

unde σ_{as} reprezintă tensiunea admisibilă în cordonul de sudură (v. Tabelul 6.1). Dacă îmbinarea nu rezistă se revine asupra dimensiunilor alese.

7. EVALUAREA RANDAMENTULUI TRANSMISIEI

În proiectarea unei mașini simple de tipul unui cric, a unei prese sau a unui dispozitiv de lucru similar, randamentul constituie un principal criteriu de evaluare tehnico-economică.

Conform definiției cunoscute:

$$\eta = \frac{L_u}{L_c} \quad (7.1)$$

L_u - lucrul mecanic util, corespunzător unei rotații complete a elementului de antrenare, este dat de deplasarea sarcinii F pe o distanță δ .

$$L_u = F \cdot \delta \quad (7.2)$$

În legătură cu precizarea distanței δ se pot întîlni următoarele situații:

a) O singură cuplă surub-piulită orientată pe direcția deplasării sarcinii:

$$\delta = p$$

p - pasul filetelui;

b) Două couple surub-piulită (ex. cricuri duble) orientate pe direcția deplasării sarcinii, la care în timpul acțiunării se produce deplasarea simultană pe ambele filete:

$$\delta = p + p'$$

unde p , p' - sunt pasurile filetelor celor două couple;

c) O cuplă surub-piulită a cărei axă nu coincide cu direcția deplasării sarcinii. Situația se întâlnește la cricurile și presele care au în structura lor mecanisme cu piirghii (ex. cricul DACIA):

$$\delta = f(p) \quad (7.3)$$

Dependența din relația (7.3) se poate stabili printr-o analiză geometrică. Rezultatul conduce însă la concluzia că randamentul depinde de poziția mecanismului. În acest caz, apare mai potrivită o analiză globală a randamentului corespunzător ridicării sarcinii F cu înălțimea H .

L_c - lucrul mecanic consumat, corespunzător unei rotații complete a elementului de antrenare se estimează pe baza momentului total, M_{tot} , din diagramele de eforturi.

$$L_c = M_{tot} \cdot 2\pi \quad (7.4)$$

Se face și aici observația că pentru cricurile și presele la care direcția deplasării nu coincide cu axa cuplei surubului, M_{tot} este funcție de poziția mecanismului. În aceste cazuri pentru o tratare globală trebuie exprimate pierderile elementare și realizată integrarea acestora între cele două poziții extreme.

În acest moment al proiectării, valoarea calculată a randamentului trebuie să fie apreciată în raport cu dorințele sau chiar cu cerințele temei proiectului. După cum se

cunoaște, randamentul cuplei clasice surub-piuliță este foarte mic (sub 50%) atunci cind se dorește autofrânarea. Randamentul ansamblului va fi, în general, și mai mic căci se mai adaugă pierderi de energie prin frecări parazite și în alte elemente.

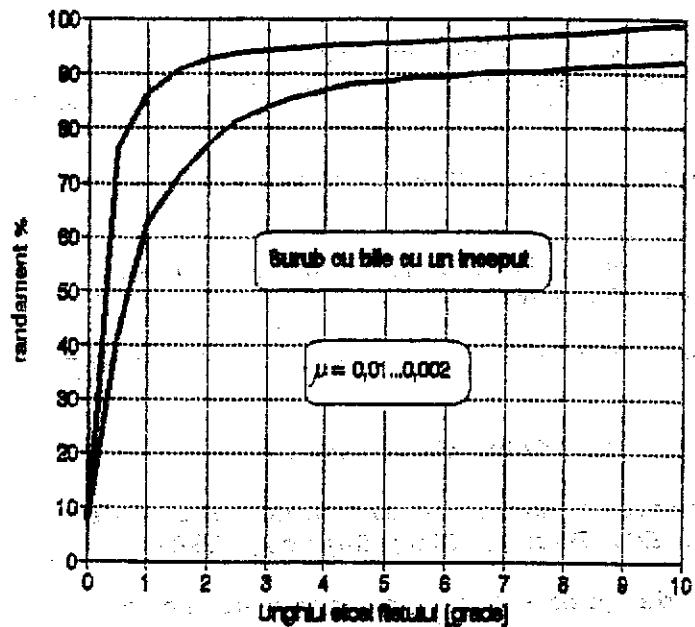


Fig. 7.1

disciplinei "Organe de mașini" cerințele proiectului de an se opresc aici.

Apreciați în ce măsură ar putea fi mărit randamentul soluției de principiu adoptate! Alte soluții concept analizate în faza proiectării calitative ar fi putut avea un randament mai bun?

Figura 7.1. prezintă, pentru comparație, domeniul de variație al randamentului unor "suruburi cu bile" (cuple surub-piuliță la care mișcarea relativă de alunecare a flancurilor se înlocuiește cu o mișcare de rostogolire, prin interpunerea unor bile).

Răspunsul cu privire la oportunitatea utilizării unor suruburi cu bile în construcția cricurilor și a preselor simple este greu de dat căci pe lângă randament, analiza tehnico-economică trebuie să aibă în vedere și factori precum: asigurarea autofrânării, greutatea, durabilitatea economică și costul. Cum această analiză depășește cadrul

BIBLIOGRAFIE

- DOBRE, G. și MIRITĂ, E. - Sisteme tehnice cu transmisii surub piuliță - Îndrumar de proiectare. Institutul Politehnic București, 1981.
1. BIRGHER, Y.A., IOSILEVICI, G.B. - Rezibovie soedimnia. Mašinostroenie, Moskva, 1973.
 2. BUNESCU, V. și-a. - Rationalizarea calculelor în proiectarea mașinilor. Ed. Tehnică, București, 1965.
 3. BUZDUGAN, GH. - Rezistența materialelor. Ed. Tehnică, București, 1980.
 4. CRUM, L.W. - Ingineria valorii. Ed. Tehnică, București.
 5. DOMSA, AL., DOMSA, S. - Materiale metalice în construcția de mașini și instalații. vol. I. Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1981.
 6. DRĂGHICI, I. și-a. - Îndrumar de proiectare în construcția de mașini. vol. I. Ed. Tehnică, București, 1981.
 7. ENACHE, ST. și-a. - Proiectarea formei pieselor în construcția de mașini. Ed. Tehnică, București, 1979.
 8. GAFITANU, M. și-a. - Organe de mașini. vol. I. Ed. Tehnică, București, 1981.
 9. JULĂ, A. și-a. - Îndrumar pentru proiectul de an nr. 1. Universitatea din Brașov, 1976.
 10. KOLLER, R. - Eine algoritmisch physikalisch orientierte Konstruktions-Methods. În: VDI-Z, 1973, nr. 2, 4 și 10.
 11. KUZZMIN, V.A. și-a. - Kursivie proiectirovanie detalei mașin. Spravocinik pazobre. vol. II. Minsk, 1982.
 12. MANEA, GH. - Organe de mașini. vol. I. Ed. Tehnică, București, 1970.
 13. MATIEȘAN, D. și-a. - Elemente de proiectare pentru mecanismele cu surub și piuliță. Institutul Politehnic Cluj-Napoca, 1985.
 14. ORLOV, P. - Fundamentals of machine design. vol. I, II, III și IV. Mir Publishers, Moscow, 1976.
 15. ZABLONSKII, K.I. - Detali mașin. "Vișa școla", Kiev, 1985.
 16. *** - CATALOG RULMENTI
 17. *** - COLECȚIA DE STANDARDE ÎN VIGOARE
 18. *** - Documentația tehnică a firmelor: WALTER - Werkzeuge BALDUR (Austria); RENOLD LIMITED (Anglia).

ANEXA A1**MĂRIMI NORMALE****1. DIMENSIUNI LINIARE NORMALE
(Extras din STAS 75-90)**

Standardul stabilește sirurile de dimensiuni liniare normale, de uz general în construcția de mașini, în intervalul 0,001...20000 mm. Standardul nu se referă la dimensiunile liniare determinate de condiții tehnologice sau determinate prin calcul în funcție de alte dimensiuni.

Utilizarea dimensiunilor liniare normale are ca scop stabilirea unor game dimensionale raționale. Valorile din standard se vor utiliza ori de câte ori este posibil și rațional din punct de vedere tehnic și economic, în special pentru stabilirea dimensiunilor importante din punctul de vedere al interschimbabilității sau al fabricației de serie.

Sirurile de dimensiuni liniare normale reprezintă o eșalonare selectivă a numerelor normale și a valorilor mai rotunjite ale acestora, stabilite prin STAS 282-69. La alegerea dimensiunilor, sirul Ra 5 se preferă sirului Ra 10, sirul Ra 10 se preferă sirului Ra 20, sirul Ra 20 se preferă sirului Ra 40. Este stabilit și un sir de dimensiuni suplimentare, Ra 80, care se va utiliza în cazuri justificate, dacă dimensiunile din sirurile de bază menționate anterior nu sunt acoperitoare.

În tabelul A1.1 se indică dimensiunile liniare normale între 10 și 100 mm, cuprinse în standard. Pentru dimensiunile din afara acestui domeniu se pot împărți sau înmulții valorile din tabel cu 10, 100, 1000 etc.

Tabelul A1.1

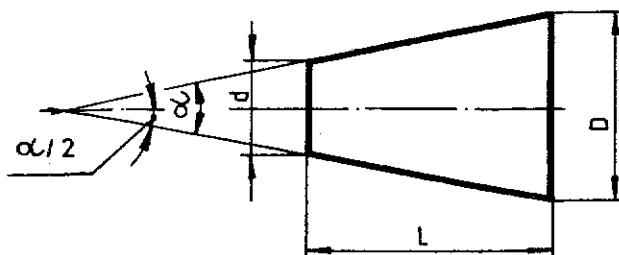
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40
10	10	10	10	32	32	32	32
			10,5				34
			11				36
	12	12	11				36
			11,5				38
			12				40
			12				42
			13				45
			14				48
			14				50
16	16	16	15	50	50	50	53
			16				56
			16				60
			17				63
			18				67
	20	20	18				71
			19				75
			20				80
			21				85
			22				90
25	25	25	22	80	80	80	95
			24				100
			25				100
	28	28	26				100
			28				100
			30				100

2. UNGHIURI NORMALE. UNGHIURI DE CONURI ȘI CONICITĂȚI (Extras din STAS 2285/1-81)

Standardul stabilește unghiurile normale de conuri și conicitățile normale pentru piese conice lise (nu se aplică pentru filete conice, roți dințate conice etc.).

Stabilirea unor game preferențiale de unghiuri și conicități are ca scop reducerea sortimentului de scule și mijloace de măsurare necesare fabricării pieselor conice. Valorile din standard vor fi utilizate ori de câte ori condițiile funcționale sau tehnologice nu impun alte valori.

Şirurile 1 și 2 din tabelul A1.2 vor fi utilizate în această ordine de preferință. În standard se indică de asemenea unghiurile și conicitățile de uz special (nu sunt redatate în acest extras).



Conicitatea:

$$C = \frac{D-d}{L} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{\frac{1}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}}$$

Fig. A1.1

Tabelul A1.2

Şirul 1	Şirul 2	Şirul 1	Şirul 2	Şirul 1	Şirul 2
120		1:3			1:12
90		1:5	1:4	1:20	1:15
60	75		1:6	1:50	1:30
45			1:7	1:100	
30			1:8	1:200	
1:3		1:10			

3. RAZE NORMALE DE RACORDARE (Extras din STAS 406-85)

Standardul stabilește şirurile de valori pentru razele normale de racordare, în intervalul de la 0,1 la 250 mm. Standardul nu se referă la razele de racordare obținute în perioada operațiilor intermedie de fabricație a pieselor.

Tabelul A1.3

Şirul I	Şirul II	Şirul I	Şirul II
0,1	0,1	4	4
	0,12		5
0,16	0,16	6	6
	0,20		8
0,25	0,25	10	10
	0,30		12
0,40	0,40	16	16
	0,50		12
0,60	0,60	25	25
	0,80		32
1,00	1,00	40	40
	1,20		50
1,6	1,60	63	63
	2,00		80
2,50	2,50	100	100

Dacă din motive funcționale sau tehnologice sunt necesare alte valori decât cele standardizate, acestea se vor stabili prin documentația tehnică a produsului.

Şirurile de valori prezentate în tabelul A1.3 reprezintă o eșalonare selectivă a dimensiunilor liniare stabilite prin STAS 75-90. Şirul I este preferențial.

4. RUGOZITĂȚI NORMALE (Extras din STAS 5730/2-85)

În STAS 5730/2-85 se stabilesc parametrii de rugozitate, precum și regulile generale privind alegerea și specificarea rugozității suprafetei.

În tabelul A1.4 se prezintă în extras o parte din gama de valori numerice recomandate să fi utilizate pentru specificarea parametrilor de rugozitate. Valorile din şirul I sunt preferențiale.

Tabelul A1.4

Şirul I	Şirul II	Şirul I	Şirul II
0,100	0,100 0,125 0,160	6,3	4,0 5,0 6,3
0,2	0,20 0,25 0,32		8,0 10,0 12,5
0,4	0,40 0,50 0,63	12,5	16,0 20 25
0,8	0,80 1,0 1,25	25	32 40 50
1,60	1,60 2,0 2,5	50	63 80 100
3,2	3,2		100

La alegerea și prescrierea rugozității unei suprafete este necesar să se aibă în vedere influența rugozității atât asupra caracteristicilor funcționale ale produsului (precizie dimensională, funcționare, durabilitate, rezistență, aspect etc.), cît și influența asupra economicității produsului respectiv.

În STAS 5730/2-85 se prezintă de asemenea aspecte ale corelației rugozității cu caracteristicile funcționale ale produselor, exemple de alegere a rugozității în construcția de mașini, corelația informativă dintre rugozitate și precizia dimensională precum și valori informative ale rugozității suprafetei obținute prin diferite procedee tehnologice.

În tabelul A1.5 este redat un extras sumar din standardul menționat, privind corelația rugozitate-procedeu tehnologic.

Tabelul A1.5

Procedeul tehnologic	Ra [µm]	Procedeul tehnologic	Ra [µm]
Turnare în forme de nisip	12,5...100	Mortezare	1,6..12,5
Turnare în forme coajă	3,2...100	Găurire	6,3...12,5
Turnare de precizie	1,6...12,5	Alezare	0,8...3,2
Matrițare	1,6...12,5	Frezare	1,6...12,5
Tăiere cu flacără	6,3...12,5	Rectificare	0,2...1,6
Debitare	3,2...12,5	Honiure	0,025...0,8
Strunjire longitudinală	0,8...12,5	Superfinisare	0,025...0,2
Strunjire plană	1,6...12,5	Electroeroziune	0,8...6,3
Rabotare	1,6...25	Rulare	0,2...1,6

ANEXA A2

MATERIALE SI SEMIFABRICATE**1. OTELURI**

Principalele caracteristici mecanice ale celor mai utilizate oțeluri în construcția de mașini sunt prezentate în tabelul A2.1.

Tabelul A2.1

Materialul	STAS	Simbolul	Tratament termic ¹	Caracteristici mecanice [N/mm ²]	
				Limita de curgere R _{p 0,2}	Rezistență la rușine R _m
Oțeluri de uz general pentru construcții	500/2-80	OL 34	N	190-210	330-410
		OL 37	N	210-240	360-440
		OL 42	N	230-260	410-490
		OL 50	-	270-290	490-610
		OL 60	-	310-330	590-710
		OL 70	-	340-360	min. 690
Oțeluri carbon de calitate pentru tratament termic de: cimentare imbuinătățire	880-88	OLC 10	N	206	min. 321
		OLC 15	N	225	min. 373
		OLC 20	N	250	min. 410
			CR	300	500-650
		OLC 25	N	270	min. 450
			CR	320	500-650
		OLC 35	N	310	min. 530
			CR	370	600-750
		OLC 45	N	360	min. 610
			CR	430	630-800
		OLC 55	N	390	min. 670
			CR	500	750-900
		OLC 60	N	400	min. 700
			CR	520	800-950
Oțel carbon turnat în piese (grupa 4)	600-82	OT 400	N	min. 200	min. 390
		OT 450	N	min. 240	min. 440
		OT 500	N	min. 270	min. 490
		OT 550	N	min. 310	min. 540
		OT 600	N	min. 340	min. 590
		OT 700	N	min. 410	min. 690

Materialul	STAS	Simbolul	Tratament termic*	Caracteristici mecanice [N/mm ²]	
				Limita de curgere R _{p 0,2}	Resistență la rupere la tracțiune R _u
Oțeluri aliate pentru tratament termic	791-88	40Cr10	CR	780	min. 980
		40BCr10	CR	735	min. 930
		34MoCr11	CR	650	900-1100
		42MoCr11	CR	750	1000-1200
		35MnSi13	CR	680	min. 880
		20MnCrSi11	CR	635	min. 780
Oțeluri pentru țevi fără sudură (de uz general)	8183-80	OLT 35	-	min. 230	min. 340
		OLT 45	N	min. 250	min. 440
		OLT 65	N	min. 370	min. 640

*) C - călire; R - revenire finală; N - normalizare.

Observație: Acolo unde în standard sunt prevăzute mai multe valori ale caracteristicilor mecanice, pentru aceeași marcă, în funcție de diametrul epruvetei, în tabel s-a trecut valoarea corespunzătoare epruvetei cu diametrul d=16...40 mm.

2. FONTE

2.1. FONTĂ rezistentă la uzare în condiții de frecare cu ungere, turnată în piese (Extras din STAS 6707-79)

Tabelul A2.2 prezintă condițiile de utilizare recomandate pentru piesele turnate din aceste fonte, denumite și fonte antifrictiune.

Tabelul A2.2

Grupa	Marca fontei	Presiunea de contact (p) N/mm ²	Viteză periferică (v) m/s	Produsul (pv) Nm/mm ² s	Duritatea Brinell HB
Fontă cenușie cu grafit lamellar (simbol Fc)	FcA 1	2,5	5,0	10,0	180...260
		9,0	0,2	1,8	
	FcA 2	9,0	0,2	1,8	180...229
		0,1	3,0	0,3	
	FcA 3	6,0	0,75	4,5	160...190
	FcA 4	20,0	1,0	20,0	180...290 (turnată)
		30,0	0,42	12,5	140...180 (după călire)
Fontă cu grafit nodular (simbol Fgn)	FgnA 1	10,0	8,0	8,0	210...260
		20,0	1,0	20,0	
	FgnA 2	0,5	5,0	2,5	167...197
		12,0	1,0	12,0	

Grupa	Marca fontei	Presiunea de contact (p) N/mm ²	Viteza periferică (v) m/s	Produsul (pv) Nm/mm's	Duritatea Brinell HB
Fontă maleabilă (simbol Fm)	FmA 1	20,0	2,0	20,0	187...262
	FmA 2	0,5	5,0	2,5	167...197
		12,0	1,0	12,0	

Destinație: Mărcile FcA 3, FgnA 2 și FmA 2 sunt destinate pieselor în contact cu arbori ne tratați termic. Celelalte mărci se utilizează pentru piese în contact cu arbori tratați termic.

Observație: Standardul 6707-79 nu prezintă caracteristici mecanice.

2.2. PONTĂ maleabilă, turnată în piese (Extras din STAS 569-79)

Tabelul A2.3 prezintă unele din caracteristicile fontelor maleabile. Valorile din tabel corespund unui diametru al epruvetei de 15 mm.

Tabelul A2.3

Grupa	Marca fontei	Rezistența la rupere la tracțiune R _b N/mm ² (min)	Limita de curgere R _{p 0,2} N/mm ² (min)	Alungirea la rupere A ₅ [%]	Duritatea Brinell max.
Fontă maleabilă cu inimă albă	Fma 350 ^K	360	-	3	240
	Fma 400 ^K	420	230	3	220
Fontă maleabilă cu inimă neagră	Fmn 300	300	-	6	160
	Fmn 320	320	-	8	100
	Fmn 350	350	170	10	150
	Fmn 370	370	190	12	150
	Fmp 450 ^K	450	260	6	220
Fontă maleabilă perlitică	Fmp 500	500	300	5	240
	Fmp 550	550	330	4	260
	Fmp 600	600	360	3	270
	Fmp 650	650	390	3	270
	Fmp 700	700	500	2	280

*) Se execută numai cu acordul producătorului.

2.3. PONTĂ turnată în piese pentru mașini-umelte (Extras din STAS 8541-86)

Structura masei metalice de bază a fontelor pentru mașini-umelte este perlitică sau perlito-feritică. Pe suprafețele de ghidare ce urmează să fie tratate prin curenți de finală frecvență (CIF), masa metalică este perlitică iar procentul de ferită trebuie să nu depășească 5%. Grafitul se prezintă sub formă de lamele.

Caracteristicile mecanice sunt prezentate în tabelul A2.4.

Tabelul A2.4

Marca fontei	Grosimea peretelui piesei, mm (min)	Rezistență la tracțiune R_u , N/mm ² (min)	Rezistență la încovoiere R_t , N/mm ² (min)	Rezistență la compresiune ^{a)} N/mm ² (min)	Modulul de elasticitate ^{a)} E N/mm ²
FcX 200	6	200	390	740	90×10^3
FcX 250	6	250	440	880	105×10^3
FcX 300	10	300	490	980	120×10^3
FcX 350	10	350	540	1130	130×10^3

*) Valori informative

2.4. FONTĂ cenuzie cu grafit lamelar turnată în piese (Extras din STAS 568-82)

Caracteristicile mecanice ale fontelor cenușii cu grafit lamelar sunt prezentate în tabelul A2.5.

Tabelul A2.5

Marca fontei	Diametrul probei brut turnate, d, mm	Rezistență la tracțiune R_u , N/mm ² (min)	Rezistență la încovoiere, R_t , N/mm ² (min)	Duritatea Brinell, HB (informativ)
Fc 100	13	140	-	100...150
	20	120	-	
	30	100	-	
Fc 150	13	230	330	140...190
	20	180	310	
	30	150	290	
	45	110	260	
Fc 200	13	270	400	170...210
	20	230	380	
	30	200	350	
	45	160	320	
Fc 250	13	320	-	180...240
	20	270	450	
	30	250	410	
	45	210	380	
Fc 300	20	320	-	200...260
	30	300	470	
	45	250	440	

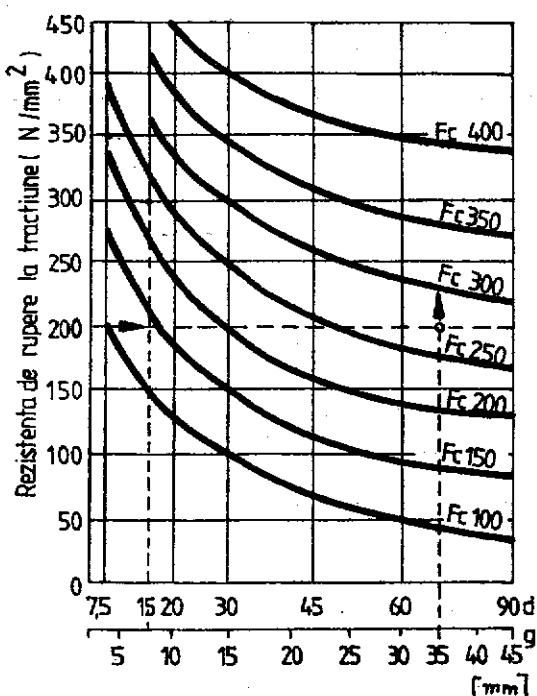
Marca fontei	Diametrul probei brut turnate, d, mm	Rezistență la tracțiune R_t , N/mm ² (min)	Rezistență la încovoiere, R_b , N/mm ² (min)	Duritatea Brinell, HB (informativ)
Fc 350*	20	370	-	210...280
	30	350	530	
	45	330	500	
Fc 400*	30	400	590	230...300
	45	350	560	

*) Se livreaza cu acordul producătorului.

Indicații privind alegerea mărcii de fontă cenusie

Caracteristicile mecanice ale mărcilor prezентate depind de grosimea peretelui piesei turnate. Informativ, se poate avea în vedere următoarea dependență între grosimea peretelui piesei turnate și diametrul probei brut turnate (tabelul A2.6).

Relațiile dintre rezistență la tracțiune și grosimea peretelui piesei turnate sunt prezентate tot informativ în figura A2.1.



Exemplu: Pentru a obține rezistență minimă la tracțiune de 200 N/mm² la o piesă cu grosimea peretelui, g=35 mm, se poate folosi marca Fc 300 (prima curbă deasupra punctului de întilnire a celor două drepte ajutătoare, în fig. A2.1).

Tabelul A2.6

Grosimea peretelui g, mm	Diametrul probei brut turnată d, mm
5,1 ... 8	13
8,1 ... 13	20
13,1 ... 25	30
Peste 25	45

Fig. A2.1

2.5. FONTĂ cu grafit nodular turnată în piese (Extras din STAS 6071-82)

Fonta cu grafit nodular este o fontă cu caracteristici mecanice superioare, al cărei grafit se prezintă sub formă nodulară (sferoidală), ocupând majoritatea secțiunii cuprinse în cimpul microscopic (min. 70%).

Caracteristicile mecanice și de structură ale mărcilor de fontă cu grafit nodular sunt prezentate în tabelul A2.7.

Tabelul A2.7

Marca fontei	Grosimea peretelui piesei mm	Rezistența de rupere la tractiune R _b N/mm ² (min)	Limita de curgere convențională R _{p0,2} N/mm ² (min)	Alungirea la rupere A ₅ %	Structura
Fgn 370-17	30-60	360	220	16	ferită
	60-200	330	210	14	
Fgn 400-12	30-60	390	250	11	ferită
	60-200	370	240	10	
Fgn 450-5	30-60	420	300	5	perlită și ferită
	60-200	400	290	4	
Fgn 500-7	30-60	450	300	7	perlită și ferită
	60-200	420	290	5	
Fgn 600-2	30-60	600	360	2	perlită și ferită
	60-200	550	340	1	
Fgn 700-2	30-60	700	400	2	perlită
	60-200	650	380	1	
Fgn 800-2	30-60	800	430	2	perlită sau structură de revenire
	60-200	750	400	1	

2.6. FONTĂ cu grafit vermicular turnată în piese (Extras din STAS 12443-86)

Caracteristicile mecanice și de structură sunt prezentate în tabelul A2.8.

Tabelul A2.8

Marca fontei	Rezistența la tractiune R _b N/mm ² (min)	Alungirea la rupere A ₅ %	Limita la curgere convențională R _{p0,2} N/mm ² (min)	Duritatea Brinell HB	Microstructura masei metalice
Fgv 300	300	2	200	130...180	preponderent ferită
Fgv 350	350	1	240	160...240	ferito-perlitică
Fgv 400	400	1	280	200...280	preponderent perlitică

3. MATERIALE NEFEROASE

Se prezintă principalele mărci de aliaje neferoase cu caracteristicile mecanice standardizate, posibil de utilizat și în construcția piulițelor transmisiilor cu surub.

Tabelul A2.9 prezintă caracteristicile mecanice și utilizările principale ale unor aliaje cupru-staniu turnate în piese (Extras din STAS 197/2-83).

Tabelul A2.10 prezintă caracteristicile mecanice ale unor aliaje cupru-zinc turnate

în piese (Extras din STAS 199/2-86).

Tabelul A2.11 prezintă caracteristicile mecanice ale unor aliaje cupru-aluminiu turnate în piese (Extras din STAS 198/2-81).

Tabelul A2.9

Marca aliajului	Mod de tur-nare	Rezistență de rupere la tractiune R_t N/mm ²	Indicații de utilizare
CuSn14	N C	220 230	Organe de mașini supuse la uzură. Lagăre pentru mașini unelte. Piese pentru aparatūră hidraulică supuse la presiuni mari, fără socuri.
CuSn12	N C	220 250	Cuplaje, piese de articulație, roți melcate, roți dințate elicoidale, <u>piulițele surubului conducător</u> , diferite organe de mașini solicitate la sarcini statice și de alunecare, profile.
CuSn12Ni	N F TC	260 280 280	Aliaj cu foarte bună rezistență la uzură la coroziune (și în apă de mare) și la cavitație. Piese de articulație și cuplaje puternic solicitate, <u>piulițele surubului conducător</u> solicitat la sarcini dinamice, sectoare melcate și elicoidale solicitate la viteze mari, armături, carcase de pompe, statoare, rotoare, palete pentru turbine de apă și pompe.
CuSn10	N	220	Comportare bună în apă de mare. Diverse organe de mașini și armături speciale, carcase de pompe, rotoare, statoare și palete pentru pompe și turbine de apă.
CuSn10Zn2	N F TC	220 260 260	Cuzineți de alunecare, cuplaje de solicitare medie, roți melcate cu viteză mică de alunecare, calandri pentru industria hârtiei, sectoare melcate cu viteză mică de alunecare, <u>piulițele surubului conducător cu solicitare medie</u> .
CuSn9Zn5	N F TC	220 240 240	Lagăre pentru material rulant și armături de presiune.
CuSn6Zn4 Pb4	N F TC	180 200 200	Cuzineți pentru lagăre axiale și pentru cuplaje, lagăre de alunecare pentru diferite construcții de mașini (care lucrează la presiuni pînă la 40 MPa). Bucse pentru bolțuri la pistoane (presiuni pînă la 40 MPa), piese pentru mașini-unelte, inele și șaibe de fricțiune.
CuSn5Zn5 Pb5	N C F TC	180 200 230 230	Comportare bună în apă de mare. Armături pentru apă și vapor (temperaturi de lucru pînă la 225°C), carcase de pompe solicitate normal și piese complexe cu pereti subțiri.
CuSn4Zn4 Pb17	N TC	170 200	Piese care lucrează la frecare și lagăre solicitate la sarcini relativ mici.
CuSn3Zn11 Pb4	N TC	200 220	Armături diverse, buce.

Observații:

1. Literelor din coloana "Modul de turnare" au următoarele semnificații:
 N - turnate în forme obținute din amestec de formare;
 C - turnate în forme metalice;
 F - turnate centrifugal;
 TC - turnate continuu.
2. Caracteristicile mecanice din tabelul A2.9 se referă la piesele netratate termic.
3. Valorile din tabel sunt minime.

Tabelul A2.10

Marca aliajului	Procedeul de turnare*	Rezistență la rupere la tractiune, R_u N/mm ²	Duritatea Brinell HB
CuZn40PbSnT	P	280	80
	C	280	80
CuZn38Pb2Mn2T	C	350	80
	N	250	70
CuZn35Mn2FeAlNiT	C	400	90
	N	350	80
CuZn30Al5Fe3Mn2T	N	500	110

*) P - turnare sub presiune, C - turnare în forme metalice, N - turnare în amestec de formare.

Tabelul A2.11

Marca aliajului	Procedeul de turnare*	Rezistență la rupere la tractiune, R_u N/mm ²	Duritatea Brinell HB
CuAl9T	N	340	80
	C	390	90
	F, TC	390	90
CuAl10Fe3T	N	440	90
	C	490	100
	F, TC	490	100

*) F - turnare centrifugala, C - turnare în formă metalică, N - turnare în amestec de formare, TC - turnare continuă.

Observații:

1. Caracteristicile mecanice se referă la piese netratate termic.
2. Caracteristicile mecanice depind de procedeul de turnare care este specificat pentru fiecare mară.

4. SEMIFABRICATE**4.1. TABLE de oțel mijlocii și groase, de uz general
(Extras din STAS 437-87)**

Standardul stabilește dimensiunile tablelor mijlocii și groase, laminate la cald, din oțel carbon și oțel aliat (STAS 500/2-80, 880-88, 791-88), cu grosimi de la 3 mm pînă la 150 mm.

Notarea se face indicind în ordine: dimensiunile - grosime x lățime x lungime -, numărul prezentului standard și separată printr-o linie oblică, marca de oțel.

Exemplu de notare:

20 x 2000 x 2000 STAS 437-87/OL50 STAS 500/2-88

Dimensiunile acestor table sint:

Grosimi [mm]: 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 12; 14; 15; 16; 18; 20; 22; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85 90; 100; 120; 130; 140; 150.

Lățimi [mm]: 1000, 1250, 1500, 1800, 2000, 2200, 2400, 2800, 3000, 3600, 4000.

Lungimile sint livrate între 1 m și 12 m.

Abaterile limită la grosimi sint prescrise funcție de grosimea și lățimea tablei. În tabelul A4.12 se prezintă valorile acestor abateri pentru lățimea tablei între 1500 mm și 2000 mm.

Tabelul A2.12

Grosime b	Peste	3	5	8	12	25	40	60	80	100	120
	înă la	5	8	12	25	40	60	80	100	120	150
Abateri limită [mm]	+0,25	+0,30	+0,35	+0,40	+0,60	+0,80	+0,90	+1,10	+1,60	+2,10	
	-0,60	-0,70	-0,80	-0,90	-1,20	-1,40	-2,30	-2,80	-3,50	-4,20	

4.2. OTEL LAT (Extras din STAS 395-88)

Standardul se referă la oțelul lat, laminat la cald, din oțel carbon sau oțel aliat cu lățimi cuprinse între 20 și 150 mm și grosimi între 5 și 50 mm (fig. A2.2).

Sirul lățimilor, a, este: 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150.

Corelarea dintre cele două dimensiuni ale semifabricatului sint redate în tabelul A2.13.

Abaterile limită admise sint prezentate în tabelul A2.13, pentru grosimea b și în tabelul A2.14, pentru lățimea a.

Notarea se face indicind în ordine: simbolul LT, lățimea x grosimea, numărul prezentului standard, următe de o linie oblică și marca oțelului și numărul standardului respectiv.

Exemplu de notare:

LT 80x16 STAS 395-88/ STAS 500/2-80

Tabelul A2.13

Grosimea b	5	6	8	10	12	14	16	18	20	25	30	40	50
Lățimea (de la înă la)	20	20	20	20	25	25	25	30	30	40	45	90	100
	60	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	120
Abateri limită			+0,3				+0,4		+0,4	+0,7	+0,9	+1,0	+1,2
			-0,5				-0,6		-0,7	-1,0	-1,1	-1,7	-1,8

Observație: Din tabel se vor exclude următoarele dimensiuni: 6x90; 6x110; 8x55; 16x30; 18x35; 18x45; 18x55; 18x110

Tabelul A2.14

Lățimea	20÷25	30÷55	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Abateri limită	+0,6 -1,0	+0,7 -1,1	+0,9 -1,2	+1,0 -1,4	+1,2 -1,6	+1,2 -1,7	+1,3 -1,8	+1,6 -1,8	+1,7 -2,2	+2,0 -2,3	+2,0 -2,6	+2,1 -2,8

4.3. OTEL HEXAGONAL (Extras din STAS 7828-78)

Standardul 7828-78 se referă la oțelul laminat la cald, cu secțiune hexagonală (fig. A2.3), pentru scopuri generale, executat din oțeluri carbon sau oțeluri aliate.

Dimensiunea caracteristică este deschiderea cheii, S, ce se realizează cu următoarele valori: 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 26, 27, 29, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 43, 45, 48, 52, 57, 63, 67, 72.

Abaterile limită la deschiderea cheii, S, sunt prezentate în tabelul A2.15.

Notarea se face prin indicarea simbolului 6L, a mărimei deschiderii cheii și a numărului prezentului standard, separate printr-o linie oblică de marca de oțel și numărul standardului respectiv.

Exemplu de notare:

6L 24 STAS 7828-78/OL50 STAS 500/2-80

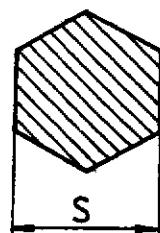


Fig. A2.3

Tabelul A2.15

Deschidere	8÷13	14÷20	21÷26	27÷29	30÷36	38÷48	52÷63	67÷72
Abateri limită	+0,3	+0,4	+0,5	+0,6	+0,7	+0,8	+1	+1,2

4.4. OTEL PĂTRAT (Extras din STAS 334-88)

Standardul 334-88 se referă la oțelul pătrat laminat la cald (fig. A2.4), avind latura, a, cuprinsă între 8 și 70 mm inclusiv, realizat din oțel carbon sau oțel aliat.

Dimensiunile și abaterile limită normale sunt prezentate în tabelul A2.16.

Notarea se face indicind în ordine: simbolul 4L, mărimea laturii, numărul prezentului standard, separate printr-o linie oblică de marca oțelului și numărul standardului respectiv.

Exemplu de notare:

4L 25 STAS 334-88/OL70 STAS 500/2-88

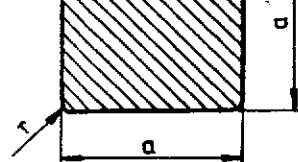


Fig. A2.4

Tabelul A2.16

Latura, a	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28
Abateri limită [mm]				+0,3 -0,5					+0,4 -0,5	
Raza r_{max}		1,0			1,5				2	
Latura, a	30	32	36	38	40	45	50	56	60	65
Abateri limită [mm]				+0,5 -0,7			+0,6 -1,0		+0,7 -1,1	
Raza r_{max}	2		2,5			3			4	

4.5. OTEL ROTUND (Extras din STAS 333-87)

Standardul 333-87 se referă la oțelul laminat la cald, avind diametrul cuprins între 10 și 300 mm inclusiv, realizat din oțel carbon sau oțel aliat.

Abaterile limită corespunzătoare clasei normale N sunt prezentate în extrasul din tabelul A2.17.

Notarea se face indicind în ordine: simbolul ϕ , valoarea diametrului, clasa de abateri limită (N sau R), numărul prezentului standard, separate printr-o linie oblică de marca otelului și numărul standardului respectiv.

Exemplu de potare:

♦ 49 N STAS 333-87/0137 STAS 500/2-80

Diametrele prevăzute în standard sunt: 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 32, 34, 35, 36, 37, 38, 40, 42, 44, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 65, 70, 75, 78, 80, 85, 90, 95, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 220, 250, 270, 300.

Tabelul A2.17

Diametrul	10÷25	26÷48	50÷56	60÷75	78÷90	95÷110	120÷150	160÷200	220÷300
Abateri limită	+0,3	+0,3	+0,5	+0,6	+0,6	+1,0	+1,2	+1,5	+2,0
	-0,6	-0,9	-1,2	-1,3	-1,5	-1,9	-2,2	-2,7	-3,5

4.6. TEVI (Extras din STAS 404/1-87)

Standardul 404/1-87 se referă, printre altele, la ţevile fără sudură, din otel nealiat sau aliat, laminate sau reduse la cald, de uz general.

Dimensiunile ţevilor cu diametrul exterior mai mic de 650 mm sunt prezentate în tabelul A2.18.

Sirul grosimilor de perete [mm]: 3; 3,5; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 40; 45; 50.

Notarea tevilor cuprinde denumirea, clasa de executie, dimensiunile (diametrul

ior x grosimea peret

standard.

Tabelul A2.18													
Diametrul exterior	25	28	32	34	38	42	45	48	51	54	57	60	63,5
Grosimi	3...3,5		3...4		3...5		3...6	3...10		3...12		3,5...12	
Diametrul exterior	70	73	76	83	89	95	102	108	114	121	127	133	
Grosimi	3,5...16			3,5...18			4...18		4...22				
Diametrul exterior	140	146	159	168	178	194	219	245	273	299	324		
Grosimi	5...22		6...22					8...22					
Diametrul exterior	356	377	406	419	426		457	470	508	521	559	609	
Grosimi	10...22		12...50						12...40		14...40		

Tabelul A2.19

Diametrul exterior mm	Clasa de execuție		
	A		B
	Precizia de execuție		
	obișnuită	înaltă	
Abateri limită			
Până la 50 inclusiv	±0,5 mm	±0,5 mm	±1,0 mm
Peste 50 pînă la 219 inclusiv	±1 %	±0,8 %	±1,5 %
Peste 219	±1,25 %	±1,0 %	±2,0 %
Grosimea peretelui, mm	Abateri limită, %		
Pînă la 15 inclusiv	+12,5 -15,0	±12,5	±18
Peste 15	±12,5	±12	±15

4.7. SÎRMĂ PENTRU ARCURI (Extras din STAS 893-89)

În standard se prezintă dimensiunile nominale și abaterile limită ale sîrmelor pentru arcuri realizate din oțel carbon de calitate.

După rezistența la rupere, sîrmele pentru arcuri se execută în următoarele calități:

- sîrmă cu rezistență scăzută, simbol RS;
- sîrmă cu rezistență medie, simbol RM;
- sîrmă cu rezistență ridicată, simbol RR.

Materialele din care se execută sîrmele sunt: OLC45; OLC50; OLC55; OLC60 (conform STAS 880-88); OLC55A; OLC65A; OLC70A; OLC75A; OLC85A; OLC95A (conform STAS 795-87).

Seria de diametre mai mici de 7 mm este: 0,2; 0,25; 0,30; 0,35; 0,40; 0,43; 0,45; 0,50; 0,55; 0,60; 0,65; 0,70; 0,75; 0,80; 0,85; 0,90; 1,00; 1,10; 1,12; 1,20; 1,25; 1,30; 1,32; 1,40; 1,50; 1,60; 1,80; 2,00; 2,20; 2,40; 2,50; 2,80; 3,00; 3,50; 4,00; 4,50; 5,00; 5,50; 6,00; 7,00.

Abaterile limită corespunzătoare execuției normale (N) sunt prezentate în tabelul A2.20.

Notarea se face indicind în ordine: denumirea produsului, simbolul calității, diametrul sîrmei, clasa de abateri limită și numărul prezentului standard.

Exemplu de notare:

Sîrmă RM-1,2 STAS 893-89

Tabelul A2.20

Diametrul	0,20±0,35	0,40±0,70	0,75±1,2	1,25±1,5	1,5±7
Abateri limită	±0,010	±0,015	±0,020	±0,025	±0,040

ANEXA A3**FILETE****1. FILETUL TRAPEZOIDAL ISO****1.1. Profile nominale (Extras din STAS 2114/1-75)**

Figura A3.1 prezintă profilele nominale ale filetului trapezoidal standardizat.

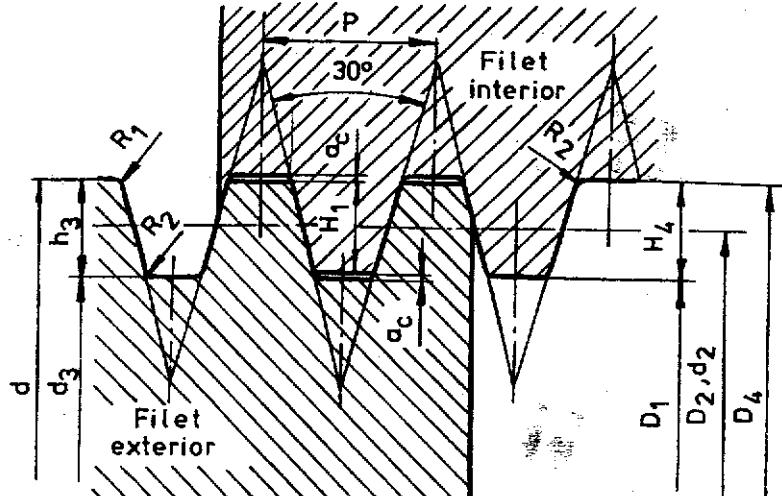


Fig. A3.1

$$H = 1,866 P$$

$$H_1 = 0,5 P$$

$$H_4 = h_3 = H_1 + a_c$$

$$d_2 = D_2 = d - 0,5 P$$

$$d_3 = d - 2 h_3$$

$$D_4 = d + 2 a_c$$

$$D_1 = d - 2 H_1 = d - P$$

$$R_{1 \max} = 0,5 a_c$$

$$R_{2 \max} = a_c$$

$$a_c = 0,15 \text{ pentru } P < 2 \text{ mm}$$

$$a_c = 0,25 \text{ pentru } P = 2-5 \text{ mm}$$

$$a_c = 0,5 \text{ pentru } P = 6-12 \text{ mm}$$

$$a_c = 1 \text{ pentru } P > 12 \text{ mm}$$

1.2. Dimensiunile nominale (Extras din STAS 2114/3-75)

Tabelul A3.1 redă o parte din gama de dimensiuni nominale cuprinsă în standard. Diametrele nominale și pașii corespunzători se aleg după cum urmează:

- diametrul nominal se alege de preferință din sirul 1 de valori, iar dacă este necesar din sirul 2;

- pasul filetului se alege din valorile indicate în dreptul diametrului nominal adoptat, preferindu-se valorile încadrate între bare verticale (adică, în general, valorile mijlocii, care pot asigura atât autofrânarea, cât și o suprafață suficientă de contact a filetului).

Tabelul A3.1

Dimensiuni în [mm]

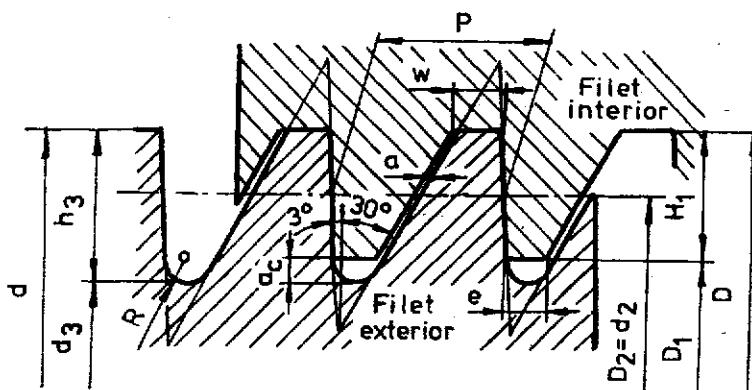
Diametrul nominal al filetului, d		Pasul P	Diametrul nominal mediu $d_2 = D_1$	Diametrul nominal exterior al filetului interior D_4	Diametrul nominal interior al filetului exterior, d_3	
Șirul 1	Șirul 2				al filetului interior, D_1	
8		1; 5	7,250	8,300	6,200	6,500
9		1,5	8,250	9,300	7,200	7,500
		2	8,000	9,500	6,500	7,000
10		1,5	9,250	10,300	8,200	8,500
		2	9,000	10,500	7,500	8,000
11		2	10,000	11,500	8,500	9,000
		3	9,500	11,500	7,500	8,000
12		2	11,000	12,500	9,500	10,000
		3	10,500	12,500	8,500	9,000
14		2	13,000	14,500	11,500	12,000
		3	12,500	14,500	10,500	11,000
16		2	15,000	16,500	13,500	14,000
		4	14,000	16,500	11,500	12,000
18		2	17,000	18,500	15,500	16,000
		4	16,000	18,500	13,500	14,000
20		2	19,000	20,500	17,500	18,000
		4	18,000	20,500	15,500	16,000
22		3	20,500	22,500	18,500	19,000
		5	19,500	22,500	16,500	17,000
24		3	22,500	24,500	20,500	21,000
		5	21,500	24,500	18,500	19,000
25		3	23,500	25,500	21,500	22,000
		5	22,500	25,500	19,500	20,000
26		3	23,500	25,500	21,000	22,000
		5	22,000	27,000	17,000	18,000
28		3	26,500	28,500	24,500	25,000
		5	25,500	28,500	22,500	23,000
30		3	26,500	28,500	24,500	25,000
		6	27,000	31,000	23,000	24,000
32		3	30,500	32,500	26,500	27,000
		6	29,000	33,000	23,000	24,000
34		3	32,500	34,500	28,500	29,000
		6	31,000	35,000	25,000	26,000
36		3	34,500	36,500	32,500	33,000
		6	33,000	37,000	29,000	30,000
		10	31,000	37,000	25,000	26,000

Diametrul nominal al filetului, d		Pasul P	Diametrul nominal mediu $d_2 = D_1$	Diametrul nominal exterior al filetului interior, D_4	Diametrul nominal interior al filetului exterior, d_3	
Sirul 1	Sirul 2				al filetului exterior, d_3	al filetului interior, D_1
38	3	36,500	38,500	34,500	35,000	
	7	34,500	39,000	30,000	31,000	
	10	33,000	39,000	27,000	28,000	
40	3	38,500	40,500	36,500	37,000	
	7	36,500	41,000	32,000	33,000	
	10	35,000	41,000	29,000	30,000	
42	3	40,500	42,500	38,500	39,000	
	7	38,500	43,000	34,000	35,000	
	10	37,000	43,000	31,000	32,000	
44	3	42,500	44,500	40,500	41,000	
	7	40,500	45,000	36,000	37,000	
	12	38,000	45,000	31,000	32,000	
46	3	44,500	46,500	42,500	43,000	
	8	42,000	47,000	37,000	38,000	
	12	40,000	47,000	33,000	34,000	
48	3	46,500	48,500	44,500	45,000	
	8	44,000	49,000	39,000	40,000	
	12	42,000	49,000	35,000	36,000	
50	3	48,500	50,500	46,500	47,000	
	8	46,000	51,000	41,000	42,000	
	12	44,000	51,000	37,000	38,000	
52	3	50,500	52,500	48,500	49,000	
	8	48,000	53,000	43,000	44,000	
	12	46,000	53,000	39,000	40,000	
55	3	53,500	55,500	51,500	52,000	
	9	50,500	56,000	45,000	46,000	
	14	48,000	57,000	39,000	41,000	
60	3	58,500	60,500	56,500	57,000	
	9	55,500	61,000	50,000	51,000	
	14	53,000	62,000	44,000	46,000	
63	4	61,000	63,500	58,500	59,000	
	10	58,000	64,000	52,000	53,000	
	16	55,000	65,000	45,000	47,000	
65	4	63,000	65,500	60,500	61,000	
	10	60,000	66,000	54,000	55,000	
	16	57,000	67,000	47,000	49,000	
70	4	68,000	70,500	65,500	66,000	
	10	65,000	71,000	59,000	60,000	
	16	62,000	72,000	52,000	54,000	
75	4	73,000	75,500	70,500	71,000	
	10	70,000	76,000	64,000	65,000	
	16	67,000	77,000	57,000	59,000	
80	4	78,000	80,500	75,500	76,000	
	10	75,000	81,000	69,000	70,000	
	16	72,000	82,000	62,000	64,000	

2. FILETUL FERĂSTRĂU

2.1. Profile nominale (Extras din STAS 2234/1-75)

Figura A3.2 prezintă profilele nominale ale filetului ferăstrău standardizat.



$$\begin{aligned}
 H_1 &= 0,75 P; \\
 h_3 &= H_1 + a_c = 0,8677 P; \\
 D_1 &= d - 2H_1 = d - 1,5 P; \\
 D_2 &= d_2 = d - H_1 = d - 0,75 P; \\
 d_3 &= d - 2h_3; \\
 a_c &= 0,11777 \sqrt{P}; \\
 a &= 0,1 \sqrt{P}; \\
 w &= 0,26384 P; \\
 e &= w - a; \\
 R &= 0,12427 P.
 \end{aligned}$$

Fig. A3.2

2.2. Dimensiunile nominale (STAS 2234/2-75)

În tabelul A3.2 se prezintă o parte din gama de dimensiuni nominale cuprinsă în standard. Diametrele nominale și pașii corespunzători se aleg după cum urmează:

- diametrul nominal se alege de preferință din sirul 1 de valori, iar dacă este necesar din sirul 2;
- pasul filetului se alege din valorile indicate în dreptul diametrului nominal adoptat, preferindu-se valorile încadrate între bare verticale (adică, în general, valorile mijlocii care pot asigura atît autofrânarea, cît și o suprafață suficientă de contact a filetului).

Tabelul A3.2

Dimensiuni în [mm]		Pasul P	Diametrul nominal mediu $d_m = D_1$	Diametrul nominal interior	
Sirul 1	Sirul 2			al filetului exterior, d_3	al filetului interior, D_1
10		1 2	8,500	6,528	7,000
12		2 1 3	10,500 9,750	8,528 6,794	9,000 7,500
	14	2 1 3	12,500 11,750	10,528 8,794	11,000 9,500
16		2 1 4	14,500 13,000	12,528 9,058	13,000 10,000
	18	2 1 4	16,500 15,000	14,528 11,058	15,000 12,000
20		2 1 4	18,500 17,000	16,528 13,058	17,000 14,000
	22	3 1 5 8	19,750 18,250 16,000	16,794 13,322 8,166	17,500 14,500 10,000

Diametrul nominal al filetului, d		Pasul P	Diametrul nominal mediu $d_2=D_2$	Diametrul nominal interior	
Sirul 1	Sirul 2			al filetului exterior, d ₁	al filetului interior, D ₁
24		3 5 8	21,750	18,794	19,500
			20,250	15,322	16,500
			18,000	10,166	12,000
26	26	3 5 8	23,750	20,794	21,500
			22,250	17,322	18,500
			20,000	12,166	14,000
28		3 5 8	25,750	22,794	23,500
			24,250	19,732	20,500
			22,000	14,166	16,000
30	30	3 6 10	27,750	24,794	25,500
			25,500	19,586	21,000
			22,500	12,644	15,000
32		3 6 10	29,750	26,794	27,500
			27,500	21,588	23,000
			24,500	14,644	17,000
34	34	3 6 10	31,750	28,794	29,500
			29,500	23,586	25,000
			26,500	16,644	19,000
36		3 6 10	33,750	30,794	31,500
			31,500	25,586	27,000
			28,500	18,644	21,000
38	38	3 7 10	35,750	32,794	33,500
			32,750	25,852	27,500
			30,500	20,644	23,000
40		3 7 10	37,750	34,794	35,500
			34,750	27,852	29,500
			32,500	22,644	25,000
42	42	3 7 10	39,750	36,794	37,500
			36,750	29,852	31,500
			34,500	24,644	27,000
44		3 7 12	41,750	38,794	39,500
			38,750	31,852	33,500
			35,000	23,174	26,000
46	46	3 8 12	43,750	40,794	41,500
			40,000	32,116	34,000
			37,000	25,174	28,000
48		3 8 12	45,750	42,794	43,500
			42,000	34,116	36,000
			39,000	27,174	30,000
50	50	3 8 12	47,750	44,794	45,500
			44,000	36,116	38,000
			41,000	29,174	32,000
52		3 8 12	49,750	46,794	47,500
			46,000	38,116	40,000
			43,000	31,174	34,000

Diametrul nominal al filetului, d		Pasul P	Diametrul nominal mediu $d_i=D_i$	Diametrul nominal interior	
Şirul 1	Şirul 2			al filetului exterior, d _e	al filetului interior, D _i
55	55	3 9 14	52,750	49,794	50,500
			48,250	39,380	41,500
			44,500	30,702	34,000
60	60	3 9 14	57,750	54,794	55,500
			53,250	44,380	46,500
			49,500	35,702	39,000
65	65	4 10 16	62,000	58,058	59,000
			57,500	47,644	50,000
			53,000	37,232	41,000
70	70	4 10 16	67,000	63,058	64,000
			62,500	52,644	55,000
			58,000	42,232	46,000
75	75	4 10 16	72,000	68,058	69,000
			67,500	57,644	60,000
			63,000	47,232	51,000
80	80	4 10 16	77,000	73,058	74,000
			72,500	62,644	65,000
			68,000	52,232	56,000

3. TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE PENTRU FILETUL TRAPEZOIDAL ȘI FERĂSTRĂU (Extras din STAS 2114/4-75 și STAS 2234/3-75)

3.1. Considerații generale

Toleranțele și ajustajele pentru filetul trapezoidal și ferăstrău sunt precizate prin STAS 2114/4-75 și respectiv STAS 2234/3-75. Prevederile acestor standarde nu se aplică filetelor care necesită exigențe speciale în privința deplasărilor axiale (de exemplu suruburilor conducătoare ale mașinilor-unelte).

Terminologia și simbolurile sunt conform STAS 8100-68 (Sistemul ISO de toleranțe și ajustaje. Terminologie și simboluri).

Toleranțele se aplică dimensiunilor nominale. Abaterile limită se consideră de la profilele nominale ale filetului exterior și interior, în direcție perpendiculară pe axa filetului.

3.2. Recomandări privind cîmpurile de toleranță pentru filetul trapezoidal și ferăstrău

Figura A3.3 prezintă cîmpurile de toleranță care se recomandă pentru diametrele nominale ale filetului trapezoidal interior și exterior. Analog se reprezintă cîmpurile de toleranță pentru filetul ferăstrău. Aceste cîmpuri sunt:

- H - pentru filetul interior, diametrele D_i, D_j și D_i(D);
- h - pentru filetul exterior, diametrele d și d_e;
- c sau e - pentru filetul exterior, diametrul d_e.

Abaterile fundamentale corespunzătoare acestor cîmpuri de toleranță se prezintă

în tabelul A3.3 (pentru filetul trapezoidal și pentru filetul ferăstrău).

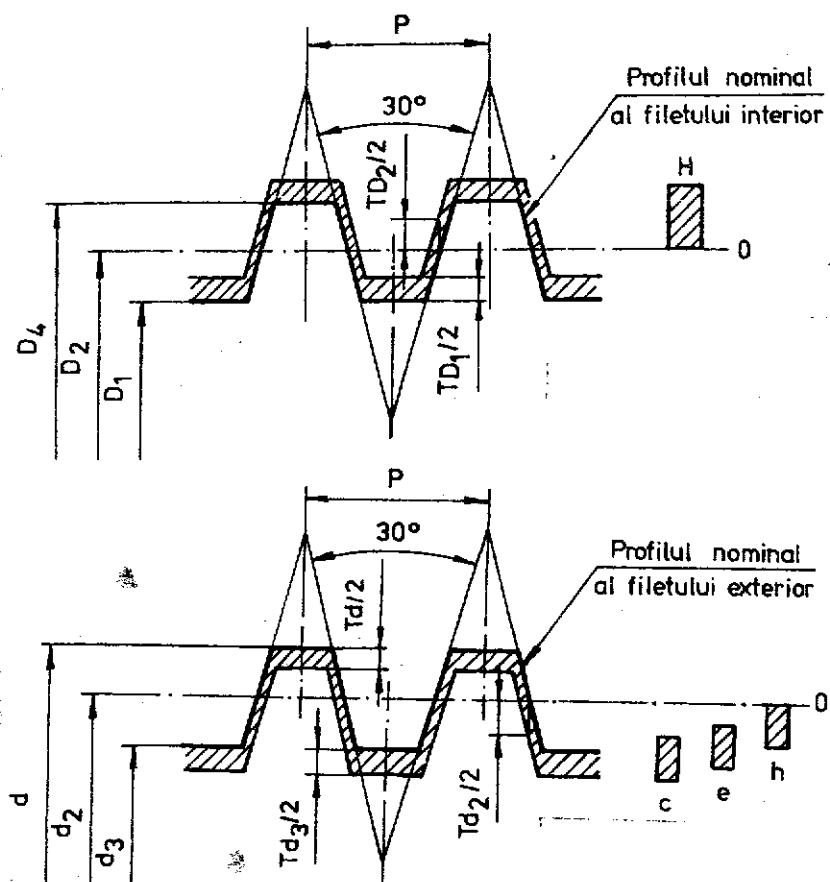


Fig. A3.3

Tabelul A3.3

Pasul P [mm]	Poziția cîmpului de toleranță			
	H	c	e	h
	Filet interior		Filet exterior	
	D ₁ , D ₂ , D ₄ (D)		d ₁	d ₂ , d ₃
Abateri fundamentale [μm]				
	A _i		a _s	
2	0	-150	-71	0
3	0	-170	-85	0
4	0	-190	-95	0
5	0	-212	-106	0
6	0	-236	-118	0
7	0	-250	-125	0
8	0	-265	-132	0
9	0	-280	-140	0
10	0	-300	-150	0
12	0	-335	-170	0
14	0	-355	-180	0
16	0	-375	-190	0
18	0	-400	-200	0

Treptele de precizie recomandate se prezintă în tabelul A3.4 pentru filetul trapezoidal și respectiv tabelul A3.5 pentru filetul ferăstrău.

Tabelul A3.4

Diametrele filetului		Treapta de precizie
interior	D _i	4
	D _j	
exterior	d _j	7; 8; 9
	d _i	
	d	4

Tabelul A3.5

Diametrele filetului		Treapta de precizie
interior	D	H10
	D _i	4
exterior	d _j	
	d _i	7; 8; 9
	d	h9

Observație: La filetul trapezoidal exterior, treapta de precizie prevăzută pentru diametrul nominal interior d_j, trebuie să fie aceeași cu cea prevăzută pentru diametrul mediu d_j. La filetul trapezoidal interior, pentru diametrul D, nu se standardizează toleranța.

Toleranțele corespunzătoare treptelor de precizie prescrise se prezintă, pentru filetul trapezoidal, în tabelele A3.6, A3.7 și A3.8. Pentru filetul ferăstrău se utilizează aceleași tabele și în plus, tabelul A3.9 pentru toleranțele diametrelor D și d.

Tabelul A3.6

Diametrul nominal		Pas	Poziția cîmpului de toleranță al diametrului mediu					
			c			e		
peste	pînă la (inclusiv)	P [mm]	Treapta de precizie					
			7	8	9	7	8	9
d [mm]			Toleranță Td _i [μm]					
5,6	11,2	1,5	352	405	471	279	332	398
		2	388	445	525	309	366	446
		3	435	501	589	350	416	504
11,2	22,4	2	400	462	544	321	383	465
		3	450	520	614	365	435	529
		4	521	609	690	426	514	595
		5	562	656	775	456	550	669
		8	709	828	965	576	695	832
22,4	45	3	482	564	670	397	479	585
		5	587	681	806	481	575	700
		6	655	767	899	537	649	781
		7	694	813	950	569	688	825
		8	734	859	1015	601	726	882
		10	800	925	1087	650	775	937
		12	866	998	1223	691	823	1048

Diametrul nominal		Pas	Poziția cîmpului de toleranță al diametrului mediu						
			c			e			
peste	pînă la (inclusiv)	P [mm]	Treapta de precizie						
			7	8	9	7	8	9	
d [mm]		Toleranța Td ₁ [μm]							
45	90	3	501	589	701	416	504	616	
		4	565	659	784	470	564	689	
		8	765	890	1052	632	757	919	
		9	811	943	1118	671	803	978	
		10	831	963	1138	681	813	988	
		12	929	1085	1273	754	910	1098	
		14	970	1142	1355	805	967	1180	
		16	1038	1213	1438	853	1028	1253	

Tabelul A3.7

Diametrul nominal d [mm]		Pas	Treapta de precizie					
			7	8	9	7	8	9
peste	pînă la (inclusiv)	P [mm]	Toleranța [μm]					
			TD ₁	Td ₂				
5,6	11,2	1,5	224	280	355	170	212	265
		2	250	315	400	190	236	300
		3	280	355	450	212	265	335
11,2	22,4	2	265	335	425	200	250	315
		3	300	375	475	224	280	355
		4	355	450	560	265	335	400
		5	375	475	600	280	355	450
		6	475	600	750	355	450	560
		7	335	425	530	250	315	400
22,4	45	5	400	500	630	300	375	475
		6	450	560	710	335	425	530
		7	475	600	750	355	450	560
		8	500	630	800	375	475	600
		10	530	670	850	400	500	630
		12	560	710	900	425	530	710
		13	590	760	950	450	570	750
45	90	3	355	450	560	265	335	425
		4	400	500	630	300	375	475
		8	530	670	850	400	500	630
		9	560	710	900	425	530	670
		10	560	710	900	425	530	670
		12	630	800	1000	475	600	750
		14	670	850	1060	500	630	800
		16	710	900	1120	530	670	850

Tabelul A3.8

Pas P [mm]	Treapta de precizie 4	
	Toleranță [μm]	
	TD _l	Td
1,5	190	150
2	236	180
3	315	236
4	375	300
5	450	335
6	500	375
7	560	425
8	630	450
9	670	500
10	710	530
12	800	600
14	900	670
16	1000	710

Tabelul A3.9

Diametrul nominal, d		TD	Td
peste	pînă la (inclusiv)		
[mm]		[μm]	
6	10	58	36
10	18	70	43
18	30	84	52
30	50	100	62
50	80	120	74

Observație: La filetele cu mai multe începuturi toleranțele sunt cele de mai sus cu excepția celor care se referă la diametrul mediu. Pentru acest diametru toleranțele indicate se înmulțesc cu factorul de multiplicare indicat în tabelul A3.10.

Tabelul A3.10

Număr de începuturi	2	3	4	5 și mai multe
Factor de multiplicare	1,12	1,25	1,4	1,6

3.3. Alegerea cîmpurilor de toleranțe

Alegerea cîmpului de toleranțe se face în funcție de clasa de execuție și lungimea de înșurubare. S-au stabilit următoarele clase de execuție:

- mijlocie - pentru uz general;
- grosolană - pentru cazurile în care execuția se face în condiții tehnologice dificile.

Lungimile de înșurubare pot fi normale, N, sau lungi, L. Pentru încadrarea într-o din aceste grupe se consultă tabelul A3.11.

Tabelul A3.12 prezintă recomandări privind alegerea cîmpului de toleranță (pentru d_i și D_i) în funcție de clasa de execuție și lungimea de înșurubare.

Tabelul A3.11

Diametrul nominal		Pasul P [mm]	Lungimi de înșurubare [mm]		
peste	pînă la (inclusiv)		N		L
[mm]			peste	pînă la (inclusiv)	peste
5,6	11,2	1,5	5	15	15
		2	6	19	19
		3	10	28	28
11,2	22,4	2	8	24	24
		3	11	32	32
		4	15	43	43
		5	18	53	53
		8	30	85	85
22,4	45	3	12	36	36
		5	21	63	63
		6	25	75	75
		7	30	85	85
		8	34	100	100
		10	42	125	125
		12	50	150	150
		3	15	45	45
		4	19	56	56
		8	38	118	118
45	90	9	43	132	132
		10	50	140	140
		12	60	170	170
		14	67	200	200
		16	75	236	236

Tabelul A3.12

Clasa de execuție	Lungimi de înșurubare			
	N	L	N	L
	Cîmpul de toleranță al filetului			
	interior		exterior	
mijlocie	7H	8H	7e	8e
grosolană	8H	9H	8c	9c

3.4. Exemplu de precizare a cîmpurilor de toleranță și a ajustajelor pentru filete și asamblări filetate (cu filet trapezoidal sau ferăstrău)

Se parcurg următoarele etape de lucru:

- » Se stabilește clasa de execuție (mijlocie sau grosolană);
- » Se încadrează lungimea de înșurubare în grupa de lungime normală N sau lungă L (tabelul A3.11);
- » Se stabilesc treaptele de precizie pentru diametrele filetului interior și exterior (tabelul A3.4 sau A3.5 și A3.12);

- » Se precizează abaterile fundamentale (A_s și a_s , tabelul A3.3);
- » Se aleg toleranțele corespunzătoare diferitelor diametre (tabelul A3.6, A3.7, A3.8, A3.9).

Exemplu:

Filet trapezoidal - Tr 20x4, lungime de însurubare 100 mm, condiții de execuție obisnuite.

Conform indicațiilor de mai sus rezultă:

- clasa de execuție - mijlocie;
- lungime de însurubare - lungă (L);
- se vor folosi treptele de precizie: 4 - pentru D_1 și d; 8 - pentru D_2 , d_3 , d_2 .

Conform tabelului A3.12 rezultă pentru D_2 cimpurile 8H și pentru d_2 cimpul 8e.

Deci se vor folosi următoarele cimpuri:

$$\begin{aligned} d &= 4h \\ d_2 &= 8e \\ d_3 &= 8h \end{aligned} \quad \begin{aligned} D_1 &= 4H \\ D_2 &= 8H \\ Td &= 300 \mu\text{m} \end{aligned}$$

Abaterile fundamentale și toleranțele vor fi:

Filet exterior: diametrul exterior $\left\{ \begin{array}{l} d = 20 \text{ mm} \\ a_s = 0 \\ Td = 300 \mu\text{m} \end{array} \right. \quad \phi 20^0_{-0,300}$

Filet exterior: diametrul mediu $\left\{ \begin{array}{l} d_2 = 18 \text{ mm} \\ a_s = -95 \mu\text{m} \\ Td_2 = 335 \mu\text{m} \end{array} \right. \quad \phi 18^{-0,095}_{-0,420}$

Tr 20x4 - 8e

diametrul interior $\left\{ \begin{array}{l} d_3 = 15,5 \text{ mm} \\ a_s = 0 \\ Td_3 = 514 \mu\text{m} \end{array} \right. \quad \phi 15,5^0_{-0,514}$

Filetul interior: diametrul interior $\left\{ \begin{array}{l} D_1 = 16 \text{ mm} \\ A_s = 0 \\ TD_1 = 375 \mu\text{m} \end{array} \right. \quad \phi 16^{+0,375}_0$

Filetul interior:
Tr 20x4 - 8H

diametrul mediu $\left\{ \begin{array}{l} D_2 = 18 \text{ mm} \\ A_s = 0 \\ TD_2 = 450 \mu\text{m} \end{array} \right. \quad \phi 18^{+0,450}_0$

În desenul de ansamblu ajustajul se va nota Tr 20x4 - 8H/8e.

4. NOTAREA FILETELOR SI AJUSTAJELOR FILETATE (Extras din STAS 139-79)

4.1. Notarea filetelor

Filetele cu un singur început se notează prin simbolul filetelui, valoarea diametrului nominal (în mm), semnul de separație \times , valoarea pasului și simbolul sensului filetelui, liniuță orizontală și simbolul cîmpului de toleranță.

Simbolul filetelui este **Tr** pentru filetul trapezoidal respectiv **S** pentru filetul ferăstrău.

Simbolul sensului filetelui este **LH** pentru filetul stînga și **RH** pentru filetul dreapta; sensul dreapta se indică numai în cazul în care o aceeași piesă este prevăzută și cu filet dreapta și cu filet stînga.

Simbolul cîmpului de toleranță se referă la cîmpul de toleranță al diametrului mediu (d_0 sau D_0) și cuprinde cifra care indică treapta de precizie urmată de litera care indică poziția cîmpului de toleranță.

Exemplu de notare:

● pentru filet trapezoidal interior dreapta cu diametrul nominal de 40 mm, cu pasul de 7 mm, avînd cîmpul de toleranță al diametrului mediu **7H**:

Tr 40x7 - 7H

● pentru filet ferăstrău exterior stînga cu diametrul nominal de 40 mm, pasul 7 mm, avînd cîmpul de toleranță al diametrului mediu, **7e**:

S 40x7 LH - 7e

Filetele cu mai multe începuturi se notează conform celor de mai sus, cu excepția pasului filetelui care, însotit de simbolul **P**, se înscrie între paranteze și este precedat de valoarea pasului elicei.

Exemplu de notare: pentru filet ferăstrău exterior dreapta cu diametrul nominal de 40 mm, cu pasul de 7 mm, avînd două începuturi și cîmpul de toleranță **7e**:

S 40x14 (P7) - 7e

4.2. Notarea ajustajelor filetate

Pentru notarea ajustajelor filetate se respectă regulile prezentate în paragraful 4.1 cu excepția simbolului cîmpului de toleranță care se indică pentru filetul interior urmat de o liniuță oblică și de simbolul cîmpului de toleranță al filetului exterior.

Exemplu de notare:

Tr 40x7 - 7H/7e

S 40x14 (P7)LH - 7H/7e

5. IESIREA SI DEGAJAREA FILETULUI (Extras din STAS 3508/5-80)

Formele ieșirilor și degajărilor filetelor exterioare, trapezoidale sau ferăstrău, sunt prezentate în figura A3.4.

Forma ieșirii filetelui depinde de tehnologia de execuție: formele (a) și (d) pentru filetele realizate prin aşchiere, formele (b), (c) și (e) pentru filetele realizate prin rulare.

Formele (a) și (c) reprezintă cazul în care diametrul părții nefiletate a tijei este egal cu diametrul mediu. Forma (f) poate avea diametrul părții nefiletate a tijei

și mai mare ca diametrul nominal. La formele (d) și (e) cota a reprezintă distanța de la ultima spiră pînă la o suprafață frontală (de exemplu, în cazul șuruburilor filetate pînă sub cap).

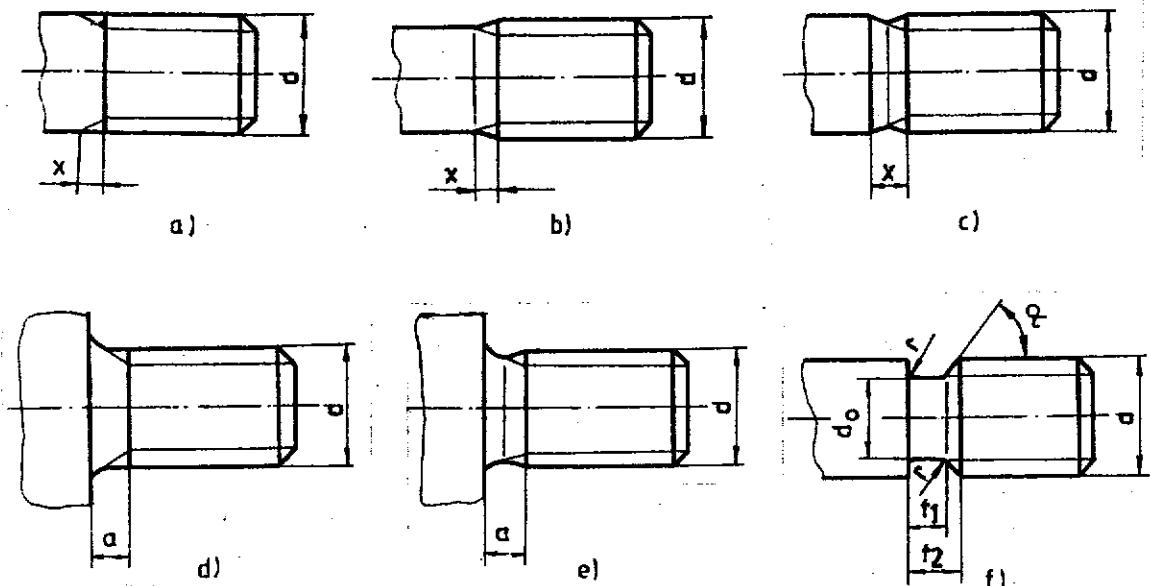


Fig. A3.4 Ieșirea (a, b, c, d, e) și degajarea (f) filetului exterior trapezoidal sau ferăstrău

Filetul trapezoidal se recomandă să fie realizat numai cu degajarea filetului. Diametrul degajării d_s ($h13$) se adoptă egal cu valoarea minimă a diametrului interior.

Dimensiunile caracteristice ieșirii și degajării normale a filetului exterior se calculează conform formulelor prezentate în tabelul A3.13. Raza de racordare r se adoptă conform tabelului A3.14.

Formele ieșirii și degajării filetului trapezoidal și ferăstrău, interior sint redate în figura A3.5.

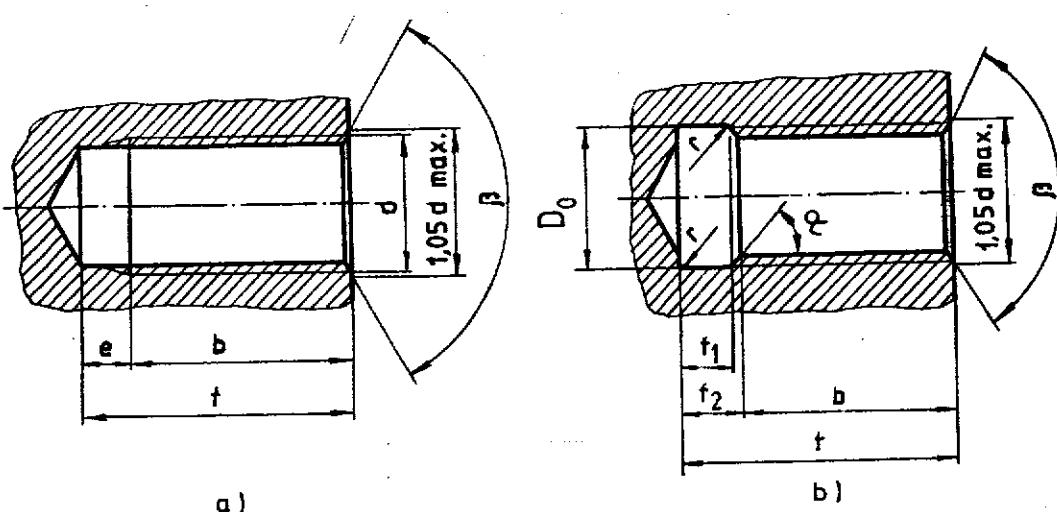


Fig. A3.5 Ieșirea (a) și degajarea (b) filetului interior trapezoidal și ferăstrău

Tabelul A3.13

	Filet exterior		Filet interior	
	Simbol	Valoare	Simbol	Valoare
Ieșirea filetului $x(\max)$	x	4 P	-	-
Lungimea părții nefiletate - a (max) - e (min)	a -	4P -	- e	- 6 P
Degajarea filetului $f_i(\min)$ $f_i(\max)$	A A	3 P 4,5 P	D D	5 P 8,5 P

Tabelul A3.14

Pasul, P [mm]	0...2	3...5	6...8	8...12	12...18
Raza de racordare, r	0,6	1,6	2,5	4	6

Ieșirea filetului se prevede numai pentru filete cu diametrul nominal pînă la 8 mm inclusiv, iar degajarea numai pentru filete cu diametrul nominal peste 8 mm. Filetul trapezoidal se recomandă să fie executat numai cu degajarea filetului.

Cota b reprezintă lungimea filetată a găurii. Pentru cota t calculată se recomandă ca abaterile admisibile să fie $+0,5P$

Unghiul α este funcție de execuția filetului ($\alpha=30^\circ \dots 60^\circ$).

Unghiul β este valoarea ușuală, $\beta=120^\circ_{-10}$.

Diametrul degajării D_b (H13) se adoptă astfel:

- $D_b = d + 1$ mm pentru $P < 5$ mm ;
- $D_b = d + 1,5$ mm pentru $5 < P < 12$ mm ;
- $D_b = d + 2,5$ mm pentru $P > 12$ mm.

Dimensiunile caracteristice ieșirii și degajării normale a filetului interior, se calculează conform formulelor prezentate în tabelul A3.14.

Notarea pe desen a ieșirii sau degajării se poate face și prin simbolul corespunzător indicat în tabelul A3.13, urmat de numărul prezentului standard.

Exemple de notare:

Ieșirea filetului: x STAS 3508/5-80.

Lungimea părții nefiletate: a STAS 3508/5-80.

Degajarea filetului: B STAS 3508/5-80.

ANEXA A4**ORGANE DE ASAMBLARE****1. GENERALITĂȚI**

În STAS 2700 (standard pe părți) se precizează o serie de elemente comune tuturor organelor de asamblare filetate (suruburi, prezoane, șifturi filetate, piulițe) printre care condițiile tehnice de calitate, caracteristicile mecanice, modul de notare, reguli privind verificarea calității și marcarea etc. În continuare se prezintă extrase din acest standard, precum și din alte standarde cu prescripții generale privind asamblările filetate.

**1.1. Organe de asamblare filetate. Execuție. Abateri limită.
(Extras din STAS 2700/2-89)**

Prin STAS 2700/2-89 se stabilesc trei clase de execuție în funcție de abaterile limită admise la dimensiuni:

- clasa de execuție A (execuție precisă);
- clasa de execuție B (execuție semiprecisă);
- clasa de execuție C (execuție grosolană).

În același standard, pe lîngă abaterile limită la dimensiuni și toleranțele de formă și de poziție, se stabilesc abaterile limită pentru filetele organelor de asamblare standardizate redate în tabelul A4.1.

Tabelul A4.1

Felul organelor de asamblare filetate	Clasa de execuție	Simbolul cîmpului de toleranță
Suruburi, Prezoane Șifturi filetate	(grosolană) C	8g
	(semiprecisă) B	6g
	(precisă) A	6g
Piulițe	(grosolană) C	7H
	(semiprecisă) B	6H
	(precisă) A	6H

Observații:

1. În cazul organelor de asamblare filetate cu acoperire de protecție anticorozivă, cîmpurile de toleranță pentru filete sunt cele prevăzute în STAS 2700/8-82.

2. În cazul adoptării altor cîmpuri de toleranță decît cele prevăzute în tabel, ele trebuie indicate în notare (conform STAS 2700/1-89).

**1.2. Caracteristici mecanice pentru suruburi și prezoane
(Extras din STAS 2700/3-89)**

În STAS 2700/3-80 se stabilesc caracteristicile mecanice ale suruburilor, prezoanelor și șifturilor filetate, de uz general, executate din oțel nealiat sau slab aliat, cu filet metric ISO, avînd diametrul nominal mai mic sau egal cu 39 mm. Pentru aceasta sunt prevăzute nouă grupe de caracteristici mecanice simbolizate prin două numere despărțite printr-un punct după cum urmează:

3.6 4.6 4.8 5.6 5.8 6.8 8.8 10.9 12.9

Simbolizarea aceasta furnizează următoarele informații:

- primul număr reprezintă 1/100 din rezistență nominală de rupere la tractiune, exprimată în MPa;

● produsul celor două numere reprezintă 1/10 din limita de curgere nominală (convențională sau aparentă), exprimată în MPa.

1.3. Caracteristici mecanice pentru piulițe (Extras din STAS 2700/4-89)

În STAS 2700/4-89 se stabilesc caracteristicile mecanice ale piulișelor realizate din oțel nealiat sau slab aliat, cu filet metric ISO, cu diametrul nominal al filetului de cel mult 39 mm, având înălțimea părții filetate mai mare sau egală cu 0,8 d, și deschiderea de cheie sau diametrul exterior mai mare sau egală cu 1,45 d.

Piulișele ce fac obiectul acestui standard se execută în șase grupe de caracteristici mecanice simbolizate prin cifrele:

4. 5. 6. 8. 10. 12.

Simbolul fiecărei grupe reprezintă 1/100 din rezistența nominală la rupere, exprimată în MPa, a șuruburilor sau prezoanelor cu care se asamblează piulița respectivă.

1.4. Notarea organelor de asamblare filetate (Extras din STAS 2700/1-89)

Notarea organelor de asamblare filetate, așa cum se precizează în STAS 2700/1-84, cuprinde:

- denumirea prescurtată (inclusiv simbolul tipului, dacă este cazul), conform standardului de dimensiuni;
- numărul standardului de dimensiuni;
- simbolul clasei de execuție, conform STAS 2700/2-89;
- simbolul filetului, conform STAS 139-79, inclusiv sensul filetului și simbolul cîmpului de toleranță al filetului, conform STAS 5792-80, sau STAS 8165-83, sau STAS 11432-80;
 - lungimea l (la șuruburi), sau lungimile l/e (pentru prezoane, conform STAS 4551-80) sau, dacă este cazul l/f (conform STAS 4942-88);
 - simbolul formei speciale de execuție, conform STAS 4942-88 (pentru șuruburi cu cap hexagonal și prezoane), sau conform standardelor de dimensiuni (pentru piulițe);
 - simbolul formei vîrfurilor, conform STAS 4924-89;
 - simbolul grupei de caracteristici mecanice, conform părților 3, 4, 7 sau 9 ale STAS 2700;
 - simbolul acoperirii de protecție, conform standardelor sau normelor în vigoare.

Notarea organelor de asamblare filetate se simplifică prin nemenționarea unor caracteristici, după cum urmează:

- clasa de execuție - cînd aceasta este precizată în standardele de dimensiuni; în cazul în care standardele de dimensiuni sănt prevăzute cu mai multe clase de execuție, nu se notează categoria precisă;
- pasul filetului - în cazul filetelor cu pas normal;
- sensul filetului - la filete dreapta;
- simbolul cîmpului de toleranță al filetului - în cazul în care cîmpul de toleranță corespunde cu cel prevăzut în tabelul A4.1 (cf. STAS 2700/2-89), pentru clasa de execuție respectivă (simbolul cîmpului de toleranță pentru filetul cu stringere al prezoanelor se va specifica întotdeauna în notare);
- simbolul formei speciale de execuție - la organele de asamblare filetate care nu au forme speciale de execuție;
- simbolul vîrfului - la organele de asamblare la care nu se cere o formă anumită de vîrf;
- simbolul grupei - la organele de asamblare filetate pentru care nu se impun caracteristici mecanice și care sănt executate din oțel;
- simbolul acoperirilor de protecție - la organele de asamblare care nu se acoperă.

Exemplu de notare a unui șurub semiprecis, cu cap hexagonal conform STAS 4272-89, cu filet M10x1, sensul filetului stînga, cu abateri limită ale filetului conform

cîmpului 6e, cu lungimea l=80 mm, avînd capul hexagonal crestat conform STAS 4942-88, cu caracteristici mecanice conform grupei 8.8, conform STAS 2700/3-89 și acoperit cu cadmiu cu grosimea minimă a stratului de 5 µm, cu aspect lucios și pasivizat galben.

Surub STAS 4272-89 M10x1-LH-6e * 80 D - B gr 8.8 Cd 5 LL PasG

Denumirea prescurtată

Numărul STAS

Simbolul filetului

Lungimea surubului (l)

Simbolul formei speciale de execuție

Simbolul formei de vîrf

Simbolul grupei de caracteristici mecanice

Simbolul acoperirii de protecție

Exemplu de notare a unui surub precis, cu cap hexagonal mic, conform STAS 6404-89, cu filet M10, cu abateri limită ale filetului conform cîmpului 6g, cu caracteristici mecanice conform grupei 8.8, sensul filetului dreapta, lungimea l=80 mm, executat din otel:

Surub STAS 6404-89 M10x80 gr. 8.8

1.5. Găuri de trecere pentru organe de asamblare filetate (Extras din STAS 3336-81)

Acest standard stabilește diametrele găurilor de trecere pentru suruburi, prezoane etc., cu filet metric ISO, de uz general. În tabelul A4.4 sunt prezentate în extras diametrele găurilor de trecere (d_1) în funcție de diametrul nominal al filetului (d), în trei variante constructive. Pentru cazurile uzuale se recomandă să se aleagă diametrul corespunzător găurii de trecere mijlocii.

Tabelul A4.4

Diametrul nominal al filetului d [mm]	Găuri de trecere			Diametrul nominal al filetului d [mm]	Găuri de trecere			
	strînsse	mijlocii	largi		strînsse	mijlocii	largi	
	Diametrul găurii d_1 [mm]				Diametrul găurii d_1 [mm]			
	H12	H13	H14		H12	H13	H14	
4	4,3	4,5	4,8	20	21	22	24	
4,5	4,8	5	5,3	22	23	24	26	
5	5,3	5,5	5,8	24	25	26	28	
6	6,4	6,6	7	27	28	30	32	
7	7,4	7,6	8	30	31	33	35	
8	8,4	9	10	33	34	36	38	
10	10,5	11	12	36	37	39	42	
12	13	13,5	14,5	39	40	42	45	
14	15	15,5	16,5	42	43	45	48	
16	17	17,5	18,5	45	46	48	52	
18	19	20	21	48	50	52	56	

**1.6. Locașuri și lamaje pentru organe de asamblare filetate
(Extras din STAS 11574-91)**

În STAS 11574-91 se stabilesc formele și dimensiunile locașurilor și lamajelor pentru organele de asamblare filetate. În continuare se prezintă o parte din prevederile acestui standard.

Locașul pentru suruburi cu cap hexagonal, ale cărui dimensiuni caracteristice sunt prezентate în figura A4.1 și tabelul A4.5, se execută în formele:

- LH1 - pentru suruburi cu cap hexagonal, cu deschidere normală de cheie;
- LH2 - pentru suruburi cu cap hexagonal, cu deschidere redusă de cheie.

Tabelul A4.5

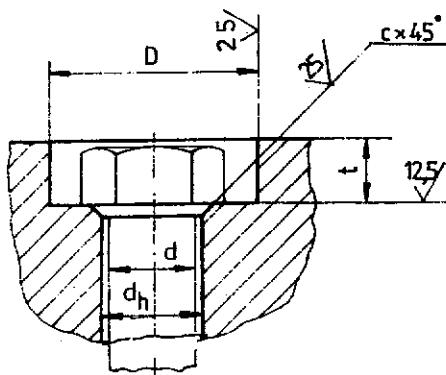


Fig. A4.1

Filet d	D (H15)		c	t (H14)
	LH1	LH2		
3	13	-	-	2,4
4	18	-	-	3,4
5	18	-	-	4,2
6	20	-	-	4,8
8	24	21	-	6,5
10	28	24	-	8
12	33	28	0,5	9
14	36	33	0,5	10
16	40	36	0,5	11,5
18	43	40	0,5	13,5
20	46	43	0,5	14,5
22	55	46	1	15,5
24	57	55	1	16,5
27	61	57	1	18,5
30	71	61	1	20

Observații:

1. d_h - conform STAS 3336-81 (v. paragraful precedent).
2. d - diametrul nominal al filetului surubului.
3. În cazul utilizării unei șaibe de asigurare sub capul surubului, cota t se va majora cu valoarea grosimii acesteia.
4. Toleranțe mS STAS 2300-88.
5. Valorile diametrului D permit utilizarea cheilor STAS 1885-80 și a capetelor de chei STAS 6680-80.

Locașul pentru suruburi cu cap finecat și semi-finecat ale cărui dimensiuni sunt redate în tabelul A4.6, se execută în formele:

- LI1 - fără porțiune cilindrică - figura A4.2;
- LI2 - cu porțiune cilindrică - figura A4.3.

Tabelul A4.6

Filet d	3	4	5	6	8	10	12
D_1 (H13)	6,6	8,6	10,4	12,4	16,4	20,4	24,4
D_1 (H12)	6,0	8,0	10,0	11,5	15,0	19,0	23,0
$t_0^{+0,1}$	0,3	0,3	0,3	0,4	0,7	0,7	1

Observații:

1. d_h - conform STAS 3336-81.
2. d - diametrul nominal al filetului surubului;
3. Toleranțe mS STAS 2300-88.
4. Alegera formei locașului (LI1 sau LI2) este la latitudinea proiectantului, în funcție de precizia necesară la asamblare.

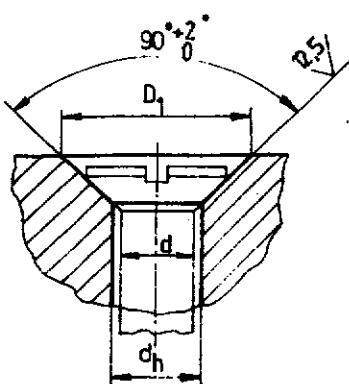


Fig. A4.2

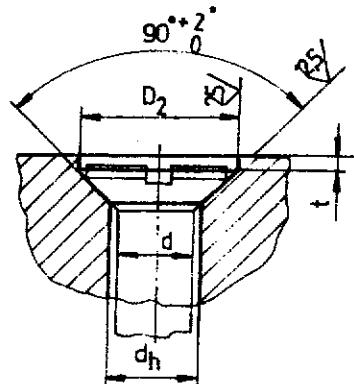


Fig. A4.3

Lamajele pentru suruburi cu cap hexagonal și piulițe hexagonale, ale căror dimensiuni caracteristice sunt prezentate în figura A4.4 și tabelul A4.7, se execută în două forme:

- LJ1 - pentru suruburi cu deschidere normală de cheie și pentru piulițe;
- LJ2 - pentru suruburi cu deschidere redusă de cheie.

Tabelul A4.7

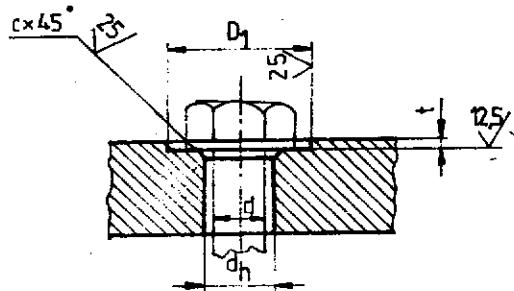


Fig. A4.4

Filet d	D ₁ (H15)		c
	LJ1	LJ2	
3	8	-	-
4	10	-	-
5	11	-	-
6	13,5	13,5	-
8	18	18	-
10	22	20	-
12	26	24	0,5
14	30	26	0,5
16	33	30	0,5
18	36	32	0,5
20	40	36	0,5
22	43	40	1
24	48	42	1
27	52	48	1
30	61	55	1

Observații:

1. d₁ - conform STAS 3336-81
2. d - diametrul nominal al filetului.
3. Valorile pentru adâncimea lamajului t se prescriu de către proiectant în aşa fel încit să asigure planitatea și perpendicularitatea suprafetei frontale a lamajului în raport cu altă gaură.
4. Toleranțe mS STAS 2300-88.

1.7. Lungimi de înșurubare (Extras din STAS 9025-81)

În STAS 9025-81 se stabilește lungimea minimă recomandată de înșurubare, în funcție de limita de curgere a materialului piesei în care este practicată gaura filetată și grupa de caracteristici mecanice a piesei cu filet exterior (surub, prezon etc.), conform STAS 2700/2-80.

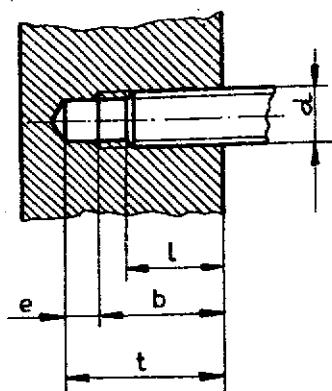


Fig. A4.5

Observatii:

- Lungimea de însurubare, $l = kd$, k - coeficientul lungimii de însurubare, d - diametrul nominal al filetului.

- Lungimea filetată a găurii, b , se alege în funcție de l , tinând seama de condițiile specifice constructive și funcționale.

- Lungimea părții nefiletate, e , se alege conform STAS 3508/1-80.

- Adâncimea găurii, $t = b+e$, adăterea superioară admisă la adâncimea găurii este 0,5 din pasul filetului, iar adătarea inferioară este 0.

Tabelul A4.8

R_c [MPa]	peste	pînă la	Grupa de caracteristici mecanice a organului de asamblare						
			4.6	4.8	5.6	5.8	8.8	10.9	12.9
Coeficientul lungimii de însurubare, k									
127	196		1,5	1,75	1,75	2	-	-	-
196	265		1	1,25	1,25	1,5	2	-	-
265	313		1	1	1	1,25	1,75	2	-
313	422		1	1	1	1	1,5	1,5	2
422	530		1	1	1	1	1,25	1,25	1,25
530	637		1	1	1	1	1	1	1,25
637	-		1	1	1	1	1	1	1

Observații:

1. R_c - limita de curgere aparentă a materialului piesei în care este executată gaura filetată.

2. Grupele de caracteristici mecanice corespund prevederilor din STAS 2700/3-89.

3. Valorile coeficientului lungimii de însurubare k din tabel sunt cele minime recomandate pentru asigurarea rezistenței imbinării. Nu se recomandă pentru k valori mai mari de 2.

1.8. Vîrfuri de șuruburi (Extras din STAS 4924-89)

În STAS 4924-89 se stabilesc formele și dimensiunile vîrfurilor șuruburilor, prezoanelor și șifturilor filetate redate în figura A4.6 (din standard nu este redat vîrful autofiletant A) și în tabelul A4.9.

Formele din standard nu au caracter limitativ.

Forma și dimensiunile concavității din figura A4.6 a,b - care rezultă la rularea filetului - nu se standardizează; se admite și suprafața frontală plană.

Unghiul de 45° din figura A4.6 c și e...h se referă la portiunea de sub diametrul interior al filetului d .

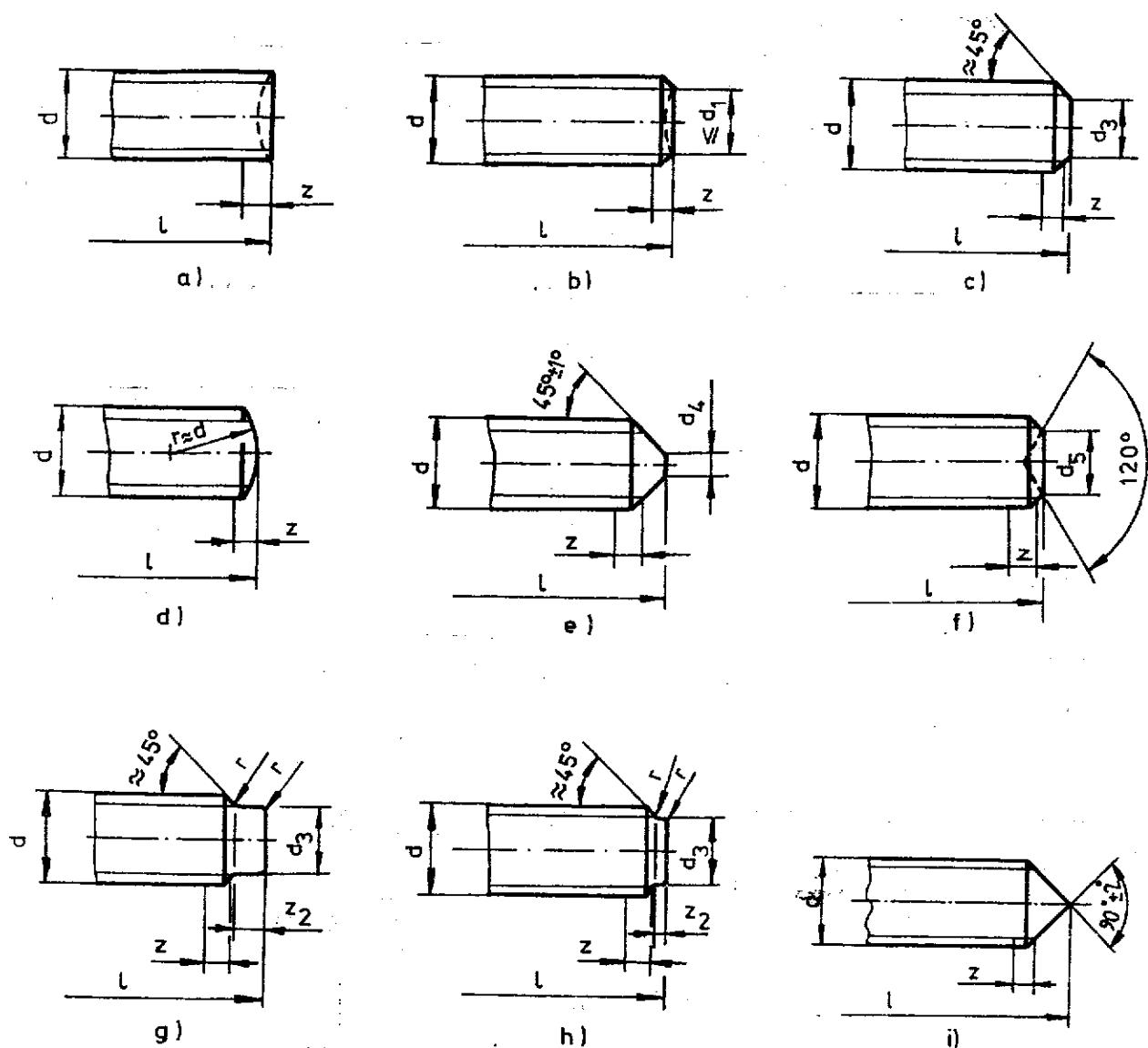


Fig. A4.6

Tabelul A4.9

Filet, d	d ₁ (hl3)	d ₁ (hl4)	d ₂	z ₁	z ₂
3	2	-	1,4	0,75	1,5
4	2,5	-	2	1	2
5	3,5	-	2,5	1,25	2,5
6	4	1,5	3	1,5	3
8	5,5	2	5	2	4
10	7	2,5	6	2,5	5
12	8,5	3	7	3	6
14	10	4	8,5	3,5	7
16	12	4	10	4	8
18	13	5	11	4,5	9
20	15	5	13	5	10

Cota z a filetului incomplet este maxim $2p$ (p este pasul filetului).

2. SURUBURI

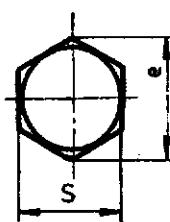
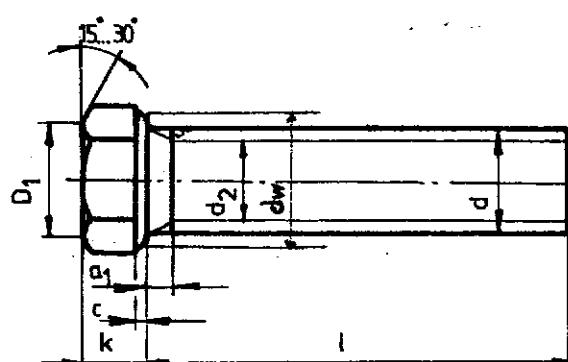
2.1. Surub cu cap hexagonal, filetat pînă sub cap
(Extras din STAS 4845-89)

Tabelul A4.10

Filet d	S	e(min)		k	l	
		Clasa de execuție A	Clasa de execuție B		de la	pînă la
M3	5,5	6,07	-	2	4	25
M4	7	7,66	-	2,8	5	70
M5	8	8,79	8,63	3,5	6	80
M6	10	11,05	10,89	4	6	80
M8	13	14,38	14,20	5,3	8	110
M10	16	17,77	17,59	6,4	8	150
M12	18	20,03	19,85	7,5	10	150
(M14)	21	23,35	22,78	8,8	10	150
M16	24	26,75	26,17	10	12	150
(M18)	27	30,14	29,56	11,5	14	150
M20	30	33,53	32,95	12,5	14	150

Observații:

1. D este diametrul cercului circumscris capului hexagonal.
2. Valorile dimensiunii l sunt: 4, 5, 6, 8, 10, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, (75), 80, 85, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.
3. Valorile scrise în paranteze se vor evita pe cît posibil.



- $D_1 \approx 0,95 S$;

- a_1 , conform STAS 3508/1-80;

- c, d_s, d_w, r conform STAS 2700/2-89;
 $(d_w = (0,95 \div 1)S)$

- desenul se completează cu vîrful surubului conform STAS 4942-89.

Notarea conform STAS 2700/1-89.

Exemplu de notare a unui surub cu cap hexagonal, filetat pînă sub cap, cu filet M5 avînd cîmpul de toleranță 6g, cu lungimea l=25 mm și cu caracteristici mecanice conform grupei 8.8.:

Surub STAS 4845-89 M5x25 gr. 8.8

2.2. Șurub cu cap striat (Extras din STAS 5302-80)

În STAS 5302-80 se stabilesc formele și dimensiunile șuruburilor cu cap striat, de uz general, cu filet de la M1 la M10. Cele două forme constructive sunt:

- șurub filetat pînă sub cap (fig. A4.8);
- șurub cu tijă parțial filetată.

Dimensiunile variantei filetate pînă sub cap sunt prezentate în tabelul A4.11.

Tabelul A4.11

Dimensiuni în [mm]

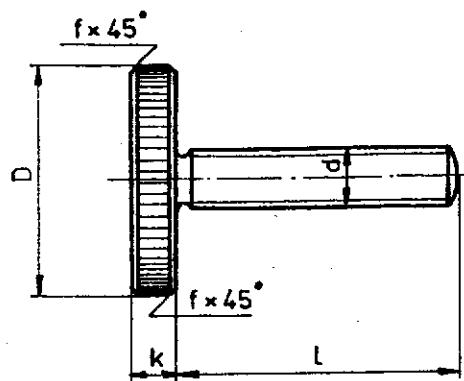


Fig. A4.8

Filet d	D	k	f	l
M2	9	2	0,2	4, 5, 6
M2,5	10	2,5	0,3	5, 6, 8
M3	12	3	0,3	6, 8, 10
(M3,5)	14	3	0,4	6,8,10,12,13
M4	16	3,5	0,4	8,10,12,13,16
M5	20	4	0,4	10,12,13,16
M6	24	5	0,5	12,13,16,18
M8	30	6	0,6	18,20,(22)
M10	36	8	0,8	(22),25,(28),30

Observație: Dimensiunile inscrise între paranteze se vor evita, pe cît posibil.

Notarea conform STAS 2700/1-89.

Exemplu de notare a unui șurub cu cap striat, cu filet M5 avînd cîmpul de toleranță 6g, cu lungimea l=25 mm și cu caracteristici mecanice conform grupei 8.8:

Șurub STAS 5302-80 M5x25 gr. 8.8

2.3. Șurub cu cap înecat crestat (Extras din STAS 2571-90)

Tab. A4.12

În STAS 2571-90 se stabilesc dimensiunile șuruburilor cu cap înecat crestat, de uz general, cu filet de la M1 la M12. Sunt prevăzute două variante constructive: șurub filetat pînă sub cap (fig. A4.9a), respectiv șurub cu tijă parțial filetată (fig.A4.9b).

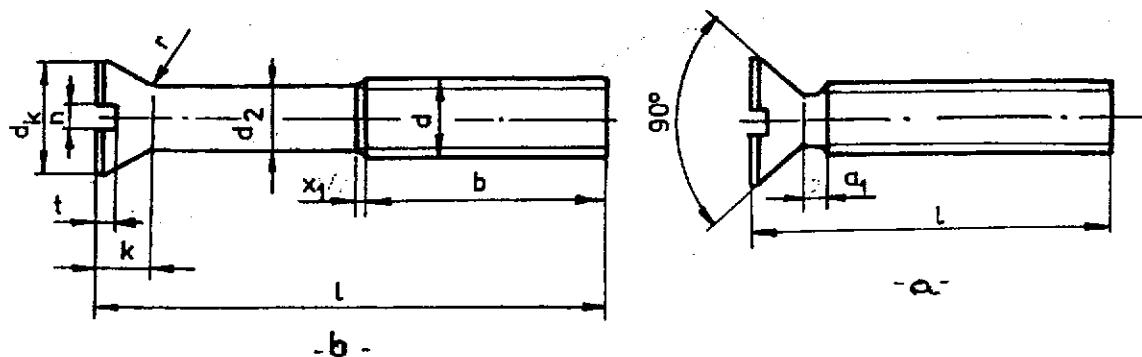


Fig. A4.9

Tabelul A4.12

Filet d	d _k max.	d _k min.	k max.	n	r max.	t max.	t min.	I
M 1	1,9	1,6	0,6	0,25	0,1	0,3	0,2	2 ... 10
M 1,6	3,0	2,7	1,0	0,4	0,4	0,5	0,32	2,5 ... 16
M 2	3,8	3,5	1,2	0,5	0,5	0,6	0,4	3 ... 20
M 2,5	4,7	4,4	1,5	0,6	0,6	0,75	0,5	4 ... 25
M 3	5,5	5,2	1,65	0,8	0,8	0,85	0,6	5 ... 30
M 3,5	7,3	6,9	2,35	1,0	0,9	1,2	0,9	6 ... 35
M 4	8,4	8,0	2,7	1,2	1,0	1,3	1,0	6 ... 40
M 5	9,3	8,9	2,7	1,2	1,3	1,4	1,1	8 ... 50
M 6	11,3	10,9	3,3	1,6	1,5	1,6	1,2	8 ... 55
M 8	15,8	15,4	4,65	2,0	2,0	2,3	1,8	10 ... 80
M 10	18,3	17,8	5,0	2,5	2,5	2,6	2,0	12 ... 80

Observație: Lungimile I [mm]: 5, 6, 8, 10, 12, (14), 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, (55), 60, (65), 70, (75), 80, 90, 100.

3. PIULITE

3.1. Piulițe hexagonale (Extras din STAS 4071-89)

În STAS 4071-89 se stabilesc dimensiunile piulițelor hexagonale (fig. A4.10) de uz general, clasele de execuție A și B. Extrase din acest standard sunt redate în tabelul A4.13.

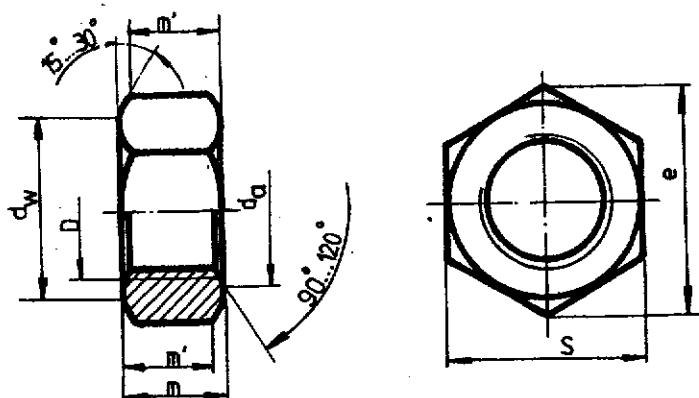


Fig. A4.10

Observații:

1. Grupele de caracteristici mecanice:
 - 6 pentru $d \leq M5$;
 - 6, 8 și 10 pentru $d > M5$.
2. Clasa de execuție este:
 - A pentru $d \leq M16$;
 - B pentru $d > M16$.
3. Filetul este cu pas normal sau cu pas fin având cîmpul de toleranță 6H STAS 8165-84.
4. d , și m' conform STAS 2700/2-89.

Notarea conform STAS 2700/1-89 cu precizarea că sirul 2 se indică în notare.

Exemplu de notare a unei piulițe hexagonale cu filet M12 și cu caracteristici mecanice conform grupei 8:

Piuliță STAS 4071-88 M12 gr. 8

Tabelul A4.13

Filet D	S	d ₂		e _{min} sirul 1 (sirul 2)	m sirul 1 (sirul 2)
		min	max		
M3	5,5	3	3,45	6,01	2,4
M4	7	4	4,6	7,66	3,2
M5	8	5	5,75	8,79	4 (4,7)
M6	10	6	6,75	11,05	5 (5,2)
M8	13	8	8,75	14,38	6,5 (6,8)
M10	17 (16)	10	10,8	18,9 (17,77)	8 (8,4)
M12	19 (18)	12	13	21,1 (20,03)	10 (10,8)
(M14)	22 (21)	14	15,1	24,49 (23,35)	11 (12,8)
M16	24	16	17,3	26,75	13 (14,8)
(M18)	27	18	19,5	29,56	15 (15,8)
M20	30	20	21,6	32,95	16 (18)
(M22)	32 (34)	22	23,7	35,03 (37,29)	18 (19,4)
M24	36	24	25,9	39,55	19 (21,5)
(M27)	41	27	29,1	45,2	22 (23,8)
M30	46	30	32,4	50,85	24 (25,6)

Observație: Dimensiunile înscrise între paranteze se vor evita, pe cît posibil.

3.2. Piulițe infundate joase (Extras din STAS 4374-90)

Tab. A4.14

În figura A4.11 se prezintă forma A. În standard se prezintă și forma B, pentru piulițe cu filet M12 și mai mare, care prezintă o gaură filetată M5 în capul piuliței, pentru evacuarea aerului.

Tabelul A4.14

Filet, D	S	e _{min}	m	m ₁		w _{min}	R
				min	max		
M8	13	14,38	12	9,21	9,79	2	15
M10	16	17,77	14	10,65	11,35	2	20
M12	18	20,03	16	13,15	13,85	2	25
(M14)	21	23,35	18	14,65	15,35	2	28
M16	24	26,75	20	16,65	17,35	2	30
(M18)	27	29,56	22	18,58	19,42	2	32
M20	30	32,95	25	20,58	21,42	2,5	35
(M22)	34	37,29	28	21,58	22,42	3	35
M24	36	39,55	30	23,58	24,42	3	40
(M27)	41	45,2	32	25,58	26,42	3	50
M30	46	50,85	34	27,58	28,42	3	60

Observații:

1. Dimensiunile înscrise între paranteze se vor evita pe cît posibil.
2. Simbolul formei A nu se indică în notare.

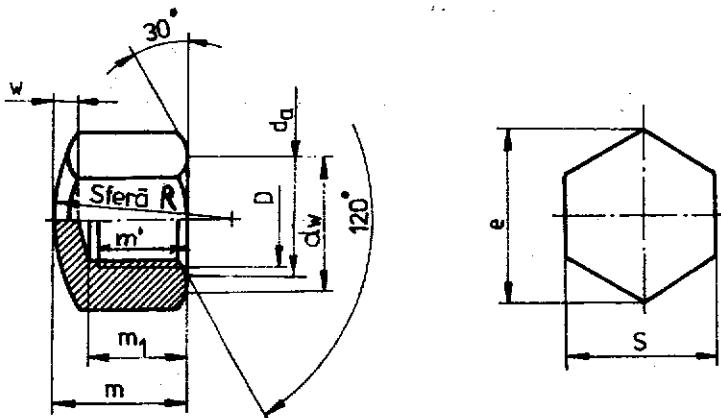


Fig. A4.11

- ieșirea și degajarea filetelui conform STAS 3508/1-80.

- d_w , m' conform STAS 2700/2-89.

Notarea conform STAS 2700/1-89.

Exemplu de notare a unei piulițe infundate joase cu filet M10 cu caracteristici mecanice conform grupei 5 :

Piuliță STAS 4374-90 M10 gr.5

4. STIFT FILETAT CU CRESTĂTURĂ CU CEP (extras din STAS 4867-69)

Forma și dimensiunile stabilite prin STAS 4867-69 sunt prezentate în figura A4.12 și tabelul A4.15.

Notarea conform STAS 2700/1-84.

Exemplu de notare a unui știft filetat cu crestătură cu cap având filet M10, cu lungimea 25 mm, cu caracteristici mecanice conform grupei 8.8:

Știft filetat STAS 4847/69 M10x25 grupa 8.8.

Tabelul A4.15

Filet	t	n	c_1	d_1		c_2		r	l
				nominal	abateri	nominal	abateri		
M3	1,2	0,5	0,8	2	0 -0,140	2,5	+0,375 0	0,3	5...14
M4	1,4	0,6	1,0	2,5		3			6...18
M5	1,6	0,8	1,2	3,5	0 -0,180	3,5	+0,450 0	0,4	8...25
M6	2,0	1,0	1,5	4,5		5			8...30
M8	2,5	1,2	1,8	6		5,5			10...40
M10	3,0	1,6	2,2	7	0 -0,220	7	0,5 0	0,5	12...45
M12	4,0	2,0	2,5	9					0,6 12...50

Observații:

- Lungimile l [mm]: 5, 6, 8, 10, 12, (14), 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, 35, 40, 45, 50.

- Dimensiunile inscrise între paranteze se vor evita, pe cât posibil.

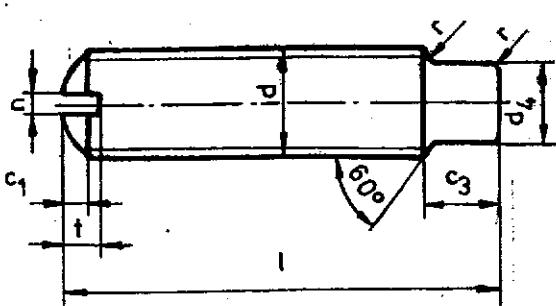


Fig. A4.12

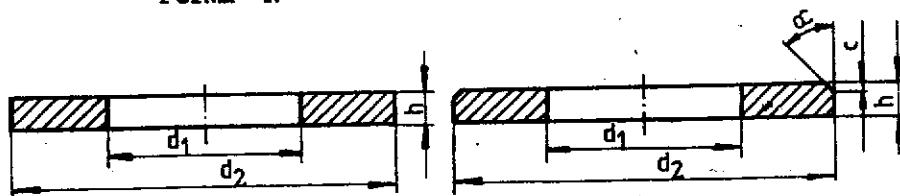
5. řAIBE

5.1. řaibe plate (Extras din STAS 5200/4-91)

STAS 5200-91 (standard pe părți) se referă la řaibele plate de așezare, de diferite forme și clase de execuție, folosite la asamblarea pieselor metalice cu șuruburi cu cap hexagonal și piulițe hexagonale. Conform STAS 5200/4-91 řaibele de dimensiuni normale se execută în două variante (fig. A4.13).

Forma N

Forma T



Observație:
a, c conform STAS
5200/1-91.

Fig. A4.13

Tabelul A4.16

Filetul	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
d ₁	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15,2	17	19	21	23	25	28	31
d ₂	9	10	12	16	20	24	28	30	34	37	39	44	50	56
h	0,8	1	1,6	1,6	2	2,5	2,5	3	3	3	3	4	4	4

Notarea se face indicind denumirea, tipul, diametrul filetului și numărul prezentului standard.

Exemplu de notare:

Šaibă M10 STAS 5200/4-91

5.2. řaibă prelucrată pentru bolțuri (Extras din STAS 5974-80)

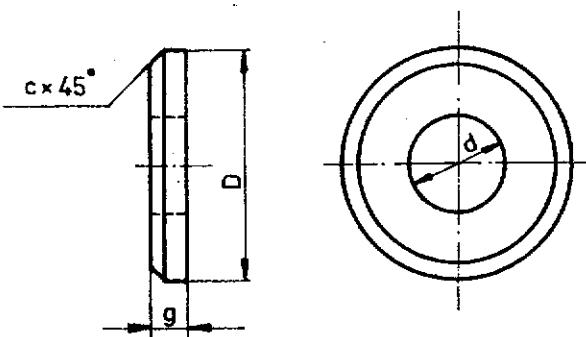
STAS 5974-80 se referă la řaibele utilizate la bolțurile cu cap, conform STAS 5754/1-79 și STAS 5754/2-79 și la bolțurile fără cap, conform STAS 5756-73.

Forma și dimensiunile řaibelor prelucrate pentru bolțuri sunt conform figurii A4.14 și tabelului A4.17.

Tabelul A4.17

d D ₁₁	D h13	g h14	c
3	6	0,8	0,2
4	8	0,8	0,2
5	10	0,8	0,2
6	12	1,5	0,4
8	16	2	0,5
10	20	2,5	0,6
12	25	3	0,8
14	28	3	0,8
16	28	3	0,8
18	30	4	1
20	32	4	1
22	34	4	1
24	40	4	1
27	42	5	1,2
30	45	5	1,2

Fig. A4.14



Materialul folosit pentru řaibele prelucrate pentru bolțuri este OL37 STAS 500/2-80.

Notarea unei řaibe prelucrate pentru bolțuri se face indicind: denumirea, diametrul și numărul standardului.

Exemplu de notare:

Šaibă 12 STAS 5974-80

5.3. řaibe Grower (Extras din STAS 7666/2-80)

În STAS 7666/2-80 se stabilesc dimensiunile řaibelor Grower utilizate în industria construcțiilor de mașini (figura A4.15 și tabelul A4.18).

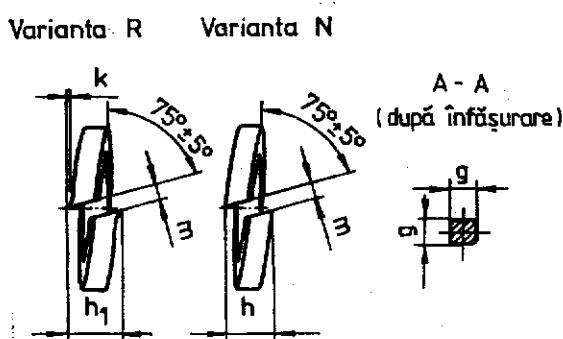


Fig. A4.15

Materialul řaibelor Grower, cf. STAS 7666/1-80, este oțel pentru arcuri OLC55A STAS 795-80, bronz fosforos, aliaje Al-Zn etc.

Notarea řaibelor Grower se face indicind: denumirea, varianta, sensul filetului dacă este stînga, mărimea, numărul standardului și, dacă este cazul liniuță oblică, urmată de materialul (dacă diferă de OLC55A) și acoperirea de protecție (dacă se realizează).

Exemplu de notare:

Šaibă Grower N 12 STAS 7666/2-80

Šaibă Grower stînga N 6 STAS 7666/2-80 / bronz fosforos

Šaibă Grower N 3 STAS 7666/2-80 / zincată

Tabelul A4.18

Mărimea	d ₁	d ₂	g	k
3	3,1	4,7	1	-
4	4,1	6,1	1,2	0,15
5	5,1	7,5	1,4	0,15
6	6,1	8,9	1,6	0,2
8	8,2	12,2	2	0,3
10	10,2	15,2	2,5	0,3
12	12,2	18,2	3	0,4
14	14,2	20,6	3,2	0,4
16	16,3	23,3	3,5	0,4
18	18,3	26,3	4	0,4
20	20,5	29,5	4,5	0,4
22	22,5	31,5	5	0,4
24	24,5	35,5	5,5	0,5
27	27,5	39,5	6	0,5
30	30,5	43,5	6,5	0,8

6. BOLȚURI ȘI STIFTURI

6.1. Bolț cu cap (Extras din STAS 5754/1-80)

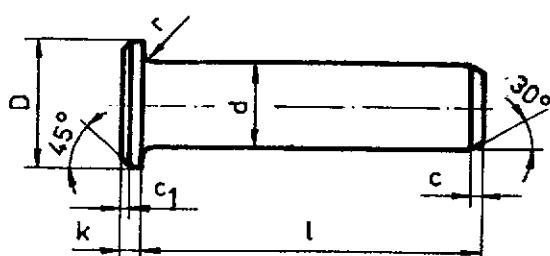
În STAS 5754/1-80 se prezintă formele și dimensiunile bolțurilor cu cap, de uz general, cu diametrul între 3 și 100 mm (există și bolțuri cu cap mic, conform STAS 5754/2-80).

Formele în care se execută bolțurile cu cap sunt (fig. A4.16):

- formele A - fără gaură de splint;
- forma B - cu gaura de splint.

Dimensiunile sunt redate în extrasul din tabelul A4.19.

Forma A



Forma B

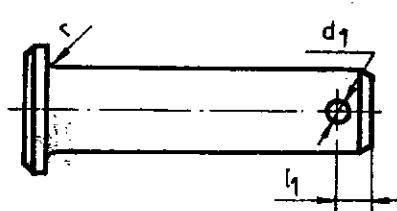


Fig. A4.16

Tabelul A4.19

d_{h11}	D_{h14}	k	c_1	r_{max}	c_{max}	d_i H13	l_1 min	l
3	5	1	0,5	0,6	1	0,8	1,6	6...30
4	6	1	0,5	0,6	1	1	2,2	8...40
5	8	1,6	1	0,6	2	1,2	2,9	10...50
6	10	2	1	0,6	2	1,6	3,2	12...60
8	14	3	1	0,6	2	2	3,5	16...80
10	18	4	1	0,6	2	3,2	4,5	20...100
12	20	4	1,6	0,6	3	3,2	5,5	25...120
14	22	4	1,6	0,6	3	4	6	30...140
16	25	4,5	1,6	0,6	3	4	6	35...160
18	28	5	1,6	1	3	5	7	40...180
20	30	5	2	1	4	5	8	40...200
22	33	5,5	2	1	4	5	8	45...200
24	36	6	2	1	4	6,3	9	50...200
27	40	6	2	1	4	6,3	9	50...200
30	44	8	2	1	4	8	10	60...200

Observații:

1. Se admite executarea bolțurilor cu diametrul d_i la valoarea imediat următoare celei corespunzătoare diametrului d .
2. Lungimile l sint: 6, 8, 10, 12, 14, 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, 35, 40,

45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, (95), 100, (105), 110, (115), 120, (125), 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.

3. Lungimile l cuprinse în paranteze se vor evita pe cît posibil.

Notarea bolțurilor cu cap se face indicind denumirea preșcurtată, simbolul formei (A sau B), diametrul d, lungimea l, lungimea l_1 (pentru bolțiuri forma B), numărul prezentului standard și marca oțelului.

Exemplu de notare a unui bolt fără gaură de splint, cu diametrul $d=10$ mm și lungimea $l=40$ mm, executat din OL50:

Bolt A 10x40 STAS 5754/1-80 / OL50

6.2. Bolțiuri fără cap (Extras din STAS 5756-73)

În STAS 5756-73 se stabilesc formele și dimensiunile bolțurilor fără cap, cu diametrul între 3 mm și 100 mm. Formele în care se execută sînt (fig. A4.17):

- tip A - fără găuri de splint;
- tip B - cu găuri de splint.

O parte din dimensiunile standardizate sînt redate sînt redate în tabelul A4.20.

Tabelul A4.20

d (H11)	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
C_{par}	2				3				4				
d_1 (H 13)	1,2	1,6	2	3,2	3,2	4	4	5	5	5	6,3	6,3	8
$l_{1,\min}$	2,9	3,2	3,5	4,5	5,5	6	6	7	8	8	9	9	10
	de la	10	12	16	20	25	30	35	40	45	50	55	60
1	pînă la	50	60	80	100	120	180	200	200	200	200	200	200

Observație: Lungimile standardizate l [mm] sînt: 10, 12, 14, 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, (95), 100, (105), 110, (115), 120, (125), 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200. Dimensiunile cuprinse între paranteze se vor evita, pe cît posibil.

Notarea bolțurilor fără cap se face indicind simbolul tipului, diametrul și lungimea bolțului, numărul prezentului standard și materialul.

Exemplu de notare a unui bolt fără cap, cu gaură de splint, cu diametrul $d=10$ mm și lungimea $l=40$ mm, executat din OL50:

Bolt B 10x40 STAS 5756-73 / OL50

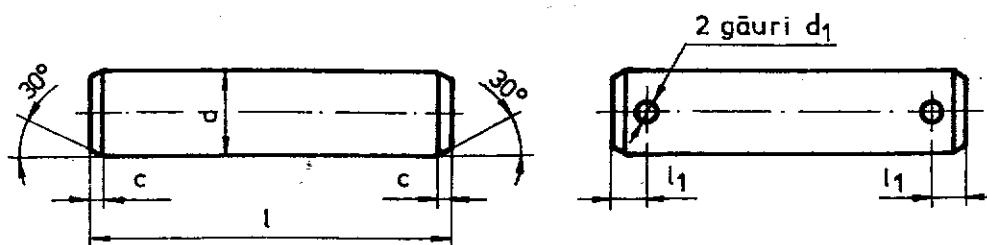


Fig. A4.17

6.3. Știft cilindric (Extras din STAS 1599-80)

În STAS 1599-80 se stabilesc dimensiunile știfturilor cilindrice de uz general cu diametrul între 0,8 și 50 mm. Cele trei forme standardizate sunt prezentate în figura A4.18. O parte din dimensiunile standardizate sunt redatate în tabelul A4.21.

Tabelul A4.21

d	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
c _{max}	0,35	0,4	0,5	0,63	0,8	1,2	1,6	2	2,5	3	3,5	4
de la	6	6	8	8	10	12	14	20	25	30	40	50
până la	25	25	30	45	50	60	80	100	150	180	200	200

Observații:

- Lungimile standardizate l [mm] sunt: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 200.
- Abaterile limite pentru alezajele în care se montează știfturile sunt: H7 pentru forma A, H8 pentru forma B, H11 pentru forma C.

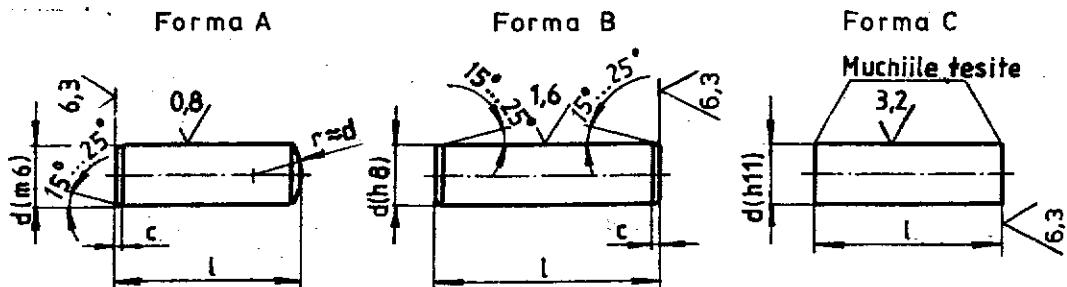


Fig. A4.18

Materialul folosit pentru știfturile cilindrice este OL60 STAS 500/2-80. La cererea beneficiarului se pot utiliza și alte mărci de oțeluri, inclusiv oțeluri tratate, caz în care se vor indica în notare marca oțelului și tratamentul termic.

Notarea unui știft cilindric se face indicând: denumirea, forma, diametrul, semnul "x", lungimea, numărul standardului.

Exemplu de notare:

Știft cilindric A 10x45 STAS 1599-80

7. SPLINTURI (Extras din STAS 1991-89)

Standardul 1991-89 se referă la splinturile utilizate ca element de asigurare în domeniul construcției de mașini.

Forma și dimensiunile splinturilor sunt redatate în figura A4.19 și tabelul A4.22.

Notarea splinturilor se realizează prin denumirea, diametrul nominal [mm], simbolul "x", lungimea [mm] și numărul prezentului standard.

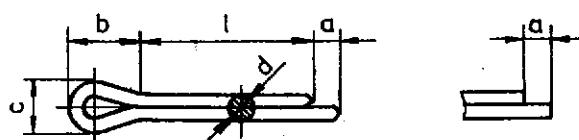


Fig. A4.19

moale de oțel, OL34 sau OL37, STAS 500/2-80.

Exemplu de notare a unui splint cu diametrul nominal de 10 mm și cu lungimea de 80 mm:

Splint 10x80 STAS 1991-89

Materialul splinturilor este sîrma

Tabelul A4.22

Diametrul nominal	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3,2
d	max	0,7	0,9	1	1,4	1,8	2,3
	min	0,6	0,8	0,9	1,3	1,7	2,1
a	max	1,6	1,6	2,5	2,5	2,5	3,2
b		2,4	3	3	3,2	4	6,4
c	max	1,4	1,8	2	2,8	3,6	4,6
	min	1,2	1,6	1,7	2,4	3,2	5,1
l	de la	5	6	8	8	10	12
	pînă la	16	20	25	32	40	63

Observații:

1. Diametrul nominal al splintului este egal cu diametrul găurii de splint.
2. Diametrul d reprezintă diametrul sîrmei din care se execută splintul.
3. Splinturile se execută cu vîrfurile ramurilor ascuțite sau plate conform figurii, la alegerea producătorului.
4. Lungimile standardizate sunt: 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63.

8. INELE de siguranță excentrice pentru arbori și canalele pentru ele (Extras din STAS 5848/2-88)

În STAS 5848/2-88 se stabilesc forma și dimensiunile inelelor de siguranță excentrice, pentru arbori utilizate ca reazeme axiale în construcția de mașini, și a canalelor pentru ele.

Sunt prevăzute trei forme constructive (identice din punct de vedere funcțional), una dintre ele fiind redată în figura A4.20. Forma și dimensiunile constructive ale canalului pentru inele excentrice este prezentată în figura A4.21. În tabelul A4.23 se prezintă în extras dimensiunile inelelor și canalelor pentru ele, precum și forța axială maximă la care pot fi solicitate inelele, pentru seria normală de dimensiuni (în standard este prevăzută și seria grea de dimensiuni).

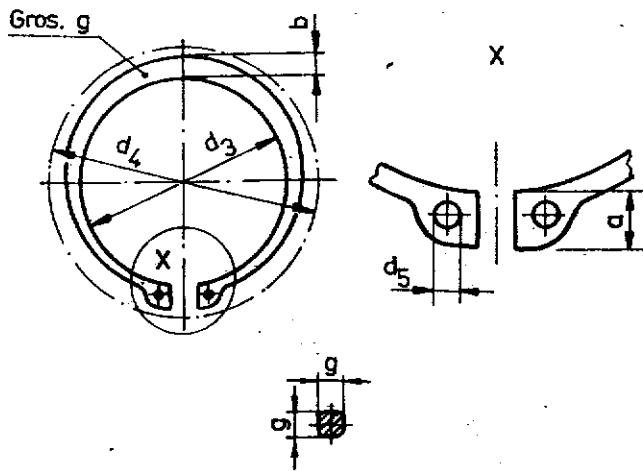


Fig. A4.20

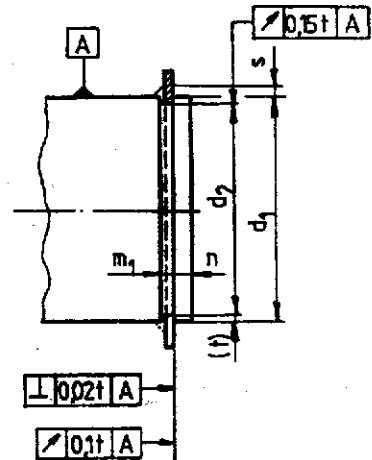


Fig. A4.21

Notarea unui inel de siguranță excentric pentru arbore se face indicind în ordine denumirea prescurtată, diametrul arborelui, simbolul "x", grosimea inelului și numărul standardului.

Exemplu de notare:

Inel de siguranță 50x2 STAS 5848/2-88

Tabelul A4.23

Diametru nominal al arborelui d_1	Inelul de siguranță						Canalul din arbore					Forță axială [kN] max.
	d_3	a max	$b_1 \approx$	g_{nom}	$d_5 \text{ min}$	d_4	d_2	m_{H13}	m_{min}	n min.		
20	18,5	4	2,6	1,2	2	28,4	18	1,3	1,4	1,5	17,30	
22	20,5	4,2	2,8	1,2	2	30,8	21	1,3	1,4	1,5	16,90	
24	22,2	4,4	3	1,2	2	33,2	22,9	1,3	1,4	1,7	16,10	
25	23,2	4,4	3	1,2	2	34,2	23,9	1,3	1,4	1,7	16,20	
28	25,9	4,7	3,2	1,5	2	37,9	26,6	1,6	1,7	2,1	32,10	
30	27,9	5	3,5	1,5	2	40,5	28,6	1,6	1,7	2,1	32,10	
32	29,6	5,2	3,6	1,5	2,5	43	30,3	1,6	1,7	2,6	31,20	
34	31,5	5,4	3,8	1,5	2,5	45,4	32,2	1,6	1,7	2,6	31,30	
35	32,2	5,6	3,9	1,5	2,5	46,8	33	1,6	1,7	3	30,80	
38	35,2	5,8	4,2	1,75	2,5	50,2	36	1,85	2	3	49,50	
40	36,5	6	4,4	1,75	2,5	52,6	37,5	1,85	2	3,8	51,00	
42	38,5	6,5	4,5	1,75	2,5	55,7	39,5	1,85	2	3,8	50,00	
45	41,5	6,7	4,7	1,75	2,5	59,1	42,5	1,85	2	3,8	49,00	
48	44,5	6,9	5	1,75	2,5	62,5	45,5	1,85	2	3,8	49,40	
50	45,8	6,9	5,1	2	2,5	64,5	47	2,15	2,3	4,5	73,30	
52	47,8	7	5,2	2	2,5	66,7	49	2,15	2,3	4,5	73,10	
55	50,3	7,2	5,4	2	2,5	70,2	52	2,15	2,3	4,5	71,40	
58	53,8	7,3	5,6	2	2,5	73,6	55	2,15	2,3	4,5	71,10	
60	55,8	7,4	5,8	2	2,5	75,6	57	2,15	2,3	4,5	69,20	
62	57,8	7,5	6	2	2,5	77,8	59	2,15	2,3	4,5	69,30	
65	60,8	7,8	6,3	2,5	3	81,4	62	2,65	2,3	4,5	135,60	
68	63,5	8	6,5	2,5	3	84,4	65	2,65	2,8	4,5	135,90	
70	65,5	8,1	6,6	2,5	3	87	67	2,65	2,8	4,5	134,20	

Observații:

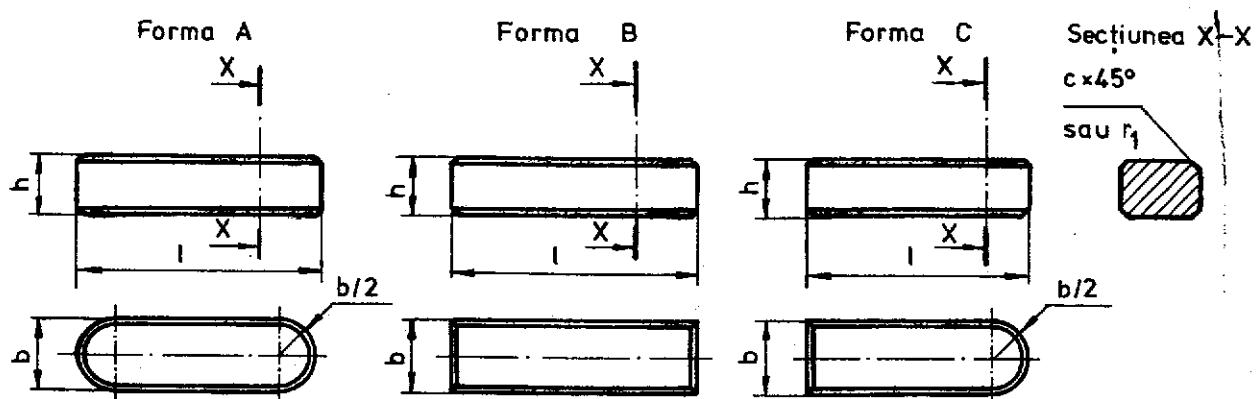
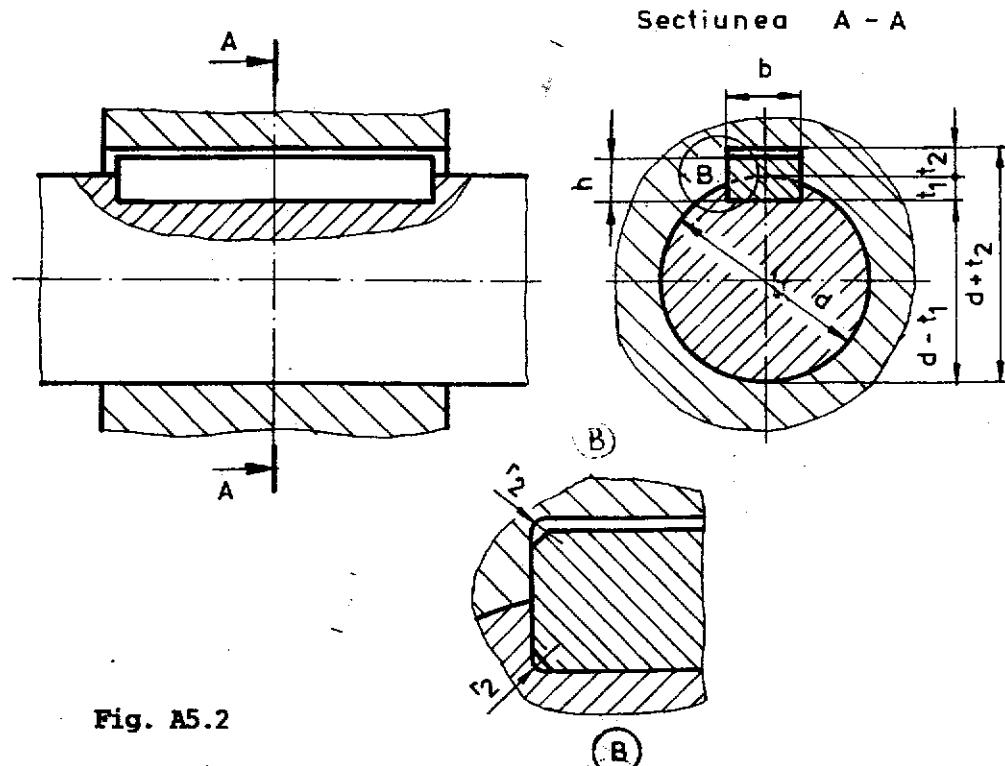
1. Clasa de toleranță pentru dimensiunea m este H11 dacă inelul este supus unor forțe axiale din ambele sensuri.

2. d_4 este diametrul exterior maxim al inelului deschis pentru montaj.

ANEXA A5**PENE****1. ÎMBINĂRI PRIN PENE PARALELE (Extras din STAS 1004-81)**

Standardul 1004-81 stabilește dimensiunile penelor paralele obișnuite, de uz general, destinate în principal îmbinării pe capete de arbore cilindrice sau conice, cît și pentru îmbinări pe arbori, precum și canalele corespunzătoare în arbore și în butuc.

Cele trei forme în care se execută penele paralele sunt prezentate în figura A5.1.

**Fig. A5.1****Fig. A5.2**

În figura A5.2 este prezentată o asamblare cu pană paralelă, indicindu-se dimensiunile caracteristice canalelor din arbore și din butuc.

Dimensiunile penelor paralele și ale canalelor pentru ele sunt indicate în tabelele A5.1 respectiv A5.2, extrase din STAS 1004-81.

Notarea penelor se face indicind denumirea (pană), simbolul formei, dimensiunile ($b \times h \times l$) și numărul standardului.

Exemplu de notare pentru o pană paralelă, forma A, cu dimensiunile $b=20$ mm, $h=12$ mm și $l=125$ mm.

Pana A 20x12x125 STAS 1004-81

Materialul penelor se indică a fi un oțel cu rezistență la rupere de minim 590 MPa.

Tabelul A5.1

d		Pana								c sau r_i	
		b		h		l					
peste	pînă la	nominal	abateri limită h9	nominal	abateri limită h11	de la	pînă la	max.	min.		
6	8	2	0 -0,025	2	0 -0,025	6	20				
8	10	3		3		6	36	0,25	0,16		
10	12	4		4		8	45				
12	17	5	0 -0,030	5	0 -0,030	10	56				
17	22	6		6		14	70	0,40	0,25		
22	30	8		7		18	90				
30	38	10	0 -0,036	8	0 -0,090	22	110				
38	44	12		8		28	140				
44	50	14		9		36	160	0,60	0,40		
50	58	16	0 -0,043	10		45	180				
58	65	18		11		50	200				
65	75	20		12		56	220				
75	85	22		14	0 -0,110	63	250				
85	95	25	-0,052	14		70	280	0,80	0,60		
95	110	28		16		80	320				
110	130	32		18		90	360				
130	150	36		20		100	400				
150	170	40	0 -0,062	22	0 -0,130	100	400	1,20	1,00		
170	200	45		25		110	450				

Observații:

1. Abaterile limită la dimensiunea h a penei sunt: h9 pentru secțiuni pătrate și h11 pentru secțiuni dreptunghiulare.

2. Valorile lungimii l a penei se aleg, în limita intervalelor indicate în tabelul 5.1; valorile standardizate pentru lungimea l sunt [mm]: 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.

3. Cu excepția capetelor de arbore, se admite utilizarea unei pene standardizate

cu secțiunea mai mică decât cea indicată pentru diametrul corespunzător al arborelui, dacă rezistența penei este suficientă pentru transmiterea efortului respectiv (pentru arbori tubulari sau în trepte, la transmiterea de momente de torsion reduse etc.). În acest caz, dimensiunile t_1 și t_2 se vor recalcula pentru a menține înălțimile laterale de contact egale cu $h/2$. Nu se admite utilizarea unei pene cu secțiunea mai mare decât cea indicată pentru diametrul respectiv al arborelui.

Tabelul A5.2

Dimensiuni în [mm]

nominal	Canal								r_1		
	b				t_1 (în arbore)		t_2 (în butuc)				
	ajustaj liber		ajustaj normal		ajus-	nomi-	aba-	nomi-	aba-	max.	min.
	în arbore H9	în butuc D10	în arbore N9	în butuc J _s 9	ajustaj presat arbore și butuc P9	nominal	abateri limită	nominal	abateri limită	/	/
2	+0,025 0	+0,060 +0,020	-0,004 -0,029	±0,0125	-0,006 -0,031	1,2 1,8	+0,1 0	1	1,4	0,16 0,25	0,08 0,16
3						2,5		1,8	2,3		
4	+0,030 0	+0,078 +0,030	0 -0,030	±0,0150	-0,012 -0,024	3	+0,1 0	0	0	0,40 0,60	0,25 0,40
5						3,5		2,8	2,3		
6											
8	+0,036 0	+0,098 +0,040	0 -0,036	±0,0180	-0,015 -0,051	4,0	+0,2 0	3,3	3,3	0,40 0,60	0,25 0,40
10						5,0		3,3	3,3		
12						5,0		3,3	3,3		
14	+0,043 0	+0,120 +0,050	0 -0,043	±0,0215	-0,018 -0,061	5,5	+0,2 0	3,8	3,8	0,40 0,60	0,25 0,40
16						6,0		4,3	4,3		
18						7,0		4,4	4,4		
20						7,5		4,9	4,9		
22	+0,052 0	+0,149 +0,065	0 -0,052	±0,0260	-0,022 -0,074	9,0	+0,2 0	5,4	5,4	0,60 1,0	0,40 0,7
25						9,0		5,4	5,4		
28						10,0		6,4	6,4		
32						11,0		7,4	7,4		
36						12,0		8,4	8,4		
40	+0,062 0	+0,180 +0,080	0 -0,062	±0,0310	-0,026 -0,088	13,0	+0,3 0	9,4	9,4	+0,3 1,0	0,40 0,7
45						15,0		10,4	10,4		

2. PENE PARALELE CU GĂURI DE FIXARE

(Extras din STAS 1006-90)

În STAS 1006-90 se prezintă formele și dimensiunile penelor paralele cu găuri de fixare, care se montează pe arbori cu ajutorul a două șuruburi de fixare. Penele

paralele cu găuri de fixare se execută în trei forme ce corespund cu formele penelor paralele (STAS 1004-81):

- forma A, cu ambele capete rotunde,
- forma B, cu ambele capete drepte,
- forma C, cu capăt rotund și un capăt drept.

În figura A5.3 se prezintă forma B precum și modul de fixare pe arbore.

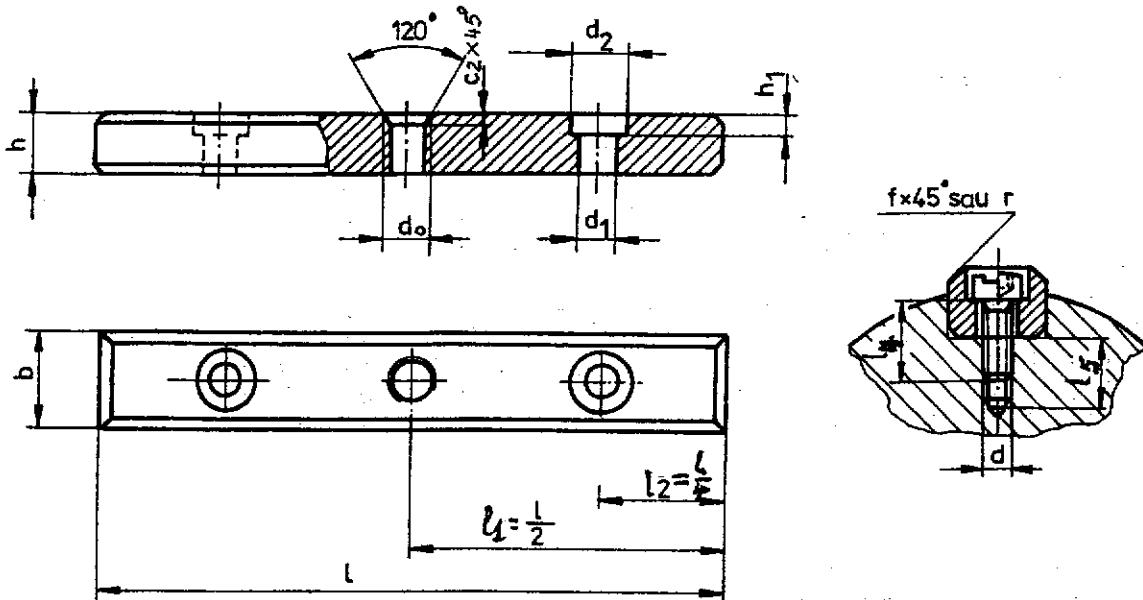


Fig. A5.3

Dimensiunile caracteristice penelor paralele cu găuri de fixare sunt redate în tabelul A5.3. Dimensiunile canalelor din arbore și butuc indicate în tabelul A5.2 rămân valabile și pentru acest tip de pene.

Notarea penelor se face indicind denumirea (pană), simbolul formei, dimensiunile ($b \times h \times l$) și numărul standardului.

Exemplu de notare pentru o pană, forma A, cu dimensiunile $b=20$ mm, $h=12$ mm și $l=125$ mm.

Pană A 20x12x125 STAS 1006-90

Materialul penelor se indică a fi un oțel cu rezistență la rupere de minim 590 MPa.

Tabelul A5.3

Dimensiuni în [mm]

b	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28
h	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16
t	2,4		3,2	4,0		4,7			6	
d_1 (H14)	3,6		4,8	5,8		7			10	
d_1 (H13)	6		8	9,5		11			14	
d_0 (H14)	M3		M4	M5		M6			M8	
c_1	0,5					1				
l_s	7	8	10		11			16		
șurub $d \times l_s$	M3x8	M3x10	M4x10	M5x12	M6x14			M8x20		

Observație: Lungimile penelor corespund cu cele indicate în paragraful 1. Lungimea l_1 este jumătate din lungimea penei.

ANEXA A6**RULMENTI****1. RULMENTI AXIALI CU BILE PE UN RÎND**

În STAS 3921-86 se stabilește gama de mărimi, dimensiunile principale și sarcinile de bază, pentru rulmenții axiali cu bile pe un rînd, cu simplu efect, cu șaibe plane, de uz general. Principalele dimensiuni constructive sunt ilustrate în figura A6.1, iar în figura A6.2 se indică reprezentarea în desenul tehnic a acestor rulmenți, conform STAS 8953-85.

Dimensiunile și sarcinile de bază pentru două tipodimensiuni (seriile de dimensiuni 11 și 12) sunt extrase în tabelul A6.1. Celelalte serii de dimensiuni (13, 14) se caracterizează prin sarcini de bază superioare la același diametru nominal d . În tabel sunt prezentate și dimensiunile de montaj recomandate conform figurii A6.3.

Observație: Pentru rulmenții prezențați în tabelul A6.1 diametrele d_1 și D sunt egale.

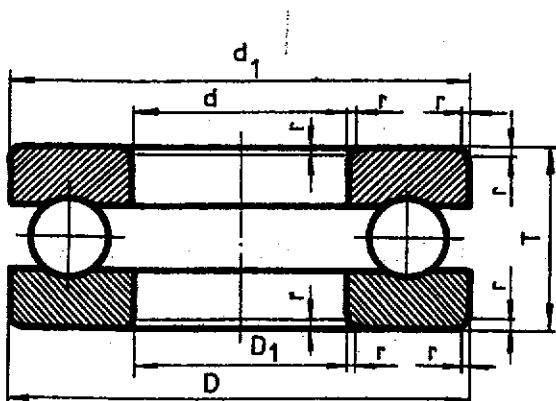


Fig. A6.1

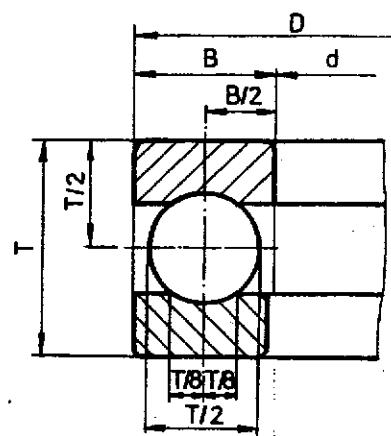


Fig. A6.2

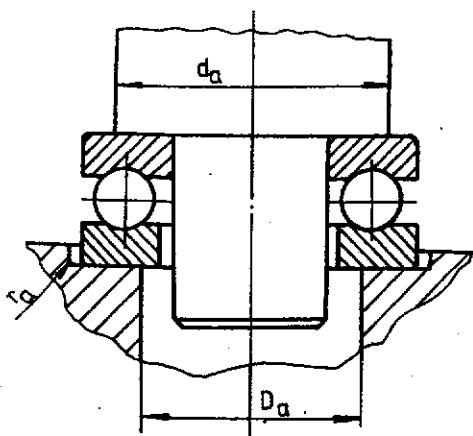


Fig. A6.3

Cimpurile de toleranță ale suprafețelor de montaj ale rulmenților axiali cu bile, dacă sarcina este pur axială, se recomandă să fie (STAS 6671-77):

- j6 - pentru arbori;

- H8 - pentru alezajele carcaselor (pentru lagăre axiale fără exigențe, jocul radial în carcasă poate fi pînă la 0,001 D).

Abaterile limită de formă și poziție ale suprafețelor de montaj (ovalitatea sau conicitatea maximă a suprafețelor cilindrice, respectiv bătaia frontală a umerilor de sprijin) recomandate în STAS 6671-77 pentru rulmenții din clasa de precizie PO (cu toleranțe considerate normale) sunt extrase în tabelul A6.2.

Rugozitatea suprafețelor de montaj recomandate în STAS 6671-77, pentru rulmenții din clasa de precizie PO, este indicată în tabelul A6.3.

Notarea rulmenților se face prin indicarea simbolului și a standardului corespunzător.

Exemplu de notare:

Rulment 51108 STAS 3921-80

Tabelul A6.1

Simbol	d	D	D ₁	T	r	Dimensiuni de montaj			Sarcina axială de bază C ₀ [kN]
						d _a min	D _a max	r _a max	
51100	10	24	11	9	0,5	19	15	0,3	11,4
51200	10	26	12	11	1	20	16	0,6	14,0
51101	12	26	13	9	0,5	21	17	0,3	12,5
51201	12	28	14	11	1	22	18	0,6	15,6
51102	15	28	16	9	0,5	23	20	0,3	13,7
51202	15	32	17	12	1	25	22	0,6	20,4
51103	17	30	18	9	0,5	25	22	0,3	16,0
51203	17	35	19	12	1	28	24	0,6	22,0
51104	20	35	21	10	0,5	29	26	0,3	22,0
51204	20	40	22	14	1	32	28	0,6	31,0
51105	25	42	26	11	1	35	32	0,6	29,0
51205	25	47	27	15	1	38	34	0,6	41,5
51106	30	47	32	11	1	40	37	0,6	32,5
51206	30	52	32	16	1	43	39	0,6	48,0
51107	35	52	37	12	1	45	42	0,6	39,0
51207	35	62	37	18	1,5	51	46	1	64,0
51108	40	60	42	13	1	52	48	0,6	52,0
51208	40	68	42	19	1,5	57	51	1	76,5
51109	45	65	47	14	1	57	53	0,6	57,0
51209	45	73	47	20	1,5	62	56	1	86,5
51110	50	70	52	14	1	62	58	0,6	62,0
51210	50	78	52	22	1,5	67	61	1	91,5
51111	55	78	57	16	1	69	64	0,6	76,5
51211	55	90	57	25	1,5	76	69	1	132,0
51112	60	85	62	17	1,5	75	70	1	93,0
51212	60	90	62	26	1,5	81	74	1	146,0

Tabelul A6.2

Diametrul nominal [mm]		Ovalitate sau conicitate maximă [µm]		Bătăia frontală a umerilor maximă [µm]	
peste	pînă la	arbore	carcasă	arbore	carcasă
10	18	8	11	11	18
18	30	9	13	13	21
30	50	11	16	16	25
50	80	13	19	19	30
80	120	15	22	22	35

Tabelul A6.3

Diametre nominale [mm]	Ar b o r e		C a r c a s a	
	< 50	> 50 < 120	< 50	> 50 < 120
Suprafața cilindrică	0,8	1,6	1,6	3,2
Suuprafața frontală a umărului	1,6	3,2	3,2	3,2

ELEMENTE DE ANTRENARE

1. ROTI DE MANEVRA DIN FONTĂ SAU OTEL TURNAT (extras din STAS 2723-81)

În STAS 2723-81 se stabilește formele și dimensiunile roților de manevră din fontă sau oțel turnat utilizate pentru acționarea armăturilor industriale. Din punctul de vedere al formei coroanei și spițelor, roțile de manevră se execută în trei tipuri constructive; în acest extras se prezintă tipul II, cu spite inclinate și coroana plină (fig. A7.1). După dimensiunea butucului și forma alezajului, variantele de execuție sunt:

- A - cu alezaj prismatic, cu secțiunea pătrată;
- B - cu alezaj piramidal, cu secțiunea pătrată;
- C - cu alezaj cilindric, cu canal de pană.

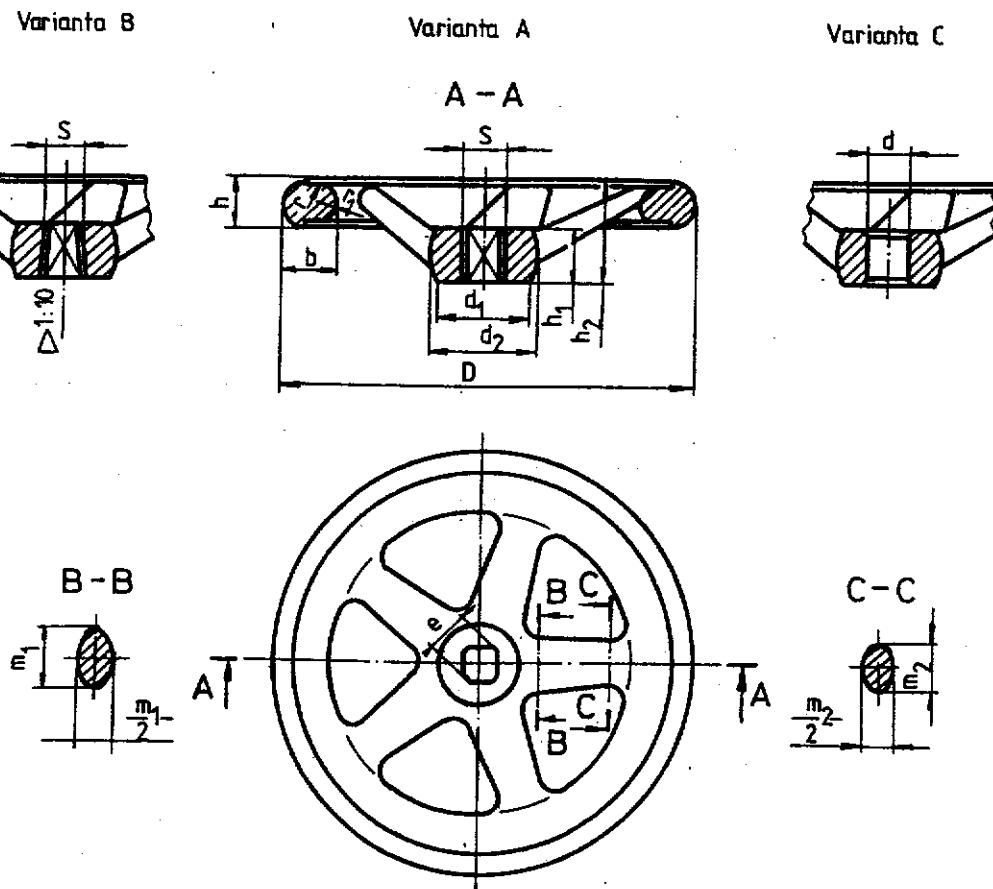


Fig. A7.1

Dimensiunile caracteristice sunt redate în tabelul A7.1.

Notarea se face indicând denumirea prescurtată, tipul, varianta, simbolul "x", latura S (pentru variantele A și B) sau diametrul alezajului d (la varianta C) și numărul standardului.

Exemplu de notare a unei roți de manevră cu spițe inclinate (tip II), cu butuc cu alezaj piramidal, cu secțiune pătrată (varianta B), cu diametrul D=250 mm, cu latura S=17mm:

Roata de manevră II B 250x17 STAS 2723-81

Tabelul A7.1

Dimensiuni în [mm]

D	Coroana				Spițe			Butuc					Varianta		
	h	b	r	r ₁	m ₁	m ₂	nu- măr	h ₁	h ₂ min	d ₁	d ₂	A	B	C	
												S	H11	d H7	
100	15	18	13	3,5	16	14	3	17	28	26	36	9	9	10	
125	16	20	14	4	18	16	3	18	30	28	40	11	11	12	
160	18	22	16	4,5	24	20	3	20	40	32	44	12	12	14	
200	22	26	20	6	26	22	3	24	45	36	50	14	14	18	
250	26	30	24	8	26	22	5	28	50	45	61	17	17	22	
320	28	33	26	9	30	26	5	34	56	55	73	19	19	26	
400	32	37	30	10,5	34	30	5	42	65	65	85	24	24	30	
500	34	40	32	12	38	32	5	50	75	75	97	27	27	34	
630	36	42	34	13,5	42	36	7	60	92	85	109	32	32	40	
800	36	42	36	14	42	36	7	72	110	115	140	41	41	50	
1000	38	44	38	16	44	38	7	92	130	145	175	60	60	70	

Observații:

1. Cotele D, h₁, h₂, S și numărul de spițe sunt obligatorii, restul cotelor sunt informative.
2. Abaterile limită conform STAS 1592/1-74 și STAS 1592/2-74, clasa de precizie III.
3. Valorile minime pentru cota e (în mm) sunt: 12,1 la S=9; 14,1 la S=11; 16,1 la S=12; 20 la S=14; 24,1 la S=17; 26,2 la S=19.

2. ARMĂTURI INDUSTRIALE. CAPETE DE TIJĂ (Extras din STAS 2722-82)

În STAS 2722-82 se stabilesc formele și dimensiunile capetelor de tijă cu secțiune pătrată și filetelor tijelor utilizate la armăturile industriale.

După forma constructivă, capetele de tijă se execută în formele (figura A7.2):

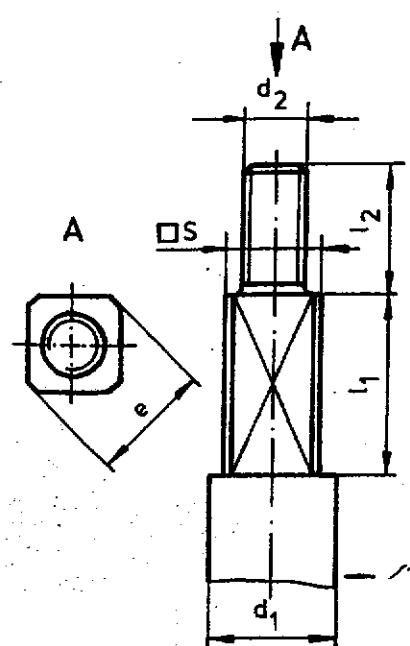
- A - cu capăt prismatic;
- B - cu capăt piramidal.

După modul de realizare a filetelor, se execută în variantele:

- cu filet exterior (figura A7.2);
- cu filet interior (nu se redă în acest extras).

Dimensiunile caracteristice pentru cazul filetului exterior se redau în tabelul A7.2.

Forma A



Forma B

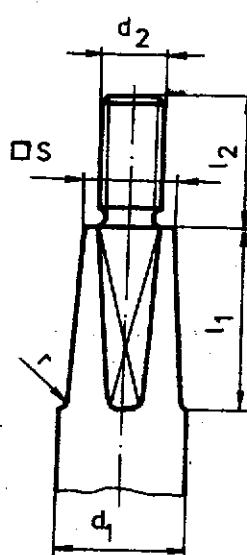


Fig. A7.2

Dimensiuni în [mm]

Tabelul A7.2

d_1	Deschiderea de cheie S		l_1	r	d_2	l_2 (h15)
	nominal	abateri limite				
11	9	0 -0,09	14	-	M8	20
12						
14	11	0 -0,11	16	1,0	M10	22
16	12		18	1,0		
20	14		28	1,0	M12	25
24	17	0 -0,13	32	1,0	M16	28
26	19		38	1,0		
28						
32	24		45	1,0	M20	28
36						
40	27		55	1,6	M24	28
44	32	0 -0,16	65	1,6	M30	36
55	41		80	1,6	M36	40
80	60	0 -0,19	98	2,5	M48	50

Observații:

1. Valorile maxime pentru cota e (în mm) sunt: 12 la S=9; 14 la S=11; 16 la S=12; 20 la S=14; 24 la S=17; 26 la S=19.

2. Abaterile limită pentru filete conform STAS 8165-82; pentru filetul exterior abaterea limită este 6g.

3. CHEI ȘI ANTRENOARE

3.1. Cheie fixă simplă de uz general (Extras din STAS 581-89)

Standardul se referă la cheile fixe prevăzute cu o singură deschidere (fig. A7.3) executate din oțel carbon de calitate sau din oțel aliat, cu moment de încercare categoria D (conform STAS 6091-89), utilizate în operațiile de lăcătușerie și montaj.

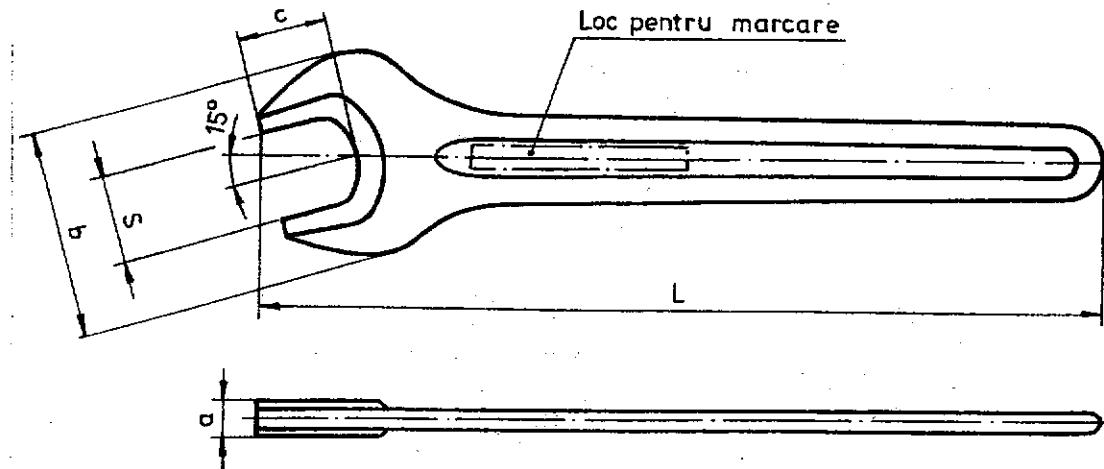


Fig. A7.3

Dimensiunile și momentele de încercare corespunzătoare cheilor realizate din oțel carbon de calitate sunt redate în tabelul A7.3.

Tabelul A7.3

Deschiderea cheii S		a max	b max	Moment Nm	L	
Șirul I	Șirul II				min	max
15		6,5	37	38,5	140	160
16		7	39	46,1	150	165
	17	7	41	53,5	150	165
18		7,5	43	64,0	155	175
	19	8,5	45	74,5	160	180
	20	9	48	86,0	160	180
21		10	49	99,0	175	195
	22	10	51	112	185	205
	23	11	55	127	205	230
24		11	55	143	210	230
	25	12	59	161	210	230
	26	12	62	179	230	250
27		12	62	199	230	250
	28	14	64	221	230	250
30		14	68	268	250	275
	32	14	74	321	260	290
34		15	78	381	260	290
36		15	83	447	290	320
41		17	93	577	330	360
46		18	104	726	360	400

ANEXA A8

GĂURI DE CENTRARE

1. GĂURI DE CENTRARE (Extras din STAS 1361-82)

În STAS 1361-82 se stabilesc formele și dimensiunile găurilor de centrare, de uz general, folosite în industria construcțiilor de mașini. Cele trei forme standardizate redenate în figura A8.1 sunt:

- forma A - fără con de protecție;
- forma B - cu con de protecție;
- forma R - cu rază.

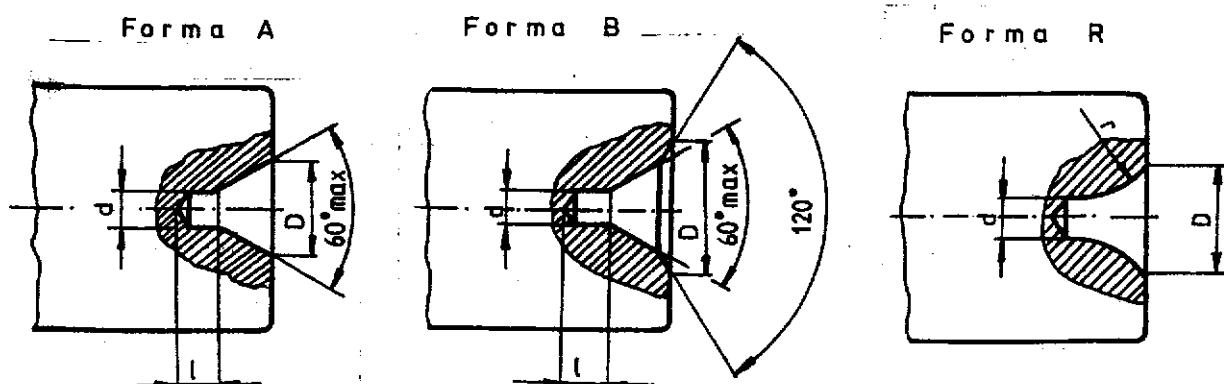


Fig. A8.1

Dimensiunile găurilor de centrare forma B sunt prezentate în extrasul din tabelul A8.1.

Tabelul A8.1

d	1,0	(1,25)	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	(5,0)	6,3	(8,0)	10,0
l_{\max}	1,3	1,6	2,0	2,5	3,1	3,9	5,0	6,3	8,0	10,1	12,8
D	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	18	22,4	28

Observație: Găurile de centrare cu diametrul d între paranteze se vor evita pe cît posibil.

Din același standard se prezintă în tabelul A8.2 recomandări privind alegerea mărimii găurii de centrare d , în funcție de diametrul piesei prelucrate D .

Tabelul A8.2

D	peste	6	16	32	56	80	120
	pînă la	16	32	56	80	120	-
d	1; 1,25	1,6; 2	2,15; 3,15	4; 5	6,3; 8	10	

Notarea cuprinde: denumirea, simbolul formei (A, B sau R), diametrul nominal (d) și numărul standardului.

Exemplu de notare a unei găuri de centrare, forma A, cu diametrul d=4 mm.

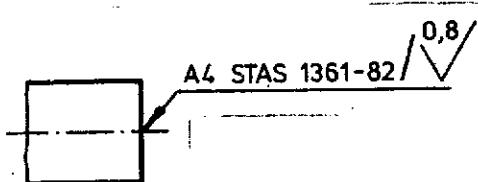
Gaură de centrare A4 STAS 1361-82

Rugozitatea găurii de centrare pe partea conică funcțională trebuie să fie maxim Ra 3,2. Rugozitățile mai mici se vor înscrie pe desen (vezi fig. A8.2 b)

Exemple de simbolizare pe desen:



a) Gaura de centrare trebuie să rămînă pe piesă



b) Gaura de centrare poate să rămînă pe piesă



c) Gaura de centrare nu trebuie să rămînă pe piesă

Fig. A8.2

2. GĂURI DE CENTRARE FILETATE (Extras din STAS 8198-78)

În STAS 8198-78 se stabilesc formele și dimensiunile găurilor de centrare filetate pentru arborii mașinilor electrice dar pot fi folosite și în cazul arborilor altor mașini și utilaje.

Găurile de centrare filetate se execută la capetele libere ale arborilor pentru centrarea în timpul operațiilor de aşchiere a arborelui, pentru asigurarea organului de transmisie (roata de curea, roata dințată etc.) fixat pe arbore și pentru transportul arborelui.

Găurile pentru capetele de arbori cu canal de pană sunt de formele:

- A - fără con de protecție;
- B - cu con de protecție;
- R - cu rază.

În extras este redată numai forma B (fig. A8.3 și tabelul A8.3). Alegera formei se face de către producător. Mărimea găurii de centrare filetate se alege ținând seama de diametrul D al capătului de arbore, recomandat în tabelul A8.3 pentru cazul în care canalul de pană ajunge pînă la fața frontală a arborelui; dacă canalul de pană nu ajunge la fața frontală a arborelui (pene îngropate), se recomandă să se aleagă o gaură de centrare mai mare, corespunzătoare în tabel intervalului de diametre imediat superior; dacă arborii nu au canal de pană, mărimea găurii de centrare este limitată de evitarea apariției unei muchii ascuțite pe suprafața frontală a arborelui.

Exemplu de notare a unei găuri de centrare filetată, forma B, cu diametrul d=4 mm:
B M4 STAS 8198-78

Indicarea pe desen a găurilor de centrare filetate

În standard se fac recomandări care nu sunt întrutotul identice cu cele din standardul mai nou ca an de apariție, referitor la elemente similare, STAS 1361-82. Pentru unificarea simbolizării în desen se pot folosi recomandările din STAS 1361-82 pentru cazul "gaura de centrare trebuie să rămînă pe piesă", înscriind în locul notării găurii de centrare notarea găurii de centrare filetate.

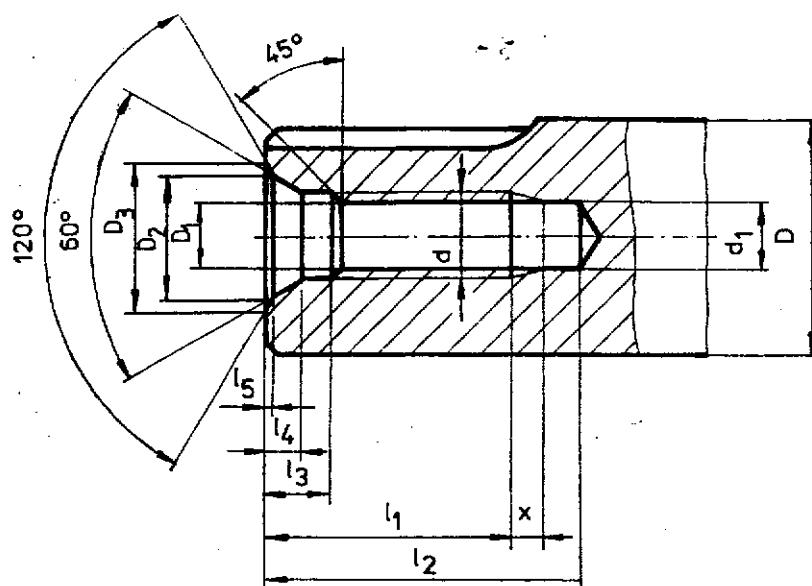


Fig. A8.3

Tabelul A8.3

d	d ₁	D ₁	D ₂	D ₃	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	l ₅	D	
										peste	pînă
M4	3,3	4,3	6,7	7,4	10	14	3,2	2,1	0,3	10	13
M5	4,2	5,3	8,1	8,8	12,5	17	4	2,4	0,3	13	16
M6	5	6,4	9,6	10,5	16	21	5	2,8	0,4	16	21
M8	6,8	8,4	12,2	13,2	19	25	6	3,3	0,4	21	24
M10	8,5	10,5	14,9	16,3	22	30	7,5	3,8	0,6	24	30
M12	10,2	13	18,1	19,8	28	37,5	9,5	4,4	0,7	30	38
M16	14	17	23	25,3	36	45	12	5,2	1,0	38	50
M20	17,5	21	28,4	31,3	42	53	15	6,4	1,3	50	85

ANEXA A9**TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE****1. TOLERANȚE ȘI ABATERI DE FORMĂ ȘI DE POZIȚIE**

Abaterile macrogeometrice ale formei pieselor, terminologia și simbolizarea acestora prezentate în STAS 7385/1-85, sunt redate în tabelul A9.1. În tabelul A9.2 sunt extrase din același standard, simbolurile pentru reprezentarea și notarea pe desene a toleranțe de poziție.

Se reamintește că toleranțele de formă și de poziție sunt prescrise în documentația de bază numai dacă limitarea abaterilor respective este necesară pentru a asigura funcțiunile și calitățile piesei.

Tabelul A9.1

Denumirea toleranței	Simbolul grafic
Toleranța la rectilinitate	—
Toleranța la planitate	□
Toleranța la circularitate	○
Toleranța la cilindricitate	◎
Toleranța la forma dată a profilului	⌒
Toleranța la forma dată a suprafeței	⌒

Tabelul A9.2

Denumirea toleranței	Simbolul grafic
Toleranța la paralelism	//
Toleranța la perpendicularitate	⊥
Toleranța la inclinare	∠
Toleranța bătăii radiale și a bătăii frontale	/
Toleranța la coaxialitate și la concentricitate	◎
Toleranța la simetrie	—
Toleranța la poziția nominală	⊕

Prin STAS 7391-74 (standard pe părți) sunt stabilite valorile recomandate ale toleranțelor abaterilor de formă și de poziție în funcție de clasa de precizie a execuției. Extrase din acest standard sunt prezentate în tabelele A9.3...A9.6.

Tabelul A9.3

Toleranțe la rectilinitate, la planitate și la forma dată a profilului și a suprafetei [µm] (Extras din STAS 7391/1-74)

Dimensiunea nominală [mm]		Clasa de precizie										
peste	până la	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
-	10	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	
10	16	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	
16	25	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	
25	40	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	
40	63	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	
63	100	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	
100	160	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	
160	250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	
250	400	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	
400	630	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	
630	1000	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	
1000	1600	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	

Observație: În cazul toleranțelor la planitate sau la forma dată a suprafetei, prin dimensiune nominală se înțelege lungimea laturei mai mari a suprafetei, dacă condiția se referă la întreaga suprafață, sau lungimea prescrisă (de referință) a suprafetei, dacă se referă la o portiune a suprafetei.

Tabelul A9.4

Toleranțe la circularitate și la cilindricitate [µm] (Extras din STAS 7391/2-74)

Dimensiunea nominală [mm]		Clasa de precizie										
peste	până la	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
-	3	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	
3	6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	
6	18	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	
18	50	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	
50	120	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	
120	260	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	
260	500	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	

Observație: Valorile indicate în tabel sunt valabile pentru toleranțele la circularitate, la cilindricitate și următoarele cazuri particulare ale acestora: toleranță la poligonalitate, toleranță profilului longitudinal și toleranță la curbare. În cazul în care se prescrie toleranță la ovalitate, la conicitate, la forma butoi sau la forma sa, se vor dubla valorile indicate în tabel.

Tabelul A9.5

Toleranțe la paralelism, la perpendicularitate, la inclinare și la bătăia frontală [µm] (Extrase din STAS 7391/3-74 și STAS 7391/5-74)

Dimensiunea nominală [mm]		Clasa de precizie										
peste	pînă la	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
-	10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	
10	16	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	
16	25	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	
25	40	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	
40	63	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	
63	100	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	
100	160	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	
160	250	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	
250	400	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	
400	630	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	
630	1000	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	
1000	1600	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	

Observație: Prin dimensiune nominală se înțelege lungimea prescrisă (de referință) la care se referă condiția de paralelism, perpendicularitate sau înclinare, respectiv diametrul prescris (de referință) la care se referă toleranța bătăii frontale (dacă nu se prescrie o valoare a diametrului de referință, prin diametru nominal se înțelege diametrul maxim al suprafeței frontale).

Tabelul A9.6

Toleranțe la coaxialitate, la concentricitate, la simetrie, la intersecțare și la bătăia radială [µm] (Extrase din STAS 7391/4-74 și STAS 7391/5-74)

Dimensiunea nominală [mm]		Clasa de precizie										
peste	pînă la	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
-	6	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	
6	18	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	
18	50	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	
50	120	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	
120	250	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	
250	500	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	
500	800	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	

Observații:

1. Prin dimensiunea nominală se înțelege diametrul suprafeței examineate (pentru toleranța la coaxialitate, la concentricitate și la intersecție) sau distanța dintre suprafețele care formează elementul simetric examinat. Dacă dimensiunea nominală nu este indicată, atunci toleranța se determină după elementul care are dimensiunea cea mai mare.

2. Pentru toleranța bătăii radiale prin diametru nominal se înțelege diametrul suprafeței exterioare.

2. SISTEMUL DE TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE PENTRU DIMENSIUNI LINIARE (extrase din STAS 8100-88)

În STAS 8100/4-88 se stabilește selecția de clase de toleranță pentru arbori și alezaje cu dimensiunile pînă la 500 mm, alese dintre clasele de toleranțe de uz general. De asemenea, se indică ajustajele recomandate a fi utilizate în practică la asamblarea pieselor. Extrase din acest standard sunt prezentate în tabelul A9.7, pentru sistemul arbore unitar, respectiv tabelul A9.8, pentru sistemul alezaj unitar. Ajustajele preferențiale sunt tipărite cu caractere inclinate.

Se reamintește că sistemul alezaj unitar se utilizează în toate cazurile cu excepția acelora în care funcțional sau tehnologic este rațională folosirea sistemului arbore unitar, sau utilizarea unor ajustaje în afara celor două sisteme.

În STAS 8100/3-88 se stabilesc clasele de toleranțe de uz general pentru arbori și alezaje cu dimensiuni pînă la 3150 mm. Extrase din acest standard sunt redate în tabelele A9.9 (pentru arbori) și A9.10 (pentru alezaje).

Tabelul A9.7

h6	h7	h8	h9
F8/h6 G7/h6 H7/h6 J _s 7/h6 K7/h6 M7/h6 N7/h6 P7/h6 R7/h6 S7/h6	F7/h7 H8/h7 J _s 8/h7	E9/h8 F8/h8 H8/h8	D10/h9 H9/h9

Tabelul A9.8

	H6	H7	H8	H9
Ajustajea cu joc	H6/e7 H6/f6 H6/g5 H6/h5	H7/c8 H7/d8 H7/e7 H7/e8 H7/f6 H7/f7 H7/g6 H7/h6	H8/d9 H8/e8 H8/e9 H8/f8 H8/h7 H8/h8 H8/h9	H9/d10 H9/e9 H9/f9 H9/h9
Ajustajea intermediare	H6/js5 H6/k5 H6/m5 H6/n5	H7/j _s 6 H7/k6 H7/m6 H7/n6	H8/js7 H8/k7 H8/m7 H8/n7	
Ajustajea cu strîngere	H6/p5 H6/r5 H6/s5 H6/t5	H7/p6 H7/r6 H7/s6 H7/t6	H7/p7 H8/r7 H8/s7	

Tabelul A9.9

Dimensiunea nominală [mm]		Cimpul de toleranță																	
peste	pînă la	d6	d7	d8	d9	e6	e7	e8	e9	f6	f7	f8	g6	g7	h5	h6	h7	h8	h9
-	-3	-20	-20	-20	-14	-14	-14	-14	-14	-6	-6	-6	-2	-2	0	0	0	0	0
	-26	-30	-34	-45	-20	-24	-28	-39	-12	-16	-20	-8	-12	-4	-6	-10	-14	-25	
3	6	-30	-30	-30	-20	-20	-20	-20	-10	-10	-10	-4	-4	0	0	0	0	0	0
	-38	-42	-48	-60	-28	-32	-38	-50	-18	-22	-28	-12	-16	-5	-8	-12	-18	-30	
6	10	-40	-40	-40	-25	-25	-25	-25	-13	-13	-13	-5	-5	0	0	0	0	0	0
	-49	-55	-62	-76	-34	-40	-47	-61	-22	-28	-35	-14	-20	-6	-9	-15	-22	-36	
10	18	-50	-50	-50	-32	-32	-32	-32	-16	-16	-16	-6	-6	0	0	0	0	0	0
	-61	-68	-77	-93	-43	-50	-59	-75	-27	-34	-43	-17	-24	-8	-11	-18	-27	-43	
18	30	-65	-65	-65	-40	-40	-40	-40	-20	-20	-20	-7	-7	0	0	0	0	0	0
	-78	-86	-98	-117	-53	-61	-73	-92	-33	-41	-53	-20	-28	-9	-13	-21	-33	-52	
30	50	-80	-80	-80	-50	-50	-50	-50	-25	-25	-25	-9	-9	0	0	0	0	0	0
	-96	-105	-119	-142	-66	-75	-89	-112	-41	-50	-64	-25	-34	-11	-16	-25	-39	-62	
50	80	-100	-100	-100	-60	-60	-60	-60	-30	-30	-30	-10	-10	0	0	0	0	0	0
	-119	-130	-146	-174	-79	-90	-106	-134	-49	-60	-76	-29	-40	-13	-19	-30	-46	-74	
80	120	-120	-120	-120	-72	-72	-72	-72	-36	-36	-36	-12	-12	0	0	0	0	0	0
	-142	-155	-174	-207	-94	-107	-126	-159	-58	-71	-90	-34	-47	-15	-22	-35	-54	-87	
120	180	-145	-145	-145	-85	-85	-85	-85	-43	-43	-43	-14	-14	0	0	0	0	0	0
	-170	-185	-208	-245	-110	-125	-148	-185	-68	-83	-106	-39	-54	-18	-25	-40	-63	-100	
180	250	-170	-170	-170	-100	-100	-100	-100	-50	-50	-50	-15	-15	0	0	0	0	0	0
	-199	-216	-242	-285	-129	-146	-172	-215	-79	-96	-122	-44	-61	-20	-29	-46	-72	-115	
250	315	-190	-190	-190	-110	-110	-110	-110	-56	-56	-56	-17	-17	0	0	0	0	0	0
	-222	-242	-271	-320	-142	-162	-191	-240	-88	-108	-137	-49	-69	-23	-32	-52	81	-130	
315	400	-210	-210	-210	-125	-125	-125	-125	-62	-62	-62	-18	-18	0	0	0	0	0	0
	-246	-267	-299	-350	-161	-182	-214	-265	-98	-119	-151	-54	-75	-25	-36	-57	-89	-140	
400	500	-230	-230	-230	-135	-135	-135	-135	-68	-68	-68	-20	-20	0	0	0	0	0	0
	-270	-293	-327	-305	-175	-198	-232	-290	-108	-131	-165	-60	-83	-27	-40	-63	-97	-155	

Tabelul A9.9 (continuare)

Cimpul de toleranță

Dimensiunea nominală [mm]		Cimpul de toleranță														
peste	pînă la	j5	j6	j7	j _s 6	j _s 7	k5	k6	k7	m5	m6	m7	n7	p6	p7	
-	3	+2	+4	+6	+3	+5	+4	+6	+10	+6	+8	-	+10	+14	+12	+16
		-2	-2	-4	-3	-5	0	0	0	+2	+2	-	+4	+4	+6	+6
3	6	+3	+6	+8	+4	+6	+6	+9	+13	+90	+12	+16	+20	+20	+24	+24
		-2	-2	-4	-4	-6	+1	+1	+1	+4	+4	+4	+4	+8	+12	+12
6	10	+4	+7	+10	+4,5	+7,5	+7	+10	+16	+12	+15	+21	+19	+25	+24	+30
		-2	-2	-5	-4,5	-7,5	+1	+1	+1	+6	+6	+65	+10	+10	+15	+15
10	18	+5	+8	+12	+5,5	+9	+9	+12	+19	+15	+18	+25	+23	+30	+29	+43
		-3	-3	-6	-5,5	-9	+1	+1	+1	+7	+7	+7	+12	+12	+18	+22
18	30	+5	+9	+13	+6,5	+10,5	+11	+15	+23	+17	+21	+29	+28	+36	+35	+43
		-4	-4	-8	-6,5	-10,5	+2	+2	+2	+8	+8	+8	+15	+15	+22	+22
30	50	+6	+11	+15	+8	+12,5	+13	+18	+27	+20	+25	+34	+33	+42	+42	+51
		-5	-5	+10	-8	-12,5	+2	+2	+22	+9	+9	+9	+17	+17	+26	+26
50	80	+6	+12	+18	+9,5	+15	+15	+21	+32	+24	+30	+41	+39	+50	+52	+62
		-7	-7	-12	-9,5	-15	+2	+26	+2	+11	+11	+11	+20	+20	+32	+32
80	120	+6	+13	+20	+11	+17,5	+18	+25	+38	+28	+35	+48	+43	+58	+59	+72
		-9	-9	-15	-11	-17,5	+3	+3	+3	+13	+13	+13	+23	+23	+37	+37
120	180	+7	+14	+22	+12,5	+20	+21	+28	+43	+33	+40	+55	+52	+67	+63	+83
		-11	-11	-18	-12,5	-20	+3	+3	+3	+15	+15	+15	+27	+27	+43	+43
180	250	+7	+16	+25	+14,5	+23	+24	+33	+50	+37	+46	+63	+60	+77	+79	+96
		-13	-13	-21	-14,5	-23	+4	+4	+4	+17	+17	+17	+31	+31	+50	+50
250	315	+7	+16	+26	+16	+26	+27	+36	+56	+43	+52	+72	+66	+86	+88	+108
		-16	-16	-26	-16	-26	+4	+4	+4	+20	+20	+20	+34	+34	+56	+56
315	400	+7	+18	+29	+18	+28,5	+29	+40	+61	+46	+57	+78	+73	+94	+98	+119
		-18	-18	-28	-18	-28,5	+4	+4	+4	+21	+21	+21	+37	+37	+62	+62
400	500	+7	+20	+31	+20	+31,5	+32	+45	+68	+50	+63	+86	+80	+103	+108	+131
		+20	-20	-32	-20	-31,5	+5	+5	+5	+23	+23	+23	+40	+40	+68	+68

Tabelul A9.9 (continuare)

Dimensiunea nominală [mm]		Cimpul de toleranțe										
peste	pînă la	r5	r6	r7	s5	s6	s7	t5	t6	t7	u6	u7
-	3	+14 +10	+16 +10	+20 +10	+18 +14	+20 +14	+24 +14	-	-	-	+24 +18	+28 +18
3	6	+20 +15	+23 +15	+27 +15	+24 +19	+27 +19	+31 +19	-	-	-	+31 +23	+35 +23
6	10	+25 +19	+28 +19	+34 +19	+29 +23	+32 +23	+38 +23	-	-	-	+37 +28	+43 +28
10	18	+31 +23	+34 +23	+41 +23	+36 +28	+39 +28	+46 +28	-	-	-	+44 +33	+51 +33
18	24	+37	+41	+49	+44	+48	+56	-	-	-	+54 +41	+62 +41
24	30	+28	+28	+28	+35	+35	+35	+50 +41	+54 +41	+62 +41	+61 +48	+69 +48
30	40	+45	+50	+59	+54	+59	+68	+59 +48	+64 +48	+73 +48	+76 +60	+85 +60
40	50	+34	+34	+34	+43	+43	+43	+65 +54	+70 +54	+79 +54	+86 +70	+95 +70
50	65	+54 +41	+60 +41	+71 +41	+66 +53	+72 +53	+83 +53	+79 +66	+85 +66	+96 +66	+106 +87	+117 +87
65	80	+56 +43	+62 +43	+73 +43	+72 +59	+78 +59	+89 +59	+88 +75	+94 +75	+105 +75	+121 +102	+132 +102
80	100	+66 +51	+73 +51	+86 +51	+86 +71	+93 +71	+106 +71	+106 +91	+113 +91	+126 +91	+146 +124	+159 +124
100	120	+69 +54	+76 +54	+89 +54	+94 +79	+101 +79	+114 +79	+119 +104	+126 +104	+139 +104	+166 +144	+179 +144
120	140	+81 +63	+88 +63	+103 +63	+110 +92	+117 +92	+132 +92	+140 +122	+147 +122	+162 +122	+195 +170	+210 +170
140	160	+83 +65	+90 +65	+105 +65	+118 +100	+125 +100	+140 +100	+152 +134	+159 +134	+174 +134	+215 +190	+230 +190
160	180	+86 +68	+93 +68	+108 +68	+126 +108	+133 +108	+148 +108	+164 +146	+171 +146	+186 +146	+235 +210	+250 +210
180	200	+97 +77	+106 +77	+123 +77	+142 +122	+151 +122	+168 +122	+186 +166	+195 +166	+212 +166	+265 +236	+282 +236
200	225	+100 +80	+109 +80	+126 +80	+150 +130	+159 +130	+176 +130	+200 +180	+209 +180	+226 +180	+287 +258	+304 +258
225	250	+104 +84	+113 +84	+130 +140	+160 +140	+169 +140	+186 +140	+216 +196	+225 +196	+242 +196	+313 +284	+330 +284
250	280	+117 +94	+126 +94	+146 +94	+181 +158	+190 +158	+210 +158	+241 +218	+250 +218	+270 +218	+347 +315	+367 +315
280	315	+121 +98	+130 +98	+150 +170	+193 +170	+202 +170	+222 +170	+263 +240	+272 +240	+292 +240	+382 +350	+402 +350
315	355	+133 +108	+144 +108	+165 +108	+215 +190	+226 +190	+247 +190	+293 +268	+304 +268	+325 +268	+426 +390	+447 +390

Dimensiunea nominală [mm]		Cimpul de toleranțe										
peste	pînă la	r5	r6	r7	s5	s6	s7	t5	t6	t7	u6	u7
355	400	+139 +114	+150 +144	+171 +144	+233 +208	+244 +208	+265 +208	+319 +294	+330 +294	+351 +194	+471 +435	+492 +435
400	450	+153 +126	+166 +126	+189 +126	+259 +232	+272 +232	+295 +232	+357 +330	+370 +330	+393 +330	+530 +490	+553 +490
450	500	+159 +132	+172 +132	+195 +132	+279 +252	+292 +252	+315 +252	+387 +360	+400 +360	+423 +360	+580 +540	+603 +540

Tabelul A9.10

Dimensiune nominală [mm]		Cimpul de toleranțe										
peste	pînă la	D10	E9	F7	F8	G7	H6	H7	H8	H9	H10	H11
-	3	+60 +20	+39 +14	+16 +6	+20 +6	+12 +2	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0
3	6	+78 +30	+50 +20	+22 +10	+28 +10	+16 +4	+8 0	+12 0	+18 0	+30 0	+48 0	+75 0
6	10	+98 +40	+61 +25	+28 +13	+35 +13	+20 +5	+9 0	+15 0	+22 0	+36 0	+58 0	+90 0
10	18	+120 +50	+75 +32	+34 +16	+43 +16	+24 +6	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0	+70 0	+110 0
18	30	+149 +65	+92 +50	+41 +20	+53 +20	+28 +7	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0
30	50	+180 +80	+112 +50	+50 +25	+64 +25	+34 +9	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0
50	80	+220 +100	+134 +60	+60 +30	+76 +30	+40 +10	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0
80	120	+260 +120	+159 +72	+71 +36	+90 +36	+47 +12	+22 0	+35 0	+54 0	+87 0	+140 0	+220 0
120	180	+305 +145	+185 +85	+83 +43	+106 +43	+54 +14	+25 0	+40 0	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0
180	250	+355 +170	+215 +100	+96 +50	+122 +50	+61 +15	+29 0	+46 0	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0
250	315	+400 +190	+240 +110	+108 +56	+137 +56	+69 +17	+32 0	+52 0	+81 0	+130 0	+210 0	+320 0
315	400	+440 +210	+265 +125	+119 +62	+151 +62	+75 +18	+36 0	+57 0	+89 0	+140 0	+230 0	+360 0
400	500	+480 +230	+290 +135	+131 +68	+165 +68	+83 +20	+40 0	+63 0	+97 0	+155 0	+250 0	+400 0

3. TOLERANȚE GENERALE PENTRU PIESE PRELUCRATE PRIN AŞCHIEIRE (Extras din STAS 2300-88)

Toleranțele generale dimensionale și geometrice prevăzute în acest standard se aplică la cotele fără indicații de toleranțe.

Toleranțele generale la dimensiuni sunt stabilite în patru clase de precizie, în ordinea descrescătoare a preciziei, simbolizate cu literele f, m, c și v.

Tabelul A9.11 conține abaterile limită pentru dimensiuni liniare, cu excepția înălțimii teșiturii și a razelor de răcordare.

Tabelul A9.11

Dimensiunea nominală [mm]							
de la	0,5	3	6	30	120	400	1000
până la	3	6	30	120	400	1000	2000
Clasa de precizie	Abateri limită [mm]						
f	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5
m	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
c	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3
v	-	±0,5	±1	±1,5	±2,5	±1	±5

Toleranțele generale geometrice sunt stabilite în patru clase de precizie, în ordinea descrescătoare a preciziei, simbolizate cu literele R, S, T și V. Ele corespund principiului de tolerare pe baza independenței între toleranțele geometrice și toleranțele dimensionale. Tabelul A9.12 prezintă toleranțele generale la rectilinitate și planitate. Tabelul A9.13 prezintă toleranța bătaii radiale și bătaii frontale.

Tabelul A9.12

Dimensiunea nominală [mm]							
de la	0,5	3	6	30	120	400	1000
până la	3	6	30	120	400	1000	2000
Clasa de precizie	Toleranțe [mm]						
R	0,004	0,015	0,02	0,045	0,07	0,14	-
S	0,008	0,02	0,04	0,08	0,15	0,2	0,3
T	0,025	0,06	0,12	0,25	0,4	0,6	0,9
V	0,1	0,25	0,5	1	1,5	2,5	3,5

Tabelul A9.13

Clasa de precizie	R	S	T	V
Toleranța generală la bătaia radială și bătaia frontală [mm]	0,1	0,2	0,5	1

Exemplu de notare:

Pentru cazul în care toleranțele generale dimensionale sunt în clasa de precizie m și toleranțele generale geometrice sunt în clasa de precizie S se înscrie în desenul de execuție, deasupra indicatorului, printre alte condiții tehnice notația:

Toleranțe mS STAS 2300-88

ANEXA A10

ARCURI

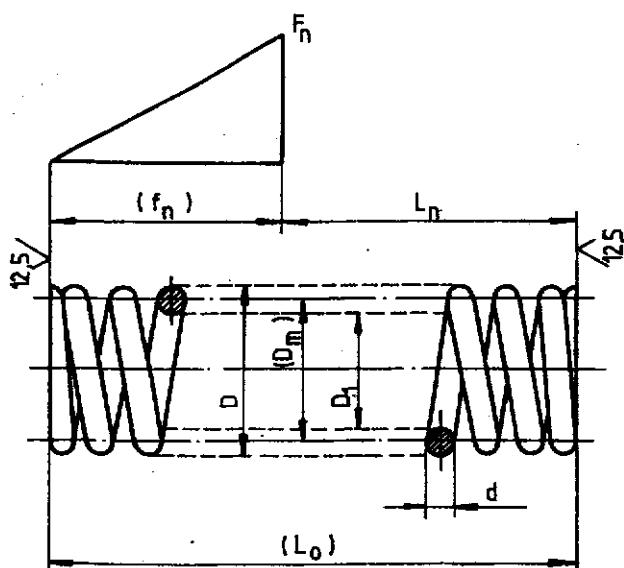
ARCURI ELICOIDALE CILINDRICE DE COMPRESIUNE
(Extras din STAS 12243/2-86)

În STAS 12243-86 (standard pe părți) se prezintă principalele dimensiuni și parametri pentru arcurile elicoidale cilindrice cu diametrul sărmei de la 0,2 mm pînă la 0,45 mm (partea I) și de la 0,50 mm la 16 mm (partea a II-a). Arcurile de uz general cu diametrul sărmei $d < 7\text{mm}$ se execută din sărmă de oțel carbon de calitate marca RR - STAS 893-80. Spirele de capăt ale arcurilor închise sunt prelucrate.

Dimensiunile și parametrii principali sunt conform figurii A10.1 și tabelului A10.1.

Tabelul A10.1

d	D ₁	(D _n)	D	F ₁	n=3,5; n ₁ =5,5			n=5,5; n ₁ =7,5		
					(L ₀)	L ₁	C	(L ₀)	L ₁	C
0,5	4,5	5	5,5	10,4	11	3,9	1,45	16,4	5,2	0,922
0,6	5,77	6,37	6,97	13,4	14	5	1,78	21	7	0,94
0,7	6,1	6,8	7,5	20,5	14,7	5,5	2,22	21,7	7,2	1,41
0,8	6,4	7,2	8	28,1	15,1	6,3	3,19	22,1	8,3	2,03
0,9	8,2	9,1	10	31,9	20,1	7,5	2,53	29,1	9,3	1,61
1	9	10	11	39,2	21,4	7,9	2,91	31,6	10,4	1,85
1,1	9,8	10,9	12	47,2	23,0	8,6	3,29	34,0	11,4	2,09
1,2	10,6	11,8	13	55,5	22,7	7,6	3,67	34,5	10,7	2,33



Exemplu de notare a unui arc elicoidal cilindric de compresiune avind $d = 0,8 \text{ mm}$, $D = 8 \text{ mm}$ și numărul de spire active $n = 3,5$:

Arc de compresiune
0,8 x 8 x 3,5 STAS 12243/2-86

Fig. A10.1

ANEXA All**LISTA STANDARDELOR UTILIZATE**

În continuare se prezintă lista standardelor din care s-au prezentat extrase în anexele îndrumarului. Lista cuprinde numărul, denumirea și clasificarea alfanumerică (în paranteză cu caractere inclinate).

Deasemenea se prezintă o listă de standarde posibil de utilizat în realizarea proiectului, din care nu se prezintă extrase în ediția de față a îndrumarului.

Lista este utilă și pentru verificarea actualității extraselor din axexe.

75-90	Dimensiuni liniare normale.(U02)
139-79	Notarea filetelor.(U06)
197/2-83	Aliaje cupru-staniu turnate în piese.(B23)
198/2-81	Aliaje cupru-aluminiu turnate în piese.(B23)
199/2-86	Aliaje cupru zinc turnate în piese.(B23)
333-87	Otel laminat la cald. Otel rotund.(B12)
334-88	Otel laminat la cald. Otel pătrat.(B12)
395-88	Otel laminat la cald. Otel lat.(B12)
404/1-87	Tevi de oțel fără sudură, laminate la cald.(B14)
406-85	Raze normale de racordare.(U02)
437-87	Table din oțel mijlocii și groase. Dimensiuni.(B13)
500/2-80	Oteluri de uz general pentru construcții. Mărci.(B13)
568-82	Fontă cenușie cu grafit lamellar turnată în piese.(B41)
569-79	Fontă maleabilă turnată în piese.(B41)
581-89	Scule pentru lăcătușerie și montaj. Cheie simplă fixă cu moment de încercare categoria D. Dimensiuni.(C15)
600-82	Otel carbon turnat în piese. Mărci și condiții tehnice generale de calitate.(B42)
791-88	Oteluri aliate pentru tratament termic, destinate construcției de mașini. Mărci și condiții tehnice de calitate.(B13)
880-88	Oteluri carbon de calitate pentru tratament termic, destinate construcției de mașini. Mărci și condiții tehnice de calitate.(B13)
893-89	Sîrmă pentru arcuri din oțel carbon de calitate.(B32)
1004-81	Îmbinări prin pene paralele. Dimensiuni.(C02)
1006-90	Pene paralele cu găuri de fixare. Dimensiuni.(C02)
1361-82	Găuri de centrare. Dimensiuni.(C12)
1599-80	Știfturi cilindrice. Dimensiuni.(C05)
1991-89	Splint.(C05)
2114/1÷4-75	Filete trapezoidale ISO.(U06)
2234/1÷3-75	Filete ferăstrău.(U06)
2285/1-81	Unghiuri normale. Unghiuri de conuri și conicități.(U02)
2300-88	Toleranțe generale pentru piese prelucrate prin aşchiere.(U05)
2571-90	Șurub cu cap înecat, crestat.(C05)
2700/1-89	Organe de asamblare filetate.Notare.(C05)
2700/2-89	Organe de asamblare filetate.Execuție.Abateri limită.(C05)
2700/3-89	Organe de asamblare filetate.Caracteristici mecanice pentru șuruburi și prezoane.(C05)
2700/4-89	Organe de asamblare filetate.Caracteristici mecanice pentru piulițe.(C05)
2722-82	Armături industriale. Capete de tijă. Dimensiuni.(C07)
2723-81	Armături industriale. Roți de manevră de uz general din fontă sau oțel turnat.(C07)
3336-81	Găuri de trecere pentru organe de asamblare filetate.(C01)
3508/5-80	Ieșirea și degajarea filetelui. Filet trapezoidal ISO și filet ferăstrău.(U06)
3921-86	Rulmenți axiali cu bile pe un rînd, cu simplu efect cu șaibe

	plane. Dimensiuni.(C03)
4071-89	Piulițe hexagonale. Clasele de execuție A și B.(C05)
4374-90	Piulițe infundate. Clasa de executie A.(C05)
4845-89	Șurub cu cap hexagonal, filetat pînă sub cap.
	Clasele de executie A și B.(C05)
4867-69	Știft filetat cu crestătură cu cep.(C05)
4924-89	Vîrfuri de șuruburi.(C05)
5200/4-91	Şâibe plate. Serie de dimensiuni normale. Clasa de execuție A.(C05)
5302-80	Șuruburi precise. Șurub cu cap striat.(C05)
5730/2-85	Starea suprafetelor. Parametri de rugozitate și specificarea rugozității suprafetelor.(U07)
5754/1-80	Bolt cu cap. Dimensiuni.(C05)
5756-73	Bolțuri fără cap.Dimensiuni.(C05)
5848/2-88	Inele de siguranță excentrice pentru arbori și canalele pentru ele. Serie normală și serie grea. Dimensiuni.(C06)
5974-80	Şâibă prelucrată pentru bolțuri. Dimensiuni.(C05)
6071-82	Fontă cu grafit nodular turnată în piese.(B41)
6091-89	Chei, piese de antrenare și piese de legătură. Condiții tehnice de calitate.(C15)
6671-77	Rulmenți. Toleranțe și ajustaje de montaj.(C03)
6707-79	Fontă rezistentă la uzare în condiții de frecare cu ungere, turnată în piese.(B41)
7385/1-85	Desene tehnice. Toleranțe geometrice. Înscrierea toleranțelor de formă, de orientare, de poziție și de bătaie.(U10)
7391/1÷5-74	Toleranțe de formă și poziție.(U05)
7666/2-80	Şâibe Grower. Dimensiuni.(C05)
8100/1÷4-88	Sistemul de toleranțe și ajustaje pentru dimensiuni liniare.(U05)
8183-80	Oteluri pentru țevi fără sudură de uz general.
	Mărci și condiții tehnice de calitate.(B13)
8198-78	Găuri de centrare filetate pentru arborii mașinilor electrice. Dimensiuni.(F41)
8541-86	Fontă turnată în piese pentru mașini-unelte.(B41)
8953-85	Desene tehnice. Reprezentarea rulmenților.(U10)
9025-81	Asamblări filetate. Lungimi de însurubare.(C01)
11574-90	Locașuri și lamaje pentru organe de asamblare filetate. Forme și dimensiuni.(C01)
12243/1,2-86	Arcuri elicoidale de compresiune. Dimensiuni și parametrii principali.(C06)
12443-86	Fontă cu grafit vermicular turnată în piese.(B14)

ALTE STANDARDE UTILE

283-69	Numere normale.(U02)
424-86	Otel laminat la cald. Otel cornier cu aripi egale.(B12)
425-86	Otel laminat la cald. Otel cornier cu aripi neegale.(B12)
530/2-80	Tevi din otel fără sudură, trase sau laminate la rece, pentru construcții.
564-86	Otel laminat la cald. Otel U.(B12)
565-86	Otel laminat la cald. Otel I.(B12)
566-86	Otel laminat la cald. Otel T.(B12)
612-83	Desene tehnice. Notarea stării suprafetelor.(U10)
700-81	Desene tehnice. Reprezentarea convențională a filetelor.(U10)
707-79	Desene tehnice. Reprezentarea arcurilor.(U10)
735/1-87	Desene tehnice. Reprezentarea imbinărilor sudate sau lipite.(U10)
1450/2-89	Organe de asamblare filetate. Cotare. Simbolizare și terminologie.(C05)
1450/3-89	Organe de asamblare filetate. Șuruburi, prezoane și știfturi filetate. Nomenclator.(C05)
1450/4-89	Organe de asamblare filetate. Piulițe. Nomenclator.(C05)
1450/5-89	Organe de asamblare filetate. Șâibe și splinturi. Nomenclator.(C05)

- 1592/1,2-85 Pieße turnate din fontă. Abateri limită și adaosuri de prelucrare.(B40)
- 1679-88 Rulmenți. Simbolizare.(C03)
- 2242-80 Șaipe pentru profile U și I. Dimensiuni.(C05)
- 3041-87 Rulmenți radiali bile pe un rînd. Dimensiuni.(C03)
- 3436-80 Știfturi conice. Dimensiuni.(C05)
- 4272-89 Șuruburi cu cap hexagonal. Clasele de execuție A și B.(C05)
- 5171-80 Știfturi precise. Știft filetat. Dimensiuni.(C05)
- 5754/2-80 Bolturi cu cap mic.(C05)
- 5848/3-99 Inele de siguranță excentrice pentru alezaje și canalele pentru ele.
Serie normală și serie grea. Dimensiuni.(C06)
- 6265-82 Desene tehnice. Înscrierea toleranțelor la dimensiuni.(U10)
- 7650-89 Desene tehnice. Notarea tratamentului termic și a acoperirilor.(U10)
- 8968/6,7-89 Pieße de antrenare pentru capete de chei tubulare, manuale. Antrenor cu clichet. Dimensiuni.(C15)
- 8969/1÷4-89 Pieße de legătură pentru capete de chei tubulare, manuale.(C15)
- 9045-87 Șuruburi cu cap hexagonal și piulițe hexagonale.
Deschideri de cheie.(C05)
- 9068-71 Cotarea și tolerarea elementelor conice.(C01)
- 9951-87 Desene tehnice. Reprezentarea și cotarea simplificată a găurilor.
- 10120-75 Sistemul de toleranțe pentru conicități.(U05)
- 11111-86 Abateri limită pentru dimensiuni fără indicații de toleranțe ale piezelor obținute prin tăiere, îndoire sau ambutisare.(U05)

ANEXA A12**DESENE DE ANSAMBLU****NOTĂ**

Desenele prezentate în Anexă au un caracter orientativ. Complexitatea unora dintre soluții și scara redusă la care sunt reprezentate fac ca pe alocuri să apară anumite imperfecțiuni în reprezentare.

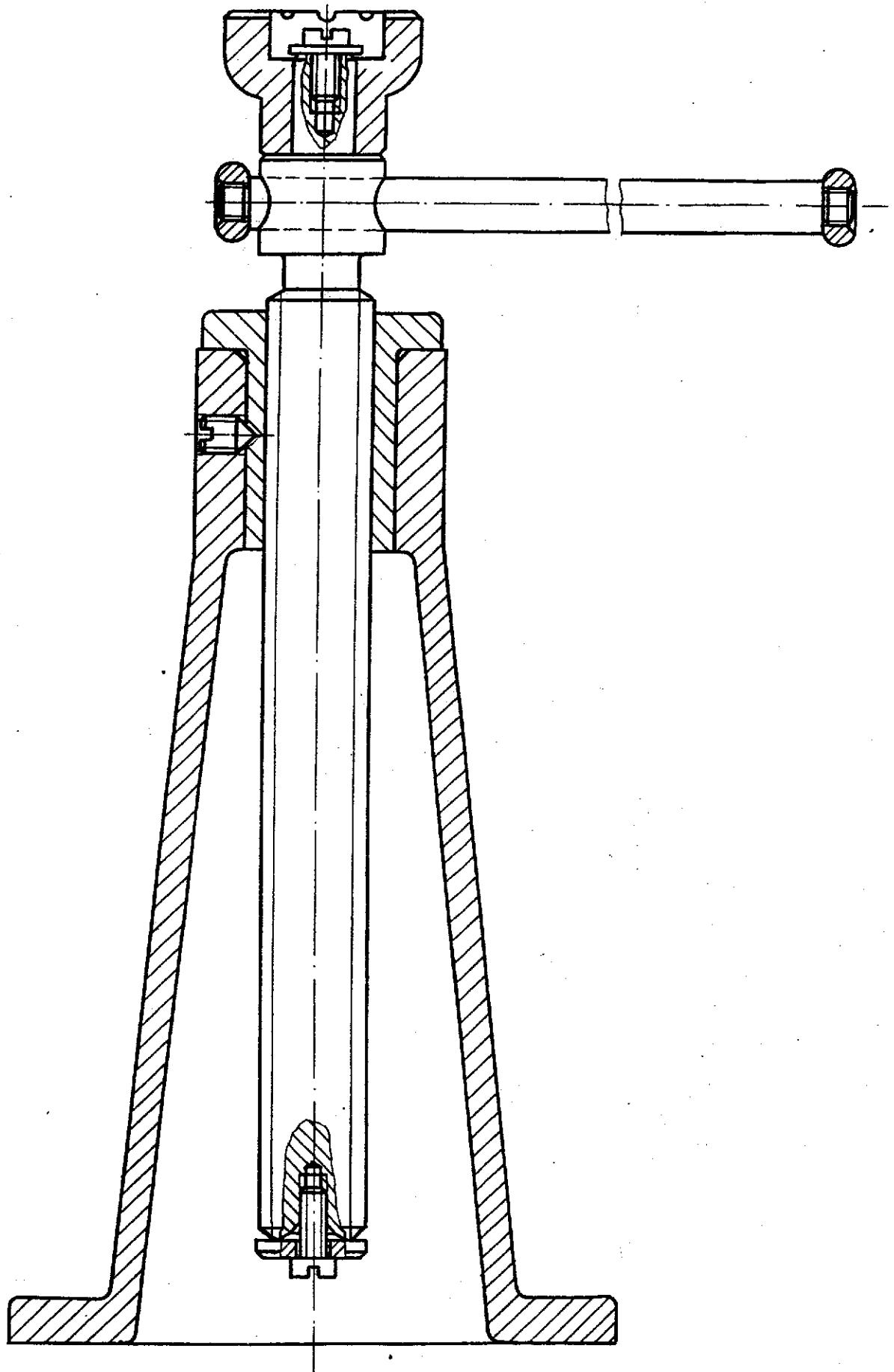


Fig. A12.1 Cric simplu

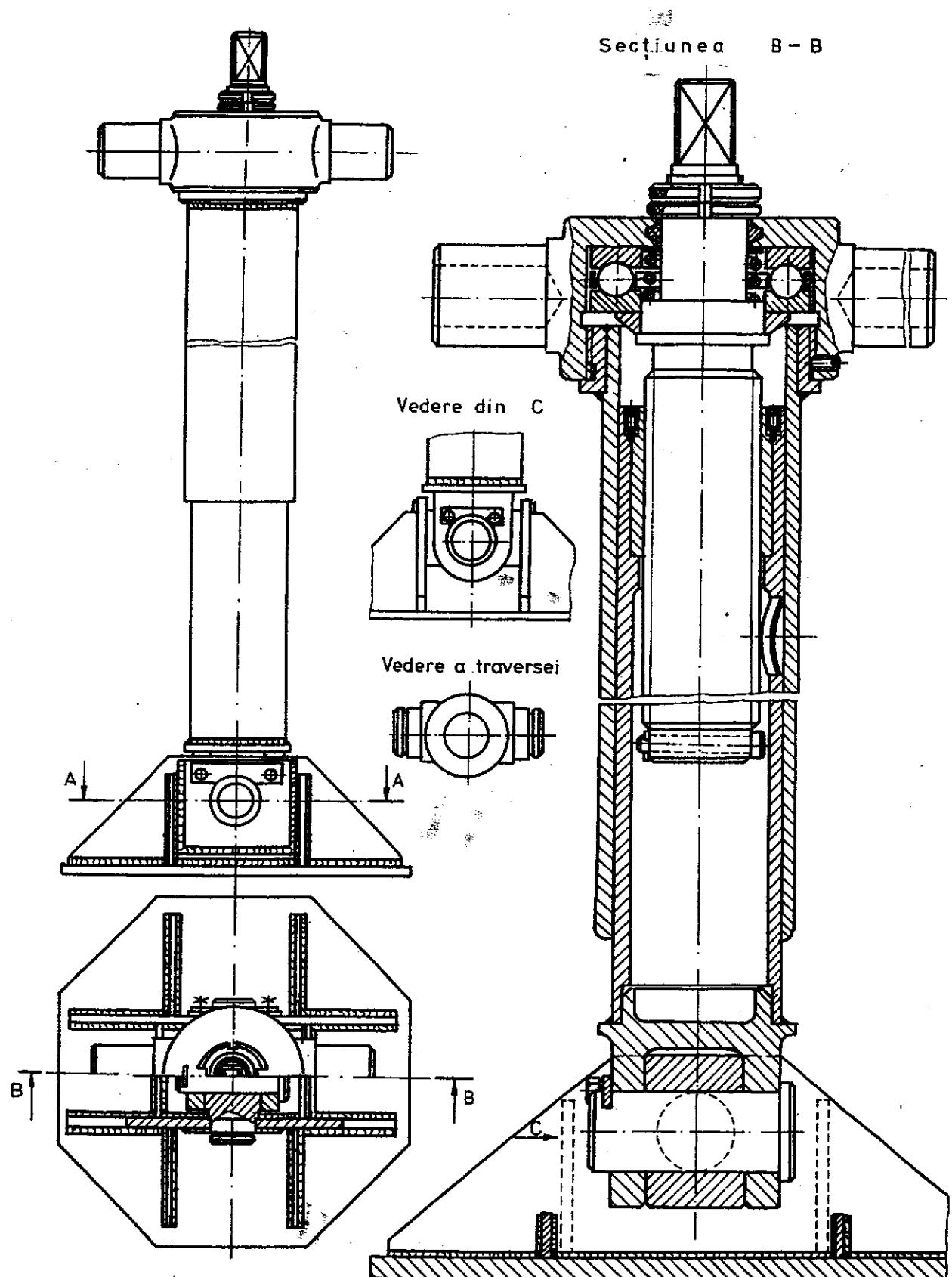


Fig. A12.2. Cric pentru platforme auto

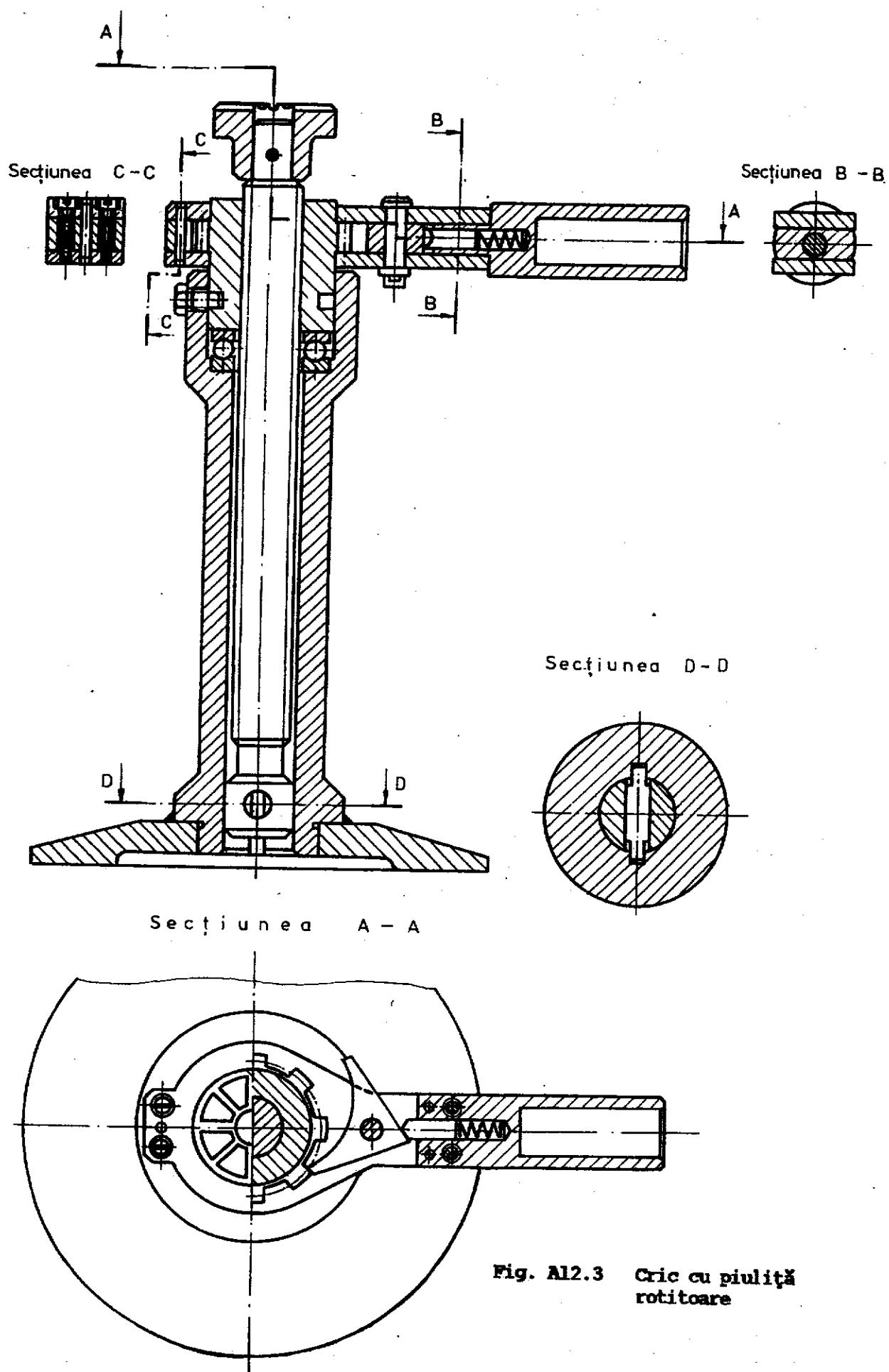


Fig. A12.3 Cric cu piuliță rotitoare

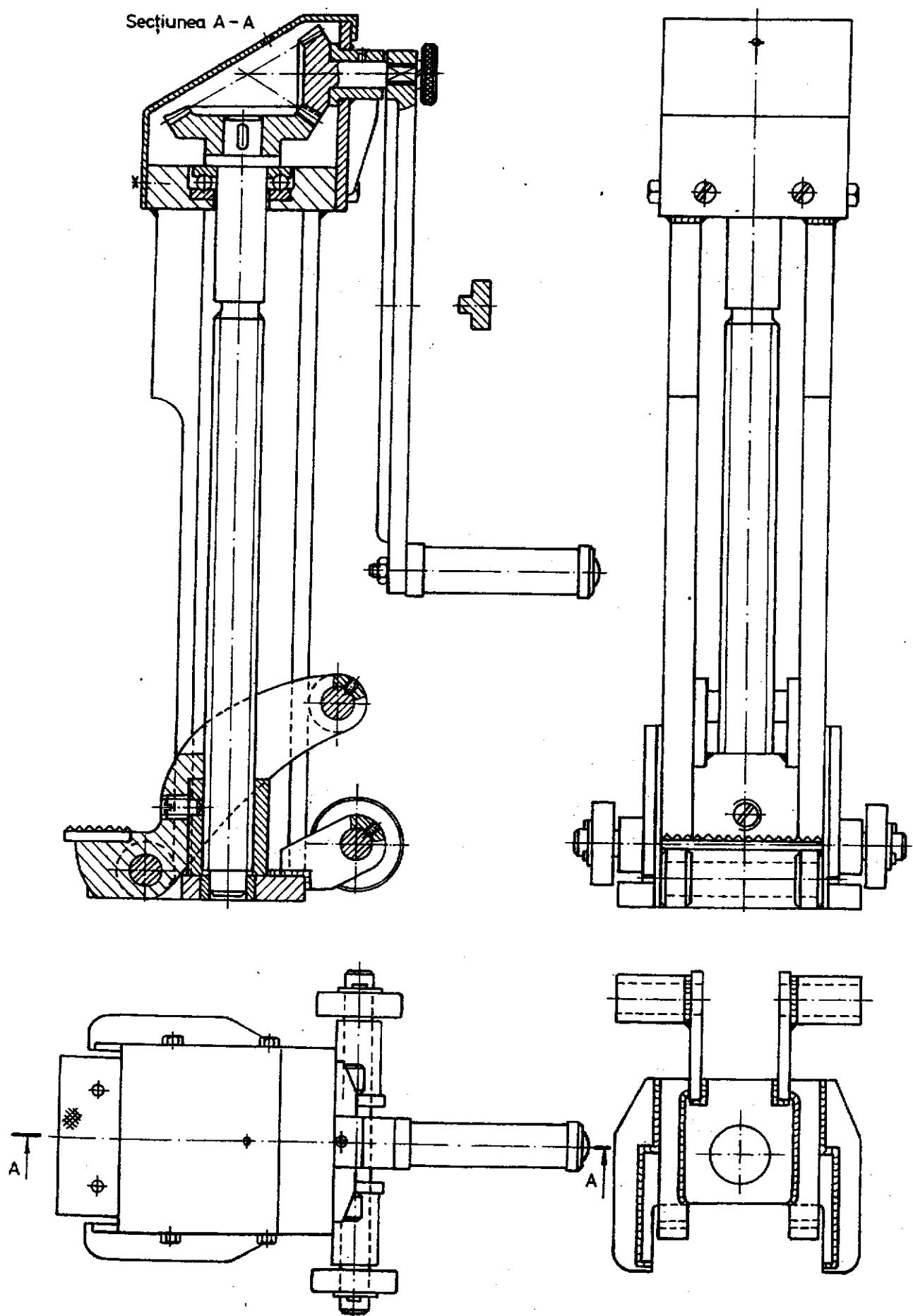


Fig. A12.4 Cric pentru sarcini laterale

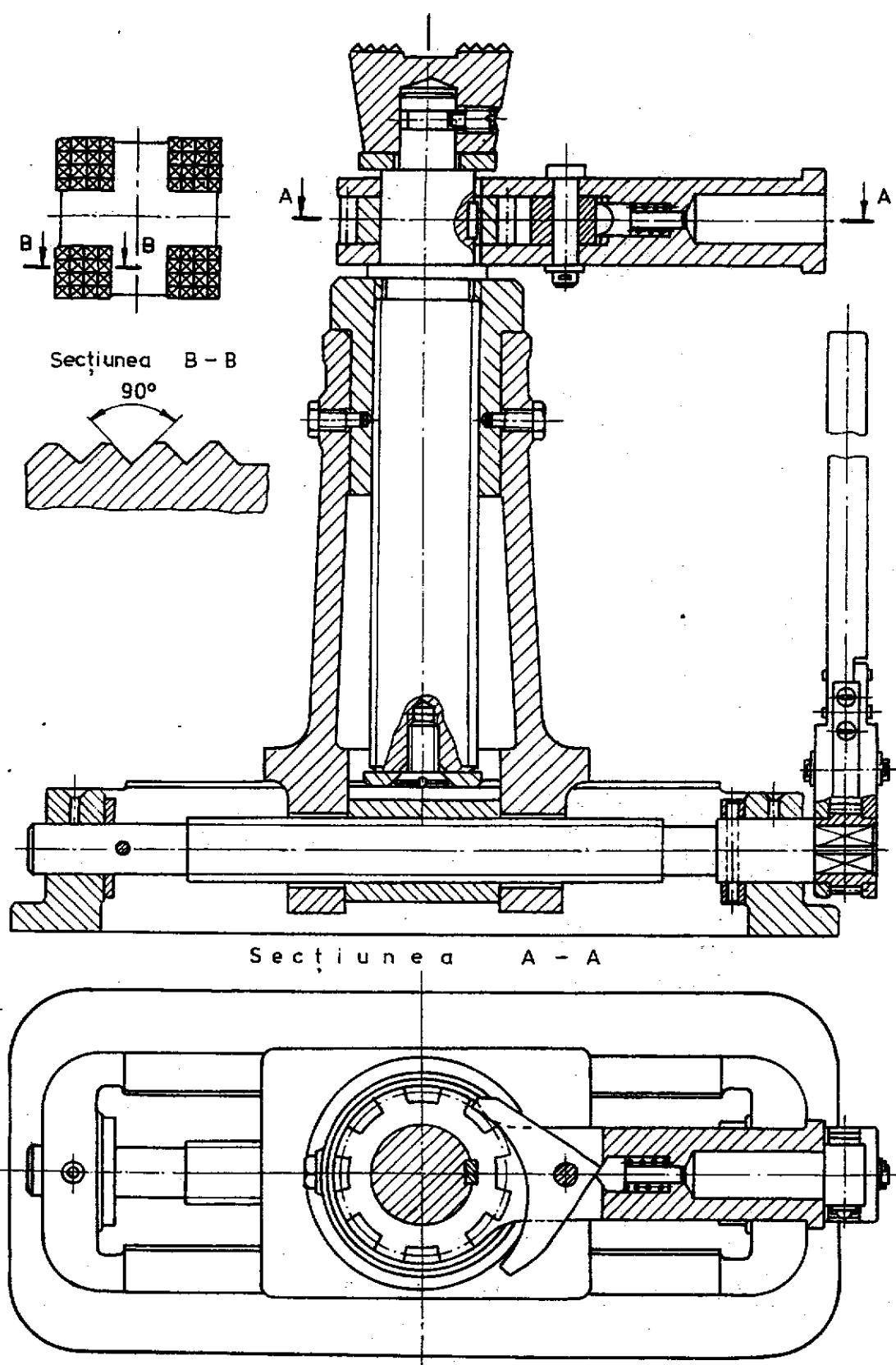
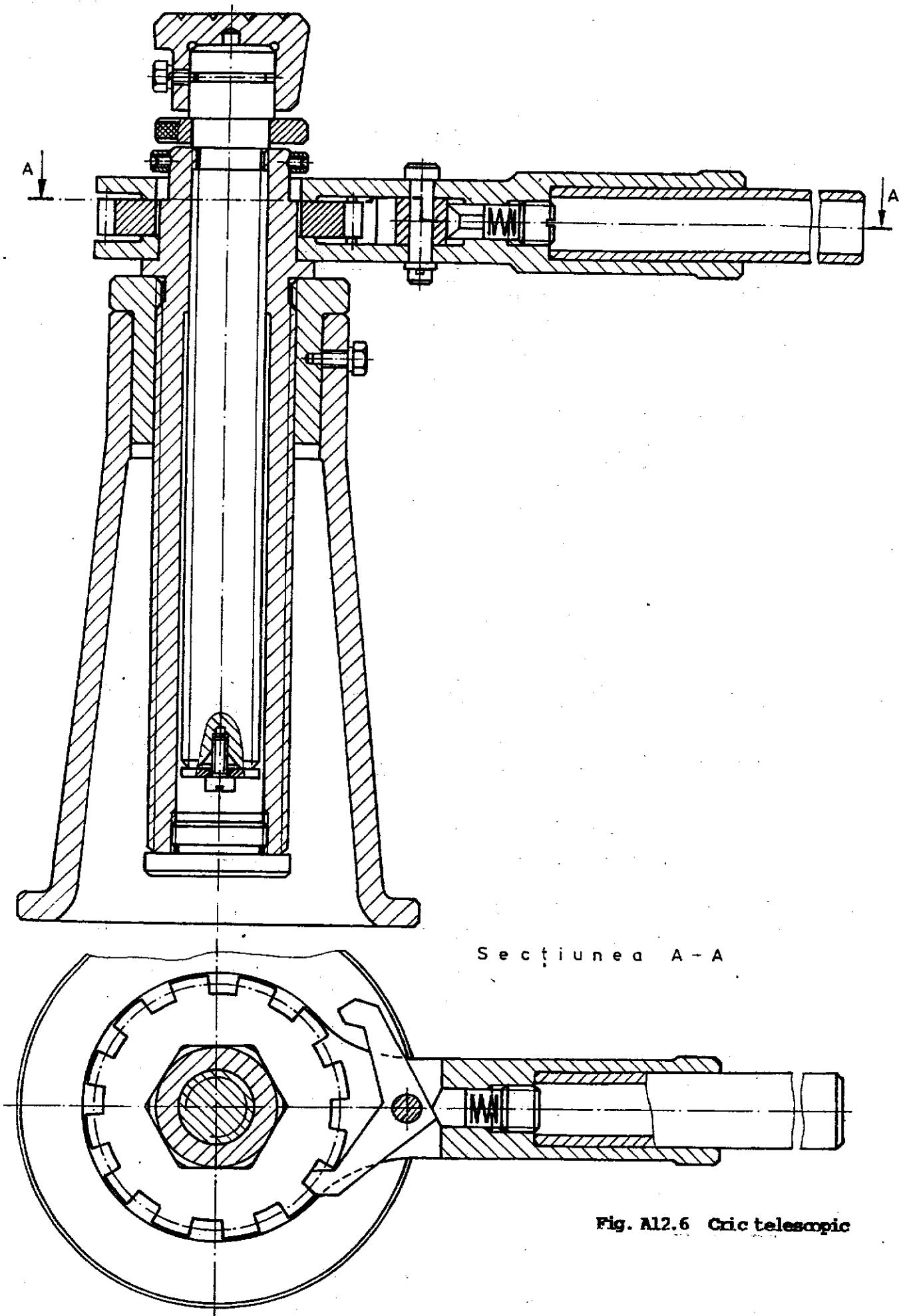


Fig. A12.5 Cric simplu pe glisiere



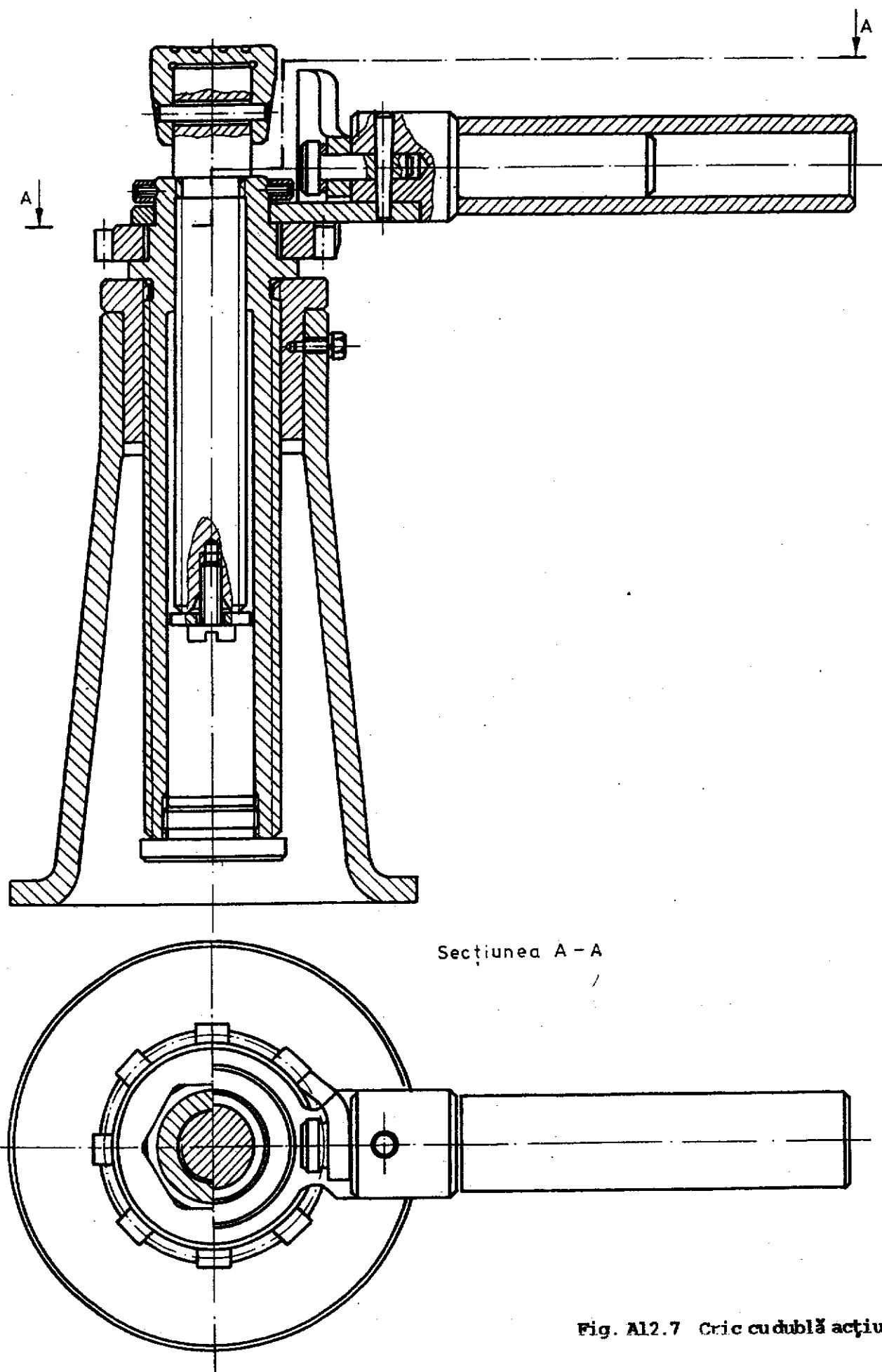


Fig. A12.7 Cric cu dublă acțiune

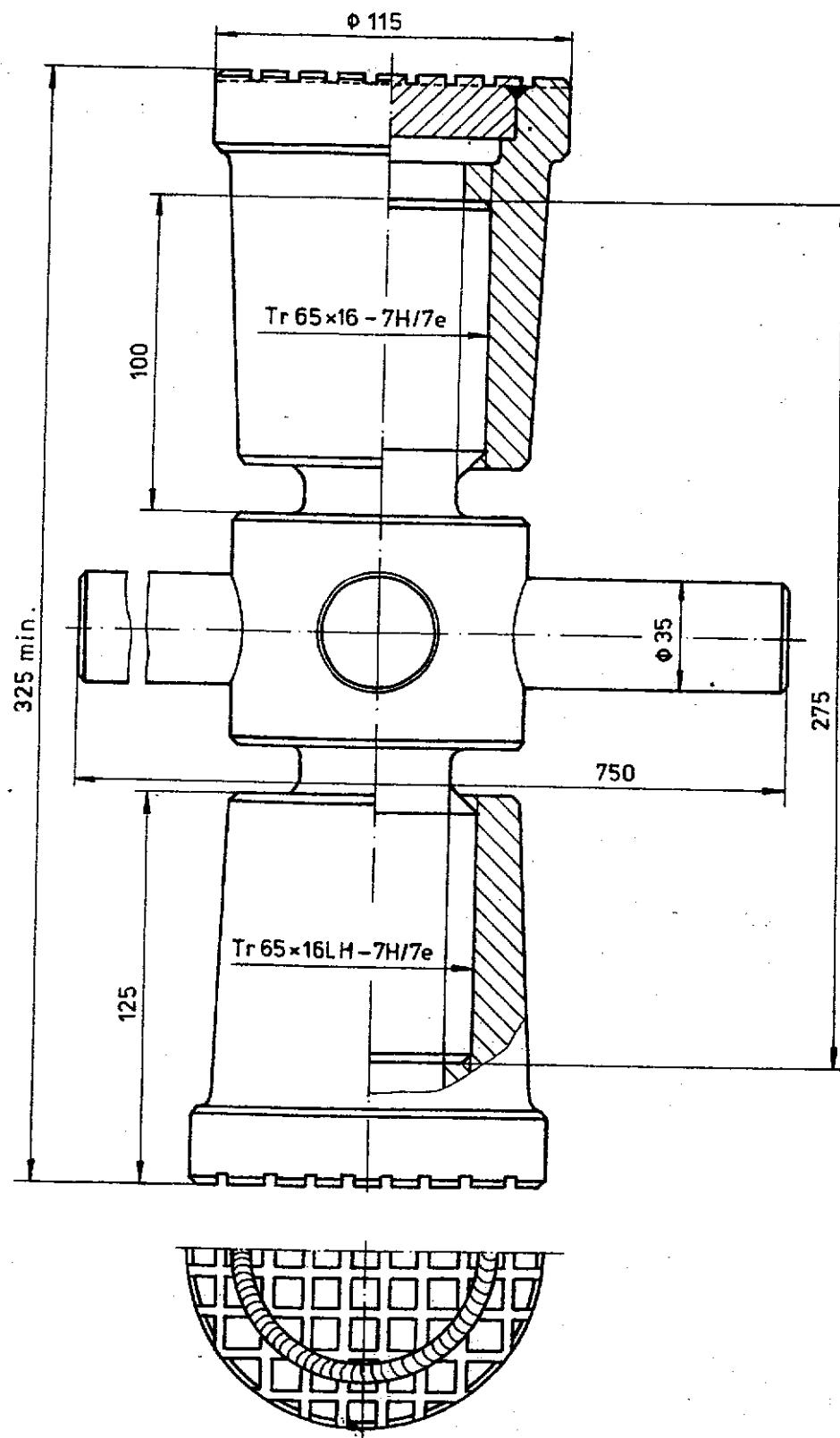


Fig. A12.8 Cric dublu

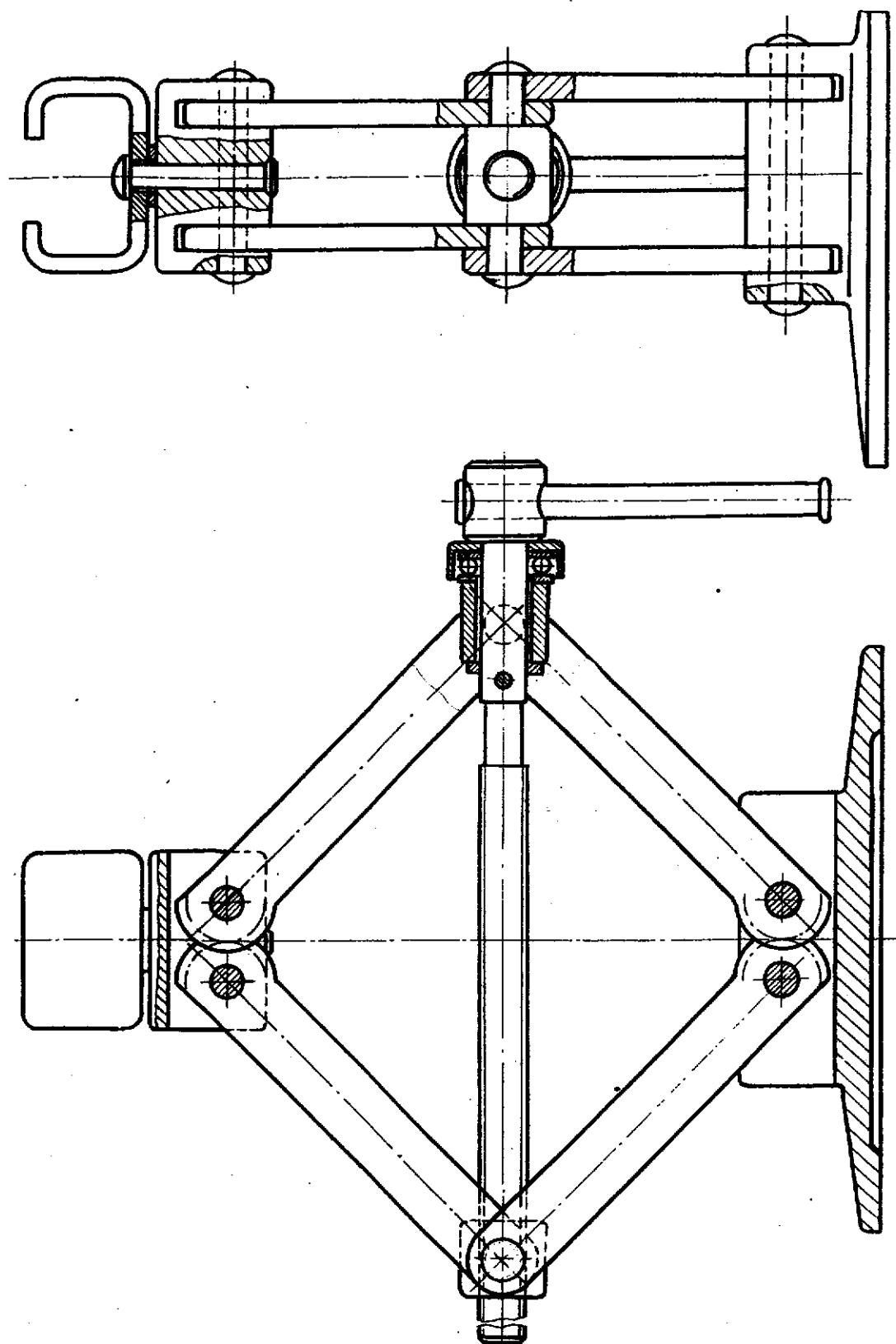


Fig. A12.9 Cric cu prîrghii auto

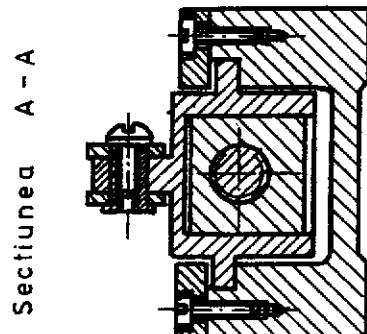
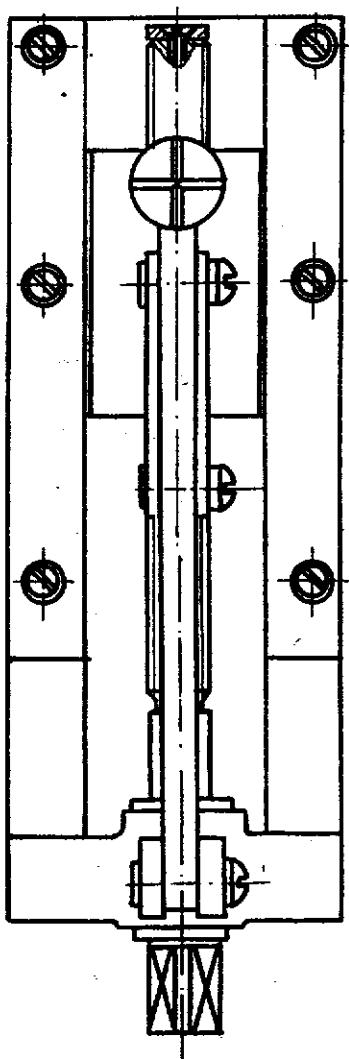
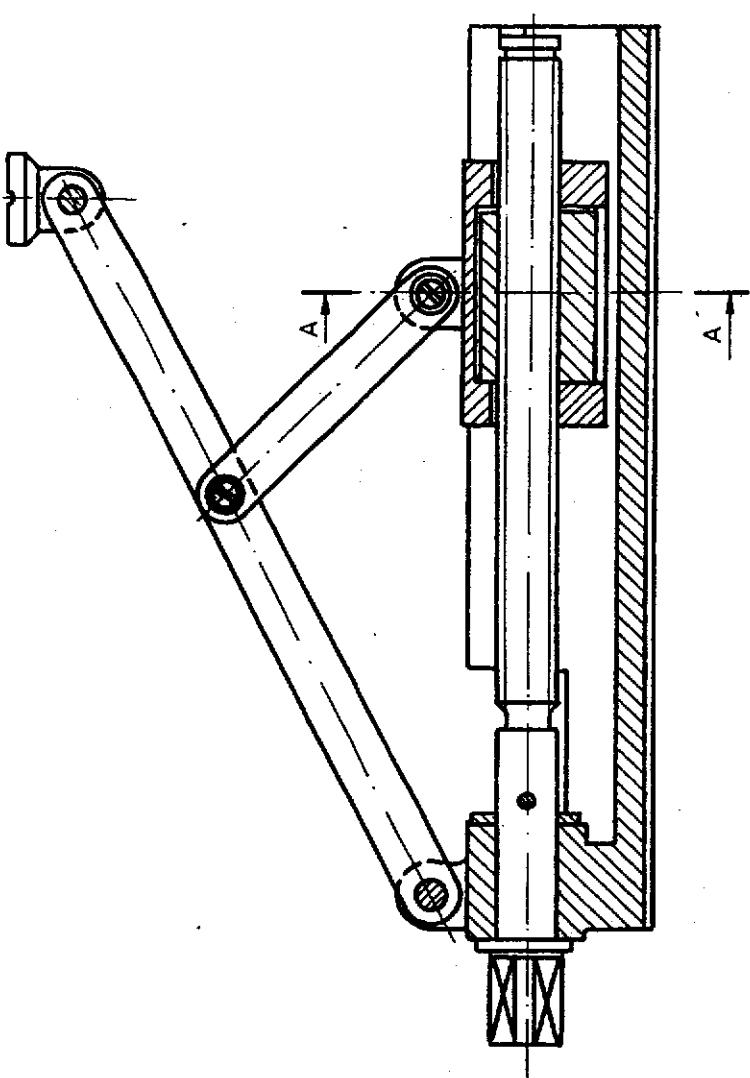


Fig. A12.10 cric cu piirghii



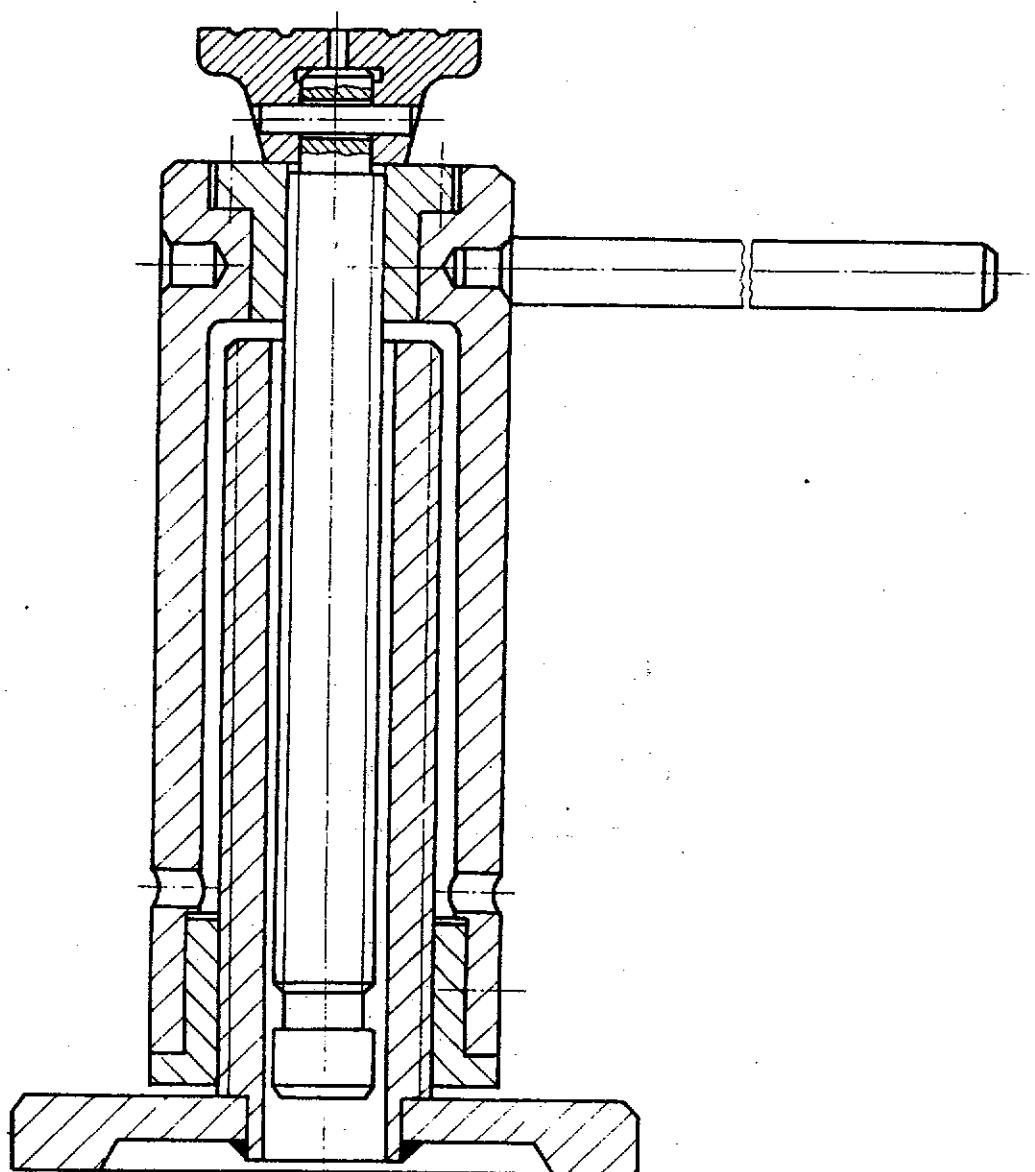


Fig. A12.11 Cric telescopic

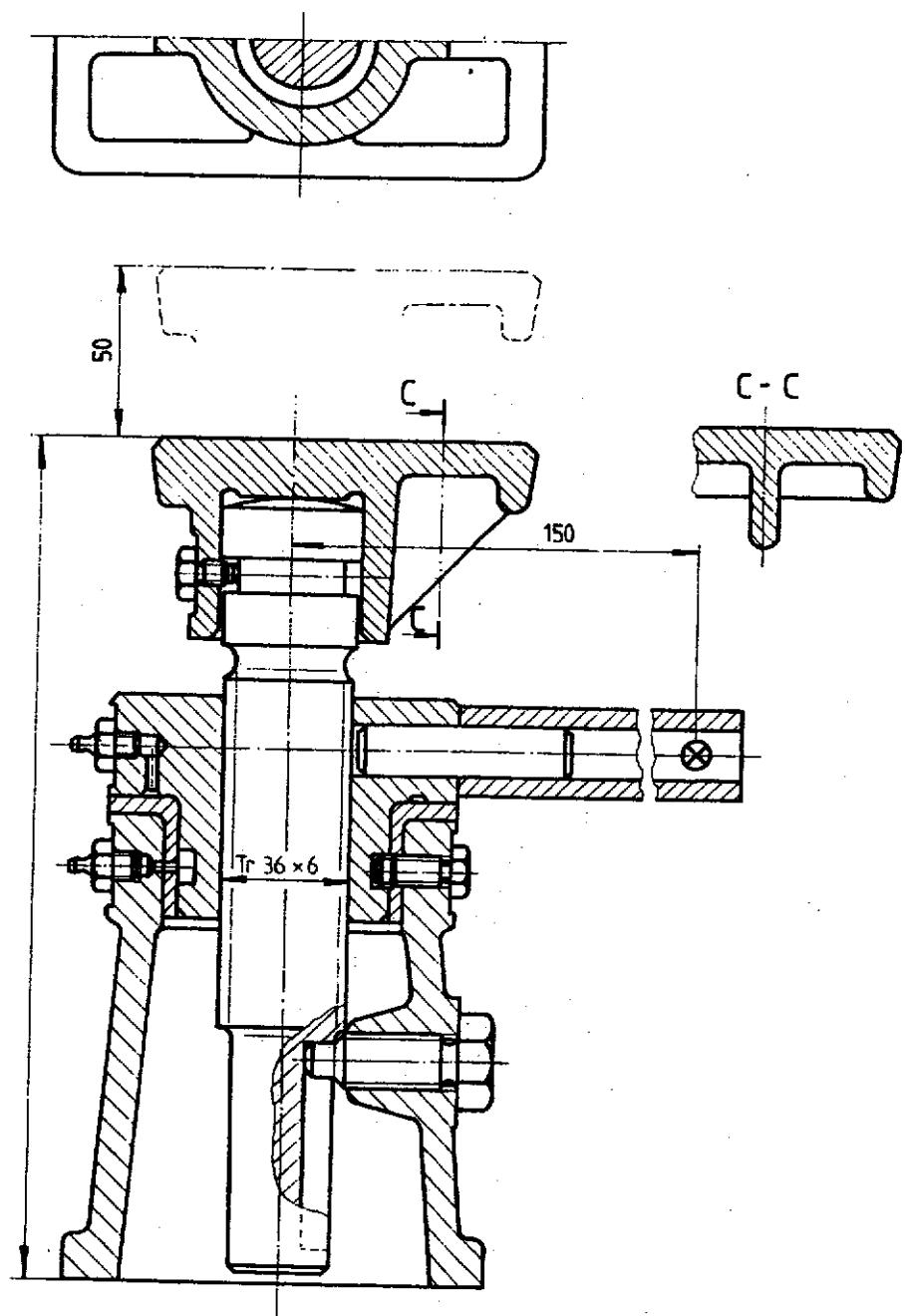


Fig. A12.12 Cric simplu

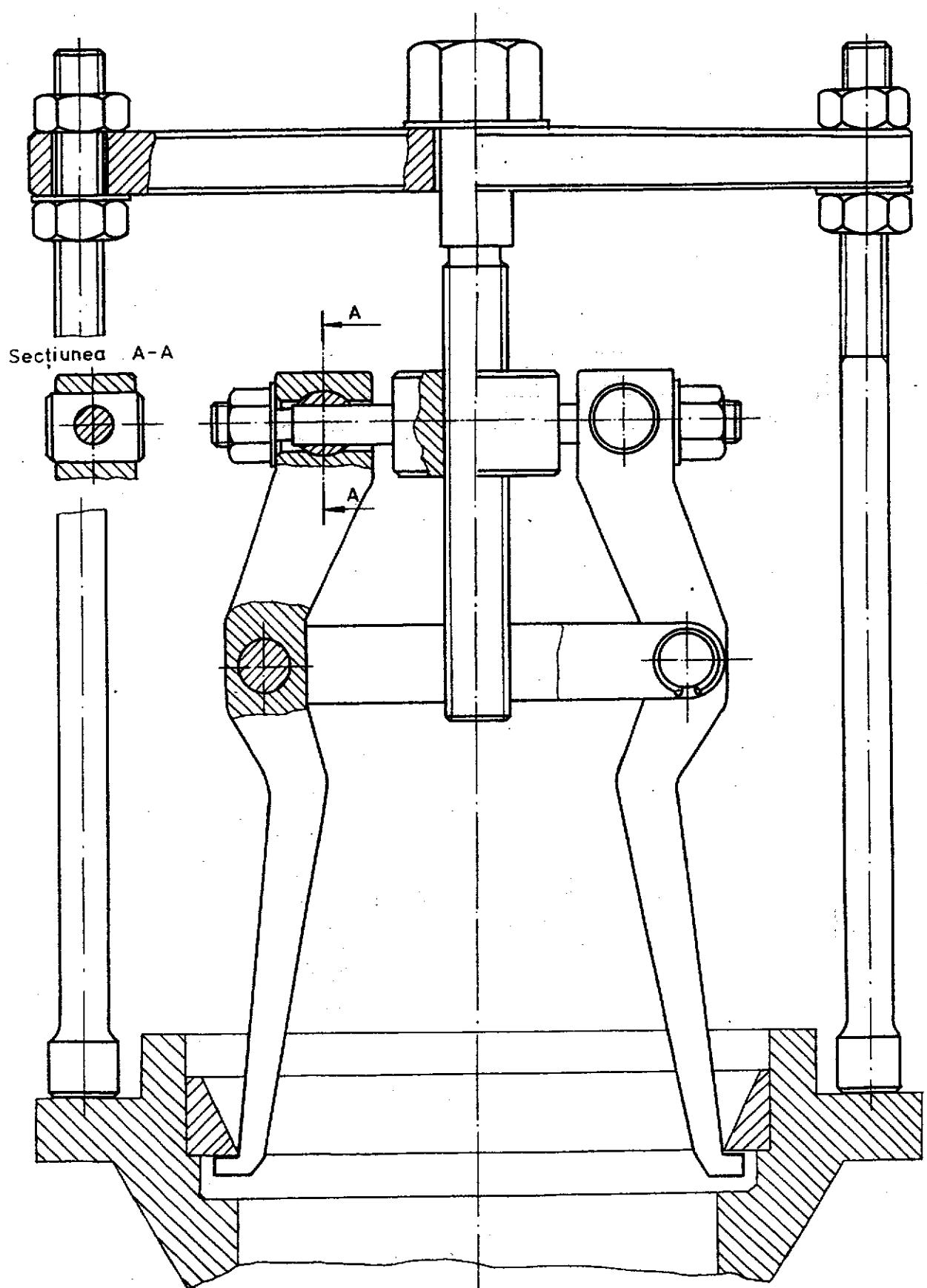


Fig. A12.13 Extractor

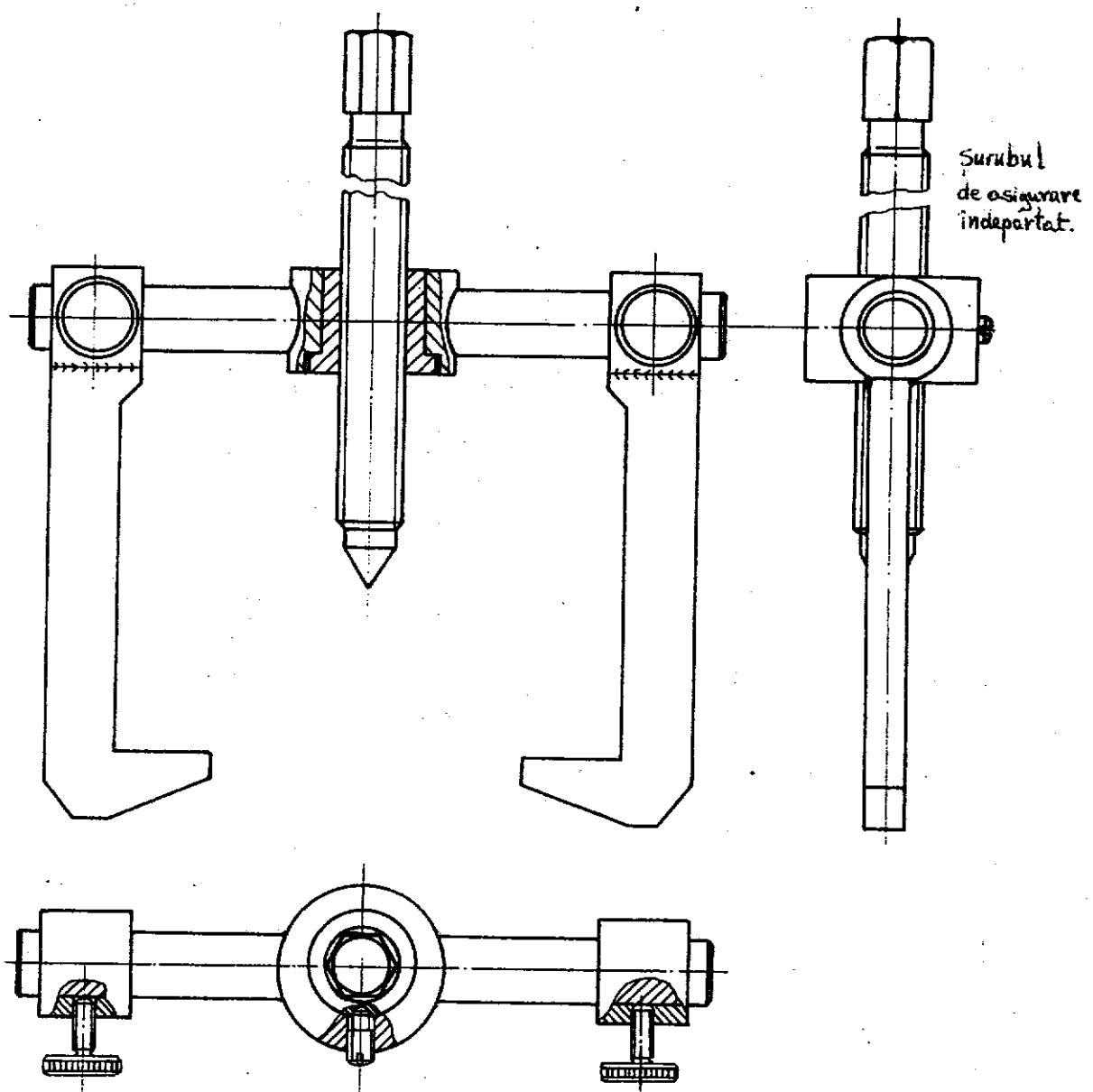


Fig. A12.14 Extractor

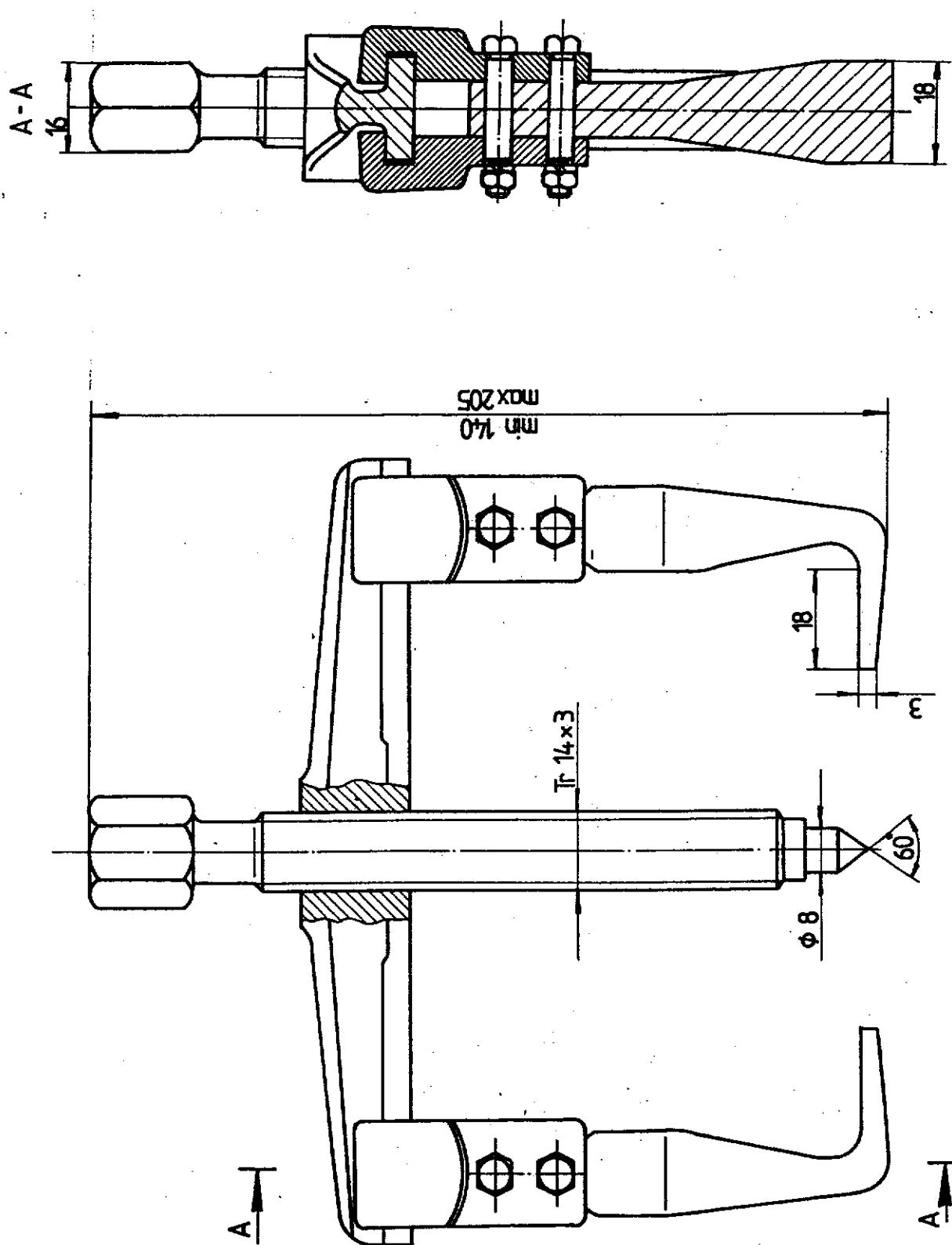
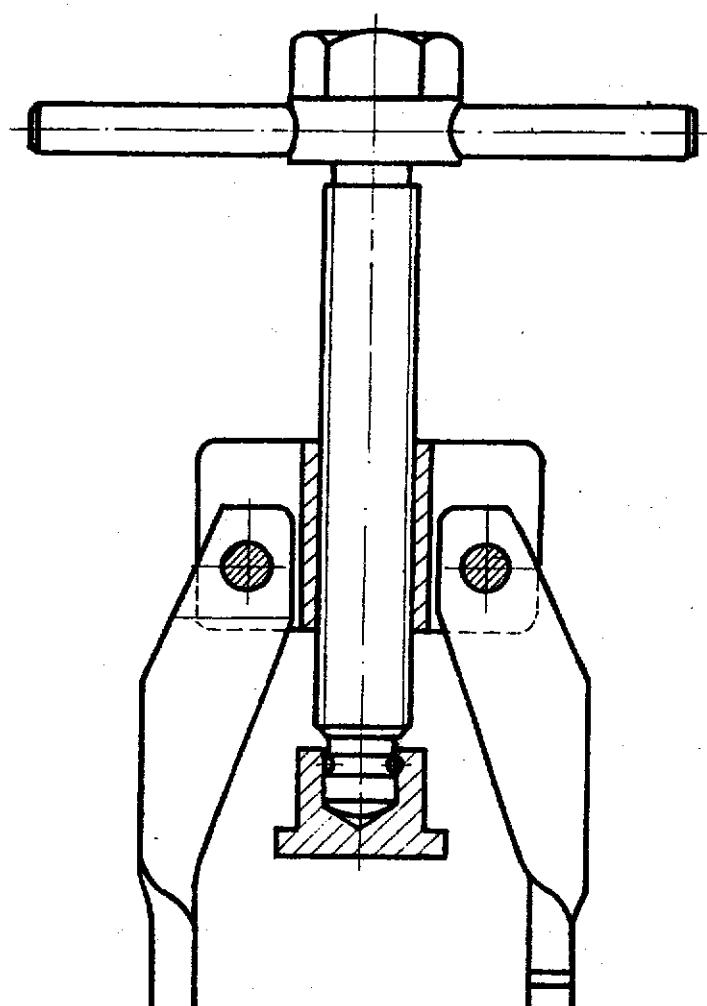


Fig. A12.15 Extractor

A - A



B

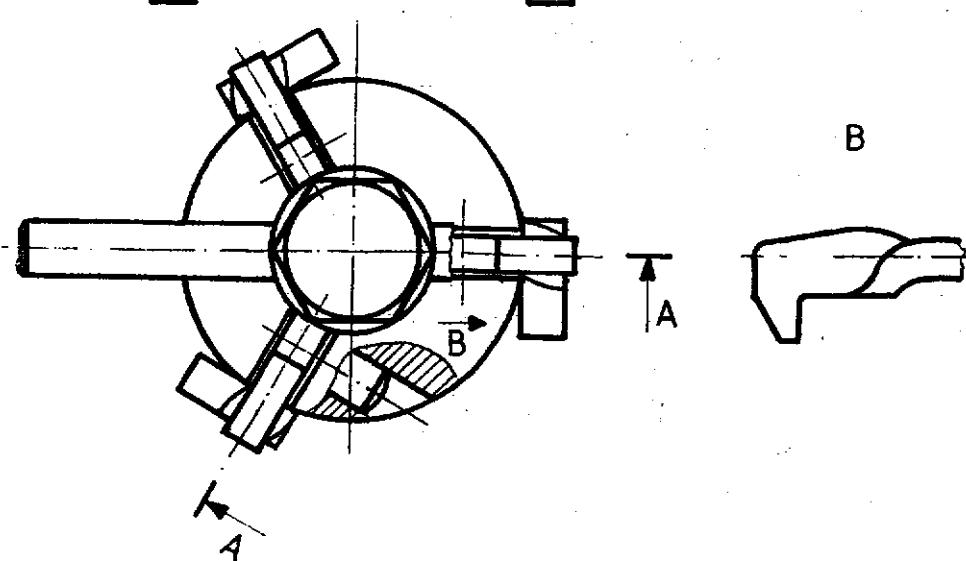


Fig. A12.16 Extractor

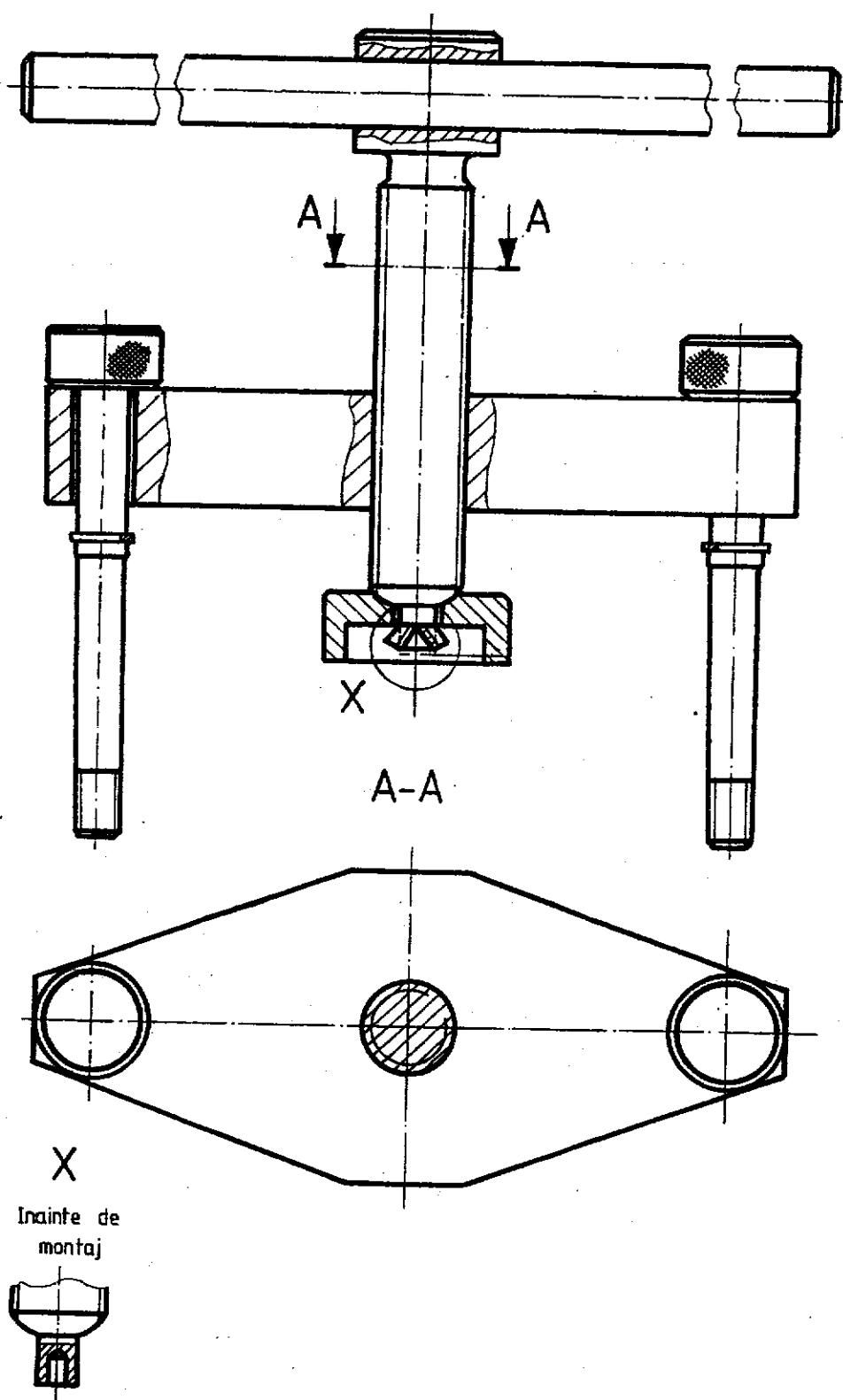


Fig. A12.17 Extractor

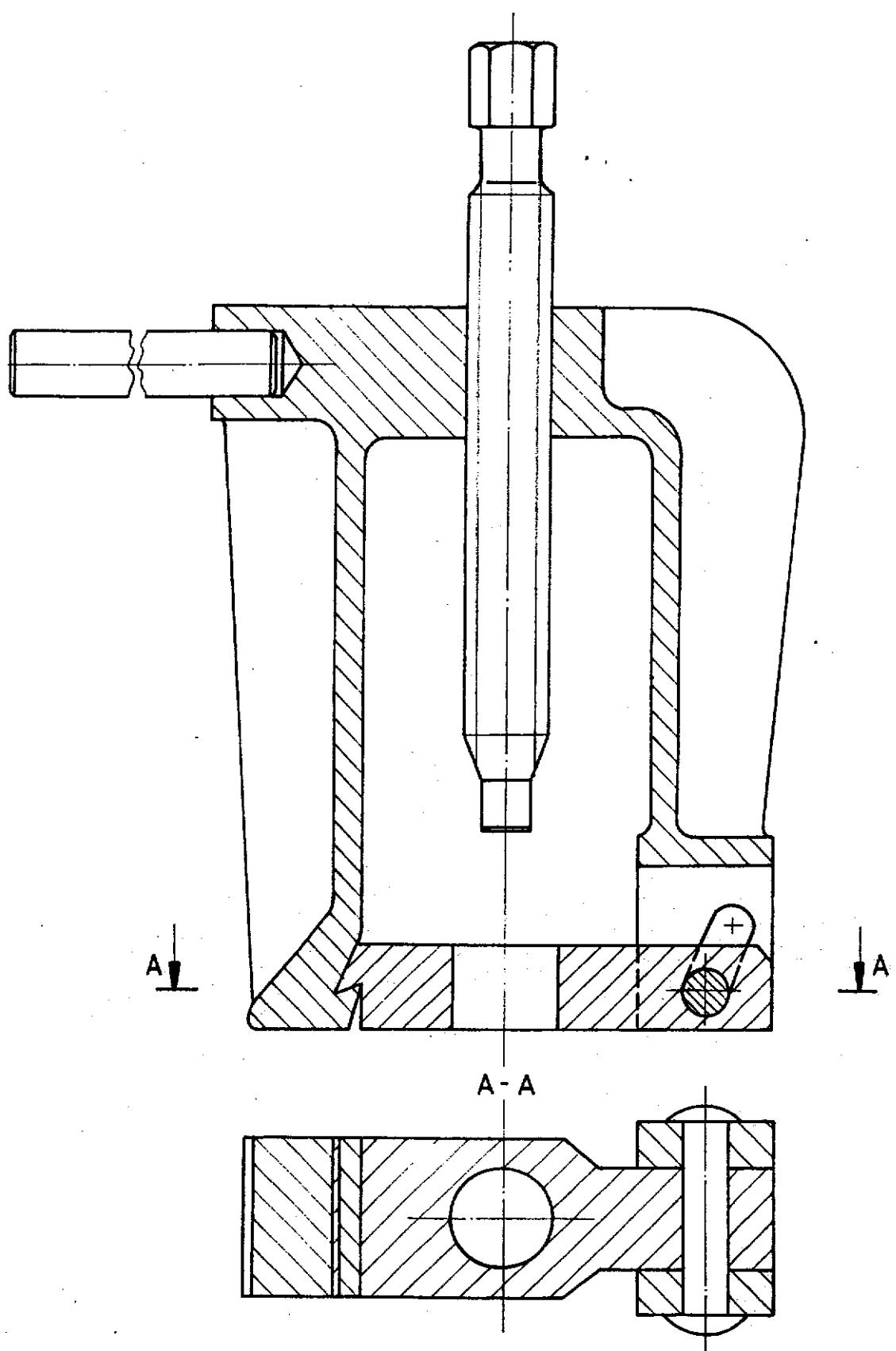


Fig. A12.18 Presă pentru montarea și demontarea lanțurilor

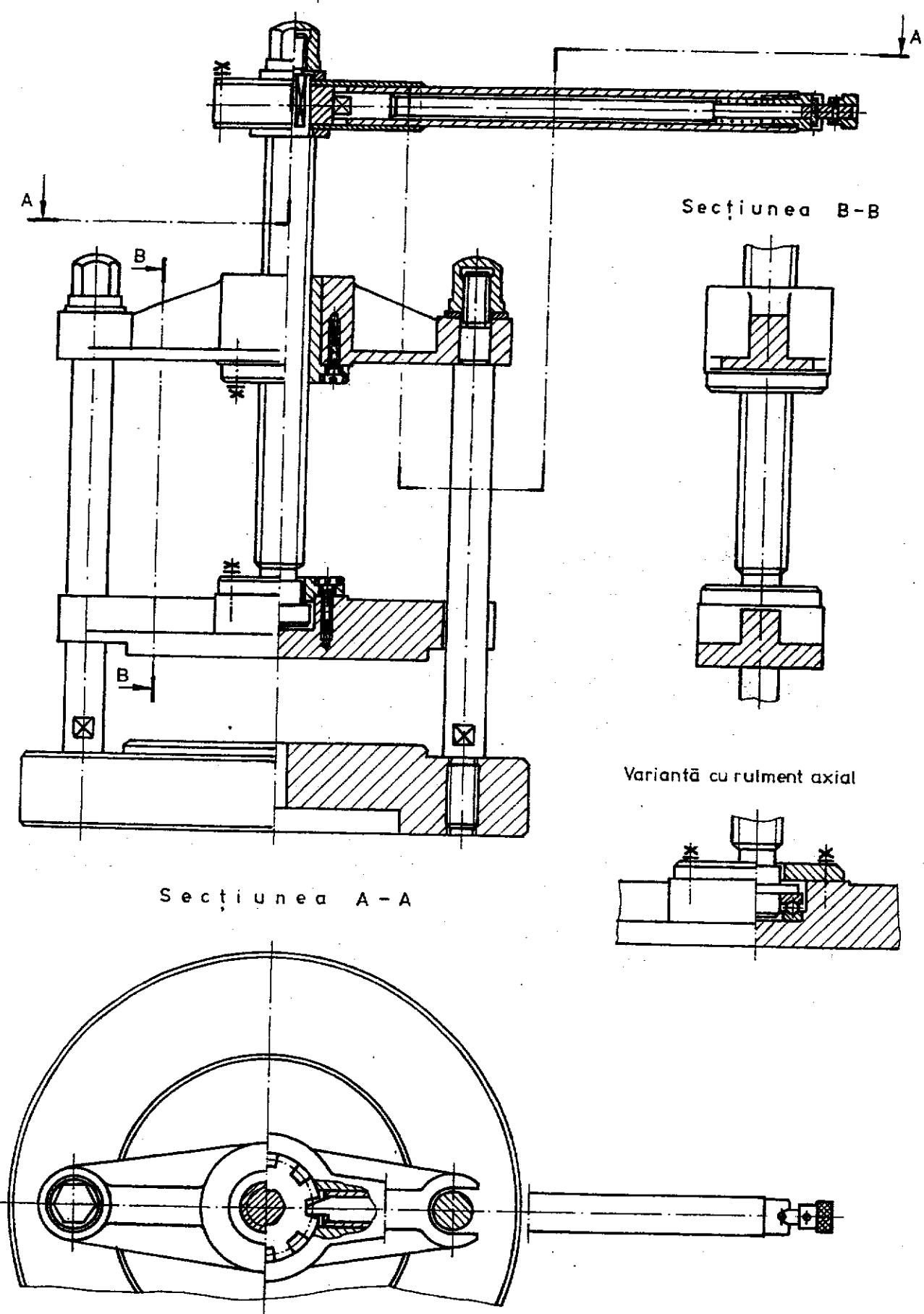


Fig. A12.19 Presă

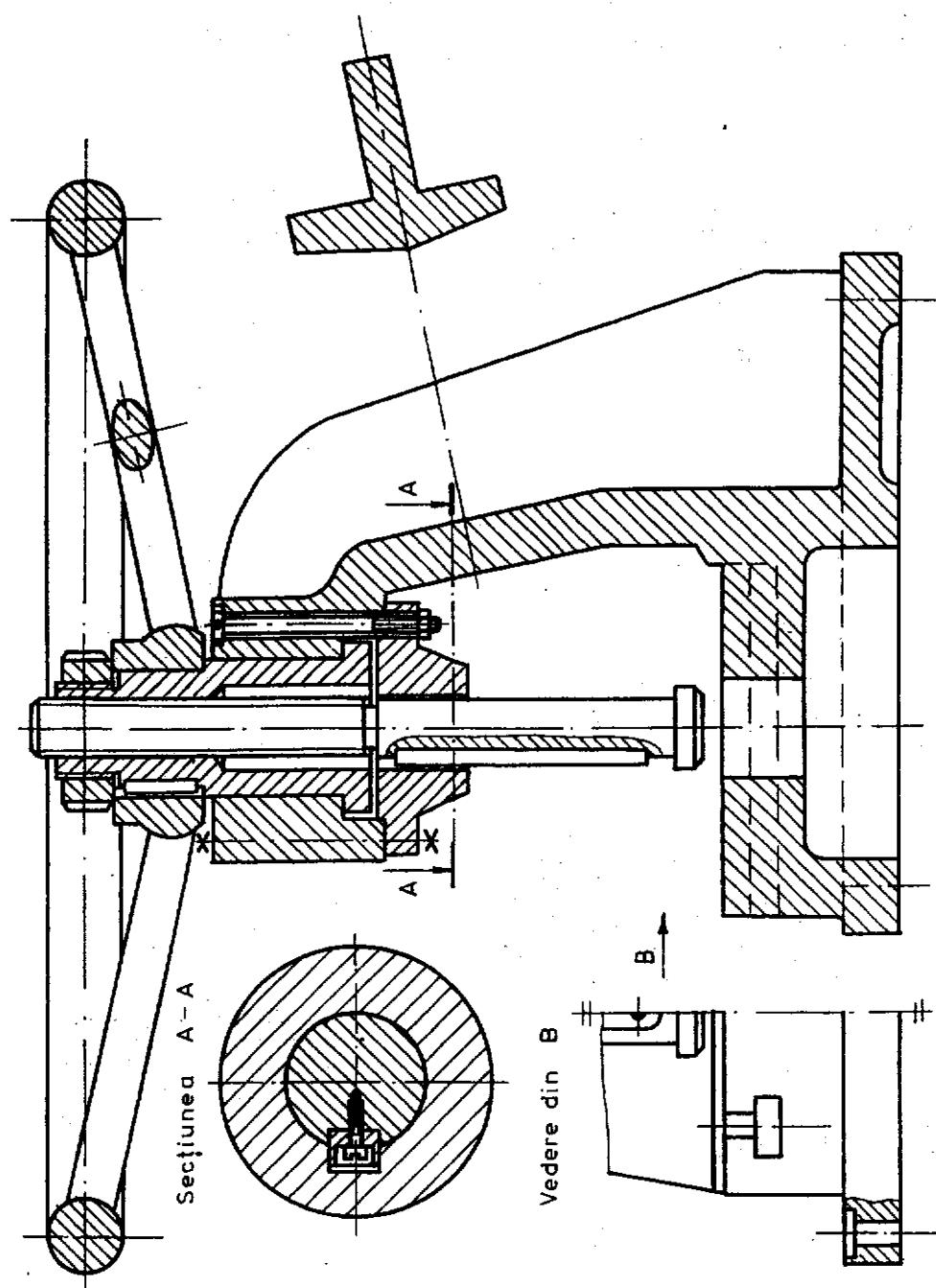


Fig. A12.20 Press cu piuliță rotitoare

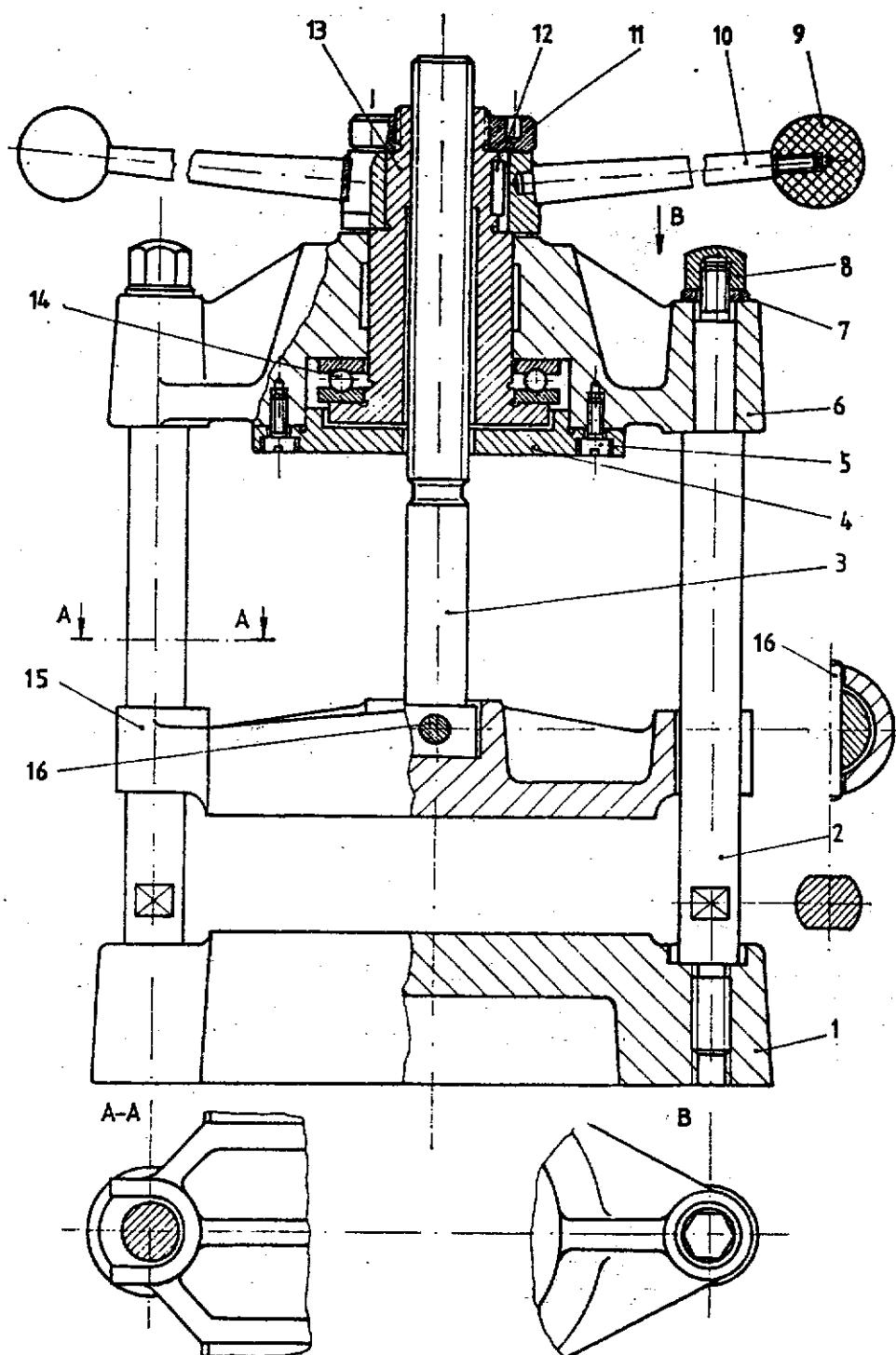


Fig. A12.21 Presă cu piuliță rotitoare

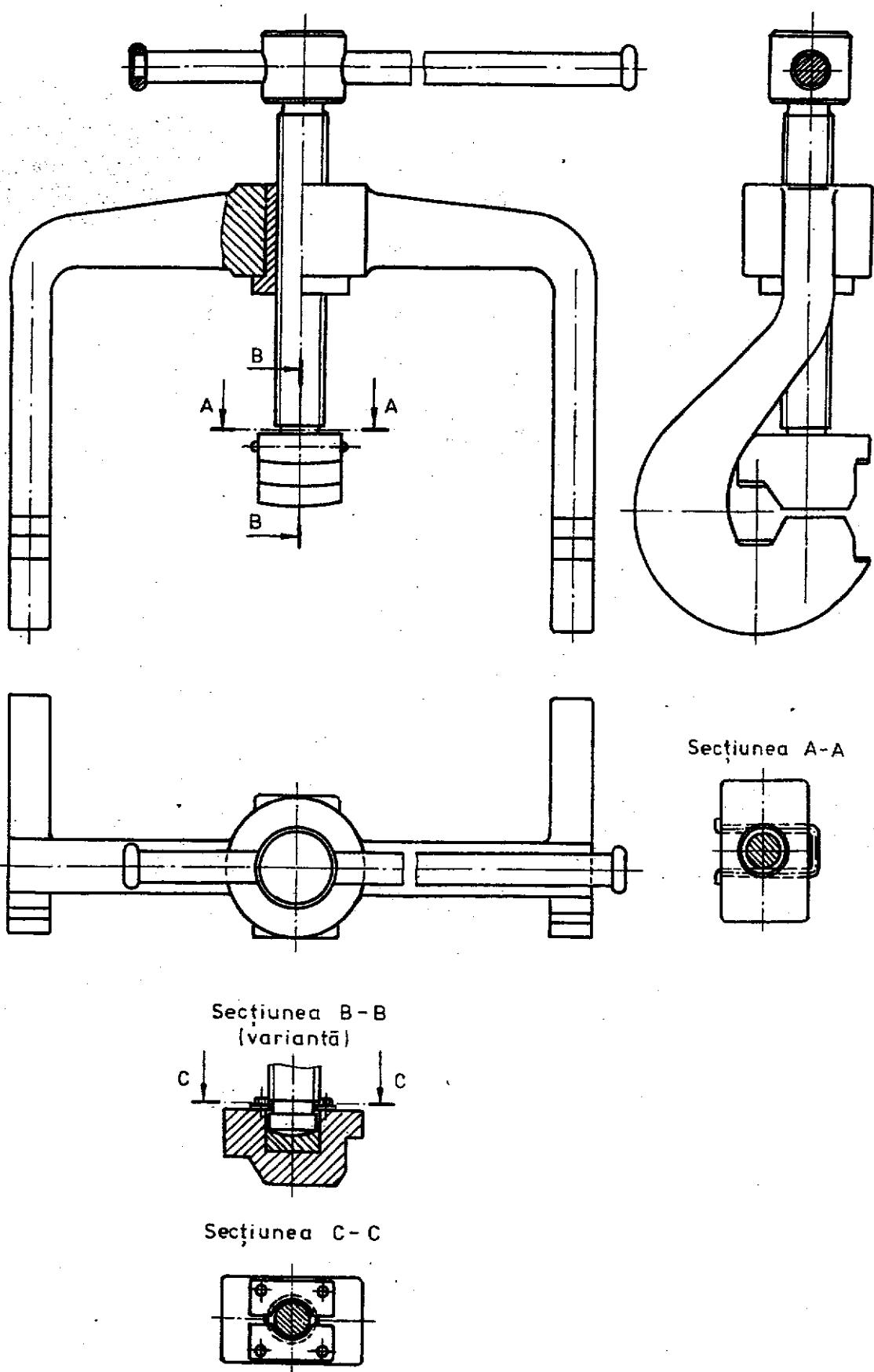


Fig. A12.22 Presă pentru îndoirea șinelor de cale ferată

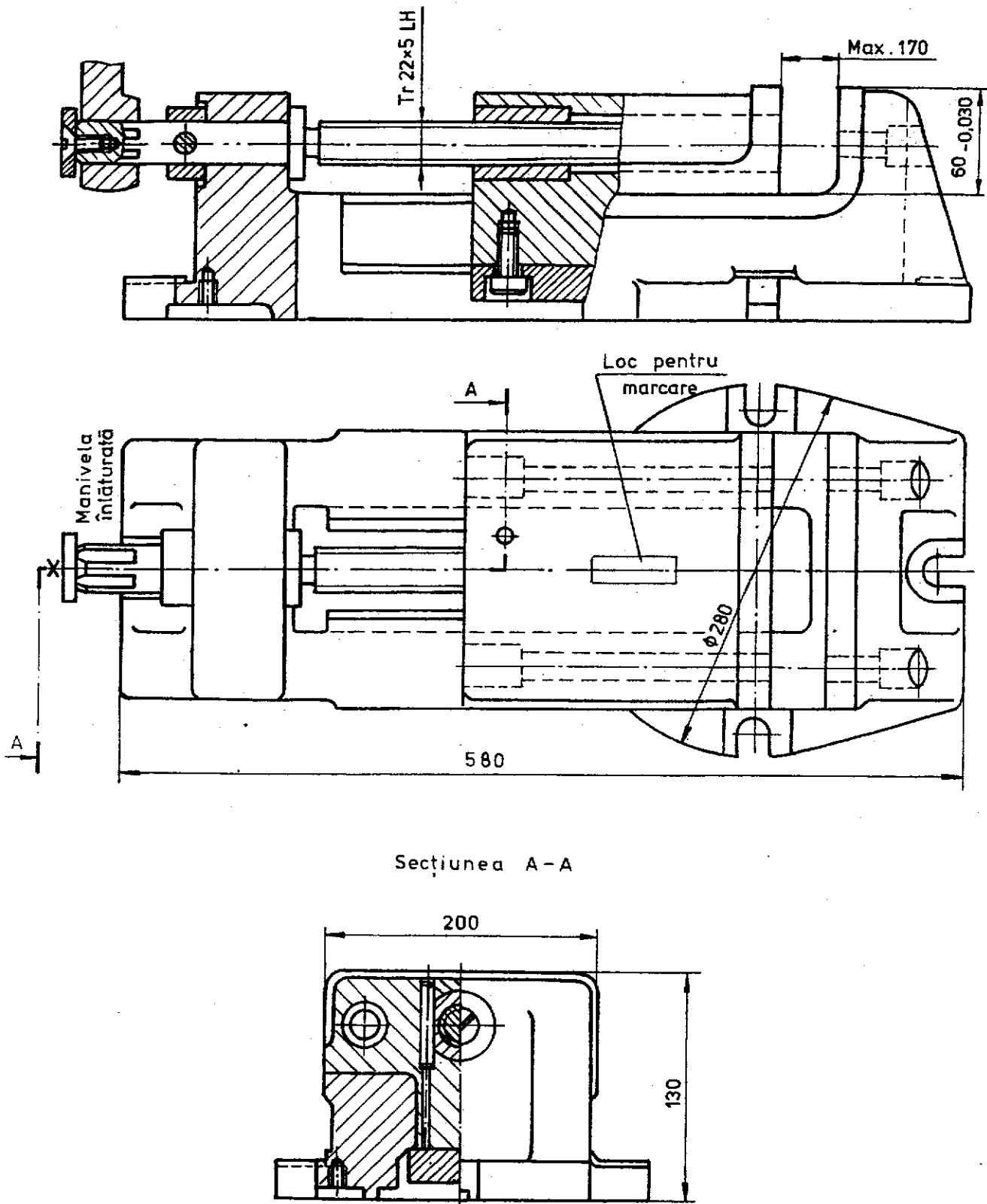
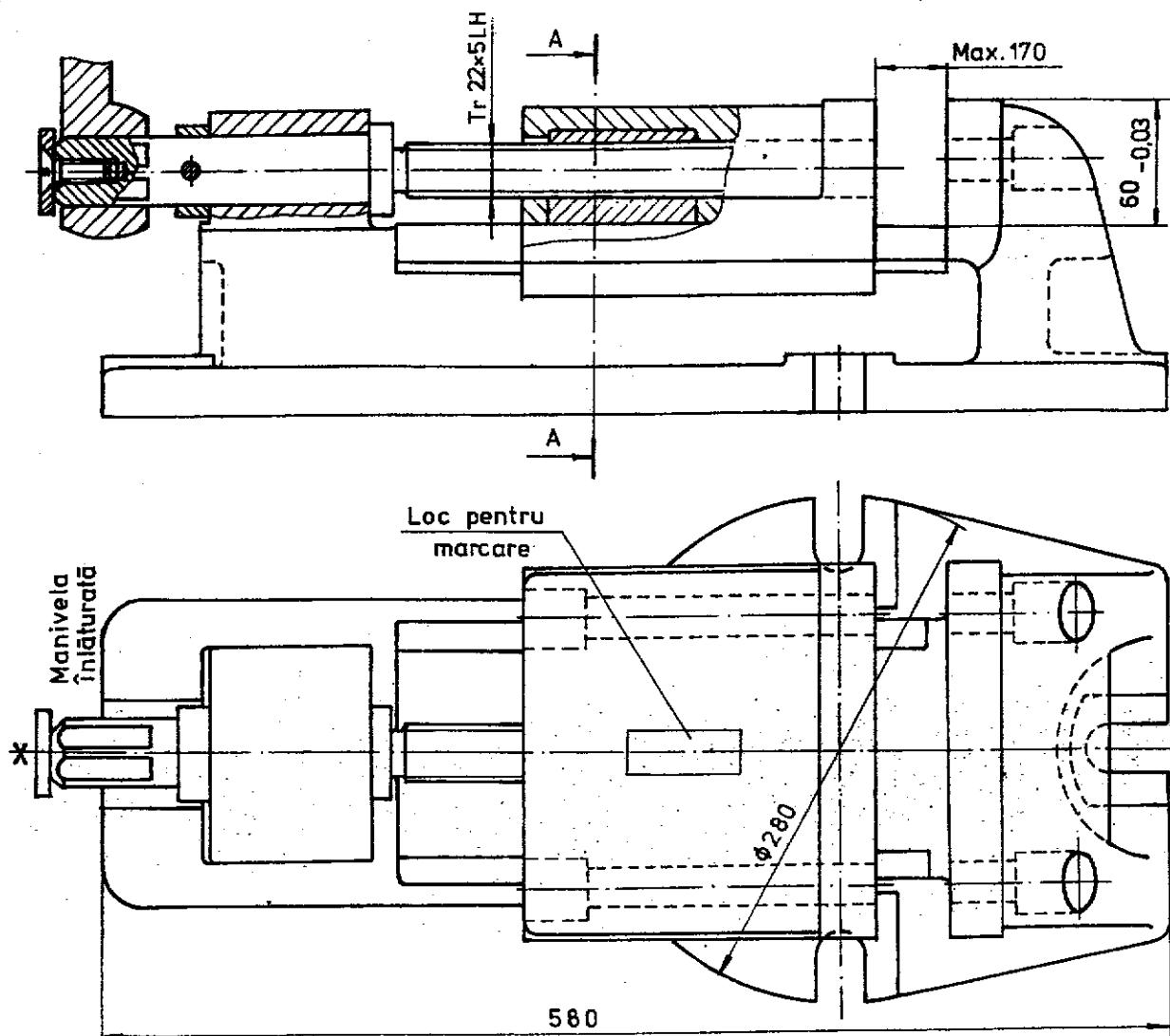


Fig. A12.23 Menghină paralelă cu falcă fixă



Secțiunea A - A

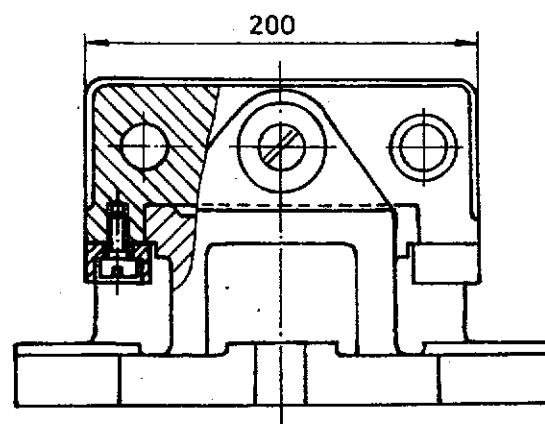


Fig. A12.24 Menghină paralelă cu falcă fixă

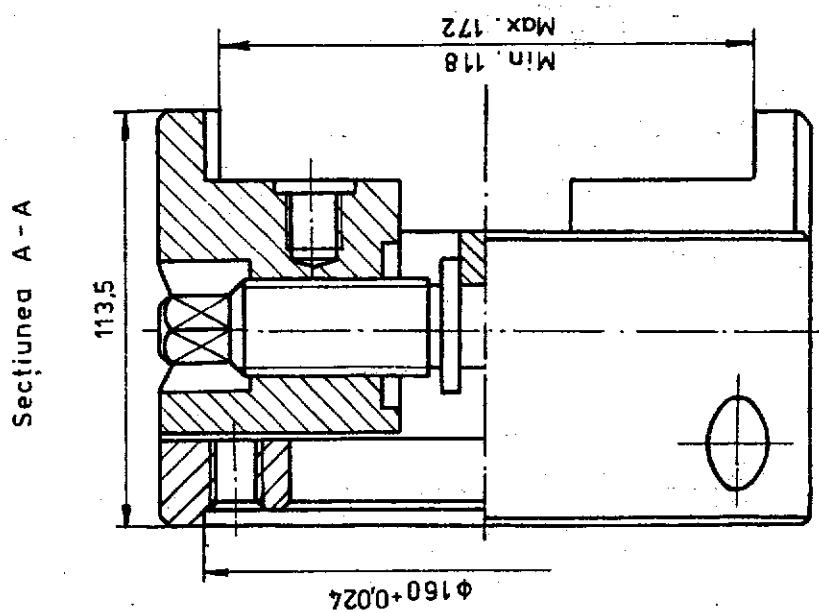


Fig. A12.25 Universal cu două fâlcii mobile,
pentru strung

