

**FLORIN SUSAC
VALENTIN TĂBĂCARU**

**PROIECTAREA DISPOZITIVELOR
DE PRELUCRARE
ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI**

Bazele proiectării dispozitivelor de prelucrare

Suport de curs

Lucrarea a fost realizată în cadrul *Centrului de Cercetare Inginerie Tehnologică în Construcția de Mașini (ITCM)*



**FLORIN SUSAC
VALENTIN TĂBĂCARU**

**PROIECTAREA DISPOZITIVELOR
DE PRELUCRARE
ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI**

Bazele proiectării dispozitivelor de prelucrare

Suport de curs

Galati University Press

2018

Copyright © 2018 Galati University Press

Toate drepturile rezervate. Nicio parte a acestei publicații nu poate fi reprodusă în nicio formă fără acordul scris al editurii.

Colecția Științe Inginerești

Galati University Press – Cod CNCS 281

Editura Universității „Dunărea de Jos” din Galați

Str. Domnească, nr. 47, 800008 – Galați, ROMANIA

Tel. 0336 13 01 39; Fax: 00 40 236 46 13 53

gup@ugal.ro

Referenți științifici:

Prof. univ. dr. ing. Viorel PĂUNOIU

Conf. dr. ing. Virgil Gabriel TEODOR

Ș. L. dr. ing. Nicușor BAROIU

Lector,

Prof. univ. dr. Alina GANEA

Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României

SUSAC, FLORIN

Proiectarea dispozitivelor de prelucrare în construcția de mașini : bazele proiectării dispozitivelor de prelucrare : suport de curs / Florin Susac, Valentin Tăbăcaru. - Galați : Galați University Press, 2018

Conține bibliografie

ISBN 978-606-696-127-1

I. Tăbăcaru, Valentin

62

ISBN 978-606-696-127-1

Tipărit la Editura Universității „Dunărea de Jos” din Galați.

Prefață

Îmbunătățirea continuă a procesului de fabricație, corespunzător unor exigențe tot mai mari în domeniul proiectării, impune cu prioritate o instruire temeinică și permanentă a viitorilor specialiști.

Durata și costurile de fabricație depind în mare măsură de modalitatea în care se abordează problematica proiectării tehnologiilor de fabricație și a fabricării reperelor pentru care s-au proiectat aceste tehnologii. Formele complexe ale pieselor din industria constructoare de mașini necesită proiectarea unor dispozitive speciale care să permită o fabricație cât mai rapidă și ușoară a pieselor imaginate.

Cursul punctează toate problematicile ce pot fi întâlnite în domeniul proiectării dispozitivelor utilizate în industria construcțiilor de mașini și, chiar dacă unele dintre acestea sunt prezentate mai detaliat, pentru cazuri particulare, se recomandă studiul bibliografic al unor publicații strict specializate în rezolvarea problemelor respective.

Suportul de curs este structurat în 8 capitole și prezintă într-o succesiune logică noțiuni privind orientarea semifabricatelor (pe suprafețe plane, cilindrice și conice) și scheme și mecanisme de fixare ce pot fi utilizate în vederea prelucrării prin operații tehnologice de așchiere.

La finalul parcurgerii acestui curs, viitorii ingineri vor deține suficiente noțiuni de proiectare și vor putea dimensiona cu ușurință elementele constructive ale unui dispozitiv de prelucrare prin așchiere.

Se pune accent deosebit pe orientarea și fixarea semifabricatelor ce urmează a fi prelucrate prin operațiile de găurire, strunjire și frezare, în condițiile în care aceste operații de așchiere se regăsesc în fluxul tehnologic de fabricație al unui număr mare de piese.

Această lucrare a fost realizată cu baza materială și în cadrul Centrului de Cercetare *Inginerie Tehnologică în Construcția de Mașini*

(ITCM) al Departamentului de Ingineria Fabricației din cadrul Universității „Dunărea de Jos” din Galați, Facultatea de Inginerie.

Autorii mulțumesc îndeosebi celor care, studiind suportul de curs, au transmis observații critice și propuneri de îmbunătățire a conținutului.

Autorii

Cuprins

Capitolul 1

SISTEM TEHNOLOGIC. ERORI DE PRELUCRARE.....	11
1.1. Erori de prelucrare.....	11
1.1.1. Sistem tehnologic. Proces tehnologic.....	11
1.1.2. Sistemul erorilor de prelucrare.....	12

Capitolul 2

SISTEM TEHNOLOGIC. STRUCTURĂ DE BAZĂ.....	16
2.1. Structura sistemului tehnologic de prelucrare.....	16
2.1.1. Structura sistemului tehnologic de prelucrare prin așchiere.....	16
2.1.2. Lanțuri de suprafețe tehnologice.....	18
2.1.3. Lanțuri de dimensiuni tehnologice.....	19

Capitolul 3

PROIECTAREA DISPOZITIVELOR PORT-PIESĂ.....	22
3.1. Principii de proiectare a dispozitivelor port-piesă.....	22
3.1.1. Introducere.....	22
3.1.2. Etape de proiectare.....	23
3.1.3. Analiza etapelor de proiectare a dispozitivelor port-piesă. Structura dispozitivelor. Aplicație	24
3.2. Aplicații.....	35
3.2.1. Aplicația 1 – Tambur cu cioc.....	35
3.2.2. Aplicația 2 – Corp cu ghidaj unghiular.....	36

Capitolul 4

ORIENTAREA SEMIFABRICATELOR.....	37
4.1. Orientarea și bazele de orientare.....	37
4.2. Tipuri de baze de orientare.....	39

4.3. Orientarea pe suprafețe plane.....	39
4.3.1. Scheme de orientare.....	39
4.3.2. Elemente de orientare.....	42
4.4. Orientarea pe suprafețe cilindrice exterioare.....	45
4.4.1. Scheme de orientare – cilindri lungi.....	45
4.4.2. Scheme de orientare – cilindri scurți.....	50
4.4.3. Elemente de orientare.....	53
4.4.4. Dimensionarea prismelor.....	55
4.5. Orientarea pe suprafețe cilindrice interioare.....	57
4.5.1. Scheme de orientare.....	57
4.5.2. Elemente de orientare.....	63
4.5.3. Dimensionarea și verificarea bolțurilor.....	65
4.6. Orientarea pe suprafețe conice exterioare.....	72
4.6.1. Scheme de orientare – conuri lungi.....	72
4.6.2. Scheme de orientare – conuri scurte.....	74
4.7. Orientarea pe suprafețe conice interioare.....	77
4.7.1. Scheme de orientare.....	77
4.7.2. Elemente de orientare.....	79
4.8. Orientarea pe muchii.....	79
4.8.1. Scheme de orientare.....	79

Capitolul 5

MECANISME DE FIXARE.....	81
5.1. Principii de fixare.....	81
5.2. Structura sistemului de forțe.....	81
5.3. Clasificarea mecanismelor de fixare.....	91
5.4. Structura proiectării sistemului de fixare.....	91
5.5. Scheme de fixare caracteristice.....	93
5.6. Mecanisme de fixare cu filet.....	106
5.6.1. Generalități.....	106
5.6.2. Calculul forței de fixare.....	108
5.6.3. Exemplu de calcul.....	117
5.7. Mecanisme de fixare cu pârghii.....	121
5.7.1. Generalități.....	121
5.7.2. Calculul forței de fixare.....	121
5.7.3. Exemplu de calcul.....	133
5.8. Mecanisme de fixare cu pană.....	139
5.8.1. Generalități.....	139
5.8.2. Elemente constructive.....	140
5.8.3. Calculul forței de fixare.....	143

5.9. Mecanisme de fixare cu camă.....	148
5.9.1. Generalități.....	148
5.9.2. Elemente constructive.....	149
5.9.3. Calculul forței de fixare.....	157

Capitolul 6

MECANISME DE CENTRARE-FIXARE.....	160
6.1. Generalități.....	160
6.2. Mecanisme de centrare-fixare cu prisme.....	161
6.2.1. Mecanisme de centrare.....	161
6.2.2. Mecanisme autocentrante.....	165
6.3. Mecanisme de centrare cu elemente elastice.....	167
6.3.1. Structura constructiv-funcțională.....	168
6.3.2. Calculul forței de fixare.....	170
6.4. Mecanisme de centrare-fixare cu pârghii.....	175
6.4.1. Mecanisme de centrare.....	175
6.4.2. Mecanisme autocentrante.....	176
6.5. Mecanisme de centrare-fixare cu pene și plunjere multiple.....	179
6.5.1. Platouri autocentrante.....	180
6.5.2. Dornuri extensibile.....	181

Capitolul 7

MECANISME DE BLOCARE.....	183
7.1. Generalități.....	183
7.2. Mecanisme de blocare cu ax conic.....	183
7.3. Mecanisme de blocare cu pană.....	187
7.3.1. Mecanisme de blocare cu pană tangențială.....	187

Capitolul 8

PROIECTAREA STRUCTURII MECANICE A DISPOZITIVELOR. PROIECTAREA CORPURILOR DE DISPOZITIVE.....	190
8.1. Condiții principale de proiectare.....	190
8.2. Elemente de asamblare.....	193
8.3. Elemente pentru orientarea și fixarea dispozitivelor.....	196
8.4. Sisteme de ghidare a sculelor.....	200
8.4.1. Elemente pentru orientarea și ghidarea sculelor așchietoare.....	200
8.4.2. Bucșe de ghidare.....	201

8.4.3. Precizia de orientare și ghidare a sculei în bucușă.....	203
8.4.4. Plăci de ghidare (port-bucușă).....	205
8.4.5. Exemplu de calcul.....	207
<i>Bibliografie</i>	211

Capitolul 1

SISTEM TEHNOLOGIC. ERORI DE PRELUCRARE

1.1. Erori de prelucrare

1.1.1. Sistem tehnologic. Proces tehnologic

Sistemul tehnologic este un ansamblu tehnic compus din mai multe elemente sau module de echipament tehnologic (scule, dispozitive, instrumente auxiliare) capabil să realizeze o suprafață sau un complex de suprafețe pe un semifabricat, prin diferite procedee de prelucrare.

Celula de bază a unui sistem tehnologic este asociată unei instalații tehnologice (mașini), pe care se execută un proces tehnologic de prelucrare dimensională.

Etapele de realizare a unei suprafețe într-un proces de prelucrare sunt următoarele (figura 1.1):

E1. Analiza tehnologică a mulțimii suprafețelor admisibile $\Phi 9_{-0,050}^0$, adică acele suprafețe care sunt cuprinse în intervalul de dimensiuni $\Phi 9 \dots \Phi 8,95$ mm. Abaterea admisibilă $e_{adm} \leq 0,05$ mm.

E2. Determinarea suprafeței de programat $\Phi 8,98$, ca suprafață țintă spre care va fi dirijat procesul de prelucrare.

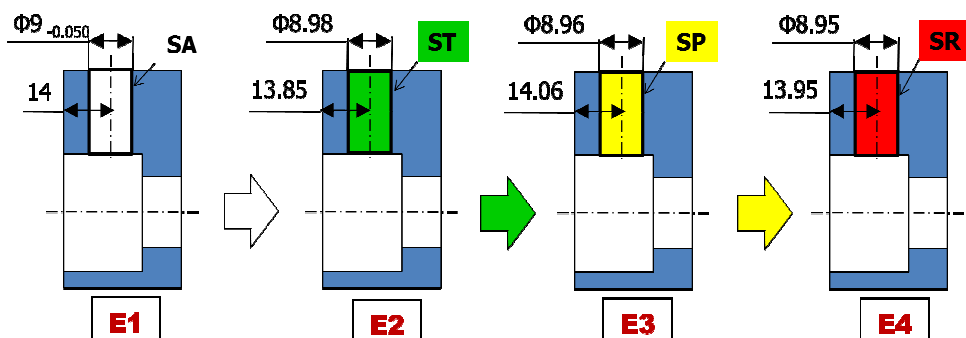


Fig. 1.1. Principalele etape de realizare dimensională a unei suprafețe

E3. Elaborarea suprafeței programate $\Phi 8,96$, ca suprafață simulată de către sistemul de programare al mașinii în absența semifabricatului.

E4. Realizarea suprafeței reale $\Phi 8,95$, ca suprafață prelucrată pe sistemul tehnologic prin aplicarea unui proces.

1.1.2. Sistemul erorilor de prelucrare

De la o etapă la alta, suprafața va fi însoțită de abateri de la dimensiunile nominale-țintă, specifice fiecărei acțiuni tehnologice.

Acest grup de abateri poartă numele de grupul sau sistemul erorilor de prelucrare (figura 1.2).

Analiza proceselor de prelucrare se caracterizează prin două direcții importante:

- precizia de prelucrare a suprafețelor;
- calitatea suprafețelor.

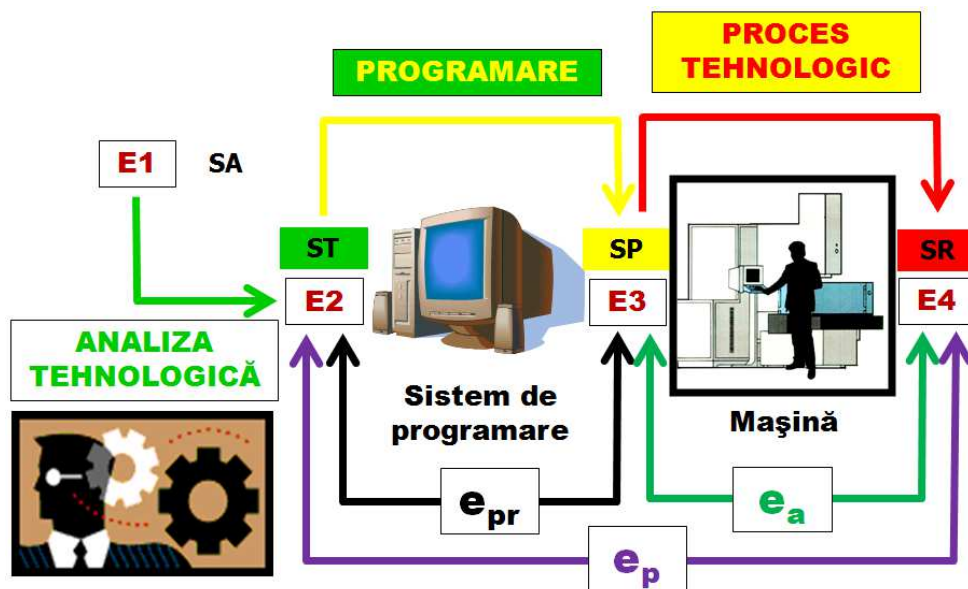


Fig. 1.2. Sistemul erorilor de prelucrare

Precizia suprafețelor obținute în urma proceselor de prelucrare dimensională se exprimă prin următorii parametri:

- precizia dimensiunilor liniare sau unghiulare;
- precizia formei suprafețelor;
- precizia poziției suprafeței în raport cu suprafețele considerate de referință.

Calitatea suprafețelor obținute în urma proceselor de prelucrare se exprimă prin următorii parametri:

Capitolul 1 – Sistem tehnologic. Erori de prelucrare

- textura sau macrogeometria suprafeței;
- rugozitatea sau microgeometria suprafeței;
- stratul superficial (grosime, proprietăți).

Din punctul de vedere al preciziei de prelucrare, analiza proceselor tehnologice poate fi raportată la un sistem compus din următoarele tipuri de suprafețe:

SRF – suprafața de referință, față de care sunt definite pozițiile celorlalte suprafețe;

ST – suprafața țintă (de programat), care se dorește să rezulte la finele procesului de prelucrare;

SI – suprafața inițială, suprafața semifabricatului înainte de prelucrare, caracterizată de anumite abateri dimensionale și de formă, ale căror valori sunt determinate de procesul tehnologic anterior;

SP – suprafața programată, care rezultă prin înfășurarea pozițiilor successive, programate sau reglate, ale tășului sculei, în lipsa interacțiunii fizice dintre semifabricat și scula și eliminând erorile geometrice și termice ale sistemului tehnologic de prelucrare. Programarea suprafeței poate fi realizată pe cale mecanică, numerică sau informatică;

SR – suprafața reală, care rezultă în urma procesului fizic de interacțiune directă dintre semifabricat și sculă, proces care se desfășoară pe o mașină sau instalație, caracterizată prin erori geometrice și termice proprii.

În funcție de caracteristicile procesului și ale sistemului de prelucrare, suprafața reală poate fi diferită atât de suprafața programată, cât și de suprafața țintă, rezultând astfel erorile de prelucrare (proces). Aceste erori se împart în (figura 1.3):

- eroarea aparentă e_a , sau de așchiere, determină, într-un punct oarecare al suprafeței P_{ij} , distanța dintre suprafața reală *SR* și suprafața programată *SP*

$$e_a = \text{dist} \{ (P_i)SR - (P_j)SP \} \quad (1.1)$$

- eroarea reală e_p , sau de proces, determină distanța dintre suprafața reală *SR* și suprafața țintă (de programat) *ST*

$$e_p = \text{dist} \{ (Q_i)SR - (Q_j)ST \} \quad (1.2)$$

- eroarea de programare e_{pr} , determină distanța dintre suprafața programată *SP* și suprafața țintă (de programat) *ST*

$$e_{pr} = \text{dist} \{ (M_i)SP - (M_j)ST \} \quad (1.3)$$

Eroarea de așchiere este legată direct de condițiile specifice de realizare a procesului de așchiere, la limita zonei de contact dintre suprafața activă (muchia tăietoare) a sculei și suprafața așchiată a semifabricatului. Aceasta este determinată și influențată de următorii factori:

- deformațiile termice ale sistemului tehnologic;
- deformațiile elastice ale sistemului tehnologic;
- uzura sculei așchietoare;
- neuniformitatea și neomogenitatea materialului care trebuie îndepărtat, numit adaos de prelucrare (A_p), de pe suprafața inițială a semifabricatului.

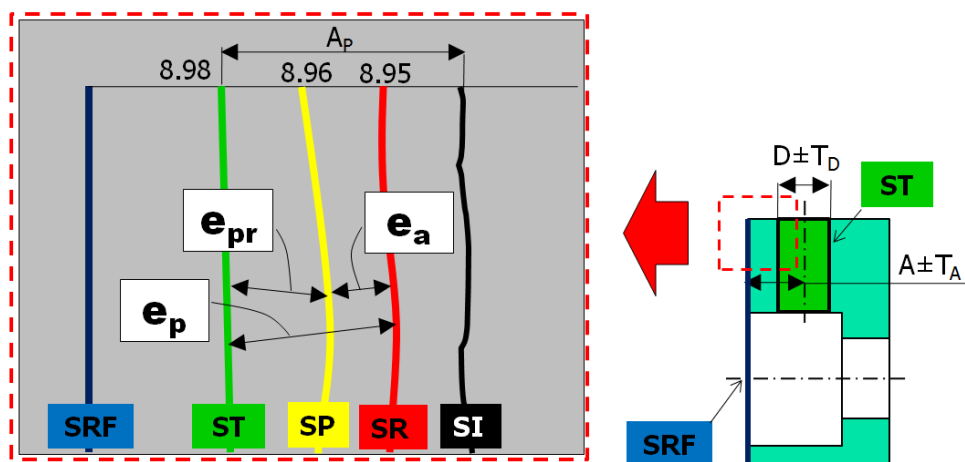


Fig. 1.3. Sistemul suprafețelor și erorilor de proces

Eroarea de programare rezultă în urma etapei de programare sau reglare a suprafeței de prelucrat și are două componente:

- *eroarea de generare* e_g , rezultată în cursul programării și realizării curbei generatoare;
- *eroarea de așezare* e_b , numită și eroare de bazare, reprezintă suma erorilor de poziție ale curbelor generatoare.

În funcție de metoda de generare: cu materializare sau cu generare cinematică, erorile de generare se regăsesc pe scula așchietoare sau pe mașina de prelucrare.

Eroarea reală de prelucrare (proces) este adevăratul indicator global al preciziei de prelucrare, deoarece ea exprimă gradul de concordanță al dimensiunilor realizate față de dimensiunile impuse prin specificațiile tehnice.

Sursele tipice ale erorii reale sunt:

- variația condițiilor de mediu din zona adiacentă sistemului tehnologic;

Capitolul 1 – Sistem tehnologic. Erori de prelucrare

- variațiile condițiilor tehnologice de desfășurare a procesului tehnologic;
- metoda de generare a suprafețelor ce rezultă în urma procesului tehnologic;
- metoda de operare a sistemului tehnologic;
- metoda de programare și comandă a procesului.

Capitolul 2

SISTEM TEHNOLOGIC. STRUCTURĂ DE BAZĂ

2.1. Structura sistemului tehnologic de prelucrare

2.1.1. Structura sistemului tehnologic de prelucrare prin aşchiere

Sistemele tehnologice pe care se aplică un proces de prelucrare mecanică prin aşchiere prezintă în structura de bază următoarele module funcţionale (figura 2.1):

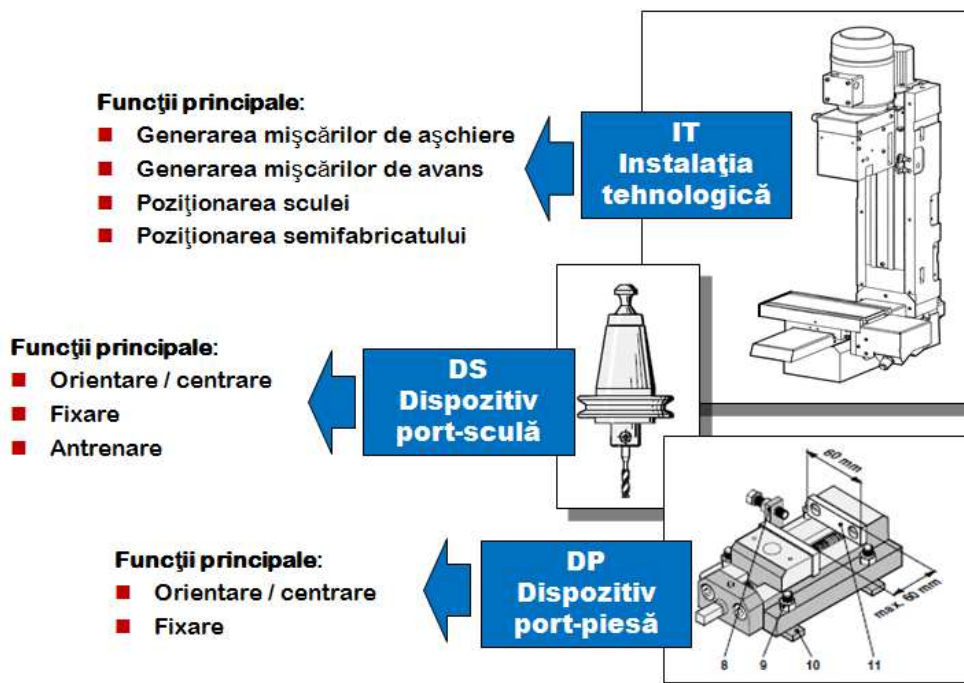


Fig. 2.1. Modulele funcţionale ale unui sistem de prelucrare

Capitolul 2 – Sistem tehnologic. Structură de bază

IT – instalația tehnologică (mașina-unealtă) are ca funcții principale: generarea mișcărilor de așchiere și a mișcărilor de avans, poziționarea sculei și a semifabricatului;

DS – dispozitivul port-sculă are funcțiile de: orientare, fixare și antrenare a sculei;

DP – dispozitivul port-piesă are funcțiile de: orientare și fixare a semifabricatului.

Particularitățile constructive, funcționale și de exploatare ale acestor module sunt determinate de tipul procesului de așchiere și de metoda de generare a suprafețelor.

Din acest motiv, sistemele tehnologice se deosebesc după procedeul de prelucrare rezultat în urma analizei tehnologice și, astfel, sunt grupate în: sisteme de strunjire, sisteme de frezare, sisteme de găurire-alezare-filetare, sisteme de rectificare, sisteme de broșare, sisteme de danturare etc.

Fiecare modul funcțional al sistemului este caracterizat de un lanț de suprafețe și un lanț de dimensiuni specifice, determinate într-un sistem de coordonate propriu.

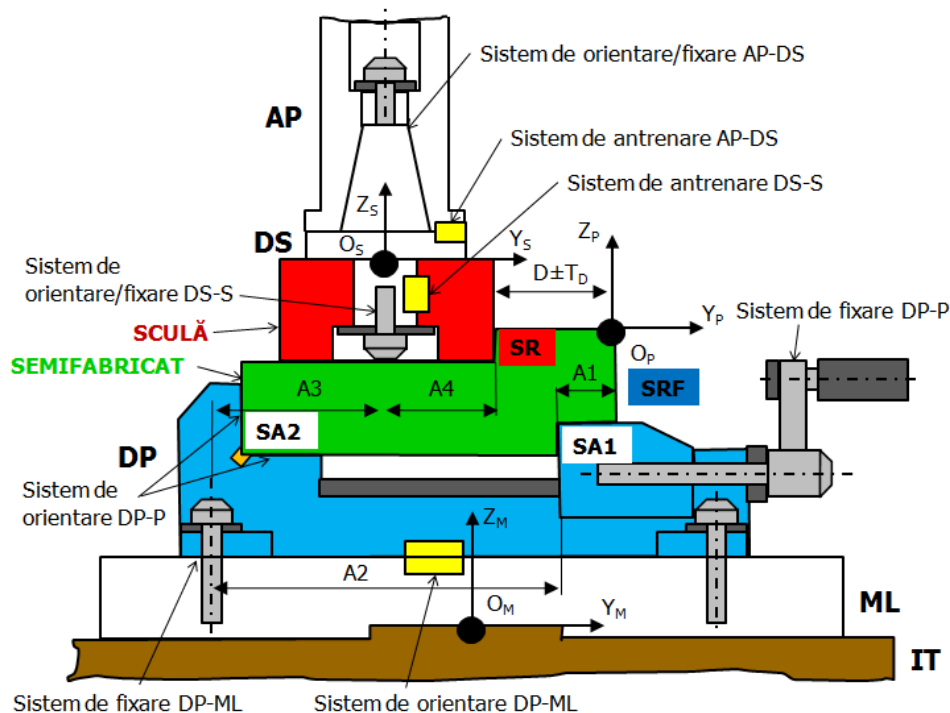


Fig. 2.2. Sistem tehnologic – structura suprafețelor și a dimensiunilor

Programarea sau reglarea și comanda traiectoriei muchiei tăietoare a sculei în raport cu suprafața de prelucrat pe semifabricat

se realizează prin corelații matematice (geometrice și analitice) între lanțurile de suprafețe și de dimensiuni ale celor trei sisteme de coordonate: IT- $O_M X_M Y_M Z_M$; DS- $O_S X_S Y_S Z_S$; DP- $O_P X_P Y_P Z_P$ (figura 2.3).

Dispozitivul port-piesă (DP) este interfața mecanică între instalația tehnologică (IT) și semifabricat, realizând poziționarea relativă a acestuia față de scula (S), într-un proces tehnologic de prelucrare, asamblare sau control (măsurare).

Dispozitivul este un ansamblu independent din punct de vedere constructiv și funcțional, având, în principal, rolul de poziționare a semifabricatului și de fixare a acestuia în vederea realizării de condiții tehnologice specifice unei anumite operații de prelucrare.

Din poziționarea reciprocă a modulelor ML – DP – DS – AP se formează lanțuri de suprafețe și de dimensiuni, particulare fiecărui proces sau procedeu de prelucrare.

2.1.2. Lanțuri de suprafețe tehnologice

Aceste lanțuri se formează prin legarea geometrică și fizică a suprafețelor specifice fiecărui ansamblu sau element din structura sistemului tehnologic (figura 2.3).

1. Veriga IT(ML)-DP:

a – elemente de orientare-fixare de Nivel 1 (IT-ML);

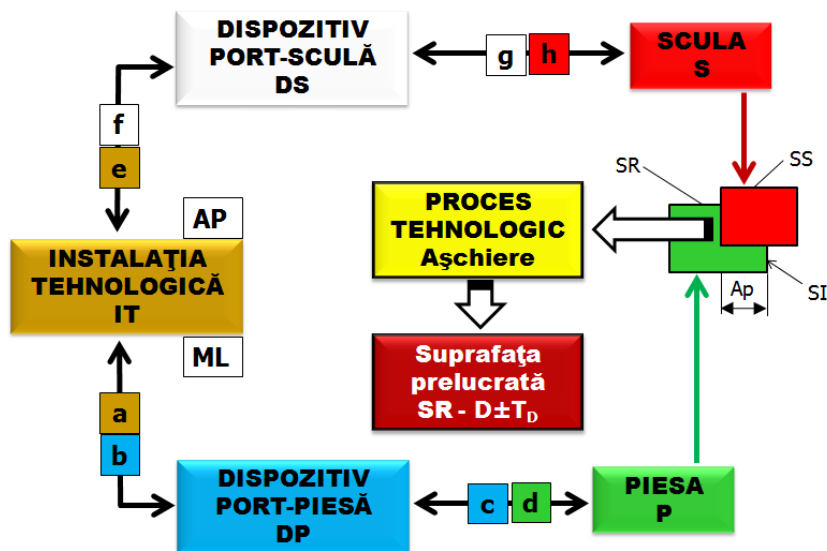


Fig. 2.3. Lanțuri de suprafețe tehnologice

Capitolul 2 – Sistem tehnologic. Structură de bază

- b – suprafețe de orientare și fixare a dispozitivului DP pe masa de lucru ML .
2. Veriga $IT(AP)$ - DS :
 e – elemente de poziționare-fixare de Nivel 2 ($IT-AP$);
 f – suprafețe de poziționare și fixare a dispozitivului DS , specifice arborelui principal AP .
3. Veriga DP - P :
 c – mecanisme de orientare, care asigură precizia contactului dintre semifabricat și dispozitiv prin elemente de Nivel 3 (DP);
 d – baze de orientare sub formă de suprafețe, muchii, vârfuri, ca elemente fizice de legătură a semifabricatului P cu dispozitivul DP .
4. Veriga DS - S
 g – suprafețe conjugate de așezare a sculei, cu rol de fixare și antrenare pentru mișcarea principală, prin elemente de fixare sau antrenare de Nivel 4 (DS);
 h – baze de așezare sub formă de suprafețe tipizate sau standardizate de centrare aparținând sculei S .

2.1.3. Lanțuri de dimensiuni tehnologice

Analizând cazul simplu al unui sistem de generare prin așchiere se pot pune în evidență următoarele dimensiuni, specifice zonei de lucru (tehnologice), formată prin conexiunea celor trei subsisteme IT - DP - DS (figura 2.4):

D_D^T – dimensiune (cotă) impusă, care trebuie obținută în urma procesului de prelucrare;

A_1 - dimensiune de legătură, aparține semifabricatului;

A_2 - dimensiune aparținând dispozitivului port-piesă, măsurată între elementele de orientare-fixare;

A_3 - dimensiune aparținând mașinii, care determină poziția arborelui principal, deci a axei sculei;

A_4 - dimensiune aparținând sculei, care măsoară poziția muchiei așchietoare (M_a), de pe suprafața activă SS , față de axul principal.

$$D_D^T, A_1, A_2 \in \text{sist } O_P X_P Y_P Z_P;$$

$$A_3 \in \text{sist } O_M X_M Y_M Z_M;$$

$$A_4 \in \text{sist } O_S X_S Y_S Z_S.$$

Astfel, structura lanțului de dimensiuni va cuprinde dimensiuni (cote) tehnologice aparținând tuturor modulelor funcționale implicate în procesul de prelucrare:

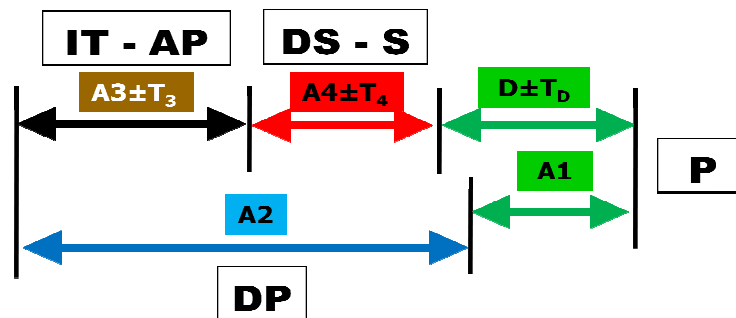


Fig. 2.4. Lanțuri de dimensiuni tehnologice

Rezolvarea lanțului de dimensiuni se obține prin folosirea a două metode:

a. Metoda directă

Este utilizată pentru determinarea dimensiunii suprafeței de bazare a semifabricatului în dispozitiv SA, notată A_1 :

- dimensiunea nominală

$$A_1 = \sum_i A_i + D \quad (2.1)$$

- toleranța la dimensiune

$$T_1 = \sum_i T_i + T_D \quad (2.2)$$

Abaterile rezultate în câmpul de toleranță T_1 determină eroarea de așezare (bazare) e_b .

Finalitatea metodei

Se va concepe, proiecta și realiza un dispozitiv port-piesă a cărui dimensiune caracteristică A_2 să determine orientarea și fixarea semifabricatului cu o eroare de așezare mai mică decât abaterea maximă a toleranței T_1 .

În acest fel, se va avea siguranța obținerii, în urma aplicării procesului de așchiere, a dimensiunii impuse D în clasa de precizie dată de toleranța T_D .

b. Metoda inversă

Pornind de la dimensiunea impusă D_D^T , ca element de închidere a lanțului de dimensiuni, se determină toleranțele celorlalte dimensiuni din lanț.

Capitolul 2 – Sistem tehnologic. Structură de bază

Finalitatea metodei

Se va alege o instalație tehnologică care să asigure toleranța calculată a dimensiunii A_3 , o sculă cu dimensiunea muchiei așchietoare în clasa de precizie a toleranței dimensiunii A_4 și un dispozitiv port-piesă cu toleranța dimensiunii A_2 mai mică decât cea rezultată din calcul.

Comparativ cu metoda directă, metoda inversă este mai aplicativă și mai tehnologică, de aceea ea prezintă mai multe variante de rezolvare:

- metoda interschimbabilității – scula cu dimensiunea A_4 ;
- metoda ajustării – instalația tehnologică cu dimensiunea A_3 ;
- metoda reglării la dimensiune – poziționarea relativă semifabricat-sculă cu dimensiunea A_1+D .

Capitolul 3

PROIECTAREA DISPOZITIVELOR PORT-PIESĂ

3.1. Principii de proiectare a dispozitivelor port-piesă

3.1.1. Introducere

Deoarece dispozitivul port-piesă se constituie ca o interfață mecanică, pe de o parte între *IT* și semifabricat, iar pe de altă parte între semifabricat și sculă, activitățile de concepere și proiectare ale acestui ansamblu sunt strâns legate de proiectarea tehnologică a fabricației unui produs.

În plan industrial, în particular în domeniul industriei construcțiilor de mașini, dispozitivele port-piesă se regăsesc în trei grupe:

- dispozitive universale – numite și “standardizate”, concepute pentru o gamă largă de procese de prelucrare, pe baza standardelor naționale sau internaționale;
- dispozitive tipizate – concepute pentru anumite grupuri de procedee de prelucrare, pe baza normativelor aparținând producătorilor de *IT*;
- dispozitive speciale – numite “*la temă*”, concepute pentru un singur proces de prelucrare și o singură operație tehnologică.

Dispozitivele din ultima grupă se găsesc în număr foarte mare în industrie, având o diversitate mare de forme constructive, tipodimensiuni și funcții tehnologice.

Pentru conceperea și proiectarea dispozitivelor speciale este necesară o gamă largă de cunoștințe și informații din domenii de bază precum: materiale, desen, organe de mașini, mecanisme, măsurători și toleranțe, tehnologii de prelucrare, instalații tehnologice, scule așchietoare, acționări și automatizări etc.

Principiile de bază ale conceperii și proiectării dispozitivelor port-piesă sunt următoarele:

1. principiul analizei funcționale și tehnologice a piesei de prelucrat;

2. principiul analizei operației tehnologice și a suprafeței suprafețelor țintă;

3. principiul optimizării sistemului de bazare și fixare a semifabricatului în dispozitiv;

4. principiul concepției unitare a ansamblului-dispozitiv, din care să rezulte o construcție mecanică formată din elemente de așezare, ghidare și fixare și mecanisme de acționare simple;

5. principiul de calcul al erorilor de așezare (bazare) în funcție de toleranțele de execuție ale suprafețelor țintă de pe semifabricat;

6. principiul de calcul al sistemului de fixare în funcție de forțele și momentele dezvoltate în procesul de prelucrare.

3.1.2. Etape de proiectare

Etapele tehnologice și de calcul, care trebuie parcurse în procesul de proiectare a dispozitivelor port-piesă, sunt următoarele:

ET 1. Analiza tehnico-funcțională a piesei:

- rol funcțional;
- caracteristici de material;
- caracteristici constructiv-geometrice, precum tipurile de suprafețe, dimensiunile, toleranțele de execuție.

ET 2. Analiza tehnologică a piesei:

- procedee de elaborare a semifabricatului;
- dimensionarea semifabricatului, adaosuri de prelucrare;
- sinteza procesului tehnologic de fabricație.

ET 3. Analiza operației tehnologice (dedicată dispozitivului):

- identificarea suprafețelor țintă;
- fluxul tehnologic al fazelor de prelucrare;
- scule așchietoare;
- calculul regimului de așchiere;
- calculul solicitărilor procesului de așchiere;
- elemente tehnologice ale mașinii-unelte.

ES 4. Elaborarea schemelor de bazare și fixare:

- schița operației (fișa tehnologică);
- geometrizarea condițiilor tehnice și tehnologice;
- scheme de bazare și fixare tehnic posibile.

EC 5. Calculul erorilor:

- erori de așezare maxim admisibile;
- erori de orientare reale;
- scheme de bazare-fixare tehnic acceptabile.

Capitolul 3 – Proiectarea dispozitivelor port-piesă

EO 6. Optimizarea schemei de bazare și fixare:

- comparația tehnico-economică între schemele propuse;
- adoptarea schemei economice (optime).

EP 7. Conceperea și proiectarea constructivă a dispozitivului port-piesă:

- elemente de așezare-rezemare;
- elemente de ghidare-control a poziției relative a sculei;
- mecanisme de fixare-strângere;
- elemente auxiliare: indexoare, elemente de poziționare, extractoare etc.;
- corpul dispozitivului;
- descrierea ciclului de funcționare.

Unul din documentele importante, care stau la baza proiectării unui dispozitiv, este **fișa tehnologică** a operației analizate, care conține desenul-schiță al suprafețelor ce urmează a fi prelucrate în operația respectivă, numit **schita operației**.

3.1.3. Analiza etapelor de proiectare a dispozitivelor port-piesă. Structura dispozitivelor. Aplicație

Etapa - ET 1

a. Desen de execuție (2D cotate (figura 3.1), vedere 3D).

b. Caracteristici de material:

- oțel 41MoCr11;
- compoziție chimică: 0,41% C; 0,24% Mo; 1,1% Cr;
- caracteristici mecanice: $R_m = 90 \text{ daN/mm}^2$, 217 HB;
- prelucrabilitate: turnare, laminare, așchiere.

c. Caracteristici constructiv-geometrice (figura 3.2):

- tipuri de suprafețe:
 - A,B – plană-frontală 70 x 86 / R35 mm;
 - C₁ – cilindrică interioară $\Phi 50H11 \times 32$ mm;
 - C₂ – cilindrică interioară $\Phi 34 \times 10$ mm;
 - D – cilindrică exterioară R35 x 42 mm;
 - E₁,E₂ – plană-laterală 30 x 42 / 5 mm;
 - F – frontală-inelară $\Phi 50 / \Phi 34$ mm;
 - G₁ – cilindrică interioară $\Phi 9_{-0,05}^0 \times 47$ mm;
 - G₂ – cilindrică interioară $\Phi 9_{-0,05}^0 \times 15$ mm;
 - K – conică interioară 2 x 45° / $\Phi 50$ mm;
 - L – plană-transversală 60 x 42 mm;
 - M₁,M₂ – plană-laterală 21 x 42 mm.

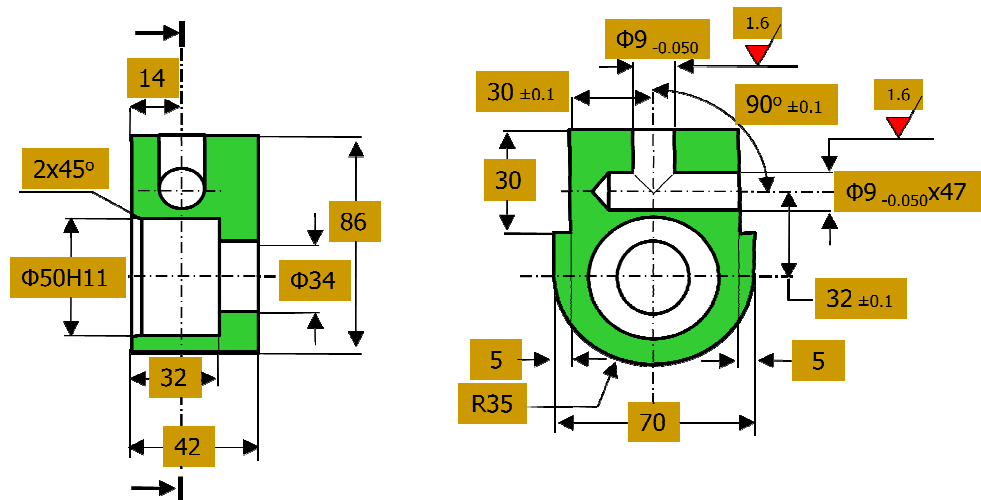


Fig. 3.1. Desen de execuție 2D

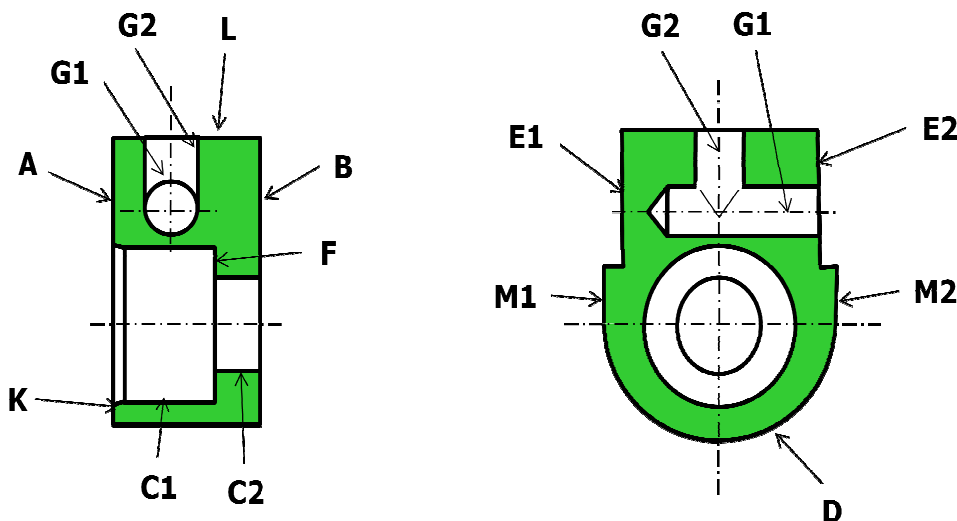


Fig. 3.2. Structura geometrică a piesei – tipuri de suprafețe

Etapa - ET 2

a. Dimensionarea semifabricatului

- procedeu de elaborare: laminare;
- tip semifabricat: oțel lat laminat la cald SR EN 10025+A1;
- adaosuri de prelucrare: $Ap_1 = 4^{+0,7}_{-1,0}$; $Ap_2 = 2^{+0,6}_{-0,9}$; $Ap_3 = 2,5^{+0,5}_{-0,7}$, în mm, conform SR EN 10025+A1.

Capitolul 3 – Proiectarea dispozitivelor port-piesă

b. Sinteza procesului tehnologic

Reperul se va obține printr-o succesiune de operații de prelucrare mecanică prin așchiere, diferite ca proces, stabilite în funcție de tipul suprafețelor țintă care compun geometric forma piesei (figura 3.3).

Tipuri de operații / tipuri de suprafețe:

- Frezare 1 / A+B+L+M₁+M₂;
- Strunjire / C₁+C₂+K+F;
- Frezare 2 / E₁+E₂+D;
- Găurire / G₁+G₂;
- Alezare / G₁+G₂.

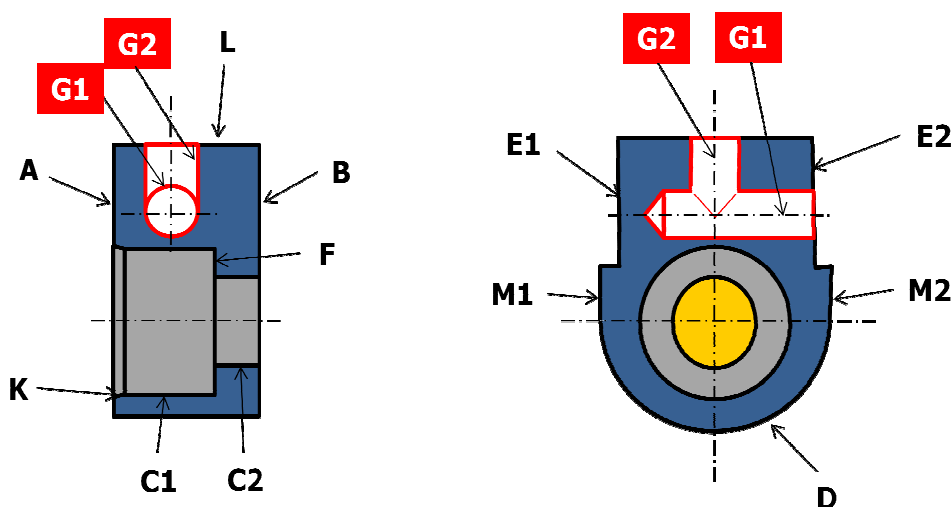


Fig. 3.3. Ordonarea operațiilor de prelucrare pe tipuri de suprafețe

Ordinea tehnic posibilă de desfășurare a operațiilor poate prezenta mai multe variante tehnologice, în funcție de caracterul fabricației (număr de piese/lot).

Se propune următoarea variantă de flux tehnologic:

OPERAȚIA 1 – Frezare A

FAZE:

- 1.1. – frezare plană A , B (42 mm)
- 1.2. – frezare frontală M₁, M₂ (70 mm)
- 1.3. – frezare frontală L (86 mm)

OPERAȚIA 2 – Strunjire

FAZE:

- 2.1 – burghiere (Φ30 x 42 mm)
- 2.2 – strunjire interioară C₂ (Φ34 x 42 mm)
- 2.3 – strunjire interioară C₁ ,F (Φ50H11 x 32 mm)
- 2.4 – teșire K (2 x 45° / Φ50 mm)

OPERAȚIA 3 – Frezare 2

FAZE:

3.1 – frezare cilindro-frontală E_1, E_2 (30 x 42 / 5 mm)

3.2 – frezare cilindrică D (R35 mm)

OPERAȚIA 4 – Găurire

FAZE:

4.1 – burghiere G_1 ($\Phi 8.8$ x 47 mm)

4.2 – burghiere G_2 ($\Phi 8.8$ x 15 mm)

OPERAȚIA 5 – Alezare

FAZE:

5.1 – alezare G_1 ($\Phi 90_{-0,05}^0$ mm)

5.2 – alezare G_2 ($\Phi 90_{-0,05}^0$ mm)

Etapa - ET 3

Se propune spre analiză **OPERAȚIA 4 – Găurire**, în vederea conceperii și proiectării unui dispozitiv port-piesă necesar orientării și fixării semifabricatului, la prelucrarea celor două găuri (G_1, G_2).

a. Identificarea suprafețelor țintă

G_1 – cilindrică interioară: D = 8,8 mm, L = 47 mm

- cotate față de suprafața A / 14 mm și $C_1 / 32 \pm 0,1$ mm

- perpendiculară pe suprafața E_1

G_2 – cilindrică interioară: D = 8,8 mm, L = 15 mm

- cotate față de suprafața A / 14 mm și $E_1 / 30 \pm 0,1$ mm

- perpendiculară pe suprafața L, $G_1 / 90^\circ \pm 0,1$

b. Fluxul tehnologic al fazelor

Deoarece cele două găuri sunt poziționate unghiular (90°), va fi necesară introducerea unei faze auxiliare de rotire unghiulară și indexare a piesei.

OPERAȚIA 4 – Găurire $\Phi 8.8$ (figura 3.4)

FAZE tehnologice și auxiliare:

a.4.1. – orientare – fixare semifabricat

4.1. – burghiere $\Phi 8.8$ x 47 mm

a.4.2. – rotire-indexare 90° (divizare)

4.2. – burghiere $\Phi 8.8$ x 15 mm

a.4.3. – deblocare – eliberare piesă.

Capitolul 3 – Proiectarea dispozitivelor port-piesă

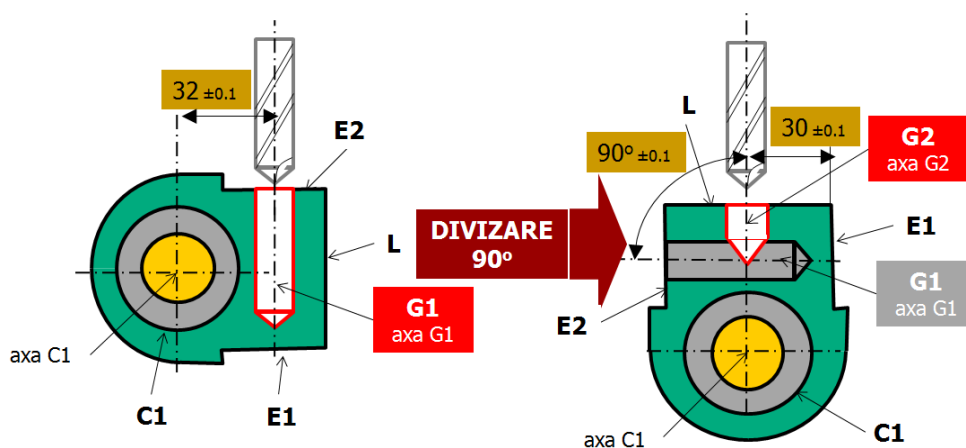


Fig. 3.4. Operația de găurire – schița operației

a. Scule așchietoare:

- Burghiu elicoidal cu coadă conică tip N DIN 341 (STAS 8157-83);
- $D_S = 8,8$ mm (diametrul);
- $L_{aS} = 80$ mm (lungimea suprafeței active);
- unghiul la vârf $2\kappa = 120^\circ$ (unghiul tăișului principal);
- Material: Rp3 (oțel rapid pentru scule W).

b. Calculul regimului de așchiere:

- Adâncimea de așchiere

$$t = 0,5 \cdot D \text{ [mm]}$$

$$D = D_S$$

- Avansul

$$s = K_S \cdot C_S \cdot D_S^{0,6} \text{ [mm/rot]} \quad (3.1)$$

unde K_S , C_S sunt coeficienți de avans.

- Viteza de așchiere

$$v_a = C_V \cdot K_V \cdot \frac{D_S^{0,4}}{T^{0,2} \cdot s^{0,5}} \text{ [mm/min]} \quad (3.2)$$

unde K_V , C_V sunt coeficienți de viteză, iar T este durabilitatea sculei.

- Turația sculei:

$$n_s = \frac{1000 \cdot v_a}{\pi \cdot D_s} \text{ [rot/min]} \quad (3.3)$$

c. *Calculul solicitărilor de așchiere:*

- Forța de avans (axială)

$$F_a = K_F \cdot C_F \cdot D_s^{0,9} \cdot s^{0,7} \text{ [N]} \quad (3.4)$$

unde K_F , C_F sunt coeficienți de forță.

- Momentul de torsiune

$$M_t = K_M \cdot C_M \cdot D_s^{1,45} \cdot s^{0,75} \text{ [Nm]} \quad (3.5)$$

unde K_M , C_M sunt coeficienți de moment.

- Puterea efectivă (necesară)

$$N_e = \frac{M_t \cdot n_s}{9750} \text{ [kW]}. \quad (3.6)$$

d. *Elemente tehnologice ale mașinii de găurit:*

- suprafața utilă a mesei de lucru (ML);
- dimensiunile suprafețelor specifice de prindere a dispozitivelor: canale, alezaje, găuri filetate etc.;
- distanța tehnologică, măsurată pe axa Z_M , dintre masa de lucru (ML) și arborele principal (AP) ($H_{min} \div H_{max}$).

Etapa - ES 4

a. *Schița operației (figura 3.4)*

Se realizează pornind de la desenul din documentul fișă tehnologică sau plan de operații, punând în evidență suprafețele țintă și poziția relativă a semifabricatului față de sculă.

b. *Geometrizarea condițiilor tehnice și tehnologice (figura 3.5)*

Sunt puse în evidență, prin simboluri specifice, condițiile tehnice de realizare a suprafețelor țintă din operația analizată, având în vedere relațiile geometrice sau tehnologice ale suprafețelor țintă cu alte suprafețe ale semifabricatului.

Capitolul 3 – Proiectarea dispozitivelor port-piesă

Observații:

- suprafețele țintă de tip G (alezaj cilindric interior) sunt definite de poziția axelor G_1 și G_2 , conținute în planul de I ;

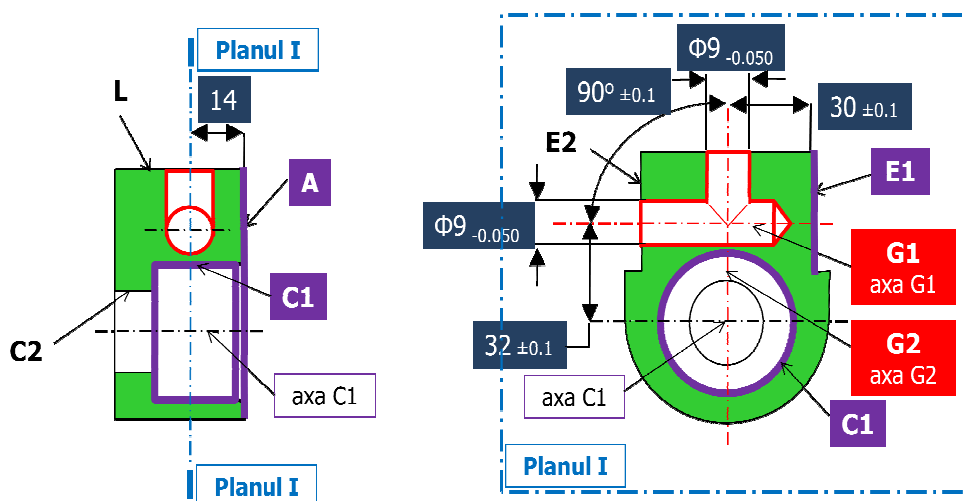


Fig. 3.5. Condiții tehnice și tehnologice

- identificând condițiile geometrice și tehnologice ale axelor G_1 și G_2 față de alte suprafețe se crează sistemul bazelor de cotare.

Sistemul bazelor de cotare este descris prin simboluri specifice, în așa fel încât, prin condițiile geometrice puse în evidență, să se determine schema de orientare a semifabricatului.

- Axa $G_1, G_2 \leftarrow 14 \text{ mm} \rightarrow A = \text{Bază de cotare 1}$
- Axa $G_1 \leftarrow 32 \pm 0,1 \text{ mm} \rightarrow C_1 = \text{Bază de cotare 2}$
- Axa $G_2 \leftarrow 30 \pm 0,1 \text{ mm} \rightarrow E_1 = \text{Bază de cotare 3}$
- Axa $G_1 \leftarrow PP \rightarrow E_1$ (perpendicularitate)
- Axa $G_2 \leftarrow 90^\circ \rightarrow \text{Axa } G_1$
- Axa $G_2 \leftarrow INT \rightarrow \text{Axa } C_1$ (intersecție)
- Axa $G_1, G_2 \leftarrow \epsilon \rightarrow \text{Planul } I$ (apartenență)

Neabordând, în acest capitol, etapele $EC5$ și $EO6$, se propune următoarea schemă de orientare a semifabricatului, numită schemă de bazare.

Etapa - EO 6

a. Schema de bazare (figura 3.6)

- Axa $G_1, G_2 \leftarrow 14 \text{ mm} \rightarrow A = \text{Bază de așezare 1}$
Reazem plan fix – 3 grd
- Axa $G_1 \leftarrow 32 \pm 0,1 \text{ mm} \rightarrow C_1 = \text{Bază de centrare}$
- Axa $G_2 \leftarrow INT \rightarrow \text{Axa } C_1$

Bolț cilindric – 2 grd
 Axa $G_2 \leftarrow 30 \pm 0,1 \text{ mm} \rightarrow E_1 = \text{Bază de sprijin}$
 Axa $G_1 \leftarrow PP \rightarrow E_1$
 Cep reglabil – 1 grd
 Axa $G_2 \leftarrow 90^\circ \rightarrow \text{Axa } G_1$

TOTAL = 6 grade de libertate (orientare completă)

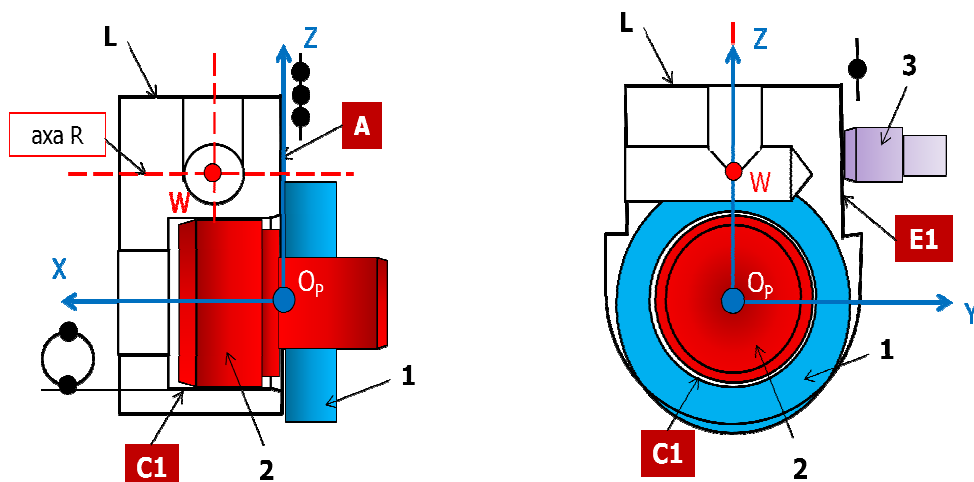


Fig. 3.6. Schema de orientare (bazare). Elemente de orientare

Condițiile geometrice impuse prin sistemul bazelor de cotare sunt realizate cu ajutorul următoarelor elemente de orientare, numite reazeme:

1. Reazem plan, fix = 3 grd. de libertate; 3 grd. = rot. $Y + \text{rot. } Z + \text{rot. } X$
 $(P_{yoz} \equiv A/14)$
 (Axa $G_1, G_2 - 14 \text{ mm} - A$)
2. Bolț cilindric, scurt, fix = 2 grd. de libertate; 2 grd. = trans. $Y + \text{trans. } Z$
 $(P_{xoy} + P_{xoz} \equiv C_1/\text{axa } C_1)$
 (Axa $G_2 \times \text{axa } C_1$)
3. Reazem suplimentar, = 1grd. de libertate reglabil; 1 grd. = rot. X
 (Axa $G_1 \perp E_1$)

TOTAL = 6 grade de libertate.

Astfel, prin elementele de orientare alese, se vor bloca (controla) 3 translații și 3 rotații ale semifabricatului, raportate la sistemul O_pXYZ , asigurând acestuia o poziție unică, particulară în spațiu.

Etapa - EP 7

a. Schița constructiv-funcțională a dispozitivului (figura 3.7, a și b)

Componența generală a unui dispozitiv port-piesă cuprinde patru grupe de mecanisme:

- GRUPA 1 – mecanisme de orientare;
- GRUPA 2 – mecanisme de fixare (strângere);
- GRUPA 3 – mecanisme de acționare;
- GRUPA 4 – mecanisme auxiliare.

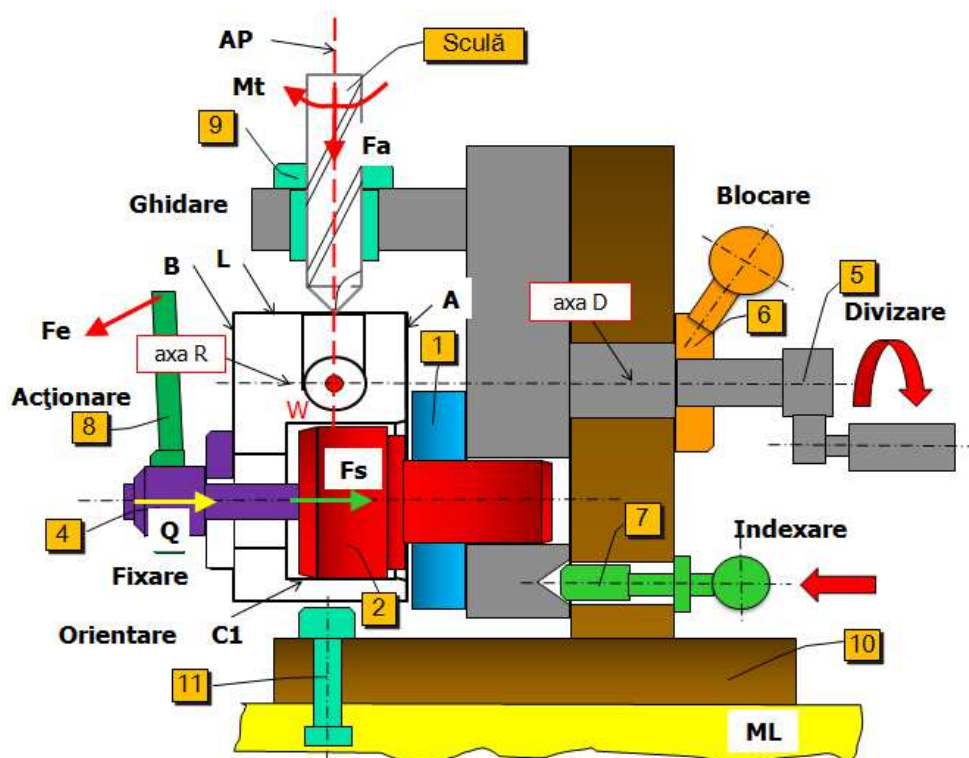


Fig. 3.7a. Schița constructiv-funcțională. Elemente componente (secțiune principală)

Pe structura dispozitivului de găurit din schiță se pot exemplifica aceste mecanisme și elementele lor specifice:

- Mecanisme / elemente de orientare:

1 – reazem plan;

2 – bolț cilindric;

3 – cep de sprijin;

- Mecanisme de fixare:

4 – piuliță-șurub (mecanism cu filet).

Forța de strângere (F_s) realizată de mecanism trebuie să asigure, pe tot parcursul procesului de prelucrare, poziția obținută prin mecanismul de orientare.

Pentru aceasta, valoarea forței F_S trebuie să fie mai mare decât a rezultantei forțelor de așchiere, determinate de solicitările F_a și M_t .

- Mecanisme / elemente de acționare:

8 – manivela (acționare manuală).

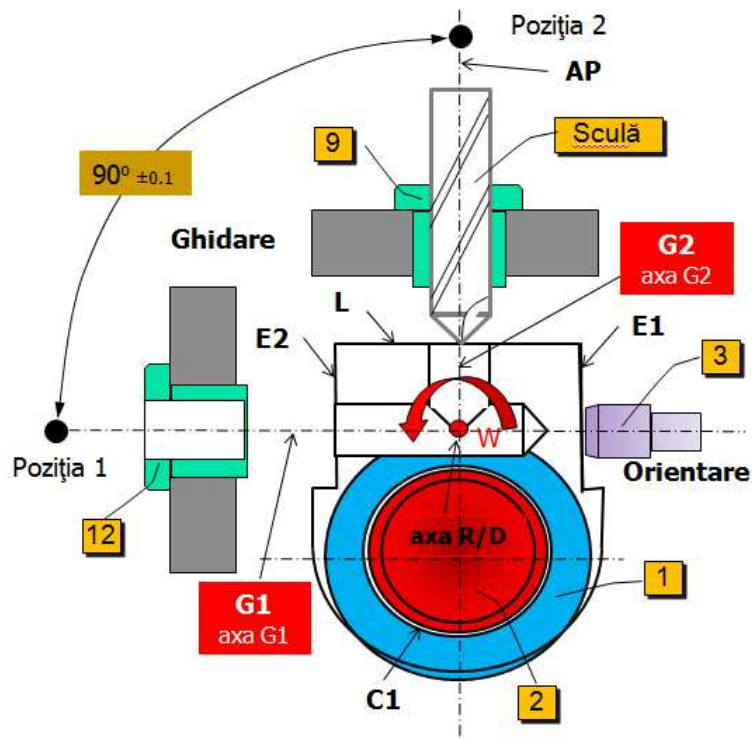


Fig. 3.7b. Schița constructiv-funcțională. Elemente componente (vedere laterală)

Forța de acționare (F_e) este mărimea de intrare în sistemul de calcul pentru dimensionarea sau verificarea lanțului de mecanisme de acționare – strângere. Acționarea mecanizată se poate realiza cu ajutorul sistemelor: pneumatice, hidraulice, electromecanice.

În afara celor trei grupe principale pot fi întâlnite, în structura unui dispozitiv, și alte mecanisme și elemente specifice, numite auxiliare:

- Mecanisme de divizare:

5 – elemente de rotire a semifabricatului;

7 – elemente de indexare a poziției unghiulare;

- Mecanisme de blocare:

6 – manșon – piuliță;

- Elemente de reglare / ghidare a sculei:

9, 12 – bucșă de ghidare a burghiului;

- Elemente de rigidizare a structurii:

10 – corp, batiu, placă etc..

Capitolul 3 – Proiectarea dispozitivelor port-piesă

- Elemente de poziționare reciprocă și de fixare demontabilă (asamblare):

11 – șuruburi, știfturi, pene, arcuri etc.;

b. Descrierea ciclului de funcționare

În sinteză, se concepe o descriere a structurii mecanice și de acționare a dispozitivului, apoi o descriere a etapelor (procedurilor) ce compun un ciclu de lucru complet, în care, pe semifabricat, se prelucrează suprafețele țintă analizate.

Pentru structura dispozitivului de găurit din schiță se poate exemplifica ciclul de funcționare prin următoarele proceduri (P):

P.1. Orientare semifabricat:

- reazem fix 1;
- bolț cilindric 2;
- cep de sprijin 3.

P.2. Strângere:

- manivelă 8;
- mecanism cu filet 4.

P.T. Faza 4.1. – așchiere:

- 4.1. Burghiere alezaj G_1 $\Phi 8,8 \times 52$
- burghiu elicoidal $\Phi 8,8$;
- bucșă de ghidare 12 (Poziția 1);

P.3. Deblocare mecanism de divizare:

- manșon-piuliță 6.

P.4. Dezindexare:

- indexor conic 7.

P.5. Rotire – divizare platou 90° – Poz. 2:

- manivelă 5.

P.6. Indexare:

- indexor conic 7.

P.7. Blocare mecanism de divizare:

- manșon – piuliță 6.

P.T. Faza 4.2.:

- 4.2. Burghiere alezaj G_2 $\Phi 8,8 \times 15$;
- burghiu elicoidal $\Phi 8,8$;
- bucșă de ghidare 9.

P.8. Deblocare mecanism de divizare:

- manșon – piuliță 6.

P.9. Dezindexare:

- indexor conic 7.

P.10. Rotire – divizare platou 0° – Poz. 1:

- manivelă 5.

P.11. Indexare:

- indexor conic 7.

P.12. Blocare mecanism de divizare:

- manșon – piuliță 6.

P.13. Desfacere:

- manivelă 8;
- mecanism cu filet 4.

P.14. Scoatere – eliberare piesă.

3.2. Aplicații

3.2.1. Aplicația 1 – Tambur cu cioc

Să se analizeze etapele de proiectare ale reperului tambur cu cioc (figura 3.8).

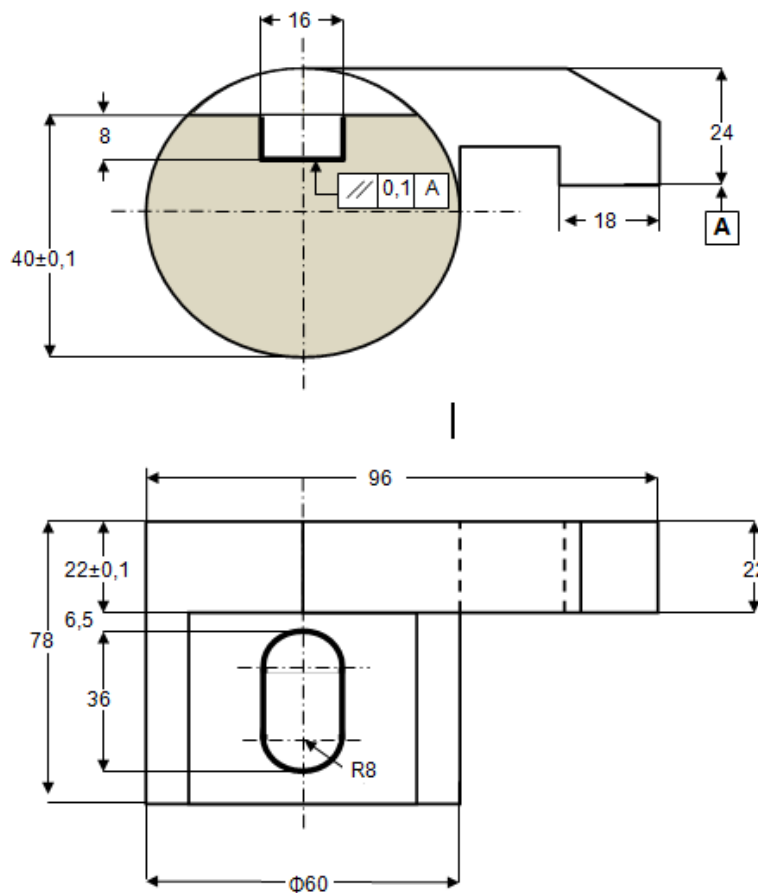


Fig. 3.8. Tambur cu cioc

Se cunosc următoarele date:

- Suprafața de prelucrat (suprafața țintă *ST*) – canal liniar închis cu dimensiunile 36 x 16 / R8 x 8 mm;
- Procesul de prelucrare – frezare canal;
- Scula: freză cilindro-frontală pentru canale.

3.2.2. Aplicația 2 – Corp cu ghidaj unghiular

Să se analizeze etapele de proiectare ale reperului corp cu ghidaj unghiular (figura 3.9).

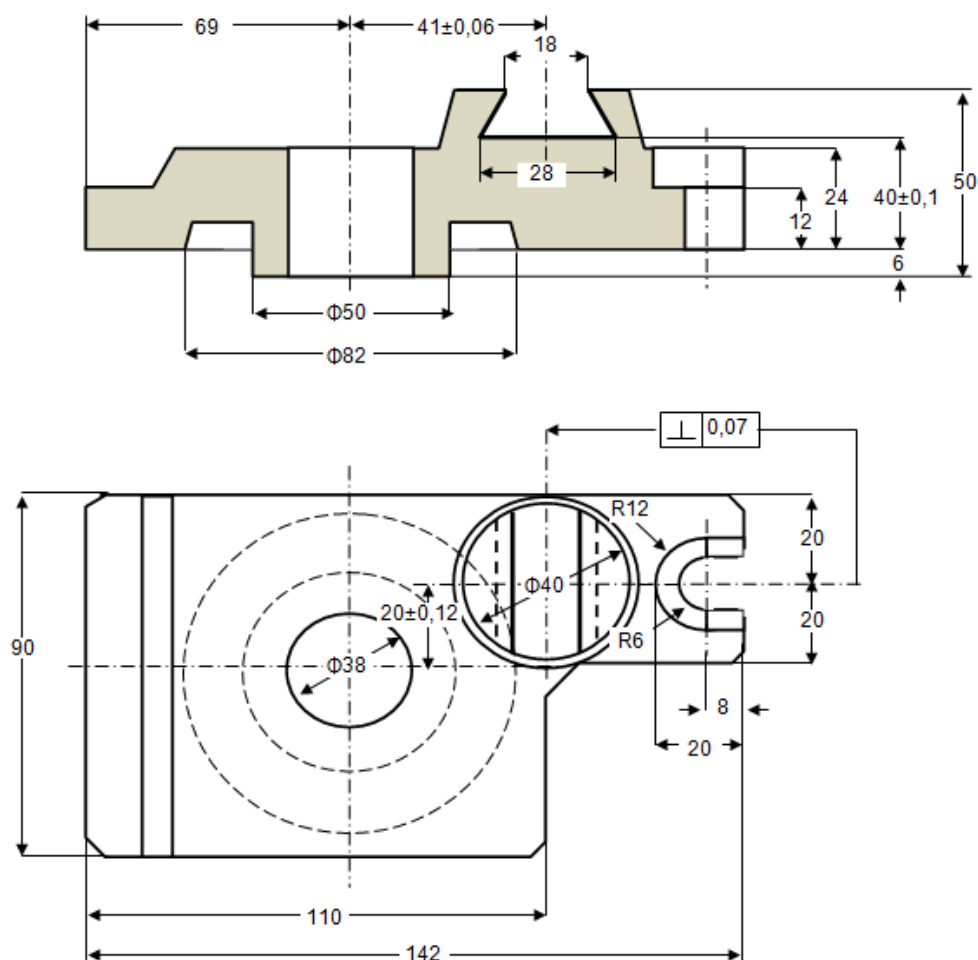


Fig. 3.9. Corp cu ghidaj unghiular

Se cunosc următoarele date:

- Suprafața de prelucrat (suprafața țintă *ST*) – canal unghiular cu dimensiunile 40 x 18 / 28 x 10 mm;
- Procesul de prelucrare – frezare canal;
- Scula: freză unghiulară pentru canale.

Capitolul 4

ORIENTAREA SEMIFABRICATELOR

4.1. Orientarea și bazele de orientare

Un produs destinat construcției de mașini se obține în urma parcurgerii unor etape succesive, care formează fluxul de fabricație: *Proiectare – Semifabricare – Prelucrare – Control – Depozitare*.

În fiecare etapă, se realizează activități subordonate asigurării funcționării reperului în ansamblul din care urmează să facă parte. Una din activitățile importante este aceea de asigurare a unei poziții reciproce a elementelor geometrice ce compun forma spațială a piesei (*puncte – linii – curbe – suprafețe*).

În sistemul rectangular de coordonate Oxyz, numărul cotelor liniare și unghiulare care asigură unui element geometric o poziție spațială unică, este egal cu numărul gradelor de libertate (translație + rotație) determinat în raport cu sistemul de coordonate.

Din acest punct de vedere, se deosebesc următoarele sisteme de referință, numite baze:

BC (bază de cotare) reprezintă sistemul elementelor de proiectare dimensională;

BO (bază de orientare) reprezintă sistemul elementelor geometrice de poziționare a suprafețelor de prelucrat (țintă) în raport cu suprafața activă (de așchiere) a sculei;

BM (bază de control) reprezintă sistemul de măsurare și determinare a preciziei suprafețelor prelucrate (reale).

Creșterea preciziei de execuție a unui element geometric din structura piesei se obține atunci când *sistemele de cotare – orientare – control* coincid.

Activitatea (operația) prin care i se stabilește semifabricatului o poziție bine determinată, unică, față de direcțiile unor mișcări date, impuse de cerințele procesului de generare a suprafețelor de prelucrat, se numește **orientare**.

Cu toată varietatea formelor și dimensiunilor pieselor ce se prelucreează utilizând dispozitive port-piesă, se constată că rolul principal de

baze, în operația de orientare, îl au elementele geometrice de tip suprafețe și muchii.

Exemplu

Identificarea bazelor de cotare și de orientare ale semifabricatului din figura de mai jos și stabilirea numărului gradelor de libertate ce pot fi anulate pentru prelucrarea suprafeței țintă.

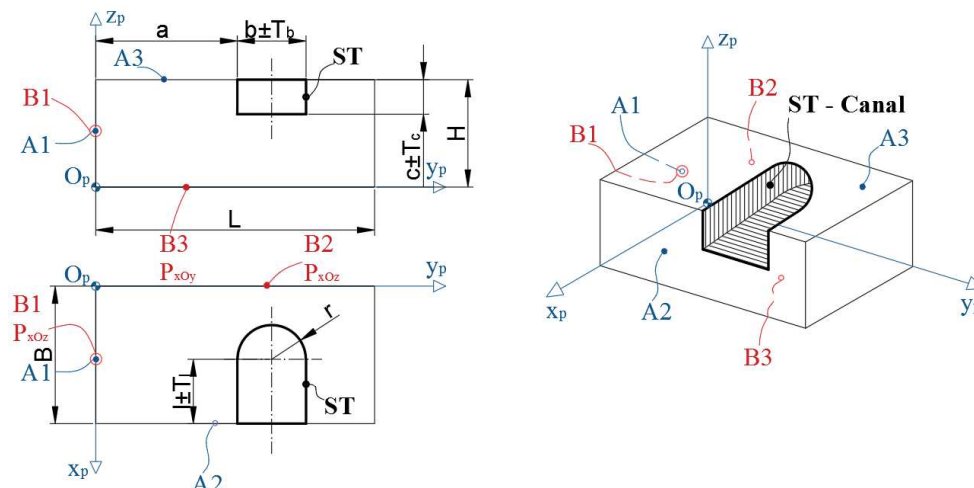


Fig. 4.1. Orientarea unui semifabricat paralelipipedic pentru prelucrarea suprafeței țintă canal

Sistemul de referință al bazelor:

* Baze de cotare

A1 – pentru cota a ;

A2 – pentru cota $l \pm T_i$;

A3 – pentru cota $c \pm T_c$.

Sistemul suprafețelor A1, A2, A3 formează trei plane reciproc perpendiculare, în raport cu care se determină, prin cotele liniare a , l , c , poziția geometrică a suprafeței țintă ST.

* Baze de orientare

B3 – suprafață de așezare / P_{XOY} (3 grade de libertate);

B2 – suprafață de ghidare / P_{YOZ} (2 grade de libertate);

B1 – suprafață de sprijin / P_{XOZ} (1 grad de libertate).

Prin sistemul bazelor de orientare, semifabricatul va avea o poziție unică în sistemul O_{XYZ} , prin preluarea (blocarea) a 6 grade de libertate (6 grd.).

Atunci când bazele de cotare și de orientare se suprapun, devin baze principale, iar orientarea asigură o precizie maximă, erorile de orientare fiind la zero.

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

Ca exemplu, suprafața $A1 \equiv B1$, bază principală, cota a se va obține fără erori de orientare, adică $e'_b(a) = 0$.

Atunci când bazele de orientare sunt altele decât cele de cotare, devin baze secundare, iar prin folosirea lor se introduc erori de orientare diferite de zero.

Ca exemplu, suprafața $A2 \neq B2$, bază secundară, cota B va introduce erori de orientare, adică $e'_b(B) \neq 0$, care vor influența, prin lanțul de dimensiuni, realizarea cotei $l \pm T_l$.

4.2. Tipuri de baze de orientare

În marea majoritate a cazurilor, orientarea pieselor se realizează, pe un număr restrâns de tipuri de suprafețe, cele mai importante fiind

- plane;
- cilindrice: exterioare, interioare;
- conice: exterioare, interioare,

sau tipuri de muchii, cele mai utilizate fiind

- deschise: drepte, curbe;
- închise: circulare, poligonale.

În operația de orientare nu interesează intervalul de variație al dimensiunilor (cotelor) ce determină o suprafață, ci raportul dintre aceste dimensiuni, în funcție de care toate suprafețele de bazare se împart în două mari categorii:

- suprafețe lungi;
- suprafețe scurte.

4.3. Orientarea pe suprafețe plane

4.3.1. Scheme de orientare

Orientarea pe suprafețe plane este specifică pieselor prismatice/paralelipipedice, formate geometric din 6 fețe plane.

Principial, orientarea completă se realizează prin blocarea celor 6 grade de libertate, prin metoda celor 6 puncte, așa cum este prezentat în figura 4.2.

Utilizând toate cele trei plane de referință ale sistemului O_{XYZ} și orientând semifabricatul simultan pe ele, se va obține o poziție unică a acestuia în spațiu.

Atingerea poziției spațiale nu impune, în toate cazurile, blocarea (anularea) celor 6 grade de libertate.

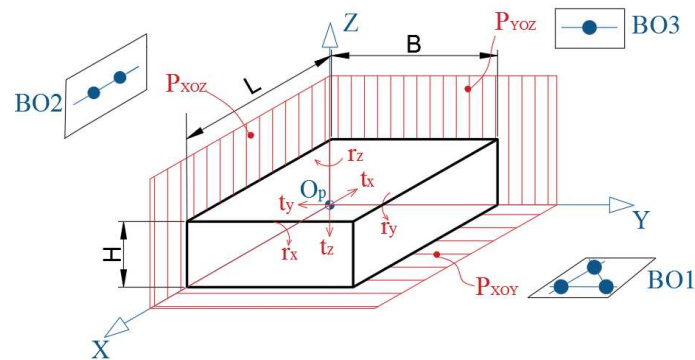


Fig. 4.2. Orientarea pe suprafețe plane prin metoda celor 6 puncte

BO1 – planul P_{XOY} : $\left. \begin{array}{l} 2 \text{ rot} = r_x + r_y \\ 1 \text{ trans} = t_z \end{array} \right\} 3 \text{ pct.} = 3 \text{ grd}$

BO1 → Bază de așezare

BO2 – planul P_{XOZ} : $\left. \begin{array}{l} 1 \text{ rot} = r_z \\ 1 \text{ trans} = t_y \end{array} \right\} 2 \text{ pct.} = 2 \text{ grd}$

BO2 → Bază de ghidare

BO3 – planul P_{YOZ} : $1 \text{ trans} = t_x \} 1 \text{ pct.} = 1 \text{ grd}$

BO3 → Bază de sprijin

Astfel, rezultă mai multe categorii de scheme de orientare, valabile pentru toate categoriile de suprafețe:

- orientarea completă ($N_{\text{grd}} = 6$), prin care se anulează toate cele 6 grade de libertate, numărul bazelor de orientare fiind egal cu numărul condițiilor de prelucrare impuse suprafeței țintă ST;

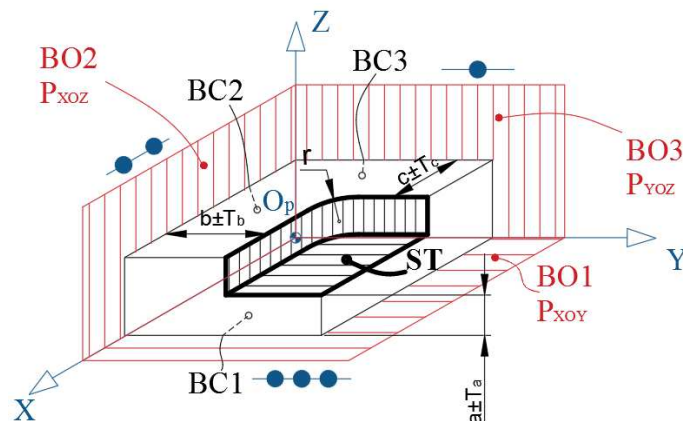


Fig. 4.3. Orientarea completă

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

BO1 – planul P_{XOY} : $3 \text{ grad.} = r_x + r_y + t_z$; cota $a \pm T_a$ (BC1)

BO1 → Bază de așezare

BO2 – planul P_{XOZ} : $2 \text{ grad.} = r_z + t_y$; cota $b \pm T_b$ (BC2)

BO2 → Bază de ghidare

BO3 – planul P_{YOZ} : $1 \text{ grad.} = t_x$; cota $c \pm T_c$ (BC3)

BO3 → Bază de sprijin

TOTAL = 6 grad.

- orientarea simplificată ($N_{\text{grad}} \leq 5$), prin care se anulează un număr de grade necesar și suficient pentru realizarea suprafeței țintă ST.

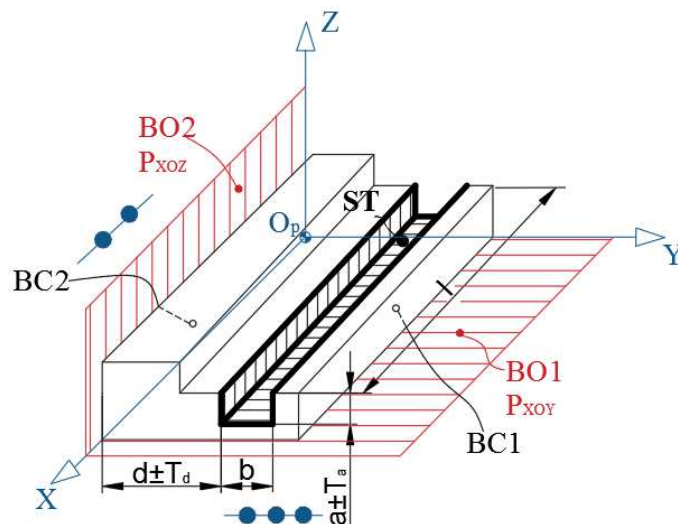


Fig. 4.4. Orientarea simplificată

BO1 – planul P_{XOY} : $3 \text{ grad.} = r_x + r_y + t_z$; cota $a \pm T_a$ (BC1)

BO1 → Bază de așezare

BO2 – planul P_{XOZ} : $2 \text{ grad.} = r_z + t_y$; cota $b \pm T_b$ (BC2)

BO2 → Bază de ghidare

TOTAL = 5 grad.

4.3.2. Elemente de orientare

Elementele constructive ale dispozitivului port-piesă, care materializează zonele de contact (așezare, ghidare, sprijin) cu bazele de orientare ale semifabricatului se numesc *reazeme*.

Acestea se împart în 3 categorii:

- principale;
- auxiliare;
- suplimentare.

Reazemele principale sunt utilizate în trei variante constructive:

- fixe;
- reglabile;
- autoreglabile.

Reazemele principale fixe se realizează în funcție de dimensiunile de gabarit ale bazei de orientare și de masa piesei, sub formă de:

a) cepuri de reazem – utilizate pentru orientarea suprafețelor plane (brute sau prelucrate) de dimensiuni relativ mici; suprafața activă a cepurilor (suprafața de rezemare) se realizează sub formă: plană, sferică (bombată) sau striată.

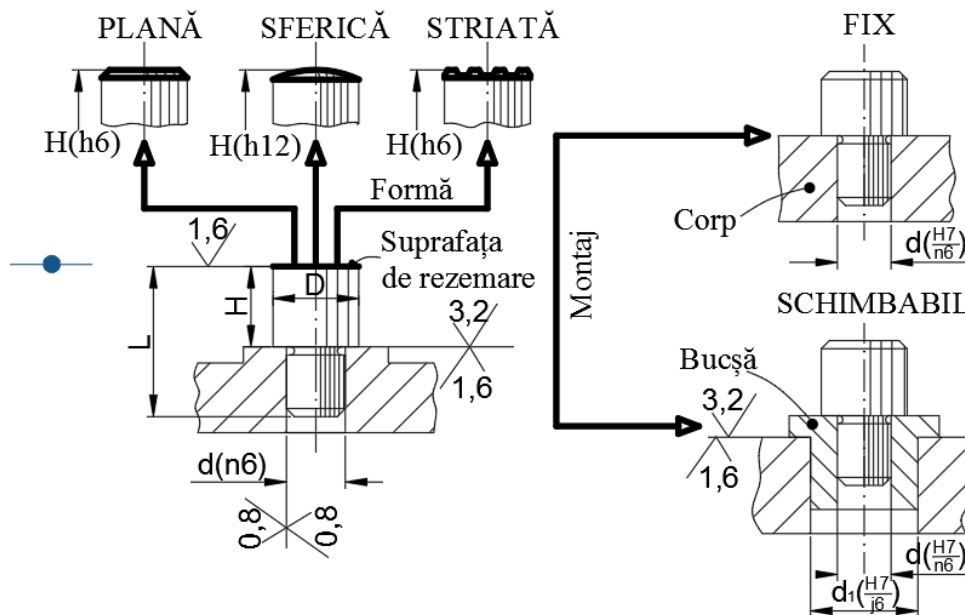


Fig. 4.5. Tipuri de suprafețe active ale cepurilor de reazem

Materialele din care se fabrică cepurile sunt: OLC15 și OLC25. Tratamentul termic aplicat este cementare+călire la 55-60 HRC.

Recomandări:

- forma plană (plată) se utilizează pentru rezemarea suprafețelor prelucrate anterior;

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

- forma sferică se utilizează pentru rezemarea suprafețelor neprelucrate sau prelucrate de degroșare și pentru procese de prelucrare cu regimuri de așchiere intense;
- forma striată se utilizează pentru rezemarea suprafețelor degroșate, laterale.
- b) plăci de reazem – utilizate pentru orientarea suprafețelor plane (prelucrate) de dimensiuni mari, precum și a pieselor grele; suprafața activă se realizează sub formă: plană, cu canale.

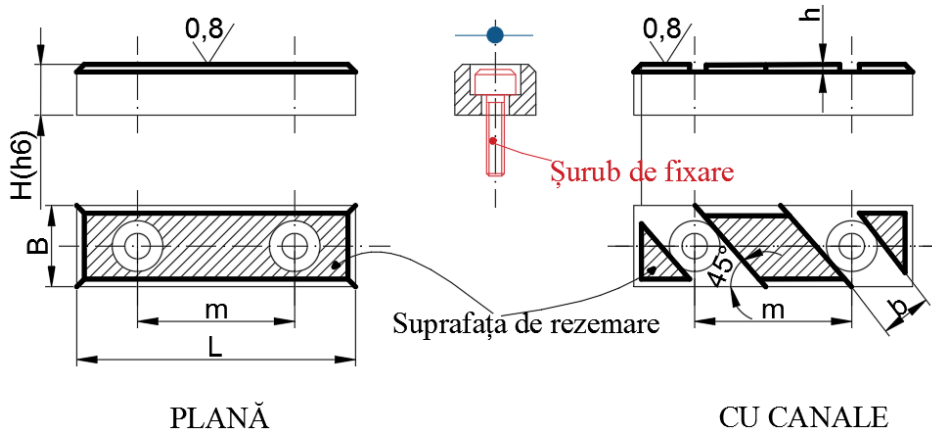


Fig. 4.6. Tipuri de suprafețe active ale plăcilor de reazem

Plăcile de reazem se fabrică din OLC15 și OLC25, iar tratamentul termic aplicat este cementare+călire la 55-60 HRC.

Reazemele principale reglabile se utilizează în cazul orientării semifabricatelor turnate sau forjate, care prezintă abateri mari de la dimensiunile nominale ale bazelor de orientare.

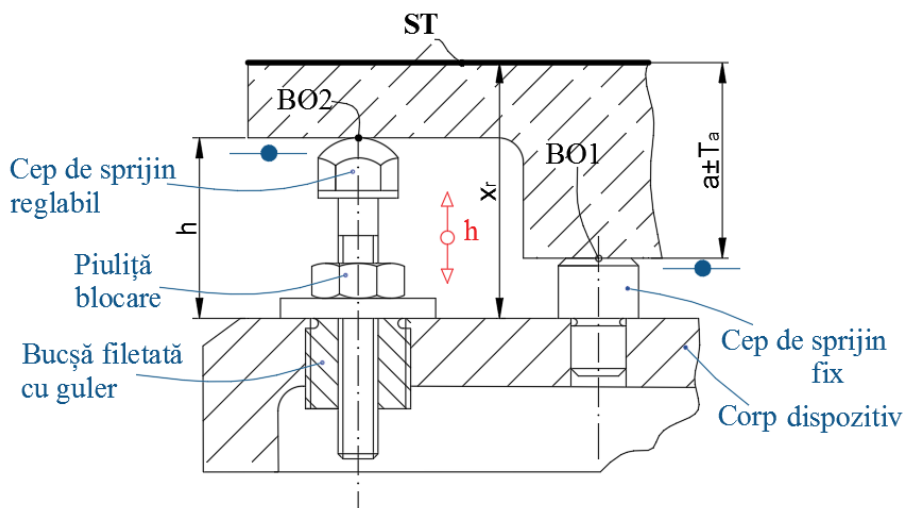


Fig. 4.7. Reazem principal cu cep de sprijin reglabil

De asemenea, sunt utilizate în cazul tehnologiei de grup, pentru prelucrarea în același dispozitiv a pieselor aparținând aceleiași familii.

În plus, reglarea crează posibilitatea compensării uzurii cepurilor și mărește durata de exploatare a dispozitivului.

Se utilizează două variante constructive:

a) cepuri de sprijin reglabile – construite sub forma unui ansamblu șurub-piuliță, cu piulița fixă, de filet Metric sau Trapezoidal;

b) plăci de sprijin reglabile – folosite pentru cazurile în care reazemul reglabil necesită o suprafață activă (de contact) relativ mare.

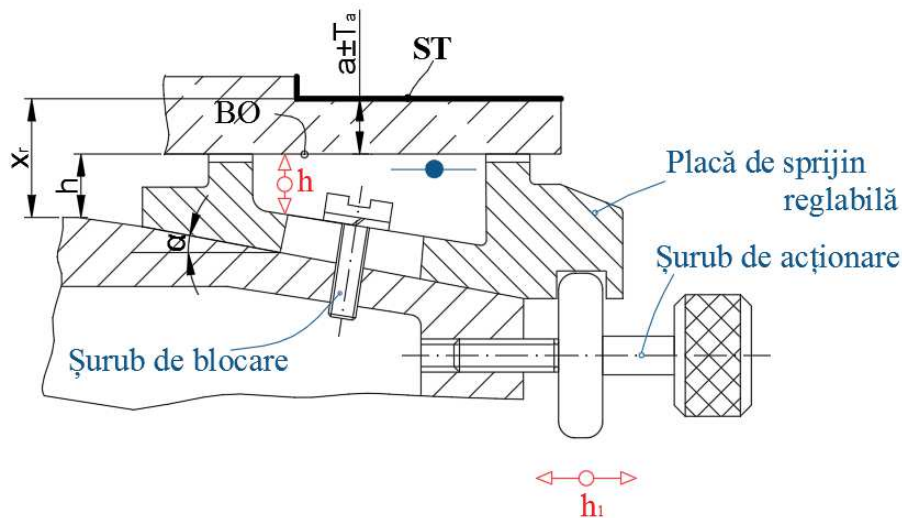


Fig. 4.8. Reazem principal cu placă de sprijin reglabilă

Cursa de reglare verticală este dependentă de cursa de acționare a șurubului de acționare și de unghiul de pantă al plăcii:

$$h = h_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (4.1)$$

în care $\alpha < 11^\circ$, adică $\operatorname{tg} \alpha \approx 0,1$, pentru a evita autoblocarea plăcii pe planul înclinat.

Rezultă:

$$h_{\max} = 0,1 \cdot h_1, \quad (4.2)$$

iar, uzual, uzual $h = 2 \dots 5 \text{ mm}$.

Reazemele suplimentare sunt realizate în două variante funcționale:

- cu autoașezare;
- cu așezare ulterioară.

Aceste tipuri de reazeme nu contribuie la orientarea semifabricatului, ci au rolul de a asigura stabilitatea și rigiditatea acestuia în timpul procesului de prelucrare.

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

a) Reazemele cu autoașezare sunt întotdeauna poziționate pe elemente elastice (arcuri) și au în stare liberă o înălțime mai mare decât reazemele principale fixe.

La așezarea semifabricatului, arcurile sunt comprimate, iar reazemele sunt blocate în noua poziție (de sprijin), devenind fixe.

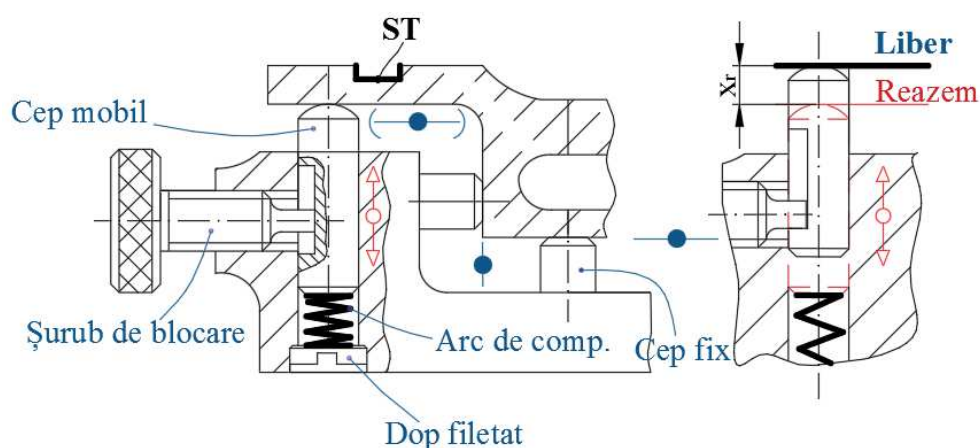


Fig. 4.9. Reazem cu autoașezare

b) Reazemele cu așezare ulterioară sunt aduse în contact cu baza de orientare a semifabricatului numai după ce acesta, în prealabil, a fost așezat și fixat pe reazemele principale. În final, reazemele suplimentare sunt blocate și devin fixe (rigide).

4.4. Orientarea pe suprafețe cilindrice exterioare

4.4.1. Scheme de orientare – cilindri lungi ($L \geq 3D$)

Orientarea semifabricatelor pe suprafețe cilindrice lungi se realizează prin două plane perpendiculare ale sistemului de referință O_{XYZ} , contactul dintre suprafața cilindrică și fiecare plan făcându-se după o linie, care constituie o direcție de ghidare (figura 4.10).

Rezultă că orientarea pe cilindri lungi prin două plane de intersecție, reprezintă *bază dublă de ghidare*, care anulează semifabricatului 4 grade de libertate.

$$\text{BO1} - \text{planul } P_{XOY}: \left. \begin{array}{l} 1 \text{rot} = r_y \\ 1 \text{trans} = t_z \end{array} \right\} 1 \text{dr.} = 2 \text{grad}$$

BO1 → Bază de ghidare

$$\mathbf{BO2} - \text{planul } P_{xOz}: \left. \begin{array}{l} 1rot = r_z \\ 1trans = t_y \end{array} \right\} 1dr. = 2\text{ grad}$$

BO2 → Bază de ghidare

TOTAL = 4 grad.

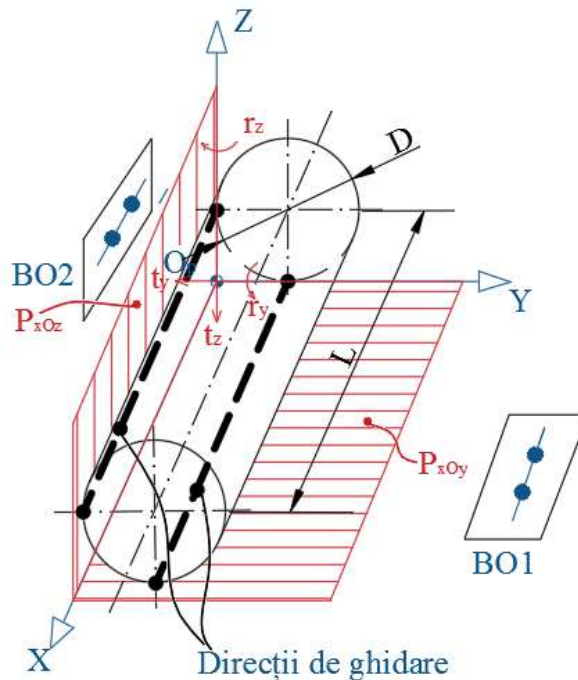


Fig. 4.10. Orientarea pe suprafețe cilindrice exterioare lungi

Elementele de orientare care materializează cele două plane/baze se numesc *prisme*. Pentru cilindri lungi, contactul semifabricat-prismă se realizează, practic, pe porțiuni scurte, plasate la extremitățile cilindrului, iar prisma se realizează, constructiv, sub formă de prismă dublă.

Pe lângă anularea celor 4 grade de libertate, prismele realizează și orientarea simetrică a semifabricatului, în raport cu planul de simetrie *PP*, numit planul prisme.

În cele mai multe cazuri, orientarea pe suprafețe cilindrice lungi se face combinând orientarea și pe alte tipuri de suprafețe, preferate fiind suprafețele plane.

În cazul suprafețelor cilindrice exterioare se folosesc frecvent două categorii de scheme de orientare:

- orientarea completă ($N_{\text{grad}} = 6$), în care se anulează 6 grade de libertate, pentru aceasta fiind necesară constituirea unui sistem format din 3 baze;

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

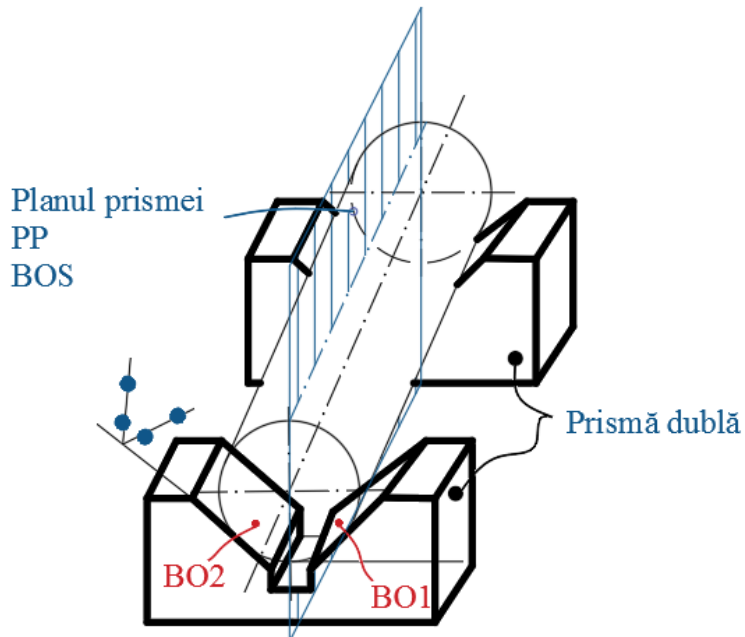


Fig. 4.11. Orientarea simetrică a semifabricatului

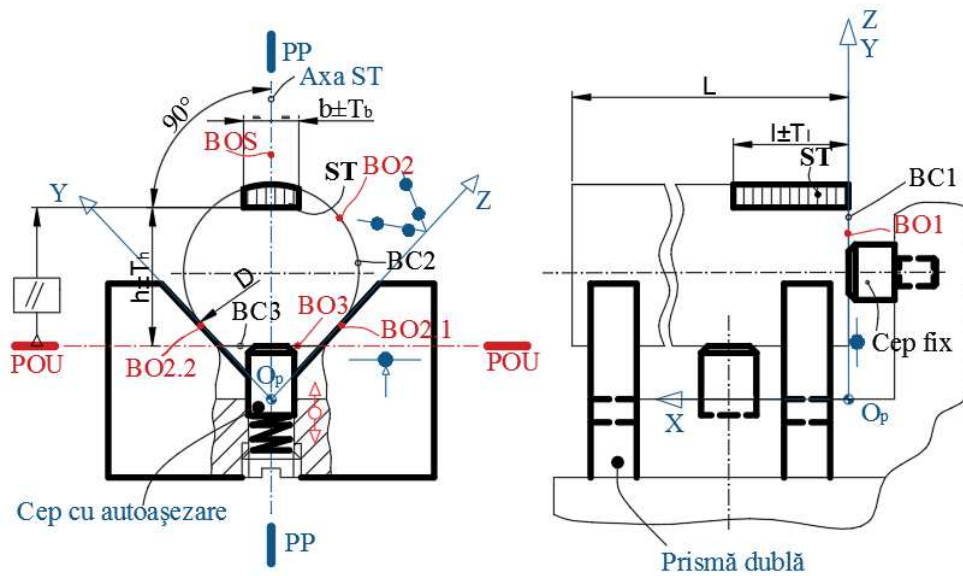


Fig. 4.12. Orientarea completă pe suprafețe cilindrice exterioare lungi

BO1 – planul P_{yOz} : $1trans. = t_x = 1grad$; cota $l \pm T_l$ (BC1)

BO1 → Bază de sprijin, materializată prin cep fix

BO2 – planul $P_{XOY}+P_{XOZ}$: $4\text{ grad.} = (r_y + t_z) + (r_z + t_y)$; cota $h \pm T_h$ (BC2+BC3)

BO2 → Bază dublă de ghidare, materializată prin prismă dublă

BO3 – planul orientării unghiulare P_{OU} : $1\text{ grad.} = r_x$; cota 90° (BC3)

BO3 → Bază de orientare unghiulară materializată prin cep cu autoaşezare

BOS – planul prisme PP ; cota $b \pm T_b = b/2 + b/2$ (axa ST)

BOS → Bază de orientare simetrică

TOTAL = 6 grad.

- orientarea simplificată ($N_{\text{grad}} \leq 5$).

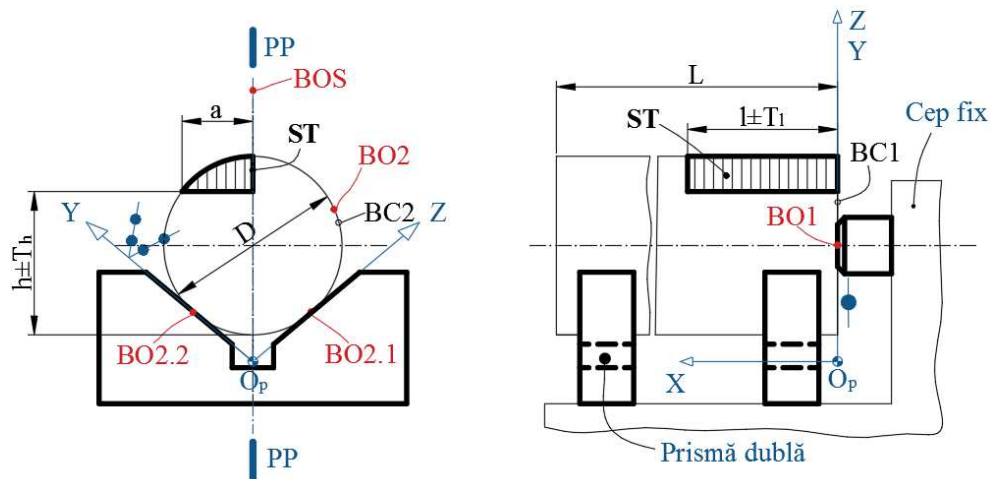


Fig. 4.13. Orientarea simplificată pe suprafețe cilindrice exterioare lungi ($N_{\text{grad}} = 5$)

BO1 – planul P_{YOZ} : $1\text{ grad.} = t_x$; cota $l \pm T_l$ (BC1)

BO1 → Bază de sprijin, materializată prin cep fix

BO2 – planele $P_{XOY}+P_{XOZ}$: $4\text{ grad.} = (r_y + t_z) + (r_z + t_y)$; cota $h \pm T_h$ (BC2)

BO2 → Bază dublă de ghidare, materializată prin prismă dublă

BOS – planul prisme PP ; cota $a \approx D/2$ (latura ST)

BOS → Bază de orientare simetrică

TOTAL = 5 grad.

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

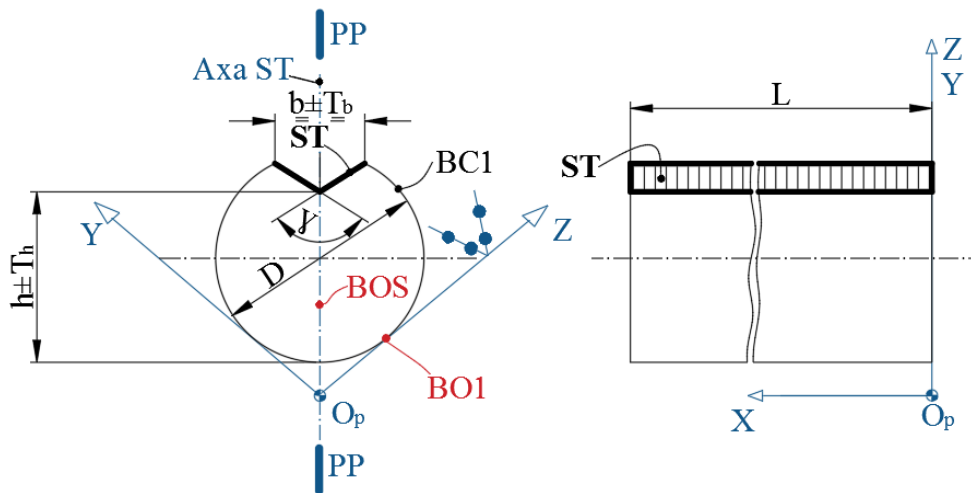


Fig. 4.14. Orientarea simplificată pe suprafețe cilindrice exterioare lungi ($N_{\text{grd}} = 4$)

BO1 – planele $P_{XOY} + P_{XOZ}$: $4 \text{ grad.} = (r_y + t_z) + (r_z + t_y)$; cota $h \pm T_h$ (BC1)

BO1 → Bază dublă de ghidare, materializată prin prismă dublă

BOS – planul prisme PP ; cota $b \pm T_b = b/2 + b/2$ (axa ST)

BOS → Bază de orientare simetrică

TOTAL = 4 grad.

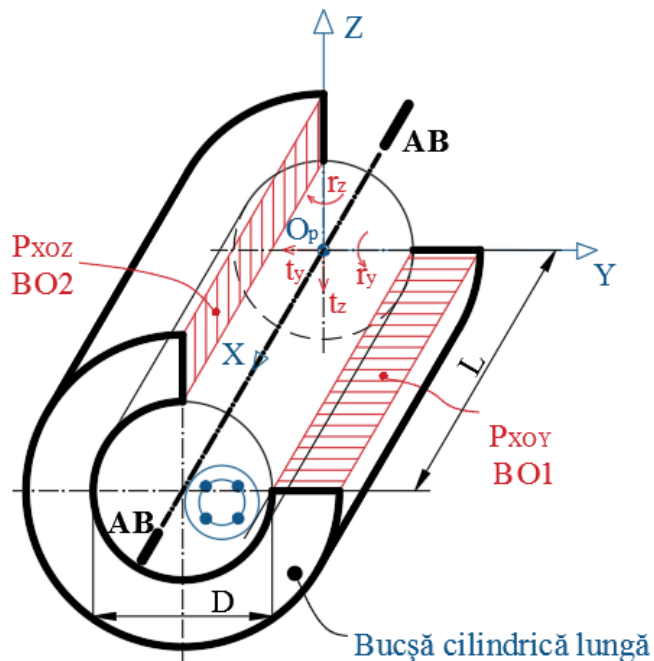


Fig. 4.15. Orientarea suprafețelor cilindrice exterioare lungi prin intermediul unei suprafețe interioare lungi

Orientarea pe suprafețe cilindrice lungi se poate realiza și prin intermediul unei suprafețe interioare lungi; axa semifabricatului $O_p x$ se suprapune cu axa bazei de orientare AB, iar aceasta are rolul de bază dublă de centrare și anulează 4 grade de libertate.

Elementele de orientare care realizează centrarea după o axă de simetrie se numesc *bucșe*.

Deplasarea semifabricatului pe direcția axei, precum și rotirea în jurul acesteia se poate prelua, în mod similar mecanismelor cu prisme, folosind reazeme frontale (cepuri), pene, bolturi etc.

Elementele care asigură orientarea fără joc în raport cu axa de simetrie se numesc *sisteme autocentrante sau mandrine*.

4.4.2. Scheme de orientare – cilindri scurți ($L < 3D$)

La orientarea pe suprafețe cilindrice scurte, contactul dintre planele de intersecție ale sistemului O_{XYZ} și suprafața cilindrică se realizează prin două linii (segmente scurte), asimilate teoretic cu două puncte, care constituie *puncte de sprijin*.

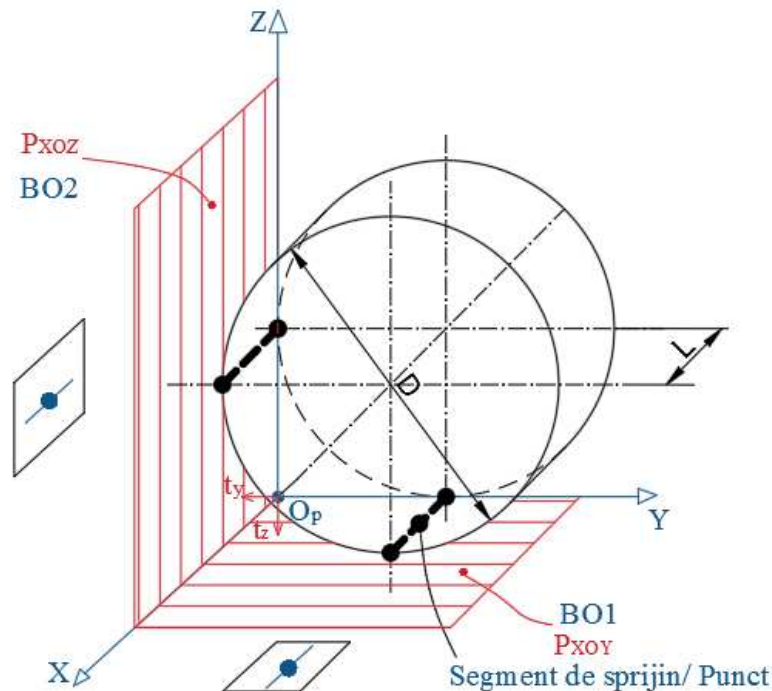


Fig. 4.16. Orientarea pe suprafețe cilindrice exterioare scurte

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

Rezultă că orientarea pe cilindri scurți prin două plane de intersecție reprezintă bază dublă de sprijin, care anulează semifabricatului 2 grade de libertate.

BO1 – planul P_{xOy} : $1\ trans. = t_z \} 1\ pct. = 1\ grd.$; cota $l \pm T_l$ (BC1)

BO1 → Bază de sprijin

BO2 – planul P_{xOz} : $1\ trans. = t_y \} 1\ pct. = 1\ grd.$; cota $l \pm T_l$ (BC1)

BO2 → Bază de sprijin

TOTAL = 2 grd.

Elementele de orientare care materializează cele două plane se numesc *prisme scurte sau înguste*.

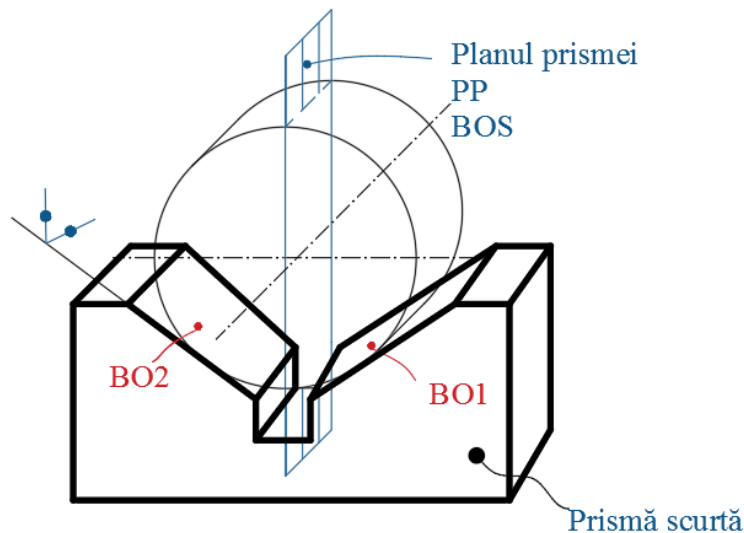


Fig. 4.17. Orientarea pe suprafețe cilindrice exterioare scurte prin două plane de intersecție

* Orientarea completă ($N_{grd} = 6$) este recomandată în cazul acestor semifabricate.

BO1 – planul P_{yOz} : $3\ grd. = r_y + r_z + t_x$; cota $c \pm T_c$ (BC1)

BO1 → Bază de așezare, materializată prin placă de sprijin

BO2 – planele $P_{xOy} + P_{xOz}$: $2\ grd. = t_y + t_z$; cota $h \pm T_h$ (BC2)

BO2 → Bază dublă de sprijin, materializată prin prismă scurtă

BO3 – planul orientării unghiulare P_{OU} : $1\ grd. = r_x$; cota $180^\circ \pm T_\alpha$ (BC3)

BO3 → Bază de sprijin, materializată prin bolț frezat

BOS – planul prisme PP ; cota $b \pm T_b = b/2 + b/2$ (axa ST)

BOS → Bază de orientare simetrică

TOTAL = 6 grad.

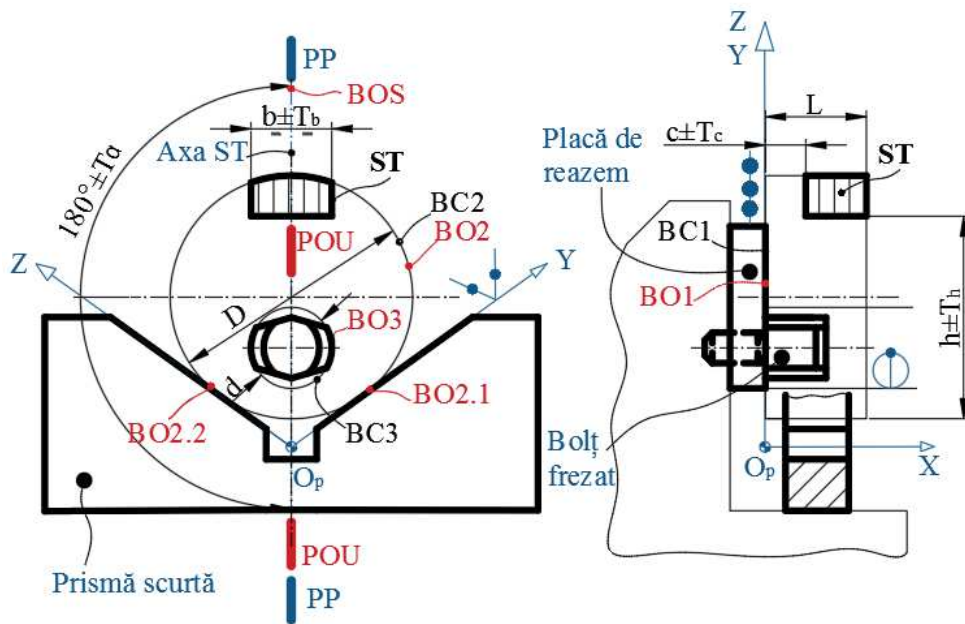


Fig. 4.18. Orientarea completă pe suprafețe cilindrice exterioare scurte

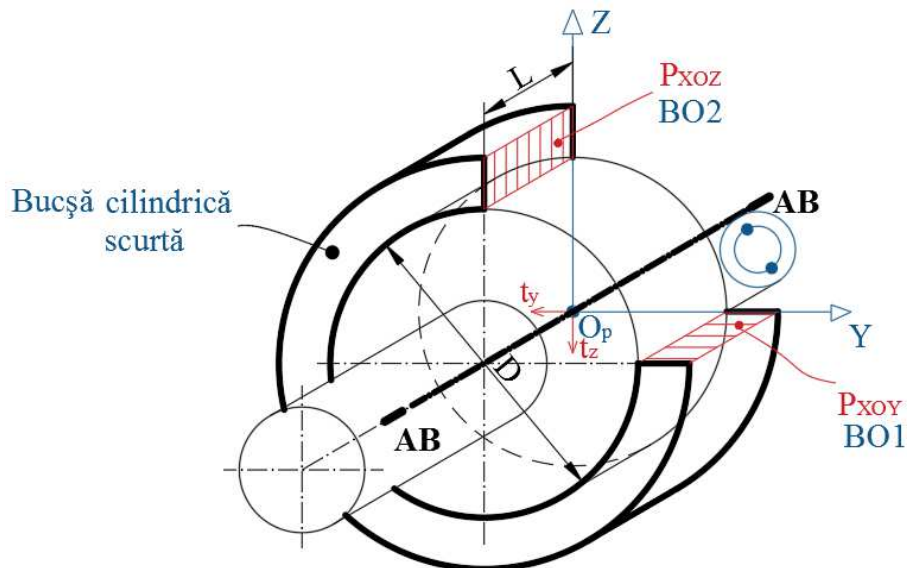


Fig. 4.19. Orientarea pe suprafețe cilindrice exterioare scurte prin bucușe de centrare

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

Orientarea pe suprafețe cilindrice scurte se mai poate face și prin intermediul unei suprafețe interioare scurte, caz în care axa semifabricatului $O_p X$ se suprapune cu axa de simetrie a bazei de orientare AB, iar aceasta are rolul de bază simplă de centrare și anulează 2 grade de libertate.

Elementele de orientare utilizate sunt bușele de centrare.

4.4.3. Elemente de orientare

Pentru orientarea semifabricatelor pe suprafețe cilindrice exterioare se utilizează următoarele elemente de orientare, folosite ca reazeme de ghidare/sprijin sau de centrare:

- *prisme*: lungi/scurte, cu rol de reazeme fixe sau reglabile, principale sau suplimentare;
- *bucșe cilindrice*: lungi sau scurte cu rol de reazeme fixe (rigide) sau autocentrante (flexibile).

Prismele fixe sunt utilizate ca reazeme în construcția dispozitivelor port-piesă, la care se cere orientarea unor semifabricate, ce se caracterizează prin suprafețe cilindrice exterioare folosite ca baze.

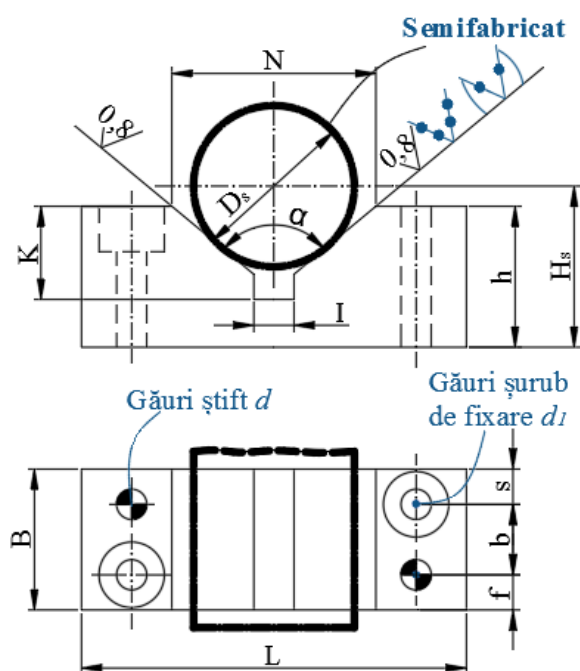


Fig. 4.20. Orientarea pe suprafețe cilindrice exterioare prin prisme fixe

Acestea se realizează în două variante constructive:

- *prisme lungi (late)*, la care $B(H) > 1,5 \cdot D_s$ și se folosesc ca baze duble de ghidare pentru anularea a patru grade de libertate, în cazul orientării pe suprafețe cilindrice lungi;

- *prisme scurte (înguste)*, la care $B(H) \leq 1,5 \cdot D_s$, și se folosesc ca baze duble de sprijin sau baze simple de centrare pentru anularea a două grade de libertate, în cazul orientării pe suprafețe cilindrice scurte.

Acestea se realizează din OSC8 și OLC 15 și sunt tratate termic prin cementare+călire la 56-60 HRC.

Pentru orientarea semifabricatelor tip arbori/axe lungi se folosesc prismele duble montate pe același dispozitiv.

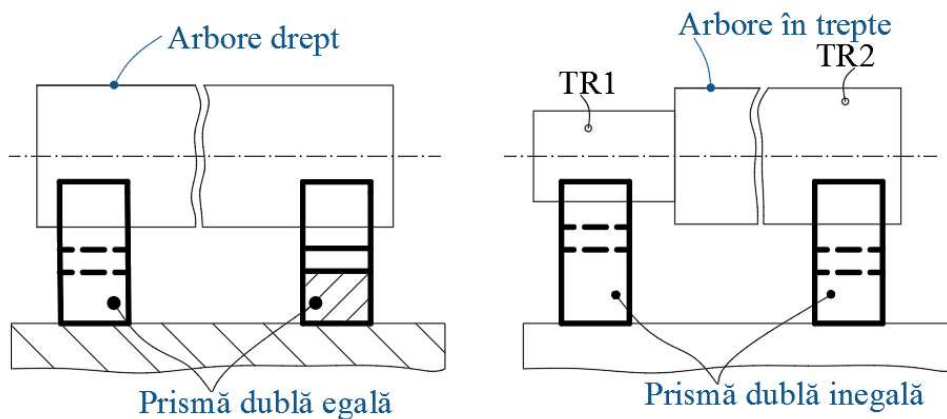


Fig. 4.21. Orientarea semifabricatelor tip arbori/axe lungi

Prismele mobile pot fi utilizate cu două scopuri:

- *reazeme reglabile*, care au aceeași funcționalitate cu cipurile reglabile, iar pentru orientarea suprafețelor cilindrice scurte preiau un grad de libertate;

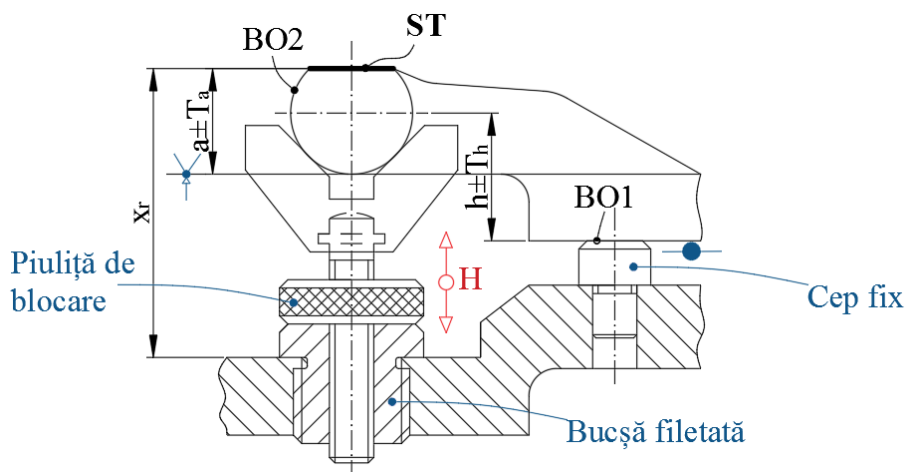


Fig. 4.22. Orientarea semifabricatelor cu prismele mobile (reazeme reglabile)

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

- *reazeme mobile*, care sunt ghidate lateral în corpul dispozitivului, îndeplinind rolul de reazeme de poziționare sau de reazeme de bazare și fixare.

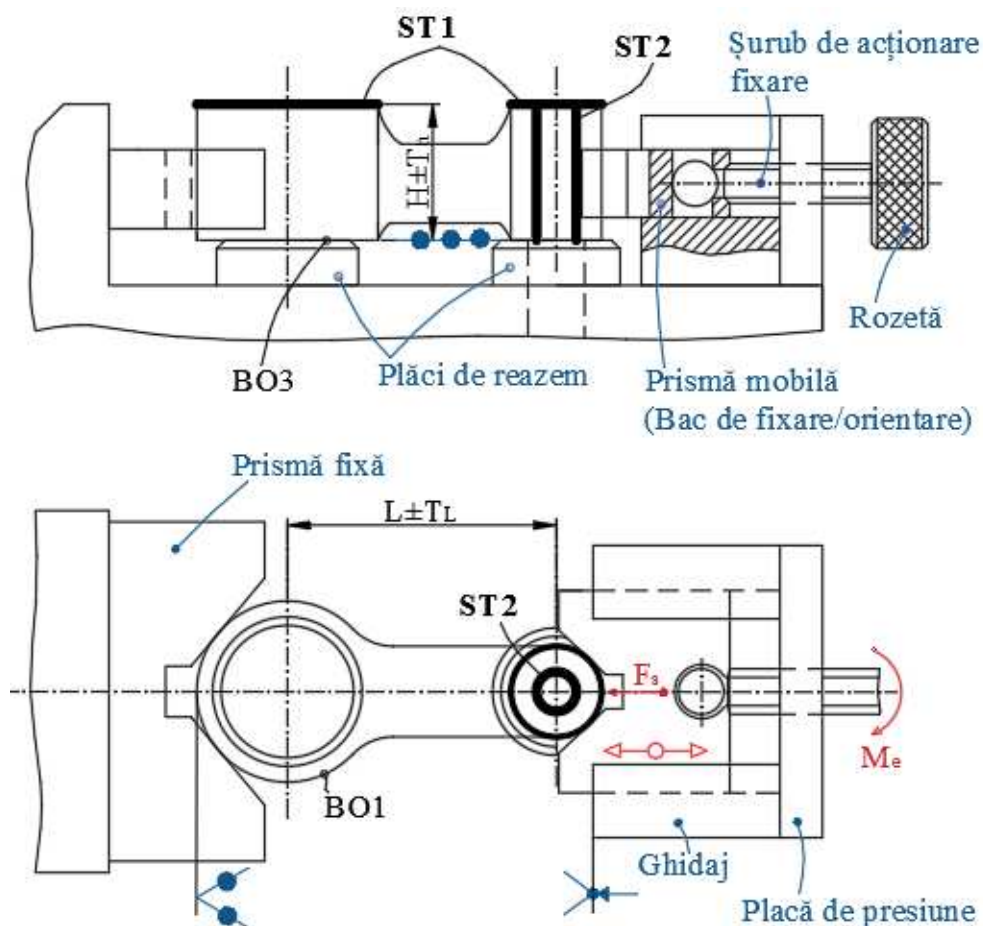


Fig. 4.23. Orientarea semifabricatelor cu prisme mobile (reazeme mobile)

4.4.4. Dimensionarea prismelor

Caracteristicile geometrice care se iau în considerare la alegerea/calculul prismelor sunt:

- unghiul prisme (α) – valorile standard sunt: 60° - 90° - 120° ;
- înălțimea (lungimea) prisme ($h(l)$) – se adoptă constructiv, astfel încât suprafața superioară a prisme să se afle sub axa bazei cilindrice ($h(l) < H_s$);
- înălțimea vârfului prisme (H_v) – se recomandă, constructiv, a fi egală cu 8...25 mm.

Elementele geometrice care se determină prin calcul și care servesc la proiectarea/alegerea din catalog a unei prisme sunt:

- înălțimea axei bazei cilindrice a semifabricatului H_s – servește la rezolvarea lanțului de dimensiuni $IT-DP-P-S$;
- înălțimea/lungimea de funcționare H_F – determină poziția punctului de contact al semifabricatului cu prisma F , care se recomandă să se găsească în zona centrală a suprafeței active a prisme b ;

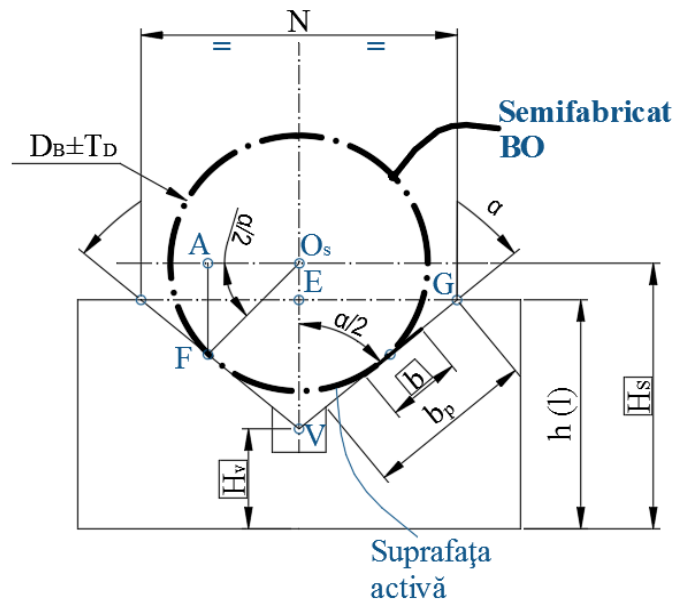


Fig. 4.24. Elemente de dimensionare a prismelor

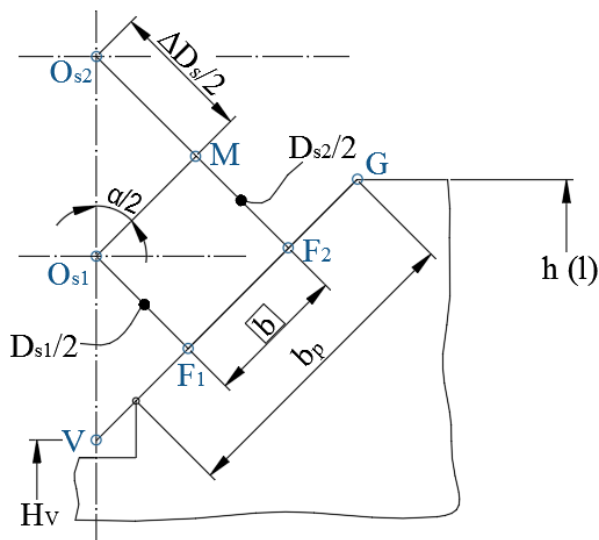


Fig. 4.25. Determinarea geometrică a dimensiunilor unei prisme

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

- lățimea suprafeței active b – trebuie să asigure poziționarea semifabricatelor care se orientează pe prismă pe întreg intervalul de diametre ΔD_s .

$$\text{În } \triangle GEV : H_V = h_l - \overline{EV} = h(l) - \frac{N}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$$

sau se adoptă.

$$\text{În } \triangle VFO_s : H_S = H_V + \overline{VO_s} = H_V + \frac{D_s}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}.$$

$$\text{În } \triangle FAO_s : H_F = H_S - \overline{AF} = H_S + \frac{D_s}{2} \sin \frac{\alpha}{2}.$$

$$\text{În } \triangle O_{S_1}MO_{S_2} : b = \frac{\Delta D_s}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}},$$

în care: $\Delta D_s = D_{S_2} - D_{S_1}$;

$$b = \overline{F_1F_2};$$

F_1, F_2 – punctele de contact ale semifabricatelor cu suprafața activă a prisme.

În funcție de valorile unghiului α adoptat, se obține:

$$b = 0,86 \cdot \Delta D_s, \text{ pentru } \alpha = 60^\circ;$$

$$b = 0,50 \cdot \Delta D_s, \text{ pentru } \alpha = 90^\circ;$$

$$b = 0,28 \cdot \Delta D_s, \text{ pentru } \alpha = 120^\circ.$$

Pentru bazele cilindrice de diametre mici, $h(l) \approx H_S$, iar pentru diametre mari, $h(l) < H_S$ și $h(l) > H_F$.

4.5. Orientarea pe suprafețe cilindrice interioare

4.5.1. Scheme de orientare

În cazul orientării pe suprafețe cilindrice interioare, suprafețele se împart în:

- lungi, la care $L \geq 3D$;
- scurte, la care $L < 3D$.

Orientarea semifabricatelor pe aceste suprafețe se realizează în combinație cu orientarea pe suprafețe plane.

Cele mai frecvente scheme de orientare sunt:

Cazul 1 – o suprafață cilindrică lungă și o suprafață plană (frontală)

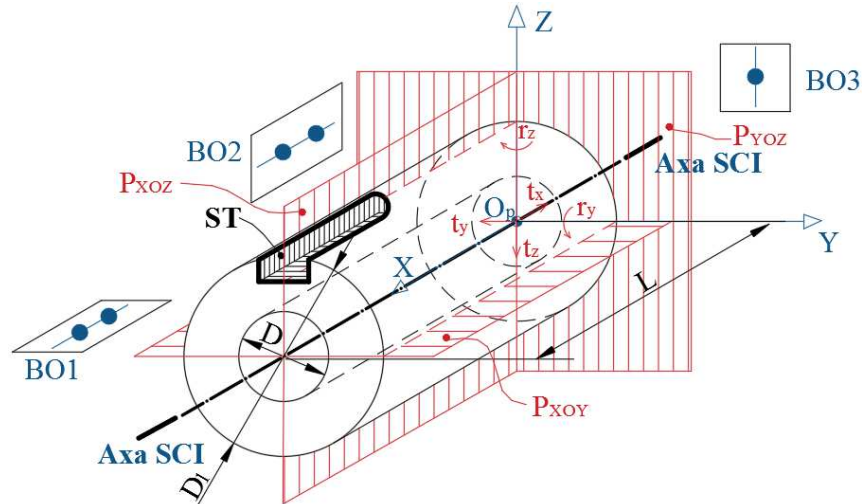


Fig. 4.26. Orientarea pe suprafețe cilindrice interioare – Cazul 1

Particularități geometrice:

- $L \geq 3D$;
- $D_1 > D$.

Orientarea se realizează prin două plane de simetrie, care se intersectează în axa de simetrie a SCI, constituind o bază dublă de centrare și anulează semifabricatului 4 grade de libertate.

Elementele de orientare se numesc dornuri cu guler, în construcție rigidă sau elastică.

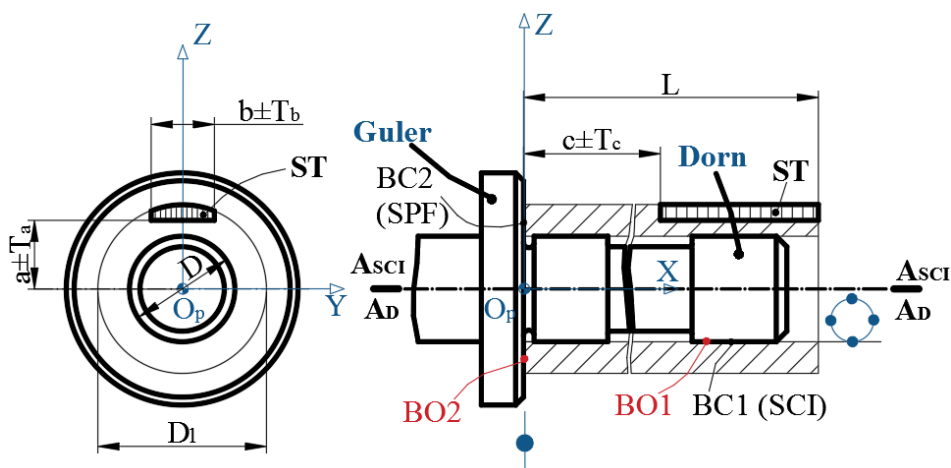


Fig. 4.27. Orientarea prin intermediul dornurilor cu guler

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

BO1 – planele $P_{XOZ}+P_{XOY}$: $\left. \begin{array}{l} 2 \text{ trans.} = t_y + t_z \\ 2 \text{ rot.} = r_y + r_z \end{array} \right\} 4 \text{ grad.};$ cota $a \pm T_a$ și cota $b \pm T_b$

(BC1)

BO1 → Bază dublă de centrare, materializată prin dorn

BO2 – planul P_{YOZ} : $1 \text{ trans.} = t_x \} 1 \text{ grad.};$ cota $c \pm T_c$ (BC2)

BO2 → Bază de sprijin, materializată prin guler

TOTAL = 5 grad.

Cazul 2 – o suprafață cilindrică scurtă și o suprafață plană (frontală)

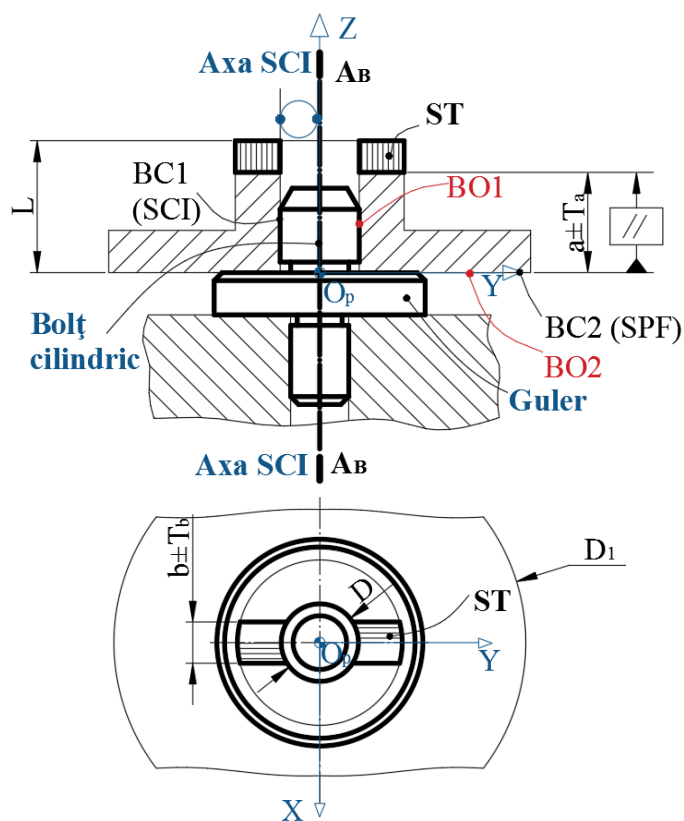


Fig. 4.28. Orientarea pe suprafețe cilindrice interioare – Cazul 2

Particularități geometrice:

- $L < 3D$;
- $D_1 \gg D$.

Orientarea pe suprafețe cilindrice interioare scurte cu axă de simetrie constituie bază simplă de centrare și anulează două grade de libertate.

Elementele de orientare se numesc bolțuri cilindrice simple sau cu guler.

BO1 – planele $P_{YOZ}+P_{XOZ}$: $2\ trans. = t_x + t_y$ } $2\ grad.$; cota $b \pm T_b$ și $O_p \equiv Axa$

SCI = A_B (BC1)

BO1 → Bază simplă de centrare, materializată prin bolț cilindric

BO2 – planul P_{XOY} : $2\ rot. = r_y + r_x$ } $3\ grad.$; cota $a \pm T_a$ și condiția de //
 $1\ trans. = t_z$

(BC2)

BO2 → Bază de așezare, materializată prin guler/reazem

TOTAL = 5 grad.

Cazul 3 – două suprafețe cilindrice scurte cu axe paralele și o suprafață plană

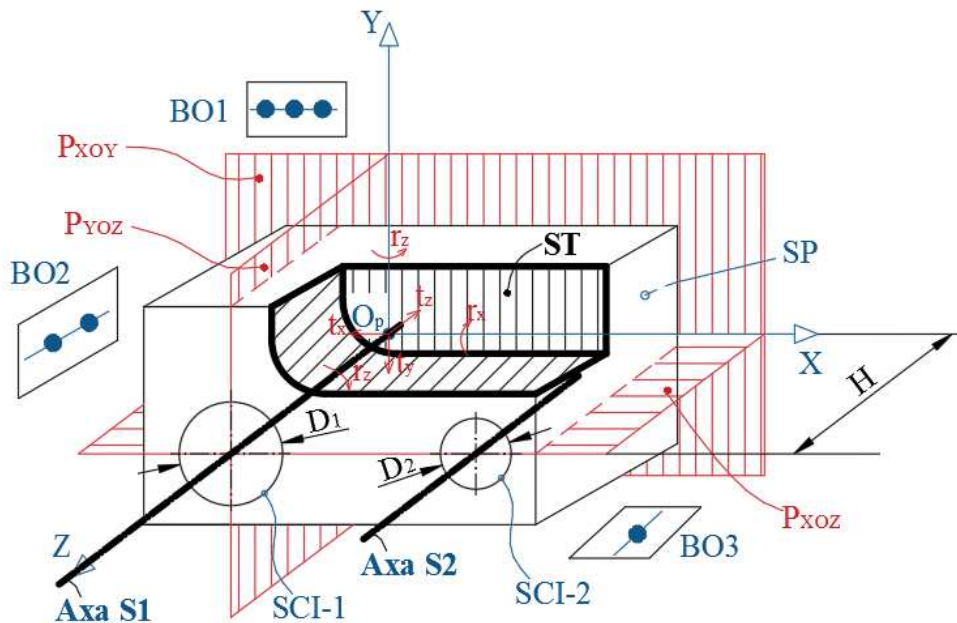


Fig. 4.29. Orientarea pe suprafețe cilindrice interioare – Cazul 3

Particularități geometrice:

- axa $S_1 \parallel axa S_2$;
- axa $S_1, S_2 \perp SP$;
- $D_1 > D_2$.

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

Orientarea suprafețelor cilindrice interioare după axele lor de simetrie și după un plan perpendicular pe aceste axe constituie bază de așezare-centrare-srijin și anulează semifabricatului 6 grade de libertate.
Elementele de orientare se numesc bolțuri cu guler sau reazem.

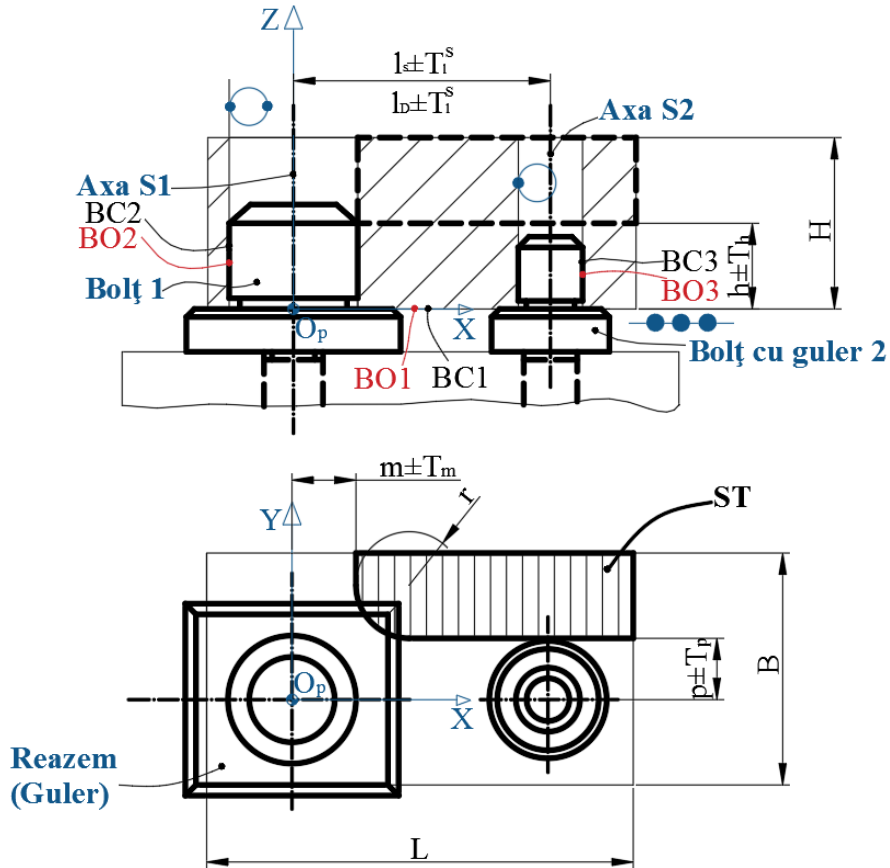


Fig. 4.30. Orientarea prin intermediul bolțurilor cu guler

BO1 – planul P_{XOY} : $\left. \begin{array}{l} 1 \text{ trans.} = t_z \\ 2 \text{ rot.} = r_x + r_y \end{array} \right\} 3 \text{ grad.}; \text{ cota } h \pm T_h \text{ (BC1)}$

BO1 → Bază de așezare, materializată prin reazem + guler

BO2 – planul P_{YOZ} : $2 \text{ trans.} = t_x + t_y \} 2 \text{ grad.}; \text{ cota } m \pm T_m \text{ (BC2)}$

BO2 → Bază simplă de centrare, materializată prin bolțul cilindric 1

BO3 – planul P_{XOZ} : $1 \text{ rot.} = r_z \} 1 \text{ grad.}; \text{ cota } p \pm T_p \text{ (BC3)}$

BO3 → Bază de sprijin, materializată prin bolțul cilindric 2

TOTAL = 6 grad.

Cazul 4 – o suprafață cilindrică scurtă și două suprafețe plane perpendiculare

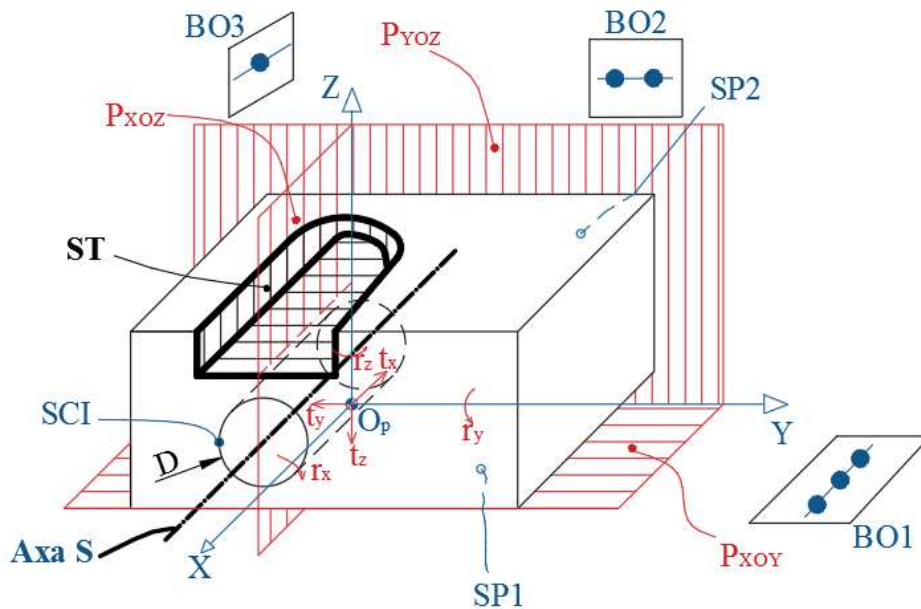


Fig. 4.31. Orientarea pe suprafețe cilindrice interioare – Cazul 4

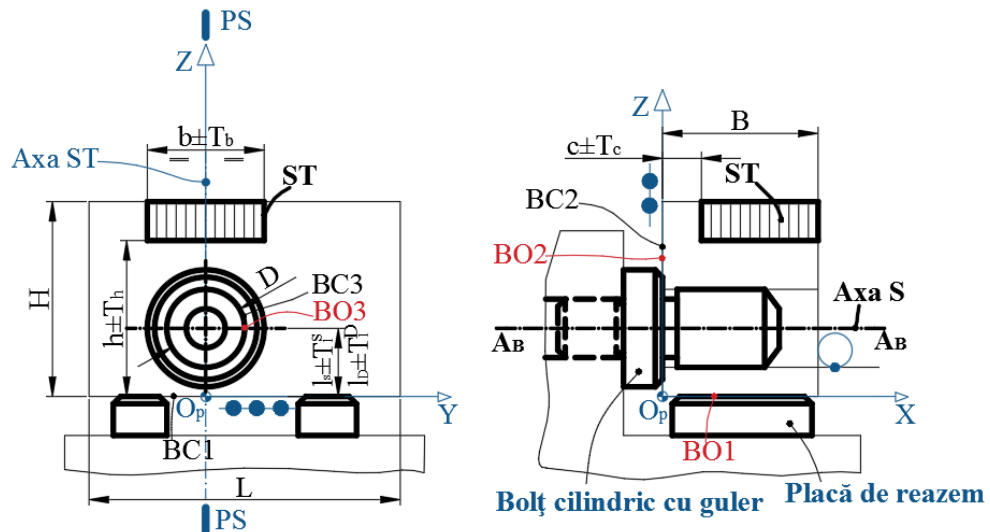


Fig. 4.32. Orientarea prin intermediul bolțurilor cilindrice cu guler și a plăcilor de reazem

Particularități geometrice:

- axa $S \perp SP_1$;
- axa $SP_1 \perp SP_2$.

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

Orientarea pe suprafața cilindrică interioară și pe două plane perpendiculare constituie bază de așezare-ghidare-centrare și anulează semifabricatului 6 grade de libertate.

Elementele de orientare se numesc bolțuri cilindrice cu guler și plăci de reazem sau cepuri.

BO1 – planul P_{xOy} : $\left. \begin{array}{l} 1 \text{ trans.} = t_z \\ 2 \text{ rot.} = r_x + r_y \end{array} \right\} 3 \text{ grad.}; \text{ cota } h \pm T_h \text{ (BC1)}$

BO1 → Bază de așezare, materializată prin plăci de reazem

BO2 – planul P_{yOz} : $\left. \begin{array}{l} 1 \text{ trans.} = t_x \\ 1 \text{ rot.} = r_z \end{array} \right\} 2 \text{ grad.}; \text{ cota } c \pm T_c \text{ (BC2)}$

BO2 → Bază de ghidare, materializată prin guler

BO3 – planul P_{xOz} : $1 \text{ trans.} = t_y \} 1 \text{ grad.}; \text{ cota } b \pm T_b = b/2 + b/2 \text{ (BC3)}$

simetrie față de axa ST (PS)

BO3 → Bază de centrare, materializată prin bolț cilindric

TOTAL = 6 grad.

4.5.2. Elemente de orientare

Pentru orientarea semifabricatelor pe suprafețe cilindrice interioare scurte se utilizează bolțuri cilindrice, iar pe suprafețe cilindrice interioare lungi se utilizează dornuri.

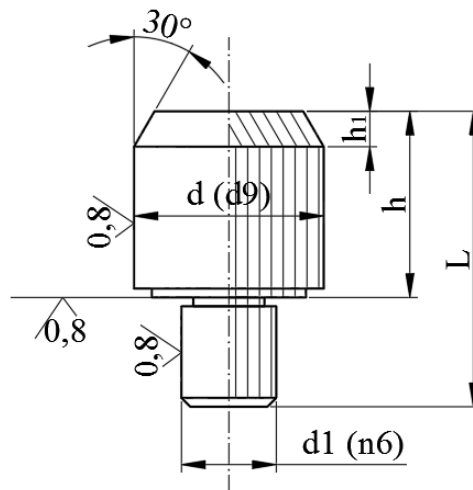


Fig. 4.33. Bolț simplu

Constructiv, în funcție de particularitățile geometrice ale semifabricatului, bolțurile se pot realiza în următoarele variante:

- bolțuri simple, folosite pentru orientarea pieselor ușoare, la prelucrarea în serie mică de fabricație;
- bolțuri cu guler fix, folosite pentru centrare și așezare/ghidare;

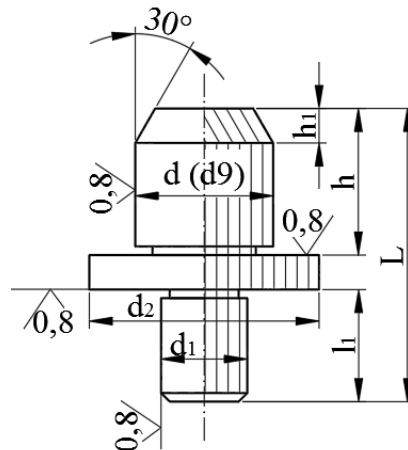


Fig. 4.34. Bolț cu guler fix

- bolțuri cu guler detașabil, folosite pentru orientarea pe suprafețe de diametre mari sau pentru așezarea frontală a unei suprafețe plane mari; Constructiv, $d_2 = (1,5...2) \cdot d$ și $d_3 = 0,5 \cdot (d_2 + d)$.

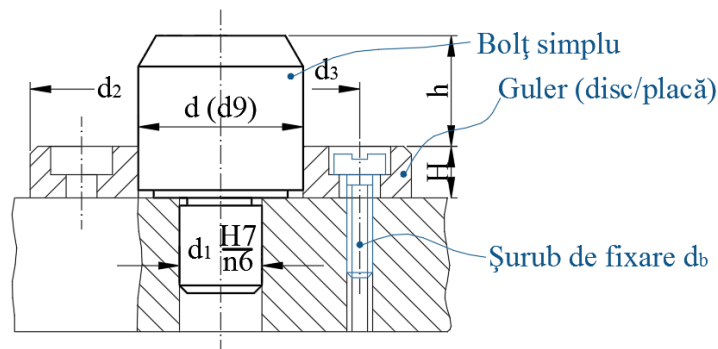


Fig. 4.35. Bolț cu guler detașabil

- bolțuri speciale, realizate în construcție asamblată, folosite în procese de prelucrare cu forțe mari de așchiere, fiind ușor de înlocuit în cazul uzării sau deteriorării.

Bolțurile se realizează din OSC8 pentru diametre mai mici de 18 mm și din OLC15 pentru diametre de minim 18 mm. Tratatul termic care se aplică bolțurilor este călire la 55-58 HRC.

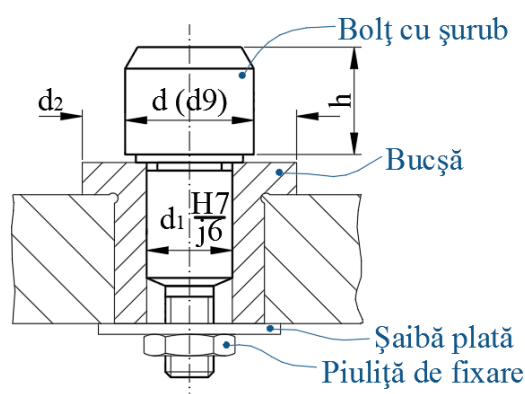


Fig. 4.36. Bolț special

Suprafața de așezare a gulerului detașabil se recomandă să fie circulară pentru suprafețe plane frontale/inelare, respectiv pătrată pentru suprafețe plane rectangulare.

Suprafața de orientare (centrare) a bolțului se realizează cu următoarele tipuri/forme de secțiuni:

- cilindrică simplă, $d(d_9)$;
- frezată, $d(d_9)$, b , B .

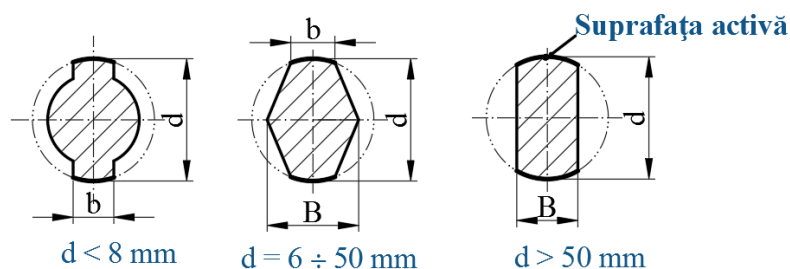


Fig. 4.37. Tipuri de secțiuni ale bolțului

Constructiv, pentru dimensiunile standardizate, se pot adopta următoarele valori dimensionale:

- $b \approx 0,3 \cdot d$;
- $B \approx 0,8 \cdot d$.

4.5.3. Dimensionarea și verificarea bolțurilor

Schemele de orientare din cazurile 3 și 4 pun probleme deosebite de proiectare a reazemelor cu bolțuri, care pot fi analizate și rezolvate prin:

- verificarea condiției de neinterferență;
- dimensionarea fațetei de centrare b ;
- dimensionarea suprafeței active h .

Calculul condiției de neinterferență

Calculul condiției de neinterferență determină o relație între dimensiunile alezajelor cilindrice și ale bolțurilor, astfel încât toate semifabricatele care au dimensiunile D și L cuprinse în intervalul de toleranță prescris să poată fi orientate în dispozitiv.

Se analizează cazul 3, care constituie schema de orientare cea mai complexă și care realizează orientarea semifabricatelor în dispozitive cu două bolțuri fixe cu axe paralele.

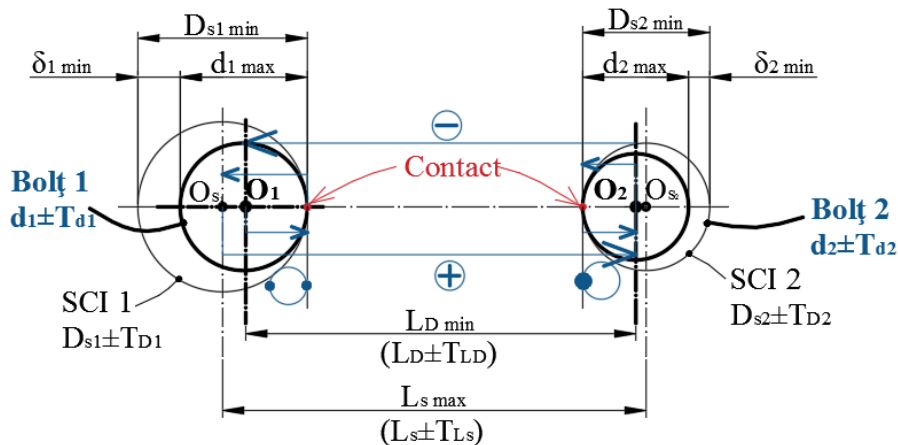


Fig. 4.38. Schema de orientare pentru verificarea condiției de neinterferență

Schema de calcul este realizată în poziția cea mai nefavorabilă de orientare, în care:

- alezajele semifabricatului au dimensiuni minime, adică $D_{s1} ± T_{D1}$ și

$$D_{s2} ± T_{D2}; D_{s1} ≥ D_{s2}; D_{s \min} = \frac{D_s - \frac{T_D}{2}}{D_s + a_j};$$

- bolțurile dispozitivului au dimensiuni maxime, adică $d_1 ± T_{d1}$ și $d_2 ±$

$$T_{d2}; d_1 ≥ d_2; d_{\max} = \frac{d + \frac{T_D}{2}}{d + a_s};$$

- distanța dintre alezajele semifabricatului are abatere superioară,

$$\text{adică } L_s ± T_{Ls}; L_{s \max} = \frac{L + \frac{T_{Ls}}{2}}{L + a_{ss}}, \text{ în care } L = L_s = L_D;$$

- distanța dintre bolțurile dispozitivului are abatere inferioară, adică

$$L_D ± T_{LD}; L_{D \min} = \frac{L - \frac{T_{LD}}{2}}{L + a_{iD}}.$$

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

Se crează, astfel, jocuri funcționale minime între fiecare alezaj și bolțul de centrare corespunzător, adică:

$$\delta = D_s - d. \quad (4.3)$$

Lanțul de dimensiuni se formează din Bolțul 1, cu axa O_1 , bază de centrare, care anulează 2 grade de libertate:

$$\frac{d_{1\max}}{2} - \frac{D_{s1\min}}{2} + L_{s\max} - \frac{D_{s2\min}}{2} + \frac{d_{2\max}}{2} - L_{D\min} = 0. \quad (4.4)$$

Prin rezolvarea ecuației (4.4), se obține:

$$T_{Ls} + T_{LD} = (D_{s1\min} - d_{1\max}) + (D_{s2\min} - d_{2\max}). \quad (4.5)$$

În final:

- condiția necesară de evitare a interferenței va fi

$$T_{Ls} + T_{LD} < \delta_{1\min} + \delta_{2\min} \quad (4.6)$$

sau

$$a_{ss} - a_{ID} > \frac{1}{2}(\delta_{1\min} + \delta_{2\min}) \quad (4.7)$$

- dimensionarea Bolțului 2, cu axa O_2 , bază de sprijin, anulează un grad de libertate, respectiv

$$d_{2\max} = D_{s2\min} - (T_{LD} + T_{Ls}) + \delta_{1\min}, \quad (4.8)$$

considerând Bolțul 1 reazem principal, care se adoptă din normative.

Calculul lățimii de centrare

În practica proiectării dispozitivelor cu reazeme tip bolțuri cu axe paralele, se adoptă următoarea soluție de orientare:

- Bolțul 1 ($D_{s1} > D_{s2}$) – tip I, cilindric, bază de centrare, anulează 2 grade de libertate;

- Bolțul 2 – tip II, frezat, bază de sprijin, anulează 1 grad de libertate.

Această soluție induce complicații tehnice de executare și montare a bolțului frezat, dar este evident că precizia orientării crește.

Calculul lățimii fațetei de centrare b se face atunci când jocul funcțional f'_2 este impus de valoarea limită a unghiului de poziționare a semifabricatului în dispozitiv β .

Cazul 3

Bolțul cu guler 2, cilindric de diametru d_2 , este înlocuit cu un bolț cu guler, frezat, de diametru d'_2 .

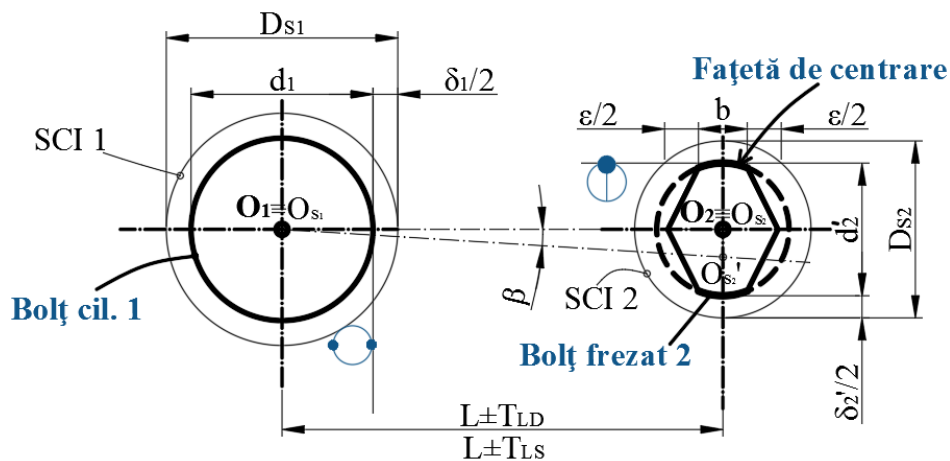


Fig. 4.39. Calculul lățimii de centrare – Cazul 3

Rezolvând același lanț de dimensiuni, în care intervine și lățimea fațetei de centrare b , se obține:

$$b = \frac{D_{s2min} \cdot \delta'_{2min}}{\varepsilon}, \quad (4.9)$$

în care ε este jocul de compensare a toleranțelor T_{LD} și T_{Ls} , cu $\varepsilon = T_{Ls} + T_{LD} + \delta_{1min}$, respectând condiția $\varepsilon > 0$.

În cazul adoptării din standarde/cataloge a bolțului frezat 2, cu fațeta de centrare de lățime dată b_N , atunci se calculează/verifică jocul funcțional al acestuia:

$$\delta'_{2min} = b_N \cdot \frac{\varepsilon}{D_{s2min}} \quad (4.10)$$

și, în final, diametrul maxim admis

$$d'_{2max} = D_{s2min} - \delta'_{2min} \quad (4.11)$$

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

Observație:

Pentru cazul $T_{LD} + T_{Ls} < \delta_{1min}$, nu este necesară frezarea bolțului.

Cazul 4

Calculul se face pentru un singur bolț frezat, cu fațetă de centrare b , de aceea:

$$b = \frac{D_{smin} \cdot \delta'_{min}}{\varepsilon}, \quad (4.12)$$

în care $\varepsilon = T_{Ls} + T_{LD}$.

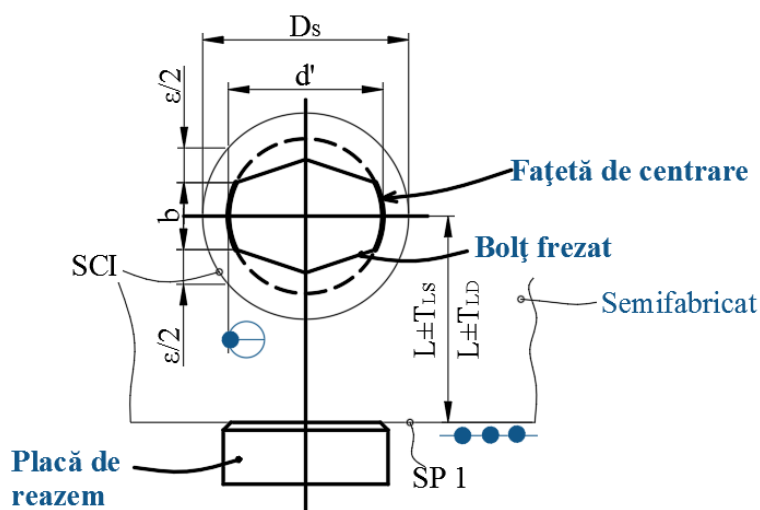


Fig. 4.40. Calculul lățimii de centrare – Cazul 4

Calculul înălțimii suprafeței active

Dimensiunea h a suprafeței cilindrice de centrare a bolțurilor trebuie calculată/aleasă astfel încât să se excludă posibilitatea blocării (înțepenirii) semifabricatului la acțiunea de introducere-scoatere din dispozitiv, când semifabricatul poate ocupa o poziție înclinată față de elementele de orientare principale.

Cazul 2 și 4 – orientare pe un bolț

Poziția limită a semifabricatului este determinată de:

- înclinația maximă față de dispozitiv, α ;
- diametrul SCI, D_{smin} ;
- diametrul bolțului proiectat/ales, d_{max} , sau jocul funcțional impus,

δ_{min} .

Relația dintre caracteristicile dimensionale care determină poziția limită a semifabricatului are forma:

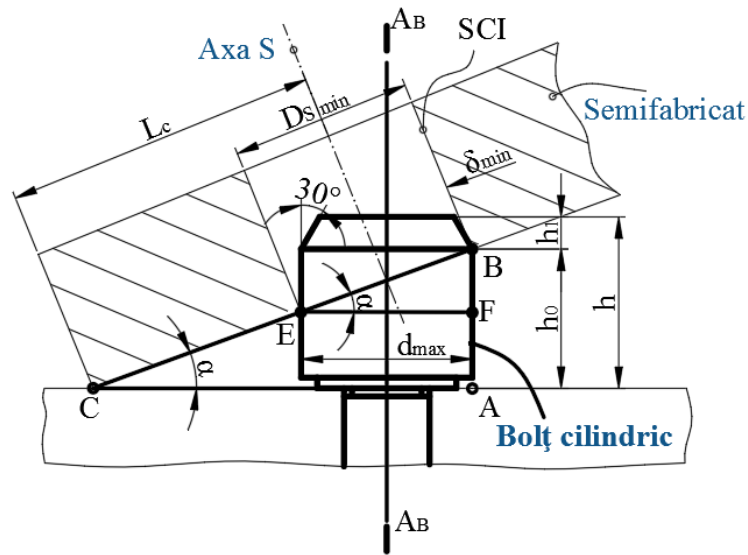


Fig. 4.41. Calculul înălțimii suprafeței active – Cazul 2 și 4

$$D_{s\min} = d_{\max} + \delta_{\min} \cdot \quad (4.13)$$

În cazul analizat, în $\triangle CAB$:

$$\sin \alpha = \frac{\overline{BA}}{\overline{BC}} = \frac{h_0}{L_c + \frac{D_{s\min}}{2}}, \quad (4.14)$$

iar în $\triangle EFB$:

$$\cos \alpha = \frac{\overline{FE}}{\overline{BE}} = \frac{d_{\max}}{D_{s\min}} = \frac{D_{s\min} - \delta_{\min}}{D_{s\min}}. \quad (4.15)$$

Aplicând relația trigonometrică

$$\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1 \quad (4.16)$$

și înlocuind, rezultă o relație aproximată de calcul a înălțimii suprafeței active, de forma:

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

$$h_{SA} \cong \frac{L_c + \frac{1}{2} D_{s \min}}{D_{s \min}} \sqrt{2 D_{s \min} \cdot \delta_{\min}} \quad (4.17)$$

sau

$$h_{SA} \cong \frac{L_c + \frac{1}{2} D_{s \min}}{D_{s \min}} \sqrt{(D_{s \min}^2 - d_{\max}^2)} \cdot \quad (4.18)$$

Verificare: $h_0 \leq h_{SA}$, practic $L_c \geq 200 \text{ mm}$; $h = h_0 + h_1$, unde h_1 este înălțimea teșiturii de 30° .

Cazul 3 – orientare pe două bolțuri

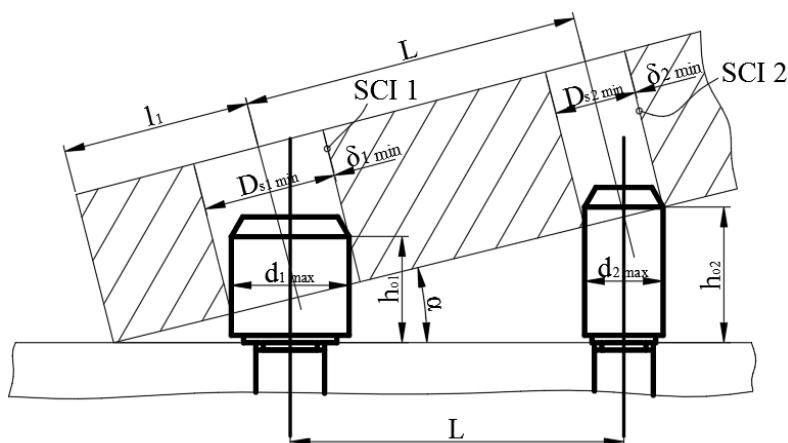


Fig. 4.42. Calculul înălțimii suprafeței active – Cazul 3

Rezolvând în aceeași manieră, rezultă:

$$h_{01} \leq \frac{l_1 + \frac{1}{2} D_{s1 \min}}{D_{s1 \min}} \cdot \sqrt{2 D_{s1 \min} \cdot \delta_{1 \min}} \quad (4.19)$$

respectiv

$$h_{02} \leq \frac{l_1 + L + \frac{1}{2} D_{s2min}}{L + \frac{1}{2} (D_{s1min} + D_{s2min})} \cdot \sqrt{\left[L + \frac{1}{2} (D_{s1min} + D_{s2min}) \right] (\delta_{1min} + \delta_{2min})}. \quad (4.20)$$

Dacă în urma calculului rezultă înălțimi diferite pentru bolțuri, se va adopta una din următoarele variante de proiectare:

a. se dimensionează fiecare bolț cu înălțimea h rezultată din calcul ($h_1 \neq h_2$);

b. se dimensionează ambele bolțuri cu înălțimea h cea mai mică.

În cazul în care bolțurile au diametre egale, iar jocurile funcționale sunt aceleași, rezultă:

$$h_{01} \leq \frac{l_1 + \frac{1}{2} D_{smin}}{D_{smin}} \cdot \sqrt{2 D_{smin} \cdot \delta_{min}}, \quad (4.21)$$

respectiv

$$h_{02} \leq \frac{l_1 + L + \frac{1}{2} D_{smin}}{L + D_{smin}} \cdot \sqrt{2(L + D_{smin}) \delta_{min}}. \quad (4.22)$$

4.6. Orientarea pe suprafețe conice exterioare

4.6.1. Scheme de orientare – conuri lungi ($L \geq 3D_{med}$)

La fel ca și în cazul suprafețelor cilindrice lungi, schemele de orientare utilizează o bază de orientare (centrare) în axa suprafeței exterioare materializată prin intermediul unei bucșe.

Orientarea în bucșă conică lungă constituie bază dublă de centrare și bază de sprijin și anulează 5 grade de libertate.

Schemele de orientare pe suprafețe conice constituie soluții tehnice de bazare cu precizie ridicată, fiind preferate, acolo unde este tehnic posibil, în proiectarea dispozitivelor.

Aceste scheme permit semifabricatului numai rotirea r_x , în jurul axei de simetrie A_{SK}/A_B .

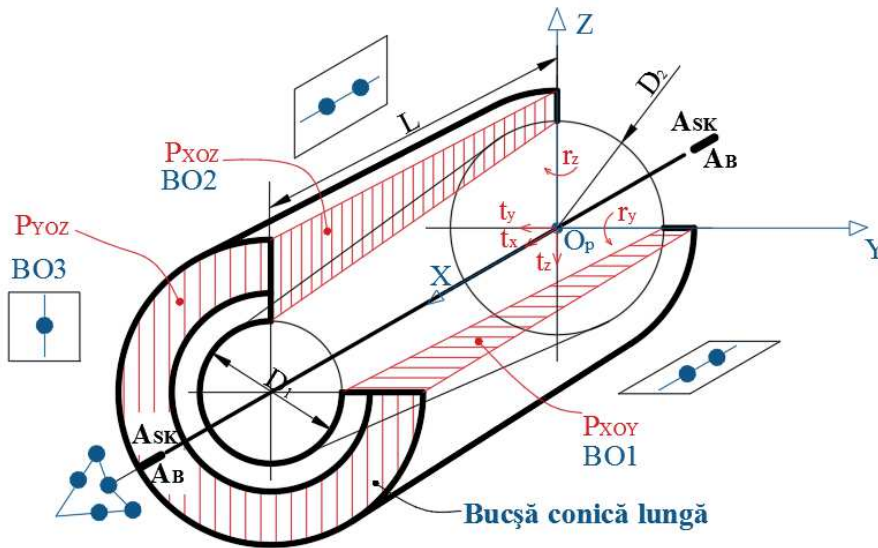


Fig. 4.43. Orientarea semifabricatului în bușă conică lungă

În practica proiectării se utilizează două tipuri de scheme de orientare:

* Orientarea în bușă conică fixă, când se anulează 5 grade de libertate ($N_{grd} = 5$)

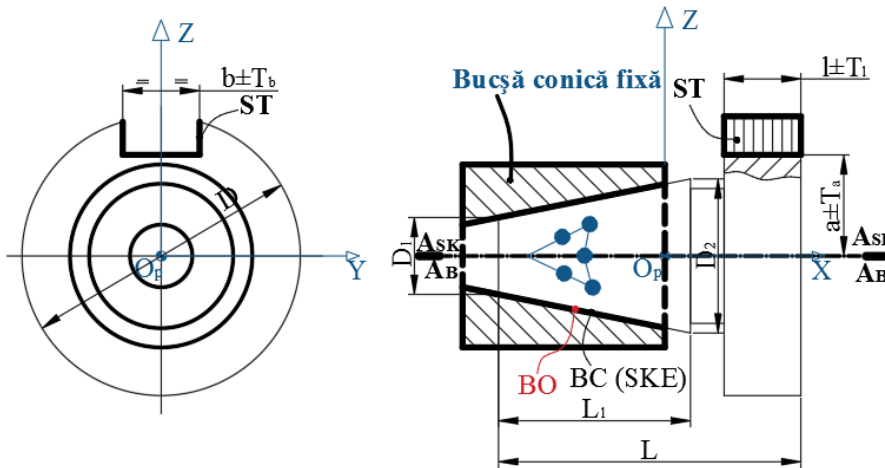


Fig. 4.44. Orientarea semifabricatului în bușă conică fixă

$$\text{BO} - \text{planele } P_{xOy} + P_{xOz}: \left. \begin{array}{l} 2 \text{ rot.} = r_y + r_z \\ 2 \text{ trans.} = t_y + t_z \end{array} \right\} 4 \text{ grad.}; \text{ cota } a \pm T_a \text{ și cota } b \pm T_b$$

(BC)

BO → Bază dublă de centrare, materializată prin plăci de reazem

BO – planul P_{yOz} : $1 \text{ trans.} = t_x$ } 1 grad.

BO → Bază de sprijin, materializată prin bucușă

TOTAL = 5 grad.

* Orientarea în bucușă conică mobilă (autoașezare), când se anulează 4 grade de libertate ($N_{grad} = 4$)

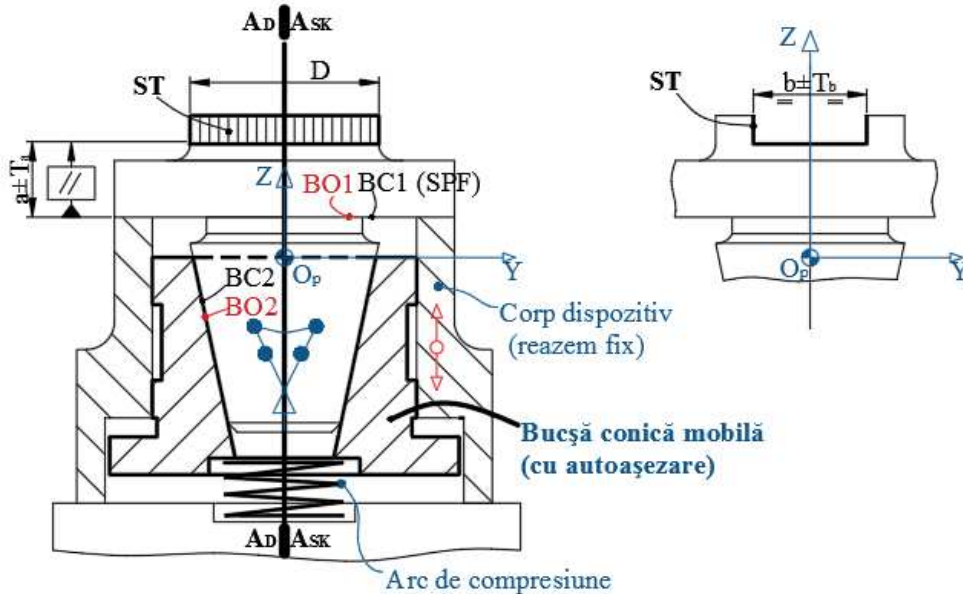


Fig. 4.45. Orientarea semifabricatului în bucușă conică mobilă

BO1 – planul P_{XOY} : $1\ trans. = t_z$ } $1\ grad.$; cota $a \pm T_a$; condiția de // (BC1)

BO1 → Bază de sprijin, materializată prin reazem fix

BO2 – planele $P_{XOZ} + P_{YOZ}$: $\left. \begin{array}{l} 2\ rot. = r_x + r_y \\ 2\ trans. = t_x + t_y \end{array} \right\} 4\ grad.$; cota $b \pm T_b = b/2 + b/2$

(BC2)

BO2 → Bază dublă de centrare, materializată prin bucușă conică mobilă

TOTAL = 5 grad.

4.6.2. Scheme de orientare – conuri scurte ($L < 3D_{med}$)

Similar suprafețelor conice lungi în schemele de orientare se utilizează ca element de centrare o bucușă conică, care constituie bază simplă de centrare și de sprijin și anulează 3 grade de libertate.

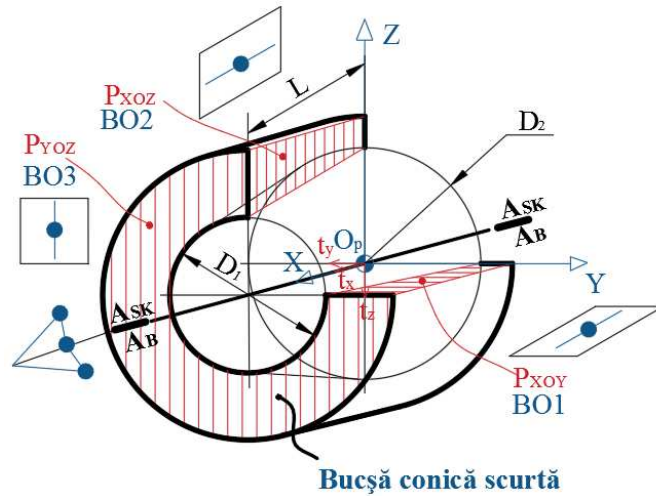


Fig. 4.46. Orientarea suprafețelor conice scurte în bucă conică

Schemele de orientare sunt grupate, în funcție de varianta constructivă a elementului de orientare, în:

* Orientarea în bucă conică fixă ($N_{grd} = 3$)

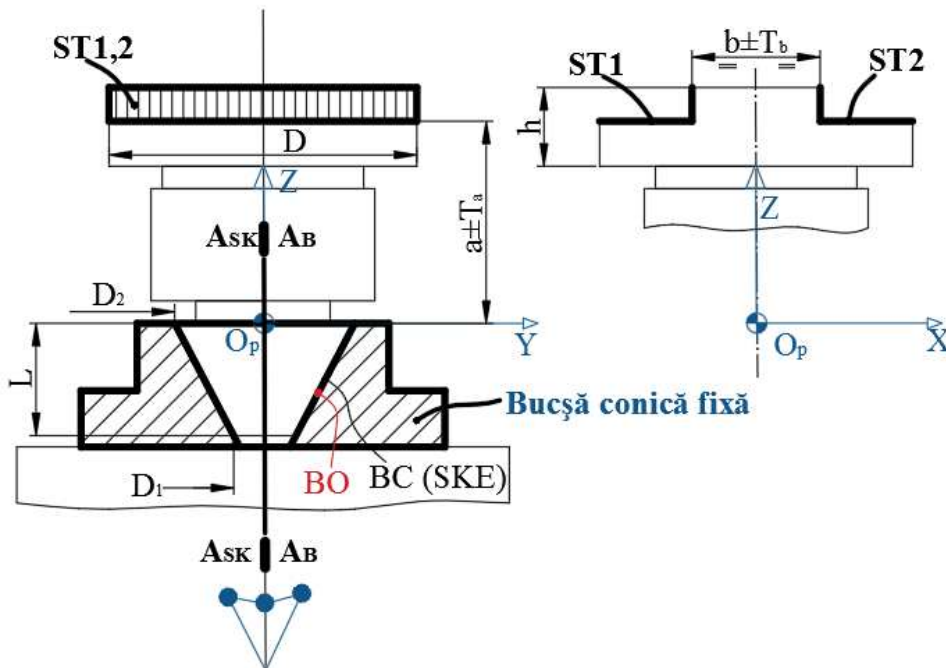


Fig. 4.47. Orientarea suprafețelor conice scurte în bucă conică fixă

BO – planele $P_{XoZ} + P_{YoZ}$: $2\ trans. = t_x + t_y \} 2\ grd.$; cota $b \pm T_b = b/2 + b/2$
(BC)

BO → Bază simplă de centrare

BO – planul P_{XOY} : $1\text{trans.} = t_z \} 1\text{grad.}$; cota $a \pm T_a$

BO → Bază de sprijin, materializată prin bucușă conică

TOTAL = 3 grad.

* Orientarea în bucușă conică mobilă ($N_{\text{grad}} = 2$)

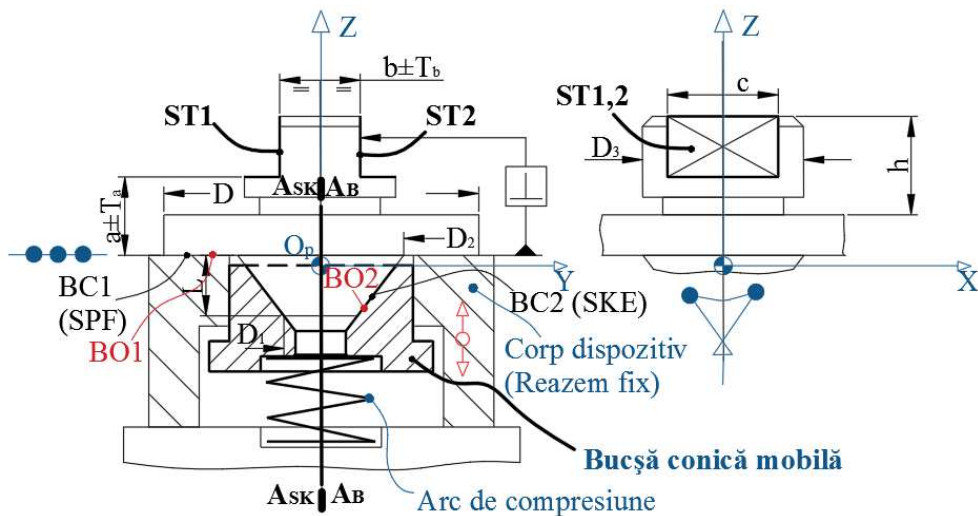


Fig. 4.48. Orientarea suprafețelor conice scurte în bucușă conică mobilă

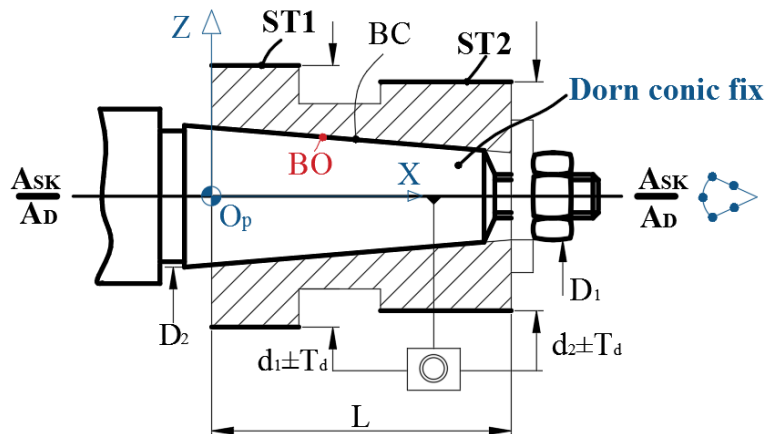


Fig. 4.49. Orientarea suprafețelor conice interioare pe dorn conic fix

BO1 – planul P_{XOY} : $\left. \begin{array}{l} 2\text{rot.} = r_x + r_y \\ 1\text{trans.} = t_z \end{array} \right\} 3\text{grad.}$; cota $a \pm T_a$; condiția de \perp (BC1)

BO1 → Bază de așezare, materializată prin reazem fix

BO2 – planele $P_{xOz}+P_{yOz}$: $2\ trans. = t_x + t_y \} 2\ grad.$; cota $b \pm T_b = b/2 + b/2$
 (BC2)
 BO2 → Bază simplă de centrare, materializată prin bușă conică mobilă
 TOTAL = 5 grad.

4.7. Orientarea pe suprafețe conice interioare

4.7.1. Scheme de orientare

Principial, orientarea semifabricatelor pe aceste suprafețe nu prezintă deosebiri față de orientarea pe suprafețe conice exterioare. Doar funcțional, rolurile obiectelor ce vin în contact sunt inversate (figura 4.49).

Dornul conic fix constituie bază dublă de centrare și de sprijin pentru orientarea pe suprafețe conice interioare lungi și anulează 5 grade de libertate.

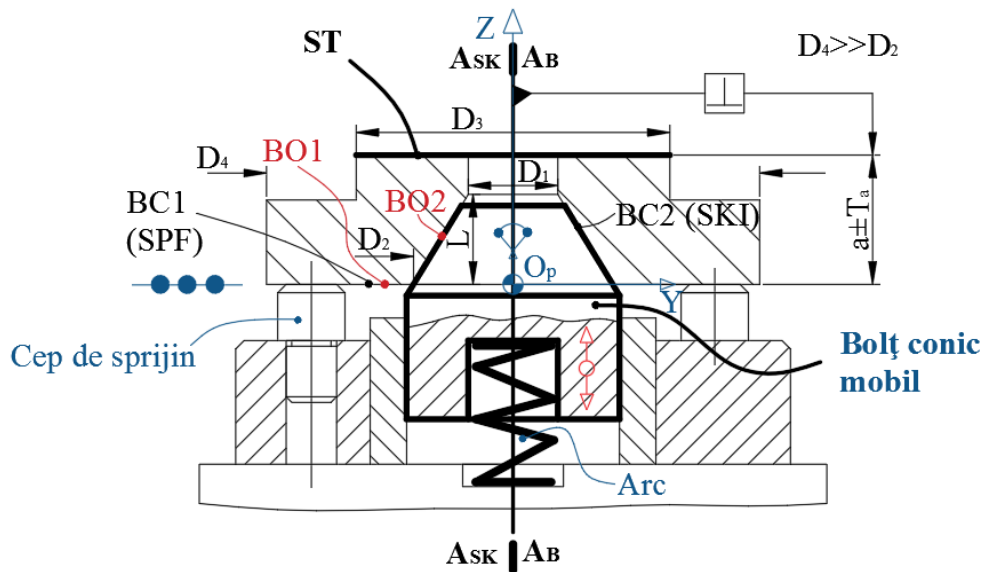


Fig. 4.50. Orientarea suprafețelor conice interioare pe bolț conic mobil

BO – planele $P_{xOy}+P_{xOz}$: $2\ rot. = r_y + r_z \} 4\ grad.$; cota d_1, d_2 ;
 $2\ trans. = t_y + t_z$

condiția de (BC1)

BO – planul P_{YOZ} : $1\text{trans.} = t_x\}1\text{grad.}$

BO → Bază dublă de centrare și de sprijin, materializată prin dorn conic fix

TOTAL = 5 grad.

Bolțul conic fix/mobil constituie bază simplă de centrare pentru orientarea pe suprafețe conice interioare scurte și anulează 3 grade de libertate / 2 grade de libertate.

BO1 – planul P_{XOY} : $\left. \begin{array}{l} 2\text{rot.} = r_x + r_y \\ 1\text{trans.} = t_z \end{array} \right\} 3\text{grad.}; \text{ cota } a \pm T_a \text{ (BC1)}$

BO1 → Bază de așezare, materializată prin cep de sprijin fix (3 reazeme)

BO2 – planele $P_{XOZ}+P_{YOZ}$: $2\text{trans.} = t_x + t_y\}2\text{grad.}; \text{ condiția de } \perp \text{ (BC2)}$

BO2 → Bază simplă de centrare, materializată prin bolț conic mobil

TOTAL = 5 grad.

Pentru prelucrarea suprafețelor țintă cilindrice/conice exterioare lungi și foarte lungi, în procesele de strunjire și rectificare se utilizează frecvent scheme de orientare pe *vârfuri de centrare*.

Suprafețele conice de orientare sunt executate în operații anterioare doar cu scopul tehnologic de centrare.

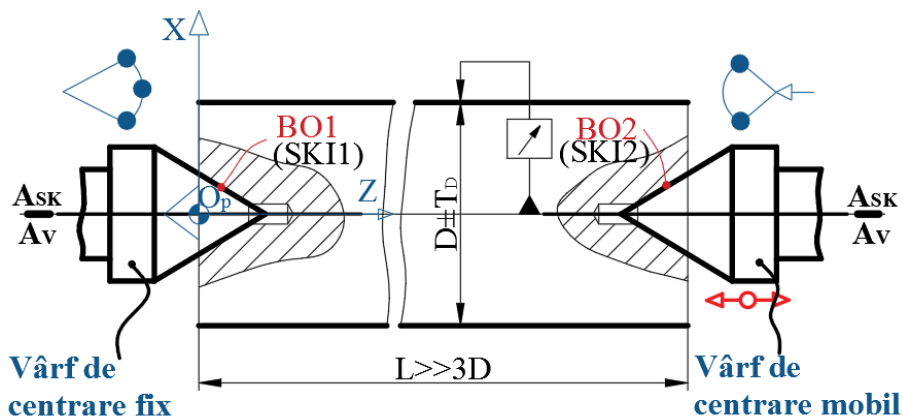


Fig. 4.51. Orientarea semifabricatului pe vârfuri de centrare

BO1 – vârf de centrare fix: $3\text{trans.} = t_x + t_y + t_z\}3\text{grad.}$

BO1 → Bază simplă de centrare și de sprijin

BO2 – vârf de centrare mobil: $2\text{rot.} = r_x + r_y\}2\text{grad.}$

Capitolul 4 – Orientarea semifabricatelor

BO2 → Bază de centrare

TOTAL = 5 grd.

4.7.2. Elemente de orientare

Pentru orientarea pe suprafețe conice se folosesc:

- bușe/dornuri – pentru suprafețe lungi;
- bușe sau bolțuri – pentru suprafețe scurte.

Construcția acestora este similară cu cea a bușelor/dornurilor și bolțurilor cilindrice, suprafața de orientare fiind conică.

Materialul din care se realizează aceste elemente de orientare este OLC15, iar tratamentul termic este cementare+călire la 54-58 HRC.

4.8. Orientarea pe muchii

4.8.1. Scheme de orientare

Muchiile sunt elemente geometrice cu contur închis sau deschis rezultate în urma intersecțiilor dintre suprafețe reale.

În practica proiectării dispozitivelor, principalele baze de orientare, de tip muchii, utilizate sunt:

- muchii circulare – baze simple de centrare;
- muchii liniare – baze de ghidare, baze de sprijin.

Reazemele utilizate pentru muchiile circulare sunt bușele sau bolțurile conice scurte, iar pentru muchiile liniare sunt cepurile de sprijin.

Orientarea completă a semifabricatelor se obține folosind ca baze următoarele suprafețe:

- BO1 – suprafața plană frontală *SPF*;
- BO2 – suprafața cilindrică interioară scurtă *SCI*;
- BO3 – muchia circulară interioară *MCI*.

BO1 – planul P_{XOY} : $\left. \begin{array}{l} 2 \text{ rot.} = r_x + r_y \\ 1 \text{ trans.} = t_z \end{array} \right\} 3 \text{ grd.}; \text{ cota } L \pm T_L \text{ (BC1)}$

BO1 → Bază de așezare, materializată prin reazem fix

BO2 – planele $P_{XOZ}+P_{YOZ}$: $2 \text{ trans.} = t_x + t_y \} 2 \text{ grd.}; \text{ cota } a \pm T_a \text{ (BC2)}$

BO2 → Bază simplă de centrare, materializată prin bolț conic mobil

BO3 – planul P_{OU} : $1 \text{ rot.} = r_z \} 1 \text{ grd.}; \text{ cota } 45^\circ+90^\circ \text{ (BC3)}$

BO3 → Bază de sprijin (orientare unghiulară), materializată prin bolt cilindric frezat

TOTAL = 6 grad.

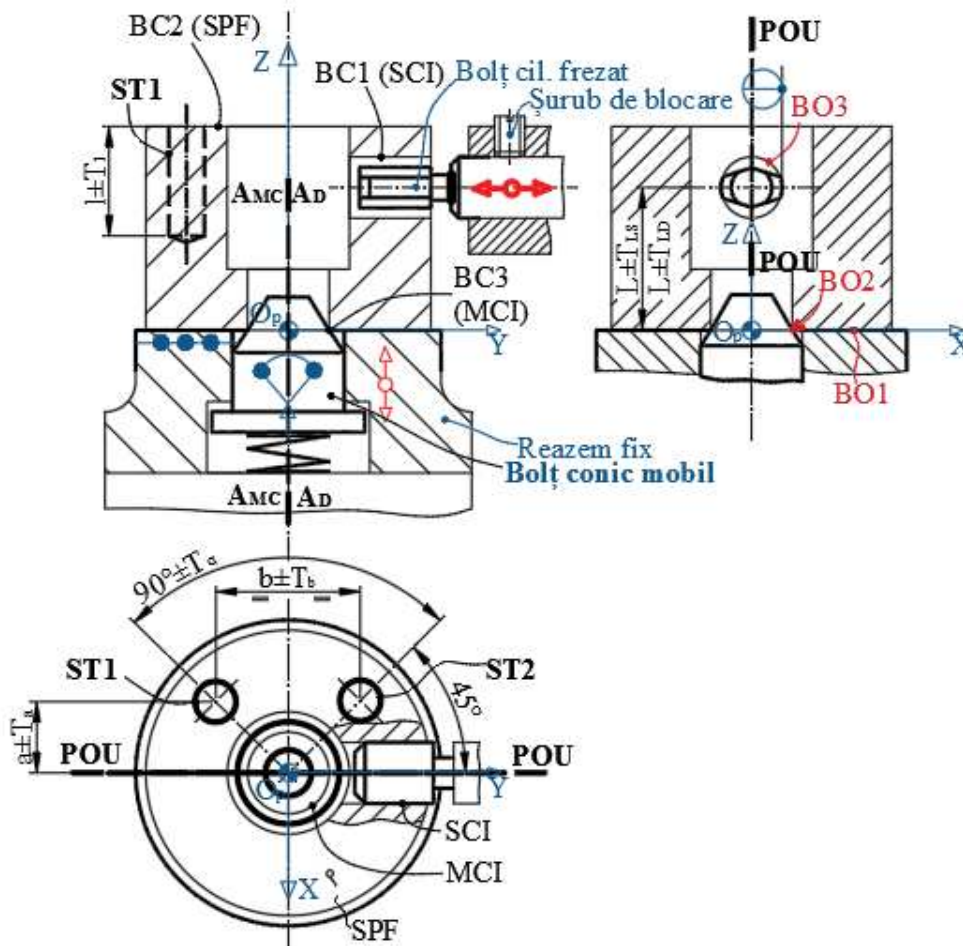


Fig. 4.52. Orientarea semifabricatului pe vârfuri de centrare

Capitolul 5

MECANISME DE FIXARE

5.1. Principii de fixare

Acțiunea de fixare este determinată de aplicarea asupra semifabricatului orientat în dispozitiv a unui sistem de forțe, care să asigure și să conserve schema de orientare pe tot parcursul procesului de prelucrare.

Condiții (principii) de aplicare a sistemului de forțe:

- să nu împiedice procesul de prelucrare;
- să mențină semifabricatul în contact cu elementele de orientare, respectiv de fixare;
- să nu deformeze local sau global semifabricatul;
- să contribuie la diminuarea sau eliminarea vibrațiilor;
- să nu determine forțe sau momente de răsturnare, alunecare sau deplasare a semifabricatului.

5.2. Structura sistemului de forțe

În cazul general, asupra semifabricatului pot acționa următoarele forțe și momente, corespunzătoare fiecărei faze de lucru, respectiv (figura 5.1):

** Forțe de orientare a semifabricatului*

Aceste forțe realizează contactul dintre bazele de orientare și reazeme, împreună cu acțiunea forței masice, determinată de greutatea obiectului.

Forțele de reglare (prestrângere) F_R sunt necesare atunci când forța masică (greutatea), sau componentele sale nu pot asigura contactul dintre toate bazele de orientare ale semifabricatului și reazeme.

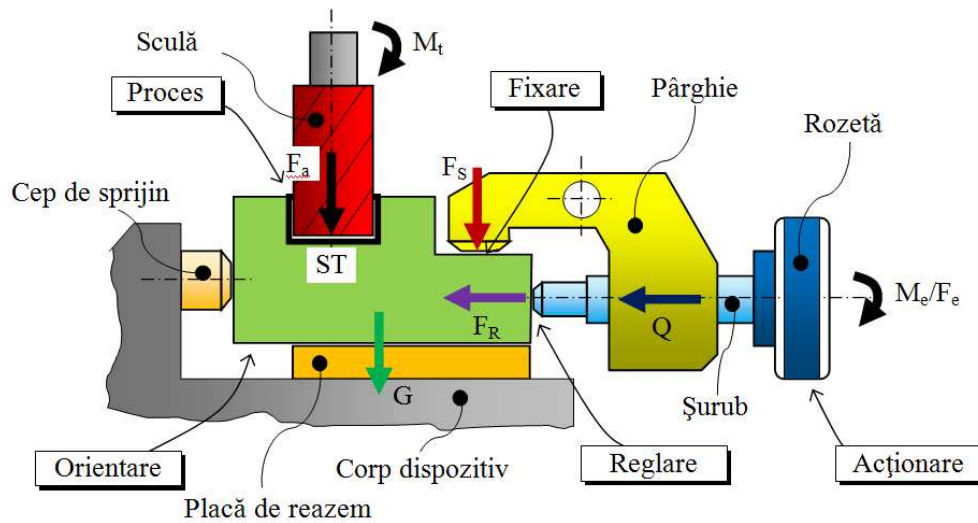


Fig. 5.1. Structura sistemului de forțe la prelucrarea mecanică

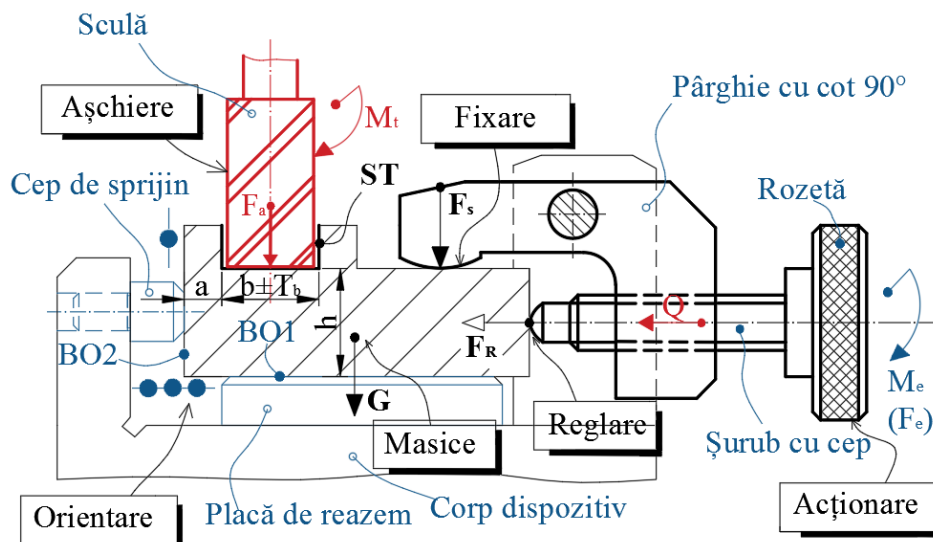


Fig. 5.2. Structura sistemului de forțe la prelucrarea mecanică – prezentare schematică

Forțele de reglare se pot realiza astfel:

- manual: cu mecanisme speciale, cu mecanisme independente;
- elastic: cu arcuri;
- combinat: cu ajutorul elementelor de fixare.

Cazurile tipice de aplicare a forțelor de reglare sunt determinate de unghiul de poziție al semifabricatului față de reazemul principal (figura 5.3):

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

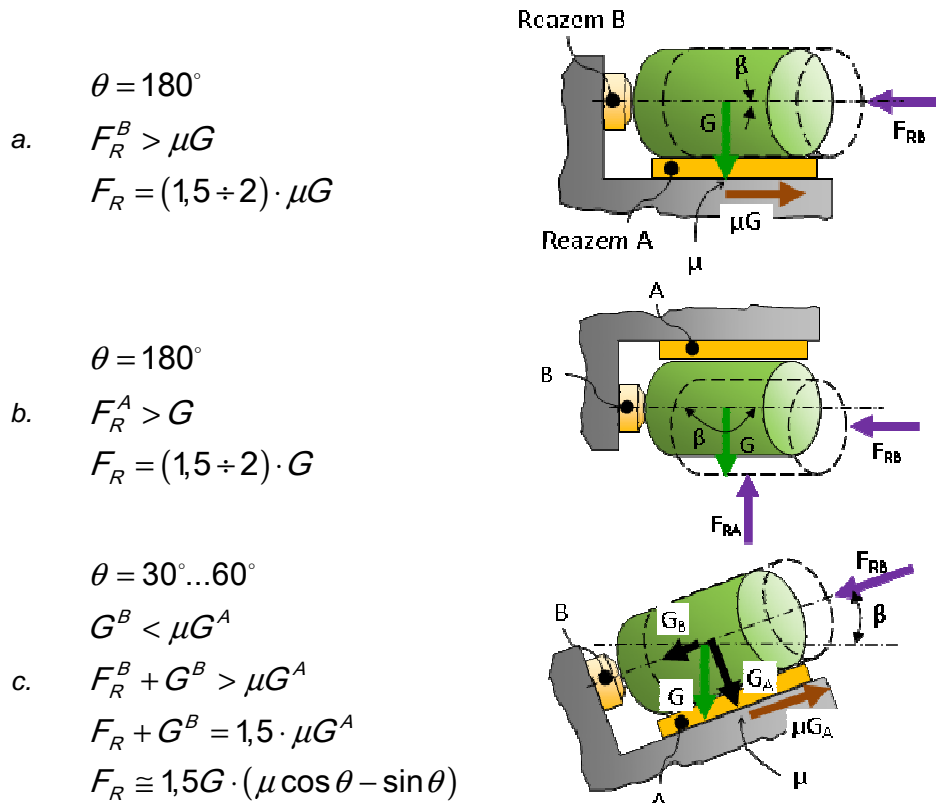


Fig. 5.3. Aplicarea forței de reglare

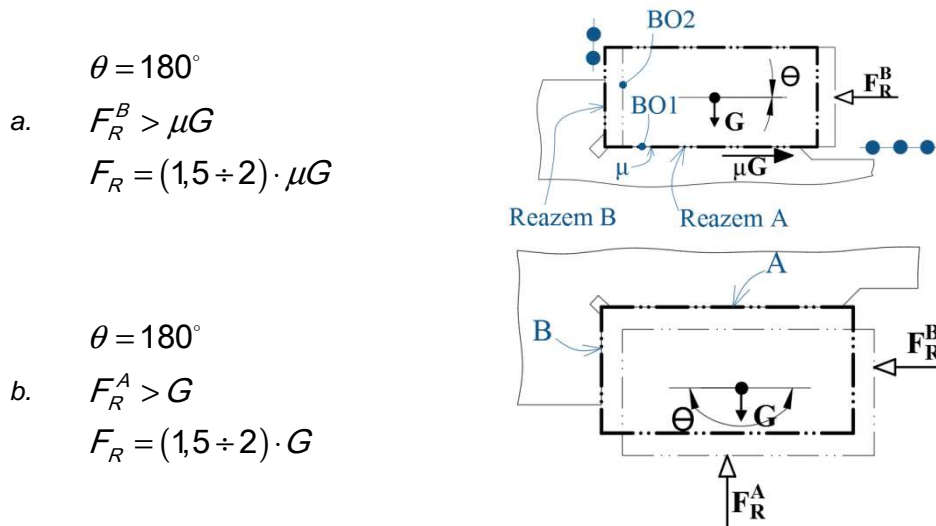


Fig. 5.4. Aplicarea forței de reglare – prezentare schematică

$$\theta = 30^\circ \dots 60^\circ$$

$$G^B < \mu G^A$$

c. $F_R^B + G^B > \mu G^A$

$$F_R + G^B = 1,5 \cdot \mu G^A$$

$$F_R \cong 1,5G \cdot (\mu \cos \theta - \sin \theta)$$

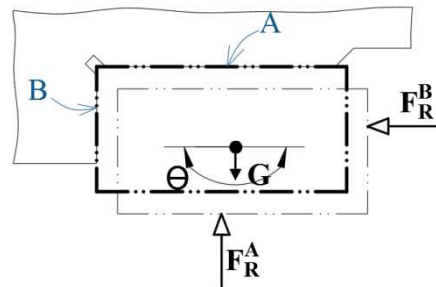


Fig. 5.4. Aplicarea forței de reglare – prezentare schematică (continuare)

** Forțe și momente din procesul de așchiere*

Ansamblul dispozitiv-semifabricat este solicitat de următoarele grupe de forțe și momente:

a. Forțe și momente de așchiere, F_a , M_a , care au caracter variabil și se determină prin calcule, în funcție de procedeul sau metoda de așchiere aplicată;

b. Forțe și momente masice, care sunt dezvoltate datorită cinematicii procesului realizat pe un anumit tip de mașină.

Din categoria acestor forțe fac parte:

- greutatea semifabricatului G – influențează favorabil fixarea pe suprafețe plane/profilate orizontale sau cu înclinări mici ($\theta \leq 30^\circ$);

În cazul dispozitivelor rotative greutatea influențează defavorabil sistemul de fixare, de aceea se impune conceperea unor soluții de echilibrare statică și de blocare, riguros calculate și executate.

- forțe centrifugale F_C – apar atunci când centrul de greutate al semifabricatului nu coincide cu axa de rotație a acestuia în timpul procesului (figura 5.5).

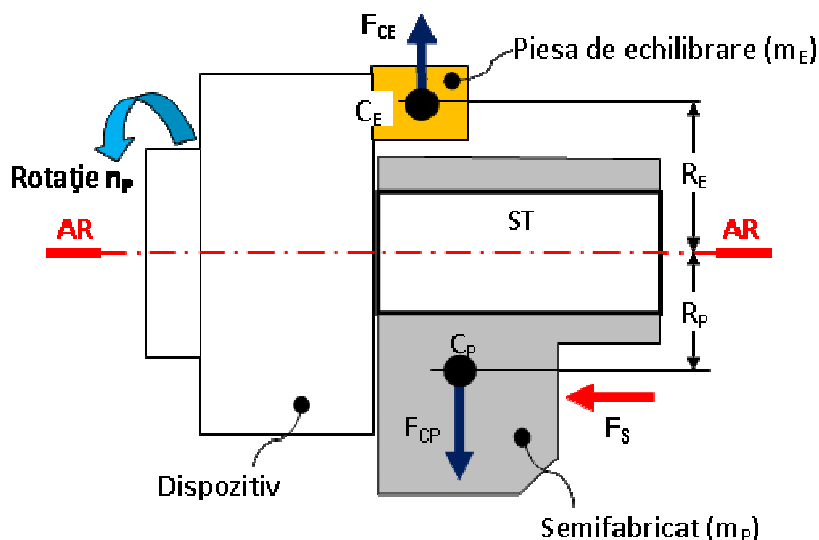


Fig. 5.5. Aplicarea forței de echilibrare

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

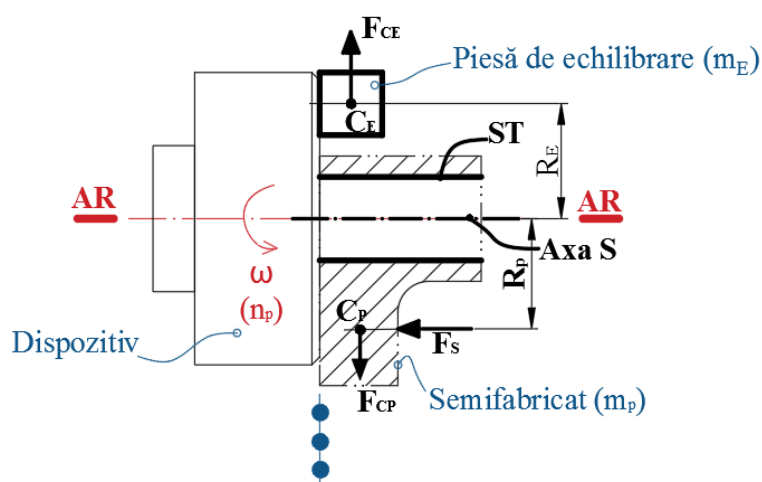


Fig. 5.6. Aplicarea forței de echilibrare – prezentare schematică

La echilibru,

$$F_{CP} = F_{CE}, \quad (5.1)$$

adică:

$$m_p \cdot R_p \cdot \omega^2 = m_E \cdot R_E \cdot \omega^2, \quad (5.2)$$

în care:

$$\omega = \frac{2\pi n_p}{60}. \quad (5.3)$$

Rezultă masa piesei de echilibrare:

$$m_E = m_p \cdot \frac{R_p}{R_E}. \quad (5.4)$$

- Forțe și momente de inerție – solicită suplimentar mecanismul de fixare atunci când ansamblul dispozitiv-semifabricat execută:

a. mișcare rectilinie alternativă – se dezvoltă forța de inerție F_I

$$F_I = m_p \cdot \frac{v_I}{t_{\min}} \quad (5.5)$$

în care: v_I este viteza maximă liniară (de așchiere);

t_{\min} – timpul minim de demaraj sau frânare a mecanismului de mișcare al mașinii.

b. mișcare de rotație – se dezvoltă momentul de inerție M_I

$$M_I = I \cdot \frac{2\pi n_p}{60} \cdot \frac{1}{t_{\min}}, \quad (5.6)$$

în care: I este moment de inerție geometric calculat față de axa de rotație;
 n_p – turația semifabricatului/pieseii.

Aceste solicitări se iau în considerare la proiectarea mecanismelor de fixare și acționare ale dispozitivelor utilizate pentru prelucrarea semifabricatelor masive la viteze de așchiere mari.

* Forțe de fixare

Forțele de fixare (strângere), F_s , se aplică semifabricatului după ce acesta a fost orientat în dispozitiv, eventual și prin aplicarea forțelor de reglare (prestrângere).

Aceste forțe se recomandă să fie aplicate pe direcție perpendiculară pe baza de orientare care leagă numărul maxim de grade de libertate. În general, mărimea și locul de aplicare a forțelor de fixare se determină pe baza echilibrului dintre sistemul de forțe și momente de așchiere și sistemul forțelor de fixare.

De aceea, schemele de fixare pot fi examinate pe un număr redus de cazuri:

Cazul 1 – forțele de fixare F_s și cele de așchiere F_a au același sens și acționează pe direcția reazemelor (figura 5.7a); μ este coeficient de frecare.

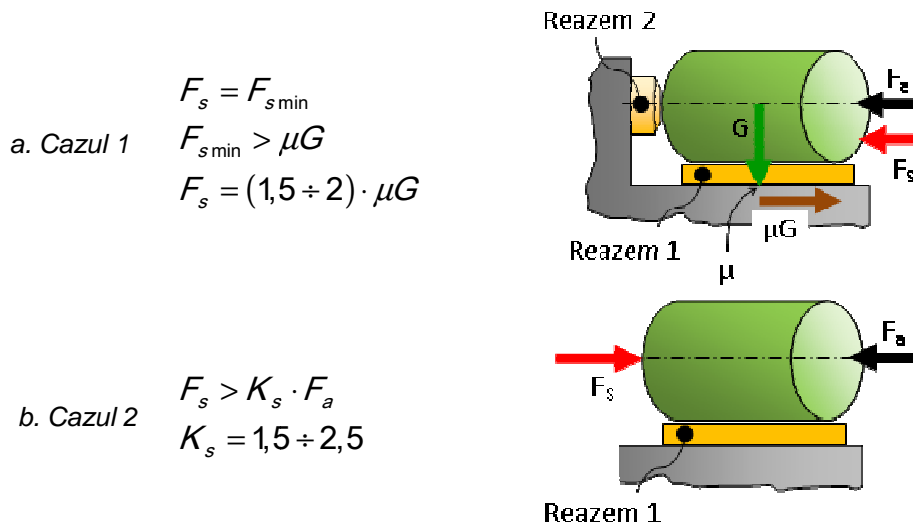


Fig. 5.7a. Schemă de fixare (cazuri tipice) – prezentare schematică

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

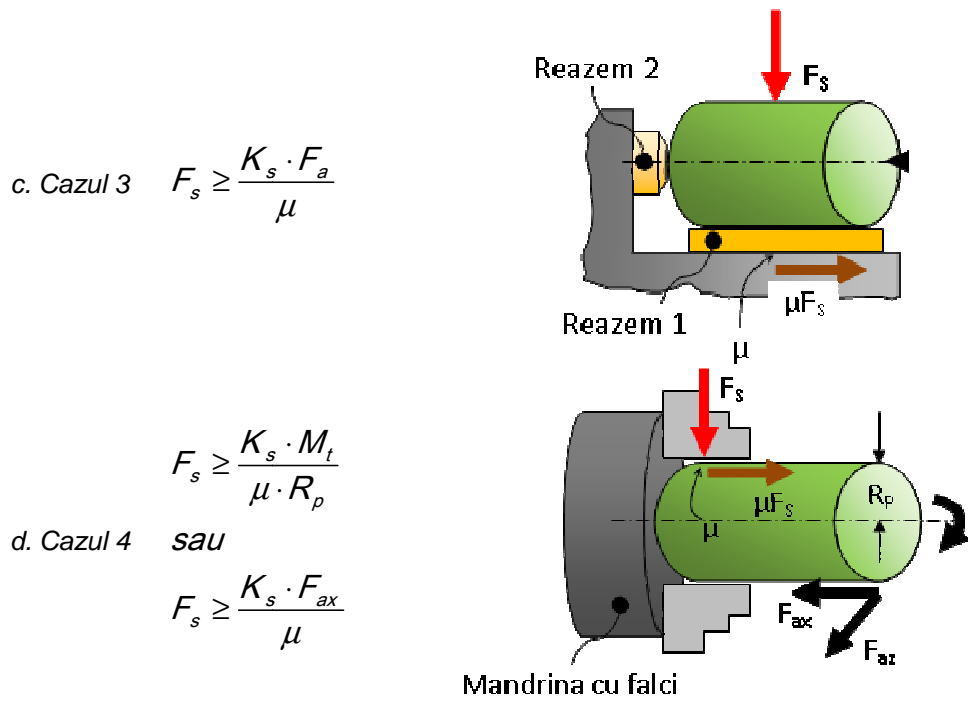


Fig. 5.7b. Schemă de fixare (cazuri tipice)

a. Cazul 1 $F_s = F_{s\min}$
 $F_{s\min} > \mu G$
 $F_s = (1,5 \div 2) \cdot \mu G$

b. Cazul 2 $F_s > K_s \cdot F_a$
 $K_s = 1,5 \div 2,5$

c. Cazul 3 $F_s \geq \frac{K_s \cdot F_a}{\mu}$

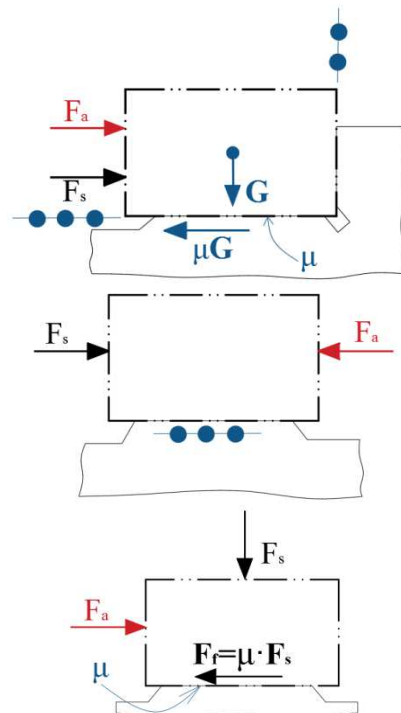


Fig. 5.8. Schemă de fixare (cazuri tipice) – prezentare schematică

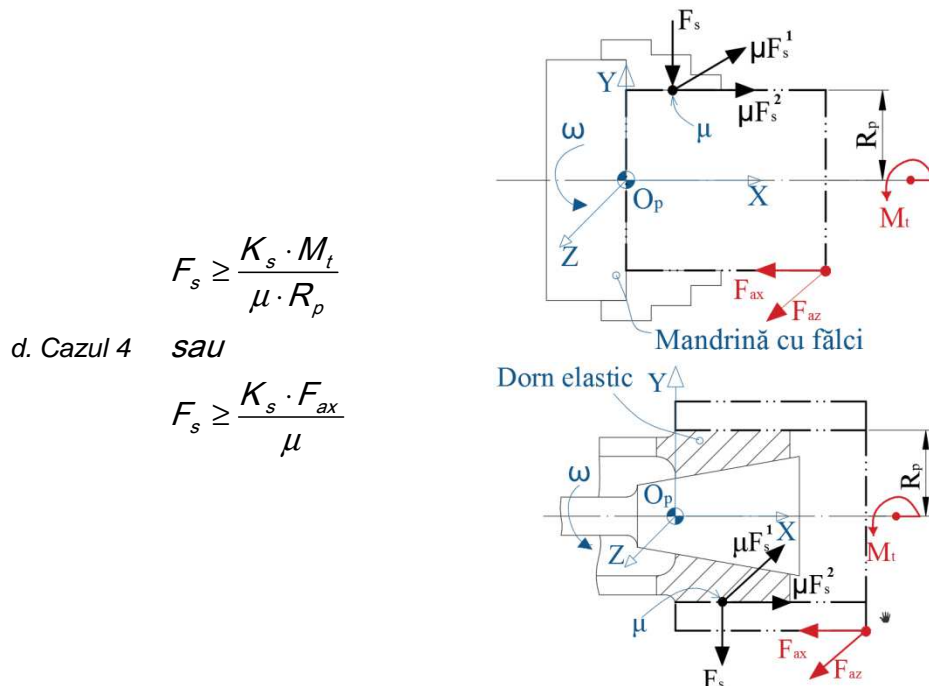


Fig. 5.8. Schemă de fixare (cazuri tipice) – prezentare schematică (continuare)

Pentru parametrul μ , valorile recomandate pentru calcule preliminare pot fi adoptate în funcție de tipul contactului de frecare:

a. *Contact element de fixare-semifabricat* – se consideră că elementele de fixare sunt din oțel dur (călit), iar suprafețele active sunt finisate; coeficientul de frecare are valori diferențiate în funcție de starea suprafeței de fixare a semifabricatului, astfel (tab. 5.1):

Tabelul. 5.1. Coeficientul de frecare pe suprafața de fixare

Starea suprafeței de fixare	Rugozitatea R_a [μm]	μ
Finisată	0,8÷1,6	0,1÷0,15
Semifinisată	3,2	0,15÷0,25
Degroșată	6÷12	0,2÷0,35
Rugoasă / neprelucrată	20÷50	0,4÷0,5

b. *Contact semifabricat-reazem* – se consideră că elementele de orientare (reazeme) sunt din oțel dur (călit), coeficientul de frecare poate fi adoptat cu următoarele valori, prezentate în tabelul 5.2.

Cazul 2 – F_a și F_s au aceeași direcție dar sensuri opuse (figura 5.7a). În relația din figura 5.7a, K_s reprezintă un coeficient de siguranță a fixării semifabricatului în dispozitiv; $K_s=1,5\div2,5$ pentru contactul oțel-oțel, la piese de dimensiuni medii (200 x 200 x 200 mm).

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

Tabelul. 5.2. Coeficientul de frecare pe suprafața de orientare (rezemare)

Starea suprafeței de orientare	Forma și starea suprafeței active a reazemelor	μ
Semifinisată / finisată	Plană, călită, finisată	0,15
Degroșată / laminată	Plană, calită, cu striiații / canale	0,3
Rugoasă / neprelucrată	Plană, calită, cu striiații / zimți	0,7
Semifinisată / finisată	Falcă / prismă, călită, finisată	0,2
Degroșată / laminată	Falcă / prismă, călită, cu canale	0,4÷0,5
Rugoasă / neprelucrată	Falcă / prismă, călită, cu zimți	0,65÷0,85

Cazul 3 – F_a și F_s au direcții perpendiculare, iar acțiunea forțelor de așchiere este preluată numai de forțele de frecare de la nivelul contactului semifabricat-reazem (fig. 5.7b).

Cazul 4 – momentul de răsucire M_t și forțele de așchiere F_a sunt preluate de momentul, respectiv de forțele de frecare, rezultate din sistemul de fixare a semifabricatului (fig. 5.7,b). Relațiile din figura 5.7b se utilizează în funcție de solicitarea de așchiere predominantă. Parametrii care exprimă forța de fixare sunt:

F_{ax} – forța de așchiere longitudinală (axa X);

F_{az} - forța de așchiere transversală (axa Z);

z_b – numărul fălcilor (bacurilor) de fixare ale mecanismului;

K_s – coeficient de siguranță ($K_s > 1$);

μ - coeficient de frecare la contactul falcă de fixare-semifabricat.

Pentru a realiza echilibrul forțelor cu o siguranță suficientă, forțele exterioare considerate a acționa asupra semifabricatului se măresc față de cele rezultate din calcule printr-un coeficient de siguranță, K_s :

$$K_s = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4, \quad (5.7)$$

în care: K_1 este un coeficient prin care se ține cont de neuniformitatea adaosului de prelucrare;

$K_1=1,8$ pentru prelucrări de degroșare;

$K_1=1,5$ pentru prelucrări de finisare.

K_2 – coeficient de influență a mărimii (dimensiunilor) suprafețelor de reazem;

$K_2=1$ pentru reazeme limitate (cu dimensiuni din standarde);

$K_2=1,5$ pentru reazeme cu suprafețe mari (de construcție specială);

K_3 – coeficient prin care se ține cont de continuitatea procesului de așchiere;

$K_3=1$ pentru așchiere continuă (uniformă);

$K_3=1,2$ pentru așchiere discontinuă (cu șocuri, vibrații).

K_4 – coeficient prin care se ține cont de creșterea forțelor exterioare datorită uzurii sculelor de așchiere;

$K_4=1,1\div 1,9$ (tab. 5.3).

Coeficientul K_4 este dependent de procedeul de așchiere, de materialul semifabricatului și de solicitarea de așchiere predominantă.

Tabelul. 5.3. Valorile coeficientului K_4

Procedeul de prelucrare	Solicitarea de așchiere*	Coeficientul K_4	
		Oțel	Fontă Aliaje neferoase
Găurire	M_t	1,15	1,15
	F_{ax}	1,1	1,1
Lărgire	M_t	1,3	1,3
Adâncire			
Lamare	F_{ax}	1,2	1,2
Lărgire de finisare			
Alezare	M_t sau F_{ax}	1,2	1,2
Strunjire exterioară și interioară	F_{az}	1	1
	F_{ay}	1,4	1,2
	F_{ax}	1,6	1,25
Frezare frontală (plană)		1,9 oțel	
Frezare cilindrică	F_t	moale	1,2÷1,4
Frezare cilindro-frontală		1,4 oțel dur	
Rectificare cilindrică	F_t	1,2	-
Rectificare plană			
Broșare cilindrică	F_a	1,55	-
Broșare canale			

Observatii:

- *forța/momentul care scoate piesa din echilibru și modifică poziția acesteia față de reazeme;

- M_t este momentul de torsiune (așchiere), calculat în axa de rotație a sculei;

- F_{ax} , F_{ay} , F_{az} sunt componentele forței de așchiere pe cele trei direcții ale sistemului de axe adoptat (XYZ);

- F_t este forța totală de așchiere;

- F_a este forța de așchiere, calculată în axa piesei.

Forțele de fixare calculate după aceste scheme sunt, în general, aproximative, dar de cele mai multe ori precizia rezultată este suficientă pentru practica proiectării.

Pentru a determina și utiliza relațiile de calcul ale forțelor de fixare se consideră că semifabricatul orientat pe reazeme poate pierde echilibrul (poziția orientată) sub acțiunea solicitărilor exterioare în trei moduri posibile, care determină trei ipoteze de calcul ce pot fi adoptate:

1. Prin răsturnare în jurul unui reazem, caz în care forța de fixare necesară rezultă din relația de calcul a momentului rezistent, opus răsturnării;

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

2. Prin alunecare liniară pe reazeme, situație în care forța de fixare necesară rezultă din ecuația de proiecții a forțelor exterioare și a celor de frecare (manifestate pe reazeme datorită forțelor de fixare);

3. Prin deplasare pe direcția forțelor exterioare, care sunt orientate în sens opus forțelor de fixare.

5.3. Clasificarea mecanismelor de fixare

Conservarea schemelor de orientare și menținerea poziției semifabricatului în dispozitiv pe toată perioada procesului de prelucrare mecanică se realizează prin includerea în structura dispozitivului port-piesă a mecanismelor de fixare, care formează un subansamblu foarte important.

Criteriile de clasificare țin seama de: tipul elementului de fixare, tipul sistemului de acționare, complexitatea mecanismului.

- Elementul de fixare:

- șurub/element cu filet;
- pârghie;
- excentric/camă.

- Sistemul de acționare:

- manual, recomandat dispozitivelor utilizate în producția de serie mică și mijlocie (100-400 piese/lot);
- mecanizat, pentru producția de serie mare și masă (>1000 piese/lot), realizat prin sistem: pneumatic, hidraulic/hidro-pneumatic, electric/electromagnetic, vacuum.

- Complexitate:

- mecanisme simple, care conțin un singur element de fixare;
- mecanisme combinate, compuse dintr-un mecanism/element de acționare și mai multe elemente de fixare.

5.4. Structura proiectării sistemului de fixare

Pe baza analizei structurii sistemului de forțe se concepe schema de fixare a semifabricatului, în baza căreia se realizează proiectarea mecanismului de fixare, parcurgând etapele prezentate succesiv în figura 5.9.

Pentru calculul forțelor de fixare într-un caz concret, se va proceda, mai întâi, la identificarea cazului cu o schemă de fixare caracteristică, folosită frecvent la prelucrarea mecanică prin așchiere în dispozitive.

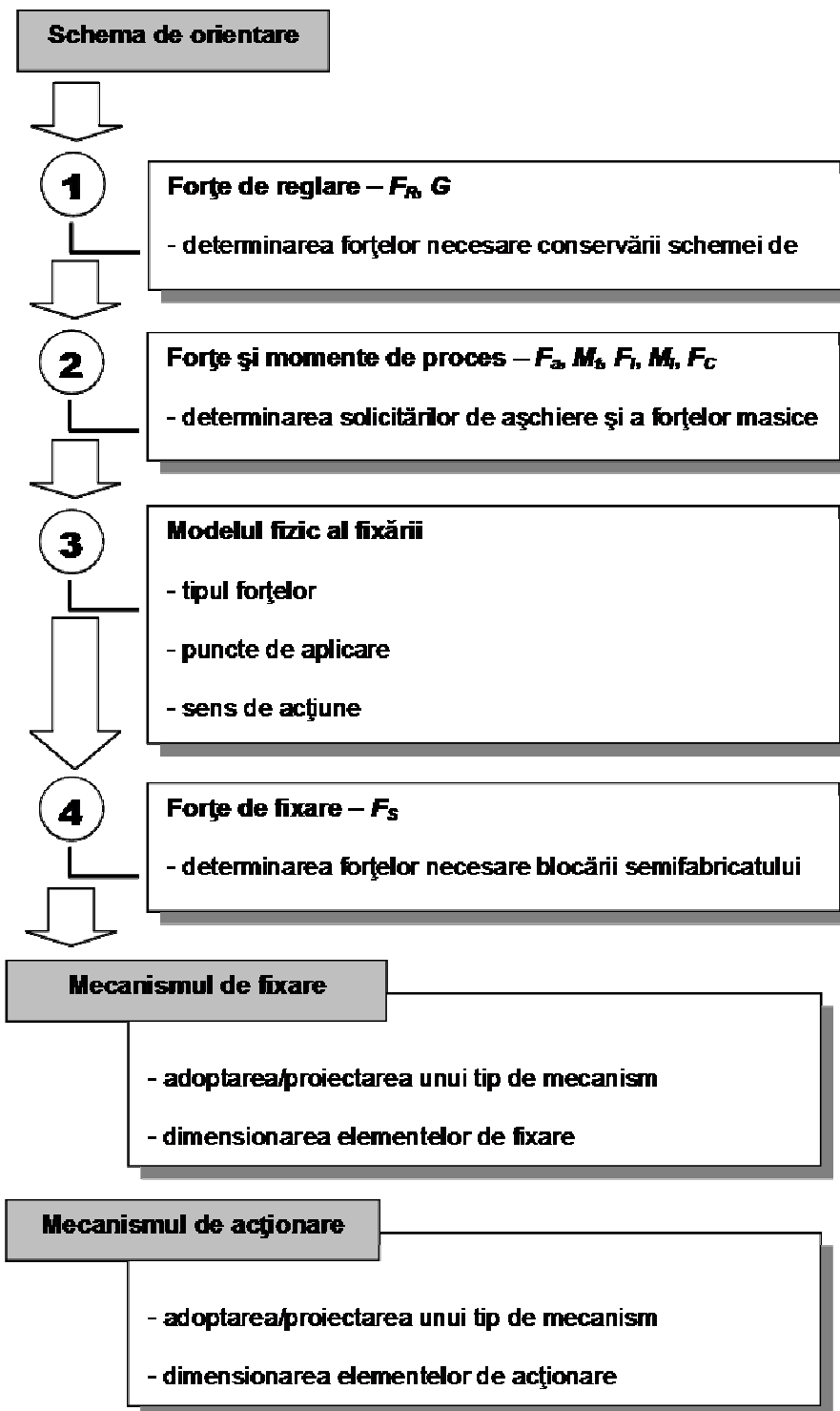


Fig. 5.9. Structura proiectării sistemului de fixare

5.5. Scheme de fixare caracteristice

Schemele caracteristice de fixare sunt cele întâlnite cu frecvență mare în construcția dispozitivelor folosite în industria construcțiilor de mașini. Se utilizează, în general, 7 scheme de fixare caracteristice, iar în cele ce urmează se prezintă atât aceste scheme, cât și modul de calculul al forței de fixare.

Schema 1:

- orientare: 1 bază plană orizontală (BO);
- elemente de orientare: reazeme plane, masa mașinii;
- fixare: pe suprafața de așezare (3 grd.);
- proces: rabotare, frezare plană (frontală), rectificarea plană.

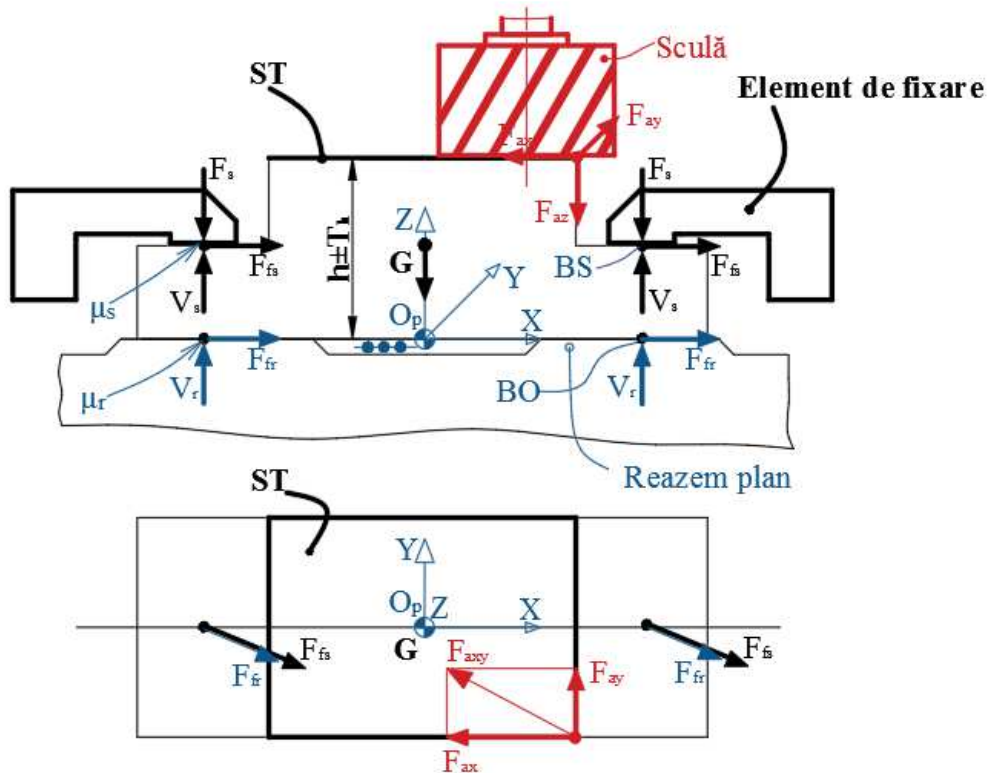


Fig. 5.10. Schema caracteristică de fixare nr. 1

Echilibrul forțelor, în planul O_pXY / O_pXZ :

$$P_{XOY} \rightarrow 2F_{fr} + 2F_{fs} = K_s \cdot F_{a_{xy}}, \tag{5.8}$$

în care: $F_{fr} = \mu_r \cdot V_r$ BO – suprafață de rezemare (r);

$$F_{fs} = \mu_s \cdot V_s \quad \text{BS – suprafață de fixare (s);}$$

$$F_{axy} = \sqrt{F_{ax}^2 + F_{ay}^2} \quad \text{– suprafață țintă (a);}$$

v_r este reacțiunea la nivelul suprafeței de orientare/reazem (BO);

v_s – reacțiunea la nivelul suprafeței/elementelor de fixare (BS).

În planul P_{XOZ} :

$$\begin{cases} 2v_r - 2F_s - G - F_{az} = 0 & -BO \\ 2v_s - 2F_s = 0 & -BS \end{cases} \quad (5.9)$$

Rezultă:

$$\begin{cases} v_r = F_s + \frac{1}{2}(F_{az} + G) \\ v_s = F_s \end{cases} \quad (5.10)$$

Înlocuind, rezultă expresia forțelor de frecare la nivelul suprafețelor de orientare, respective fixare:

$$\begin{cases} F_{fr} = \mu_r F_s + \frac{\mu_r}{2}(F_{az} + G); \\ F_{fs} = \mu_s F_s. \end{cases} \quad (5.11)$$

Ecuția de echilibru din planul P_{XOY} este:

$$2F_s(\mu_r + \mu_s) = K_s \sqrt{F_{ax}^2 + F_{ay}^2} - \mu_r(F_{az} + G). \quad (5.12)$$

Prin urmare, forța de fixare va fi:

$$F_s = \frac{K_s \sqrt{F_{ax}^2 + F_{ay}^2} - \mu_r(F_{az} + G)}{2(\mu_r + \mu_s)}, \quad (5.13)$$

în care: K_s este coeficient de siguranță;

μ_r, μ_s – coeficienți de frecare pe reazeme, respectiv de elemente de fixare;

F_{ax}, F_{ay}, F_{az} – componentele forței de așchiere.

Schema 2:

- orientare: 2 baze plane (BO1+BO2);
- elemente de orientare: reazeme, masa mașinii;
- fixare: pe suprafața de așezare (3 grd.);

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

- elemente de fixare: pârgii, bride, fălci, șuruburi;
- proces: rabotare, frezare cilindro-frontală, frezare canale riglate.

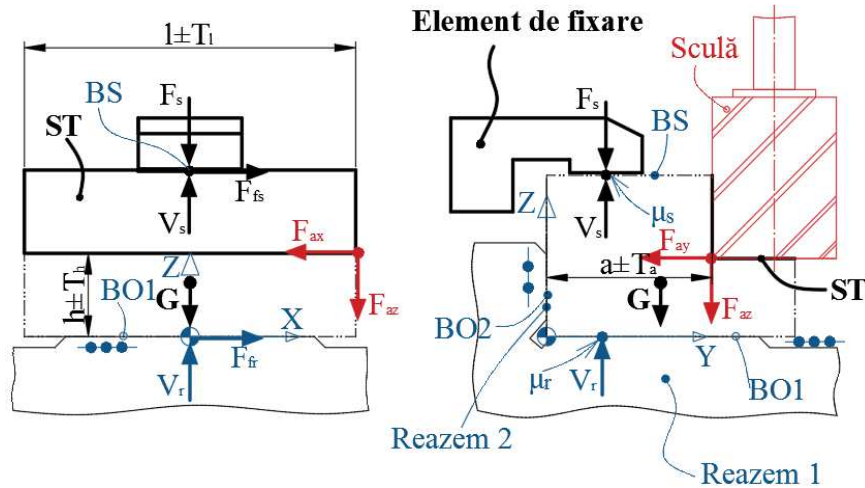


Fig. 5.11. Schema caracteristică de fixare nr. 2

Ecuțiile de echilibru a forțelor în planul P_{XOZ} :

$$P_{XOZ} \rightarrow F_{fr} + F_{fs} = K_s \cdot F_{ax} \quad (5.14)$$

$$P_{YOZ} \rightarrow \begin{cases} V_r - F_s - G - F_{az} = 0 & -BO1 \\ V_s - F_s = 0 & -BS \end{cases} \quad (5.15)$$

$$\begin{cases} V_r = F_s + (F_{az} + G) \\ V_s = F_s \end{cases} \quad (5.16)$$

Forțele de frecare sunt de forma:

$$\begin{cases} F_{fr} = \mu_r (F_s + F_{az} + G); \\ F_{fs} = \mu_s F_s. \end{cases} \quad (5.17)$$

Prin urmare, ecuația de echilibru din planul P_{XOZ} este:

$$F_s (\mu_r + \mu_s) = K_s F_{ax} - \mu_r (G + F_{az}). \quad (5.18)$$

În final, rezultă forța de fixare:

$$F_s = \frac{K_s \cdot F_{ax} - \mu_r (G + F_{az})}{(\mu_r + \mu_s)}. \quad (5.19)$$

Schema 3:

- orientare: 1 bază plană și două baze cilindrice interioare (BO1+BO2, BO3);
- elemente de orientare: reazeme plane, bolțuri cilindrice cu guler;
- fixare: pe suprafața de așezare (3 grd.);
- elemente de fixare: pârghii, bride;
- proces: rabotare, frezare plană (frontală), rectificarea plană.

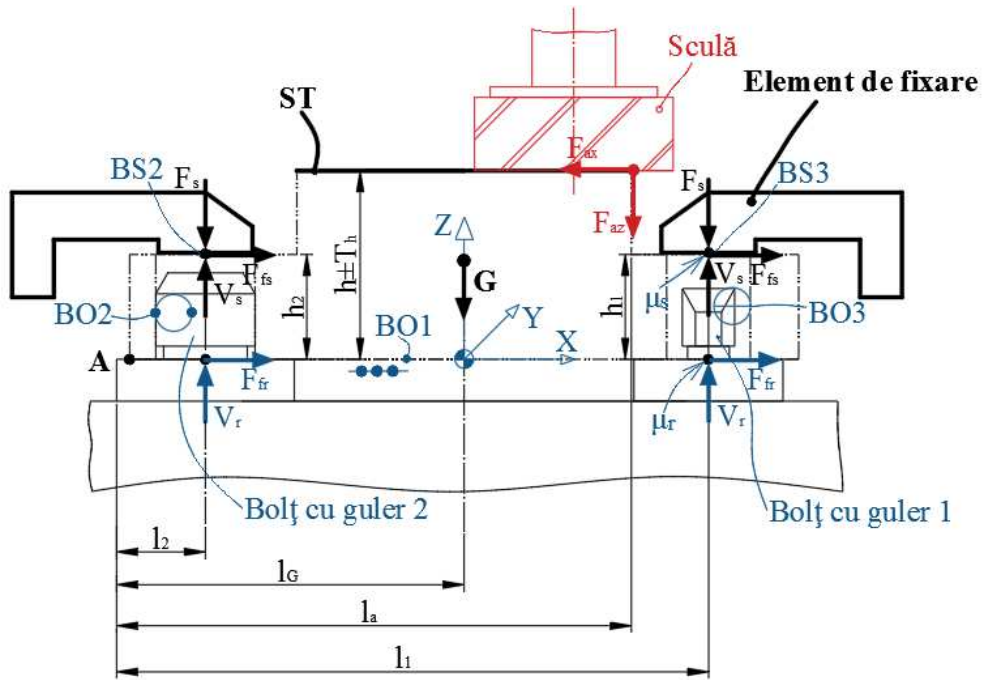


Fig. 5.12. Schema caracteristică de fixare nr. 3

Semifabricatul trebuie fixat, deoarece forțele de așchiere vor determina un moment de răsturnare a acestuia în jurul muchiei A.

Ecuția de echilibru a momentelor în A:

$$F_{az} \cdot l_a + F_{fs} \cdot h_1 + F_{fs} \cdot h_2 + G \cdot l_G + F_s \cdot l_1 + F_s \cdot l_2 = K_s \cdot F_{ax} \cdot h + V_r \cdot l_1 + V_r \cdot l_2. \quad (5.20)$$

Ecuțiile de echilibru a forțelor în planul P_{OpXZ} :

$$P_{XOZ} \rightarrow F_{fr} + F_{fs} = K_s \cdot F_{ax} \quad (5.21)$$

$$P_{XOZ} \rightarrow \begin{cases} 2V_r - 2F_s - G - F_{az} = 0 & -BO1 \\ 2V_s - 2F_s = 0 & -BS2, BS3 \end{cases} \quad (5.22)$$

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

$$\begin{cases} v_r = F_s + \frac{1}{2}(F_{az} + G) \\ v_s = F_s \end{cases} \quad (5.23)$$

în care: $F_{fs} = \mu_s \cdot v_s = \mu_s \cdot F_s$.

Înlocuind în ecuația momentelor, se obține:

$$\begin{aligned} F_{az} \cdot l_a + F_s \cdot \mu_s \cdot (h_1 + h_2) + G \cdot l_G = \\ = K_s \cdot F_{ax} \cdot h + \frac{1}{2}(F_{az} + G)(l_1 + l_2). \end{aligned} \quad (5.24)$$

Forța de fixare va fi:

$$F_s = \frac{K_s \cdot F_{ax} \cdot h + F_{az} \left(\frac{l_1 + l_2}{2} - l_a \right) + G \left(\frac{l_1 + l_2}{2} - l_G \right)}{\mu_s (h_1 + h_2)}. \quad (5.25)$$

Observație:

În practica proiectării dispozitivelor pot fi întâlnite și cazuri particulare, simple:

* Piesele sunt simetrice în planul $O_p XZ$, iar prelucrarea suprafeței țintă este simetrică (canale axiale):

$$F_s = \frac{K_s \cdot F_{ax} \cdot h}{2 \cdot \mu_s \cdot h_0}, \quad (5.26)$$

în care: $h_1 = h_2 = h_0$ și $\frac{1}{2}(l_1 + l_2) = l_a = l_G$.

* Suprafața țintă are dimensiuni mari în planul $O_p XY$, comparativ cu cota $h \pm T_h$ (semifabricate de tip „placă”):

$$F_{axy} = \sqrt{F_{ax}^2 + F_{ay}^2}. \quad (5.27)$$

Schema 4:

- orientare: 1 bază plană și două baze cilindrice interioare (BO1+BO2, BO3);

- elemente de orientare: reazeme plane, bolțuri cu guler;

- fixare: pe suprafața de așezare (3 grd.);

- elemente de fixare: pârgii, bride;

- proces: burghiere, lărgire, lamare, alezare, filetare.

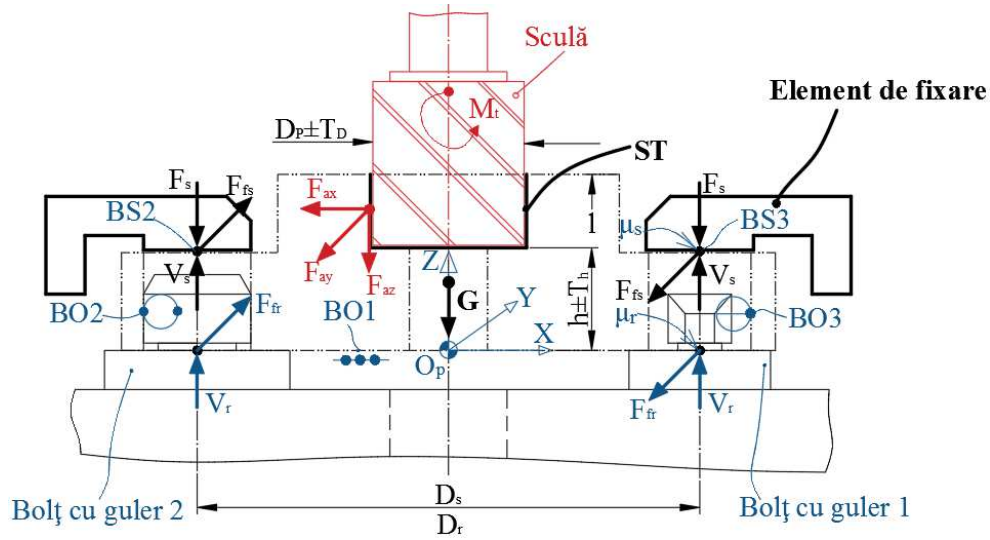


Fig. 5.13. Schema caracteristică de fixare nr. 4

Ecuția de echilibru a momentelor în axa suprafeței țintă (ST)/axa sculei/axa O_pZ :

$$F_{fr} \cdot D_r + F_{fs} \cdot D_s = K_s \cdot F_{ay} \cdot \frac{D_p}{2}. \quad (5.28)$$

Ecuțiile de echilibru a forțelor în planul P_{XOZ} :

$$P_{XOZ} \rightarrow \begin{cases} 2V_r - 2F_s - G - F_{az} = 0 & -BO1 \\ 2V_s - 2F_s = 0 & -BS2, BS3 \end{cases} \quad (5.29)$$

$$\begin{cases} V_r = F_s + \frac{1}{2}(F_{az} + G) \\ V_s = F_s \end{cases} \quad (5.30)$$

în care: $F_{fs} = \mu_s \cdot V_s$, $F_{fr} = \mu_r \cdot V_r$ și $M_t = F_{ay} \cdot \frac{D_p}{2}$.

Înlocuind în ecuația momentelor, se obține:

$$\mu_r \cdot F_s \cdot D_r + \frac{\mu_r \cdot D_r}{2} \cdot (F_{az} + G) + \mu_s \cdot F_s \cdot D_s = K_s \cdot F_{ay} \cdot \frac{D_p}{2} \quad (5.31)$$

Forța de fixare va fi:

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

$$F_s = \frac{K_s \cdot F_{ay} \cdot D_p - \mu_r \cdot D_r \cdot (F_{az} + G)}{2(\mu_r \cdot D_r + \mu_s \cdot D_s)}, \quad (5.32)$$

pentru $D_r \neq D_s$, sau

$$F_s = \frac{K_s \cdot F_{ay} \cdot D_p - \mu_r \cdot D \cdot (F_{az} + G)}{2D(\mu_r + \mu_s)} \quad (5.33)$$

pentru $D_r = D_s = D$.

Schema 5:

- orientare: 1 bază plană și 1 bază cilindrică interioară (BO1+BO2);
- elemente de orientare: bolț cu guler, dorn cu guler;
- fixare: pe suprafața de așezare (3 grd.), pe suprafața de sprijin (1 grd.) (BS);
- elemente de fixare: piuliță-șurub, tijă axială;
- proces: strunjire, rectificare cilindrică exterioară, burghiere, frezare.

Ecuția de echilibru a momentelor de răsucire în axa ST/axa de rotație $O_p X$:

$$M_{tr} + M_{ts} = K_s \cdot M_t, \quad (5.34)$$

în care: M_{tr} , M_{ts} sunt momente de frecare la nivelul suprafeței de rezemare (guler), respectiv de fixare (șaiabă, piuliță, disc, flanșă), date de relațiile:

$$\begin{cases} M_{tr} = F_{fr} \cdot \frac{D_{er}}{2}; \\ M_{ts} = F_{fs} \cdot \frac{D_{es}}{2}, \end{cases} \quad (5.35)$$

în care: D_{er} , D_{es} sunt diametrele echivalente ale suprafețelor inelare de contact dintre semifabricat-reazem, respectiv semifabricat-flanșă, date de relațiile:

$$\begin{cases} D_{er} = \frac{2}{3} \cdot \frac{D_r^3 - D_d^3}{D_r^2 - D_d^2}; \\ D_{es} = \frac{2}{3} \cdot \frac{D_f^3 - D_d^3}{D_f^2 - D_d^2}. \end{cases} \quad (5.36)$$

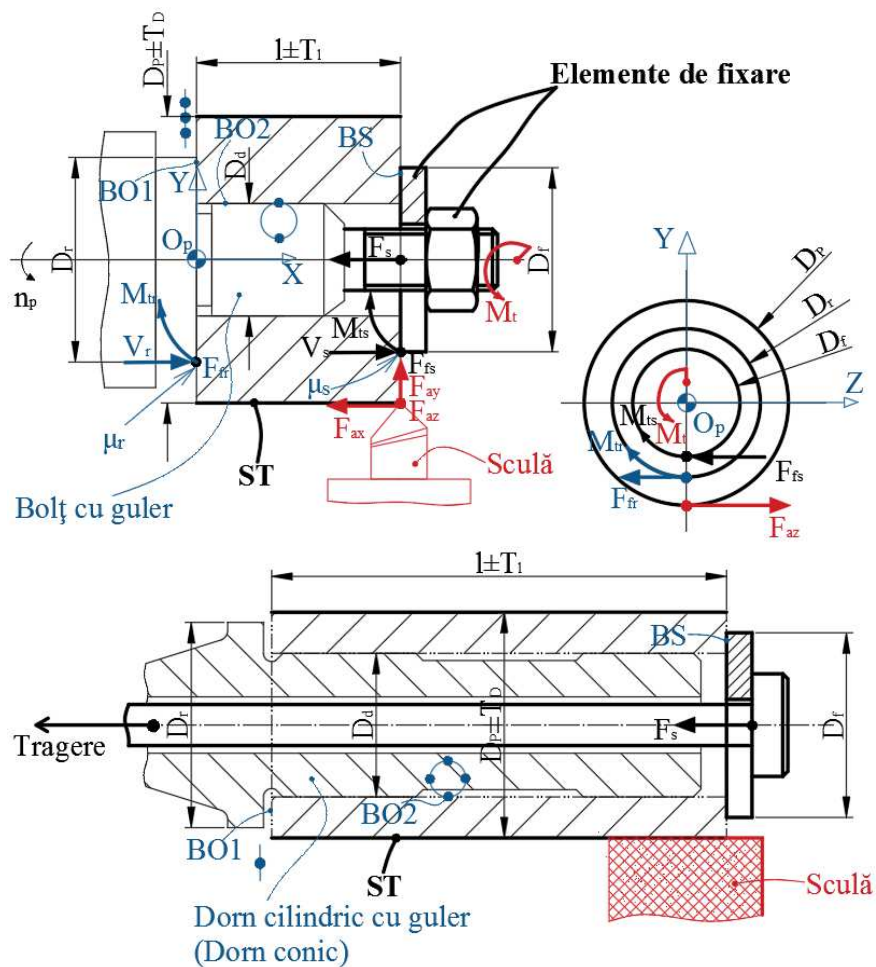


Fig. 5.14. Schema caracteristică de fixare nr. 5

Înlocuind în ecuația momentelor, se obține:

$$\frac{F_s}{3} \left(\mu_r \cdot \frac{D_r^3 - D_d^3}{D_r^2 - D_d^2} + \mu_s \cdot \frac{D_f^3 - D_d^3}{D_f^2 - D_d^2} \right) = K_s \cdot F_{az} \cdot \frac{D_p}{2}. \quad (5.37)$$

Forța de fixare va fi:

$$F_s = \frac{K_s \cdot F_{az} \cdot D_p}{\frac{2}{3} \left(\mu_r \cdot \frac{D_r^3 - D_d^3}{D_r^2 - D_d^2} + \mu_s \cdot \frac{D_f^3 - D_d^3}{D_f^2 - D_d^2} \right)}. \quad (5.38)$$

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

Observație:

În practica proiectării dispozitivelor pot fi întâlnite următoarele cazuri:

* Reazemul plan și flanșa de fixare au aceleași dimensiuni, adică $D_r = D_f = D$, situație în care forța de fixare are următoarea formă:

$$F_s = \frac{K_s \cdot F_{az} \cdot D_p}{\frac{2}{3}(\mu_r + \mu_s) \left(\frac{D^3 - D_d^3}{D^2 - D_d^2} \right)} \quad (5.39)$$

* La prelucrarea alezajelor de diametre mari ale unor semifabricate complexe (carcase, corpuri, vane etc.), în operații de strunjire, lărgire, alezare, rectificare, fixarea semifabricatelor poate fi realizată în două zone diametral opuse, utilizând bride cu fixare simetrică.

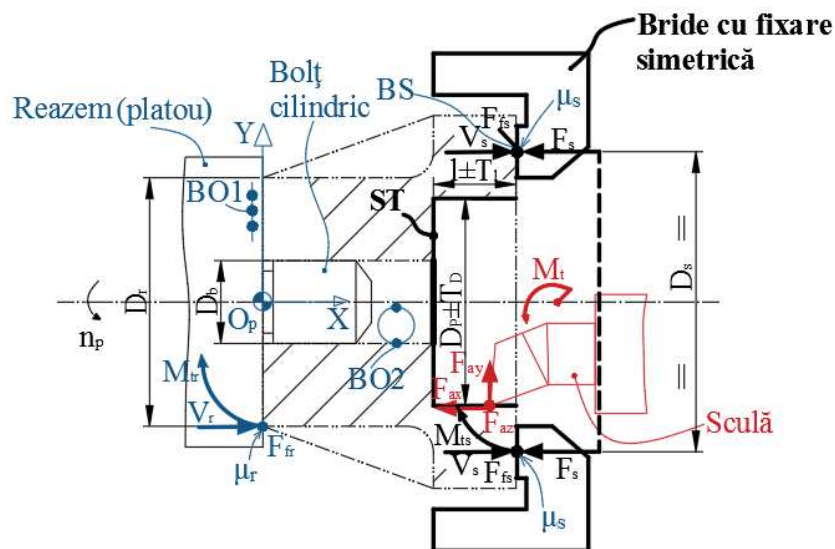


Fig. 5.15. Schema caracteristică de fixare nr. 5 (prelucrarea alezajelor de diametre mari)

În această situație, ecuația momentelor este:

$$M_{tr} + M_{ts} = K_s \cdot M_t, \quad (5.40)$$

în care:

$$\begin{cases} M_{tr} = \mu_r \cdot F_s \cdot \frac{D_{er}}{2} = \mu_r \cdot F_s \cdot \frac{1}{3} \left(\frac{D_r^3 - D_b^3}{D_r^2 - D_b^2} \right); \\ M_{ts} = \mu_s \cdot F_s \cdot \frac{D_{es}}{2}; \\ M_t = F_{az} \cdot \frac{D_p}{2}. \end{cases} \quad (5.41)$$

Forța de fixare:

$$F_s = \frac{K_s \cdot F_{az} \cdot D_p}{2\mu_s D_s + \frac{2}{3} \mu_r \left(\frac{D_r^3 - D_b^3}{D_r^2 - D_b^2} \right)}. \quad (5.42)$$

Schema 6:

- orientare: 1 bază cilindrică exterioară;
- elemente de orientare: mandrine autocentrante;
- fixare: pe suprafața cilindrică exterioară;
- elemente de fixare: bacuri, bușe cu fălci elastice;
- proces: strunjire, rectificare cilindrică, burghiere, lărgire, alezare, filetare.

Ecuția de echilibru a momentelor în axa ST/axa sculei/axa $O_p X$ este:

$$M_{tr} + M_{ts} = K_s \cdot M_t. \quad (5.43)$$

Sunt frecvent întâlnite două cazuri:

* Semifabricatul este sprijinit axial pe platou, iar $F_{ax} \ll F_{az}$, situație în care $M_{tr} \approx 0$, devine neglijabil, iar

$$\begin{cases} M_{ts} = F_{fs} \cdot \frac{D_s}{2}; \\ M_t = F_{az} \cdot \frac{D_p}{2}, \end{cases} \quad (5.44)$$

în care:

$$F_{fs} = \mu_s \cdot F_s \cdot z_b, \quad (5.45)$$

unde z_b este numărul de bacuri (fălci) de fixare.

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

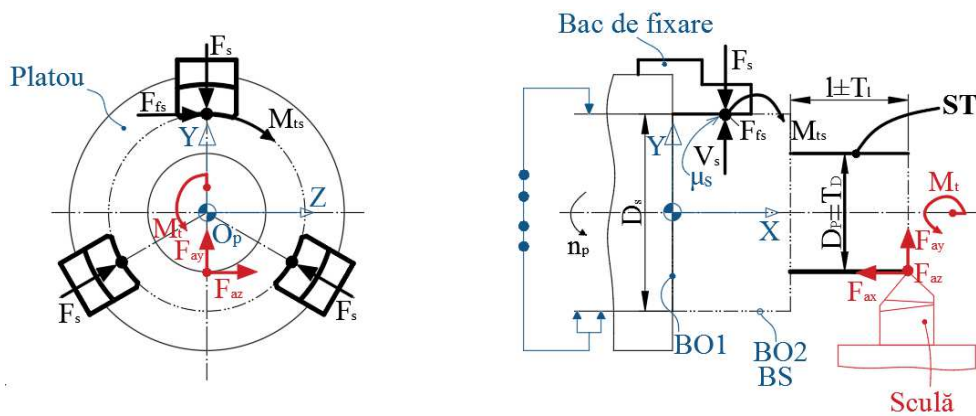


Fig. 5.16. Schema caracteristică de fixare nr. 6 (semifabricatul este sprijinit axial pe platou)

Înlocuind în ecuația momentelor, rezultă:

$$z_b \cdot \mu_s \cdot F_s \cdot \frac{D_s}{2} = K_s \cdot F_{az} \cdot \frac{D_p}{2} \quad (5.46)$$

Prin urmare, forța de fixare va fi:

$$F_s = \frac{K_s \cdot F_{az}}{\mu_s \cdot z_b} \cdot \frac{D_p}{D_s} \quad (5.47)$$

* Semifabricatul nu este sprijinit axial, având tendința de deplasare (alunecare) axială pe bacuri sau fălci, situație în care se ia în calcul rezultanta forțelor \$F_{az}\$ și \$F_{ax}\$.

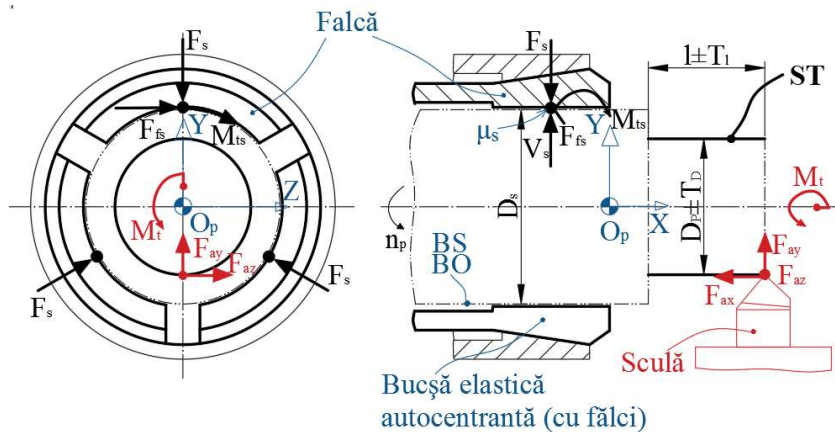


Fig. 5.17. Schema caracteristică de fixare nr. 6 (semifabricatul nu este sprijinit axial pe platou)

Prin urmare:

$$M_t = F_{axz} \cdot \frac{D_p}{2}, \quad (5.48)$$

în care:

$$F_{axz} = \sqrt{F_{ax}^2 + F_{az}^2}. \quad (5.49)$$

În final, forța de fixare va fi de forma:

$$F_s = \frac{K_s}{z_b \cdot \mu_s} \cdot \frac{D_p}{D_s} \cdot \sqrt{F_{ax}^2 + F_{az}^2}. \quad (5.50)$$

Schema 7:

- orientare: 1 bază cilindrică exterioară;
- elemente de orientare: prisme;
- fixare: pe suprafața cilindrică exterioară;
- elemente de fixare: prisme, fălci, bride, pârgșii;
- proces: frezare, burghiere, strunjire.

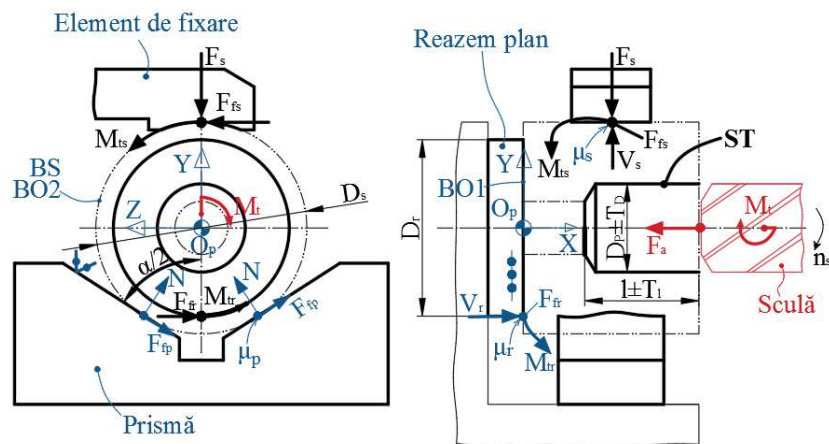


Fig. 5.18. Schema caracteristică de fixare nr. 7

Ecuția de echilibru a momentelor în axa ST/axa sculei/axa $O_p X$:

$$M_{tr} + M_{ts} = K_s \cdot M_t, \quad (5.51)$$

în care:

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

$$M_{tr} = 2F_{fp} \cdot \frac{D_s}{2} \quad (5.52)$$

și

$$M_{ts} = 2F_{fs} \cdot \frac{D_s}{2}, \quad (5.53)$$

cu:

$$\begin{cases} F_{fp} = \mu_p \cdot N; \\ F_{fs} = \mu_s \cdot F_s. \end{cases} \quad (5.54)$$

Ecuția de echilibru a forțelor în planul O_pYZ este:

$$P_{YOZ} \rightarrow 2 \cdot N \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - F_s = 0 \quad -BO2, BS \quad (5.55)$$

în care:

$$N = \frac{F_s}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}. \quad (5.56)$$

Înlocuind, se dezvoltă ecuația:

$$\mu_s \cdot F_s \cdot \frac{D_s}{2} + \mu_p \cdot F_s \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} = K_s \cdot M_t. \quad (5.57)$$

În final, forța de fixare va fi:

$$F_s = \frac{2 \cdot K_s \cdot M_t}{D_s \left(\mu_s + \frac{\mu_p}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right)}. \quad (5.58)$$

În cazul în care baza de așezare BO1 are dimensiuni importante (suprafață mare) $D_r \approx D_s$, se ia în considerare și momentul de frecare de pe suprafața de contact semifabricat-reazem plan. Astfel:

$$M_{tp} + M_{tr} + M_{ts} = K_s \cdot M_t, \quad (5.59)$$

în care:

$$M_{tr} = F_{fr} \cdot \frac{D_r}{2}, \quad (5.60)$$

cu

$$F_{fr} = F_a \cdot \mu_r. \quad (5.61)$$

Prin urmare, forța de fixare devine:

$$F_s = \frac{2 \cdot K_s \cdot M_t - \mu_r \cdot D_r \cdot F_a}{D_s \left(\mu_s + \frac{\mu_p}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right)}. \quad (5.62)$$

5.6. Mecanisme de fixare cu filet

5.6.1. Generalități

În structura acestor mecanisme se află un cuplu mecanic “șurub-piuliță”, care transformă momentul de acționare (exterior) într-o forță axială, folosită pentru fixarea semifabricatului în mod direct, sau prin intermediul altor elemente (bride, pârgșii, tălpi de presiune, etc.) (figura 5.19).



Fig. 5.19. Aplicație a mecanismelor de fixare cu filet
(Ex.: Sisteme BERNARDO)

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

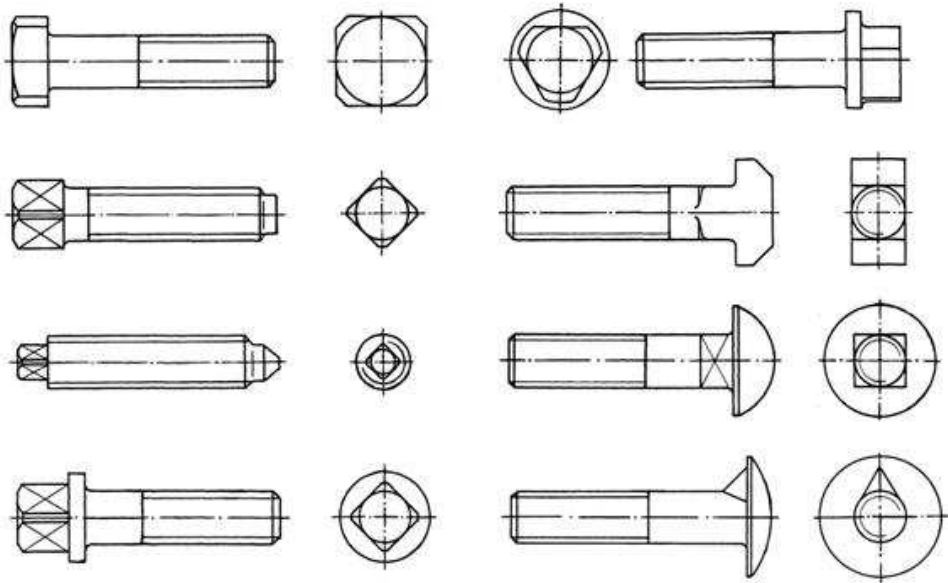


Fig. 5.20. Tipuri de șuruburi de fixare

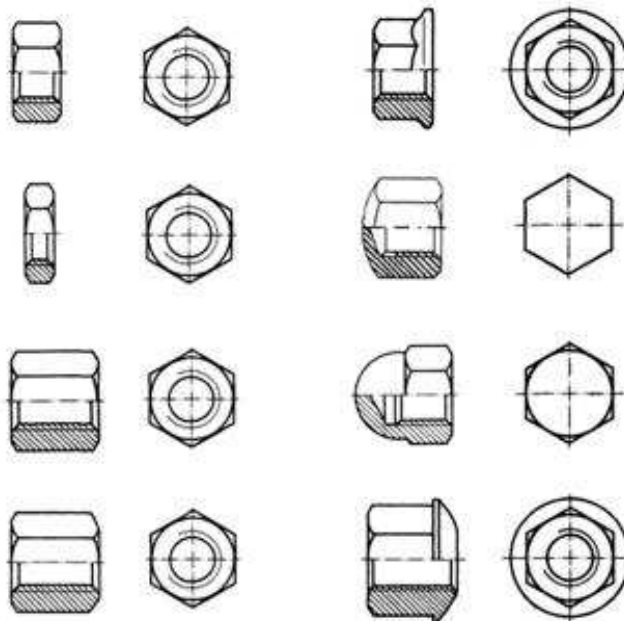


Fig. 5.21. Tipuri de piulițe de fixare

Cele mai importante **avantaje** ale utilizării mecanismelor de fixare cu filet sunt:

- simplitate constructivă;
- siguranță în funcționare;
- accesibilitate/universabilitate;
- dezvoltarea de curse și de forțe mari;

Dezavantaje:

- timp mare de acționare-desfacere;
- nu asigură constanța forței de fixare;
- consum mare de energie la acționare manuală;

Recomandări:

- pentru fabricația de serie mică-mijlocie (100-400 piese/lot);
- dispozitive acționate manual;
- pentru fixarea semifabricatelor rigide;
- combinarea cu elemente de transmitere a forței de fixare: bride, pârghii, fălci etc.

În figura 5.20 sunt prezentate principalele tipuri de șuruburi de fixare standardizate, utilizate în construcția dispozitivelor mecanice, iar în figura 5.21 sunt prezentate tipuri de piulițe de fixare.

5.6.2. Calculul forței de fixare

Se realizează în funcție de următoarele particularități și caracteristici constructive:

- forma capului de presiune (suprafața de contact);
- caracteristicile dimensionale ale filetului (diametru d_f , pas p_f);
- coeficientul de frecare șurub-piuliță (μ_f), respectiv cap de presiune/piuliță-semifabricat (μ_s);
- forța de acționare (exterioară) (F_e , M_e);
- lungimea activă a manetei sau a cheii de acționare sau diametrul rozetei (L_m , D_r).

Soluțiile tehnice cel mai des utilizate pentru realizarea mecanismelor de fixare a semifabricatelor sunt prezentate în continuare:

- Piuliță cu guler plat (figura 5.22, 5.23);
- Piuliță și șaibă plată (figura 5.24);
- Șurub cu cap de presiune inelar (figura 5.25, 5.26).

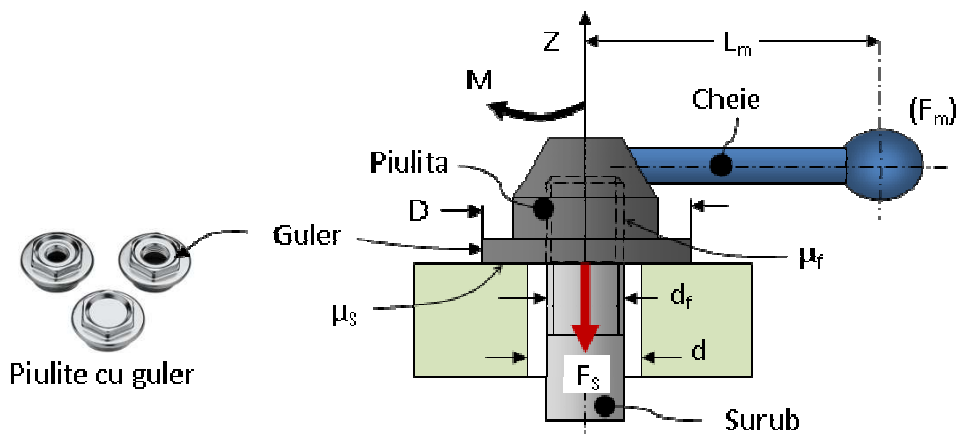


Fig. 5.22. Mecanism de fixare cu piuliță cu guler plat

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

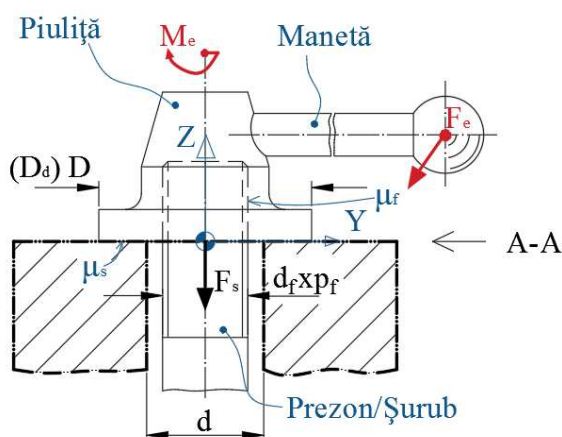


Fig. 5.23. Mecanism de fixare cu piuliță cu guler plat – prezentare schematică

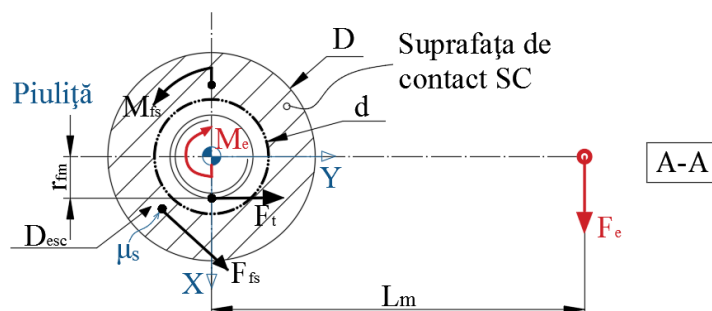


Fig. 5.24. Mecanism de fixare cu piuliță cu guler plat – Secțiunea A-A

Pentru dimensiuni standardizate, se recomandă:

- $D = (2 \div 2,2) d_f$;
- $d = (1,1 \div 1,15) d_f$.

Ecuția de echilibru a momentelor în axa șurubului/piuliței/axa OZ este:

$$F_t \cdot r_f^m + M_{fs} = M_e, \quad (5.63)$$

în care: r_f^m este raza medie a filetelui ($0,5d_f$);

F_t – forța tangențială din spira filetelui.

Forța tangențială din spira filetelui este dată de relația:

$$F_t = F_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (5.64)$$

în care: F_s este forța de fixare realizată în axa filetelui;

α – unghiul elicei filetelui ($\alpha = 2-4^\circ$ pentru filet Metric);

φ – unghiul de frecare dintre spirele filetelui piuliței și ale șurubului.

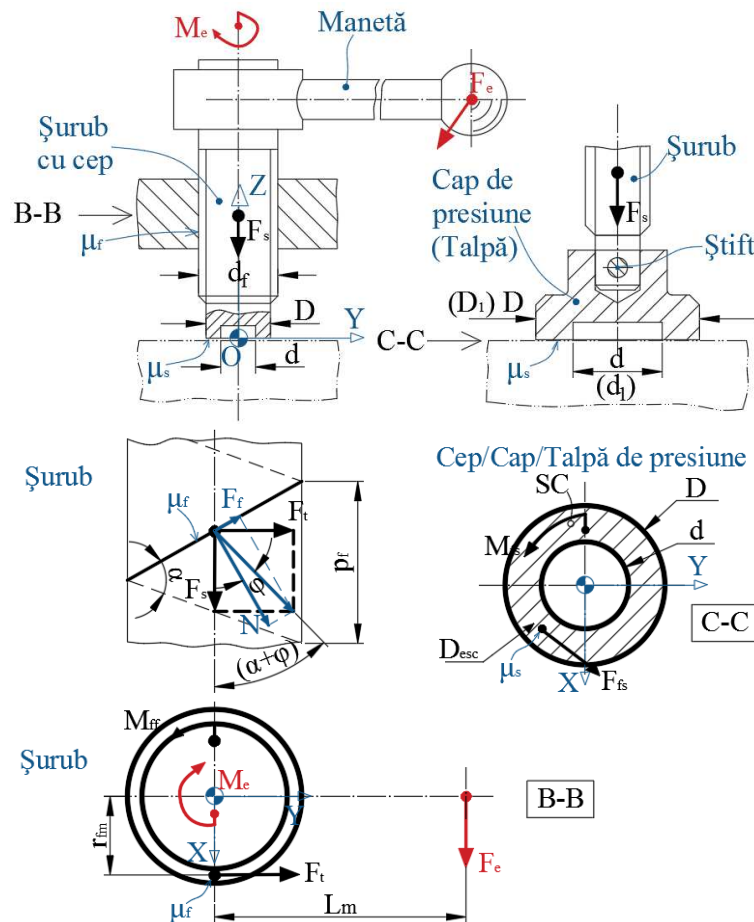


Fig. 5.25. Mecanism de fixare cu șurub cu cap (cep) inelar – prezentare schematică

Unghiul elicei filetelui este dat de relația:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{p_f}{\pi \cdot d_f}\right), \quad (5.65)$$

în care: p_f este pasul filetelui (tabelul 5.4), iar

$$\varphi = \arctg\mu_f, \quad (5.66)$$

în care μ_f este coeficientul de frecare din filet. Acesta se recomandă a fi utilizat cu următoarele valori:

- $\mu_f = 0,15 \div 0,38$, pentru frecare uscată (fără ungere) și elemente filetate din oțel;

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

- $\mu_f = 0,08 \div 0,12$, pentru frecare umedă (cu ungere) și elemente filetate din oțel.



Fig. 5.26. Piuliță normală și saibă plată

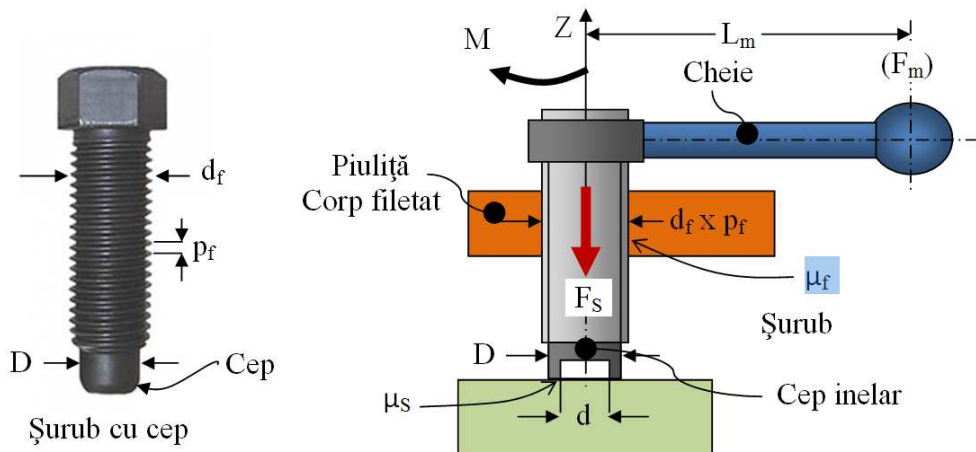


Fig. 5.27. Mecanism de fixare cu șurub cu cap (cep) inelar

Pentru comparație, se prezintă datele tehnice pentru două tipuri de filete (figura 5.28).

Tabelul. 5.4. Filet Metric – pas normal

Diametrul filetelui d_f [mm]	6	8	10	12	16	20
Pasul filetelui p_f [mm]	1,0	1,0	1,25	1,25	1,5	1,5



Fig. 5.28. Tipuri de filete: a) Trapezoidal; b) Metric

- filet trapezoidal:
 - $\beta = 30^\circ$, unghiul la vârf al filetelui;
 - $\mu_f = 1,04\mu_s$;

- $\varphi = 5,93^\circ \div 11,74^\circ$, pentru $\mu_s = 0,1 \div 0,2$;
- filet metric:
 - $\beta = 60^\circ$, unghiul la vârf al filetului;
 - $\mu_f = 1,15\mu_s$;
 - $\varphi = 6,56^\circ \div 12,95^\circ$, pentru $\mu_s = 0,1 \div 0,2$.

Momentul de frecare de pe suprafața inelară de fixare a capului de presiune, respectiv al șaibei sau piuliței, este dat de relația:

$$M_{fs} = F_{fs} \cdot \frac{D_{esc}}{2}, \quad (5.67)$$

cu F_{fs} dată de relația:

$$F_{fs} = \mu_s \cdot F_s \quad (5.68)$$

și în care D_{esc} este diametrul echivalent al suprafeței de contact, dat de relația:

$$D_{esc} = \frac{2}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}. \quad (5.69)$$

Momentul de acționare (exterior) aplicat la cheia/maneta de strângere de lungime L_m , sau rozeta de acționare de diametru D_m este:

$$M_e = F_m \cdot L_m, \quad (5.70)$$

în care: F_m este forța de acționare manuală, care poate fi utilizată în calcule cu următoarele valori:

- $F_m = 50 \div 100$ N, pentru acționare ușoară (foarte comodă);
- $F_m = 100 \div 150$ N, pentru acționare medie (comodă);
- $F_m = 150 \div 200$ N, pentru acționare relativ dificilă.

Pentru acționarea cu cheie fixă standard, momentul se calculează cu relația:

$$M_e = (1 \div 1,5) \cdot d_f \text{ [Nm]} \quad (5.71)$$

Înlocuind în ecuație, se obține dezvoltarea:

$$F_s \cdot \frac{d_f}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \mu_s \cdot F_s \cdot \frac{1}{3} \left(\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right) = F_m \cdot L_m, \quad (5.72)$$

iar, prin prelucrare, rezultă expresia generală a forței de fixare:

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

$$F_s = \frac{F_m \cdot L_m}{\frac{d_f}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{\mu_s}{3} \left(\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right)} \quad (5.73)$$

În cazul șurubului cu cap de presiune plat (figurile 5.29, 5.30), suprafața de contact este circulară, iar în cazul șurubului cu cap de presiune sferic, suprafața de contact se reduce la un punct (figurile 5.31, 5.32):

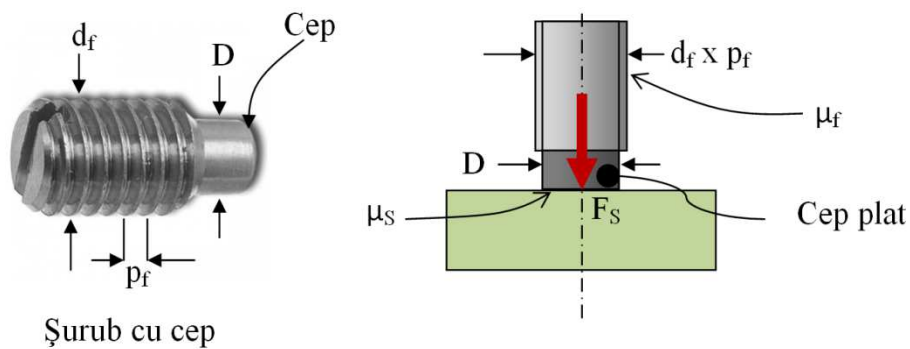


Fig. 5.29. Șurub cu cap de presiune plat

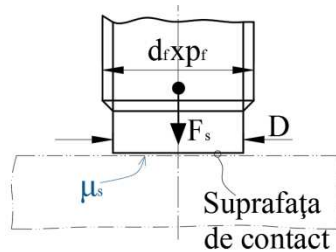


Fig. 5.30. Șurub cu cap de presiune plat – prezentare schematică

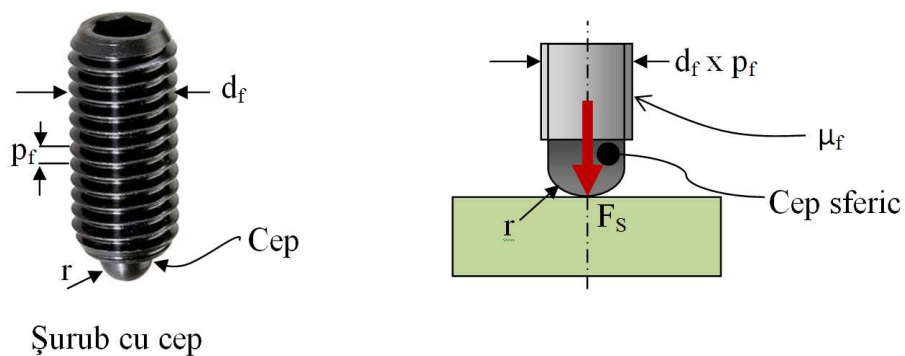


Fig. 5.31. Șurub cu cap de presiune sferic

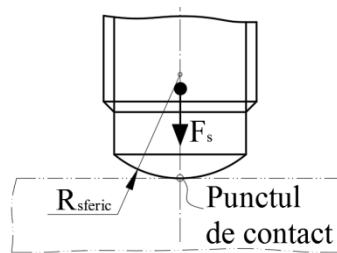


Fig. 5.32. Șurub cu cap de presiune sferic – prezentare schematică

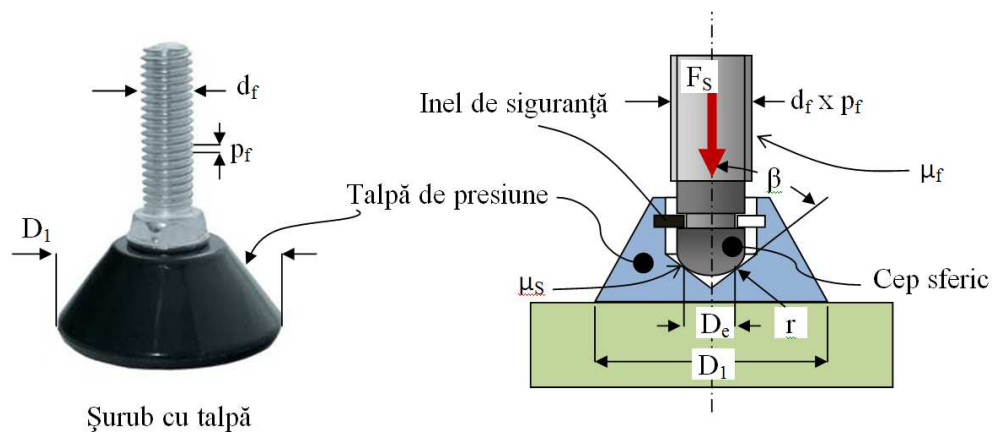


Fig. 5.33. Șurub cu cap (cep) sferic și talpă/cap de presiune

Forța de fixare, în cazul șurubului cu cap de presiune plat, este dată de relația:

$$F_s = \frac{F_e \cdot L_m}{\frac{d_f}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{\mu_s}{3} \cdot D}, \quad (5.74)$$

deoarece $d = 0$, iar în cazul șurubului cu cap de presiune sferic, este:

$$F_s = \frac{2 \cdot F_e \cdot L_m}{d_f \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}, \quad (5.75)$$

deoarece $D = d = 0$ și $\mu_s = 0$.

În cazul șurubului cu cap sferic și talpă de presiune, contactul pe suprafața conică se realizează după un cerc de diametru D :

$$D = 2r \cdot \cos \beta, \quad (5.76)$$

în care, pentru tălpi de presiune/capete de presiune standardizate, $\beta = 60^\circ$.

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

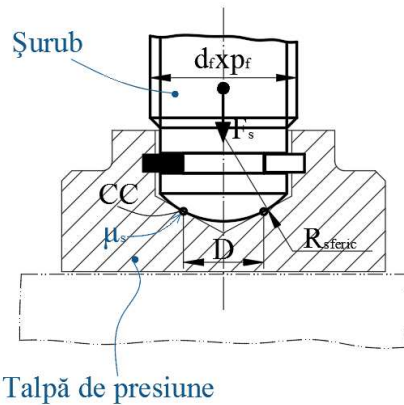


Fig. 5.34. Șurub cu cap (cep) sferic și talpă/cap de presiune – prezentare schematică

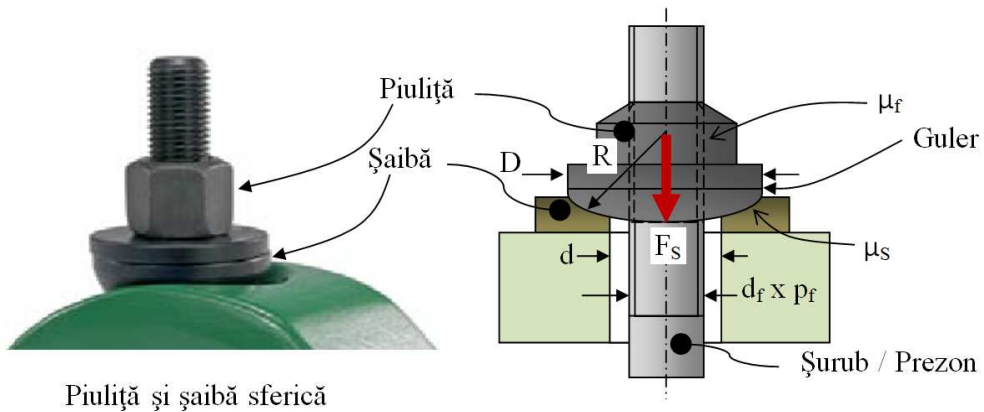
Forța de fixare se calculează cu relația:

$$F_s = \frac{2F_e \cdot L_m}{d_f \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi) + \mu_s \cdot D} \quad (5.77)$$

Pentru toate mecanismele simple cu șurub și piuliță, cursa acestor elemente de fixare se calculează cu relația:

$$c_s = \frac{p_f}{2\pi} \cdot \theta, \quad (5.78)$$

în care θ este unghiul de rotire al șurubului/piuliței, în radiani.



Piuliță și șaibă sferică

Fig. 5.35. Piuliță cu guler sferic și șaibă de fixare

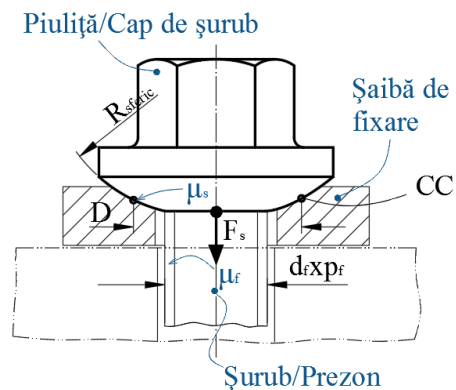


Fig. 5.36. Piuliță cu guler sferic și șaibă de fixare – prezentare schematică



Fig. 5.37. Fixare directă cu șuruburi (ex.: portsculă pentru strunjit)



Fig. 5.38. Fixare cu sisteme de bride (ex.: dispozitiv de frezat)

În practica industrială se utilizează atât fixarea directă (figura 5.37), cât și fixarea prin mecanisme de fixare combinate, în care forța de fixare se transmite semifabricatului prin intermediul unor bride/pârghii cu unul sau două brațe (simple sau duble) (figura 5.38).

O mare parte din aceste mecanisme și elementele lor sunt normalizate sau standardizate, iar cel mai des folosite în structura dispozitivelor port-piesă sunt:

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

- mecanisme cu bridă simplă (bridă L);
- mecanisme cu bridă dublă.

De asemenea, o largă răspândire o au mecanismele de fixare cu filet în construcția dispozitivelor de fixare universale de tip “menghină”, elementul de fixare îl constituie în acest caz bacul sau prisma mobilă, acționată de șurub (figura 5.39).

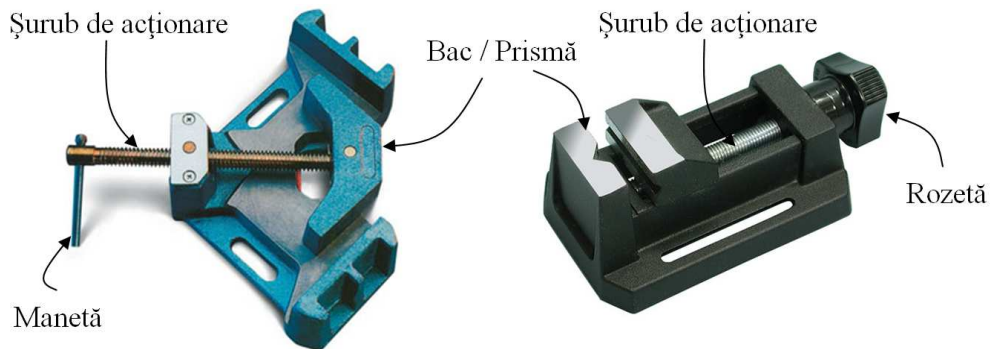


Fig. 5.39. Fixare cu bacuri/prisme acționate cu șurub (ex.: menghine de fixare)

5.6.3. Exemplu de calcul

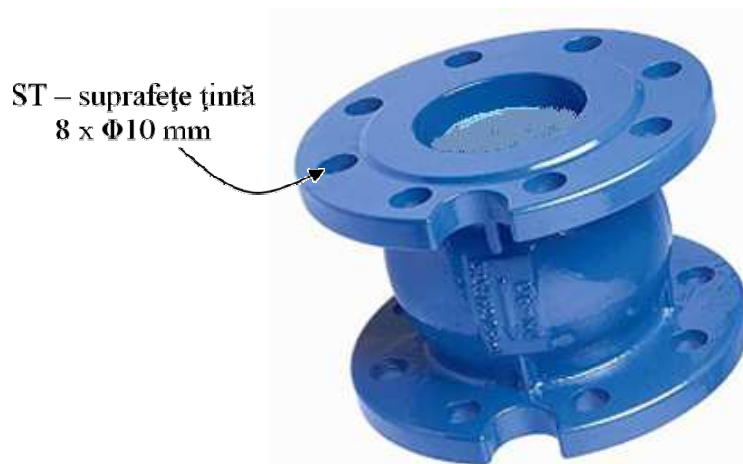


Fig. 5.40. Aplicație – semifabricat Flanșă - 8 găuri echidistante

Se propune proiectarea unui mecanism de fixare cu filet pentru semifabricatul “Flanșă” din figura 5.40. Schema de orientare a semifabricatului este prezentată în figura 5.41.

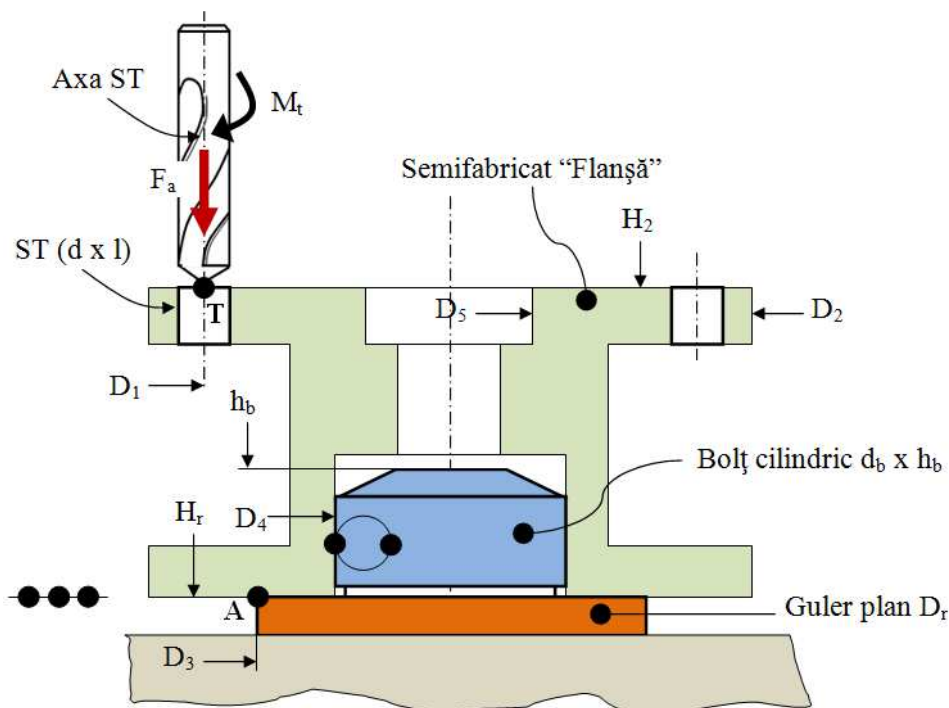


Fig. 5.41. Schema de orientare a semifabricatului

A. Date inițiale:

Operație/proces: Burghiere;
Suprafața țintă: $d = 10$ mm.

B. Schema de orientare

Elemente (figura 5.41):

- Bolț cilindric (2 grade de libertate) – $d_b = 42$ mm, $h_b = 17$ mm;
- Guler (reazem plan) (3 grade de libertate) – $D_r = 60$ mm.

C. Proces de prelucrare:

Solicitări de așchiere:

- Forța de avans (axială) $F_a = 3027$ N;
- Momentul de torsiune $M_t = 12,63$ Nm.

Pentru schema de orientare propusă, solicitarea predominantă este dată de forța de avans, care va determina răsturnarea/înclinarea semifabricatului față de muchia A.

D. Schema de fixare

Elemente:

- Prezon filetat $d_f \times p_f$;
- Piuliță hexagonală cu guler plat;
- Șaibă detașabilă $D_s \times d_s$.

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

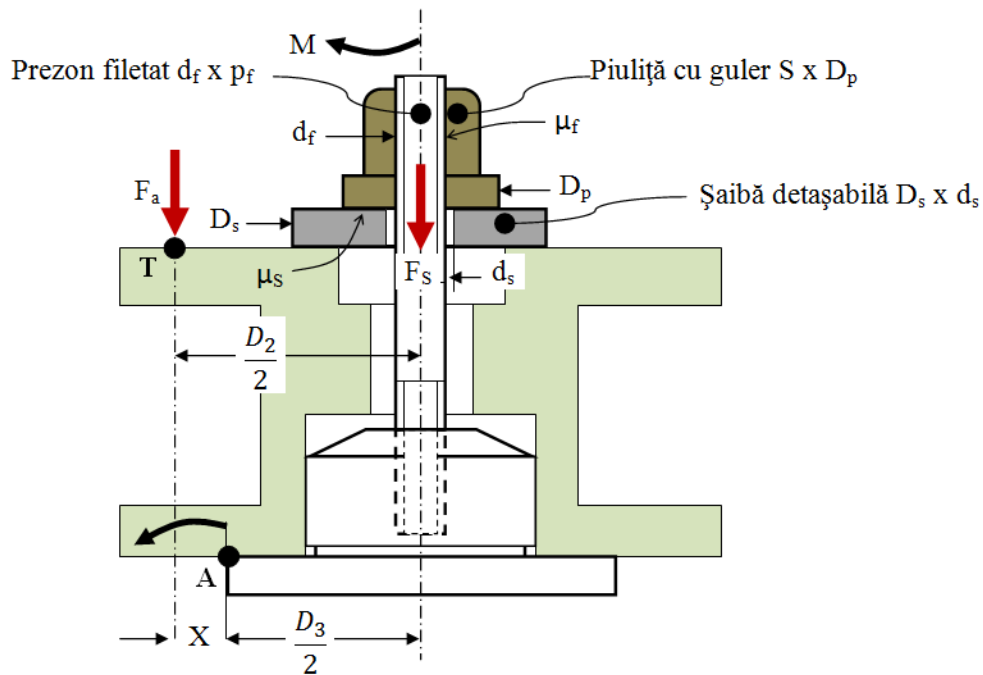


Fig. 5.42. Schema de fixare

E. Forța de fixare

Momentul de răsturnare a semifabricatului față de muchia A este:

$$F_a \cdot X = \frac{D_3}{2} \cdot Q, \quad (5.79)$$

iar forța internă dezvoltată de strângerea piuliței este:

$$Q = \frac{2X}{D_3} \cdot F_a = 2597 \text{ N}, \quad (5.80)$$

în care:

$$X = \frac{D_2 - D_3}{2} = 18 \text{ mm}. \quad (5.81)$$

Forța de fixare necesară, dezvoltată în axa prezonului și a bolțului, este:

$$F_{s_{nec}} = K_s \cdot Q = 5142 \text{ N}, \quad (5.82)$$

în care:

$$K_s = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 = 1,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 = 1,98, \quad (5.83)$$

unde: $K_4 = 1,1$, se alege din tabelul 5.3, pentru solicitarea predominantă forță de avans (solicitarea de așchiere care tinde să scoată semifabricatul din echilibru).

Schema de fixare corespunde cazului din figura 5.22, în care piulița este acționată cu cheie fixă standard, momentul de acționare fiind determinat cu relația:

$$M = F_m \cdot L_m = (1 \div 1,5) d_f. \quad (5.84)$$

Forța de fixare va fi:

$$F_s = \frac{F_m \cdot L_m}{\frac{d_f}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{\mu_s}{3} \left(\frac{D_p^3 - d_s^3}{D_p^2 - d_s^2} \right)}. \quad (5.85)$$

Pentru proiectarea mecanismului, se adoptă dimensiunile standardizate ale filetului Metric:

- $d_f = 12 \text{ mm}$;
- $p_f = 1,25 \text{ mm}$,

pentru care: $D_p = (2 \dots 2,2) d_f = 26 \text{ mm}$;
 $d_s = (1,1 \dots 1,15) d_f = 13 \text{ mm}$;
 $\mu_s = 0,2$;
 $\mu_f = 1,04 \mu_s = 0,208$;
 $M = 12 \dots 18 \text{ Nm}$.

Înlocuind în relația forței de fixare $F_s = F_{s_{nec}}$, se determină momentul de acționare necesar:

$$M_{nec} = 7,75 \text{ Nm} < M_{\min} = 12 \text{ Nm}. \quad (5.86)$$

Rezultă un moment de acționare al piuliței mai mic decât momentul minim dezvoltat la strângerea cu cheie, ceea ce verifică dimensiunile adoptate pentru filet.

F. Dimensionarea mecanismului

În continuare, pornind de la dimensiunile adoptate pentru filet, se vor alege sau proiecta celelalte elemente din structura mecanismului:

* Prezon pentru înșurubat:

- Forma A pentru oțel;
- Dimensiuni: $A_d \times l = A12 \times 35 \text{ mm}$; $e = 12 \text{ mm} < h_b = 17 \text{ mm}$; $b = 30 \text{ mm}$, $l = 35 \text{ mm}$;

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

* Piuliță hexagonală cu guler:

- Dimensiuni: $d \times p = 12 \times 1,25$ mm; $D_b = 25$ mm; $S = 19$ mm;

Observație:

Se va utiliza o cheie fixă S19.

* Șaibă detașabilă plată:

- Dimensiuni: $d \times D \times H = 13 \times 35 \times 8$ mm.

5.7. Mecanisme de fixare cu pârghii

5.7.1. Generalități

În construcția acestor mecanisme se utilizează una, două sau mai multe pârghii, care au rolul de a transmite, amplifica și/sau schimba direcția sau sensul forțelor dezvoltate de mecanismele de acționare. Constructiv, pârghia se poate realiza în mai multe variante:

- simplă, cu un braț;
- dublă, cu două brațe: dreaptă ($\beta=180^\circ$), în unghi (cu cot) ($\beta=45\dots90^\circ$).

5.7.2. Calculul forței de fixare

Se realizează în funcție de următoarele particularități:

- caracteristicile dimensionale ale brațelor pârghiei;
- coeficientul de frecare dintre elementul de acționare și pârghie, respectiv dintre pârghie și semifabricat;
- mărimea forței de acționare (exterioară);
- pierderile prin frecare din articulații.

Soluțiile tehnice cel mai des utilizate pentru realizarea mecanismelor de fixare cu pârghii a semifabricatelor sunt prezentate în continuare:

* *Pârghie cu un braț (figurile 5.43, 5.44, 5.45)*

Cea mai des folosită variantă constructivă este pârghia în formă de L, ghidată în bucsă sau într-un corp de ghidare.

Sub acțiunea forței de fixare pârghia are tendința de înclinare în planul OXZ, ceea ce determină apariția unei reacțiuni a ghidajului distribuită triunghiular pe lungimea ghidată a pârghiei.

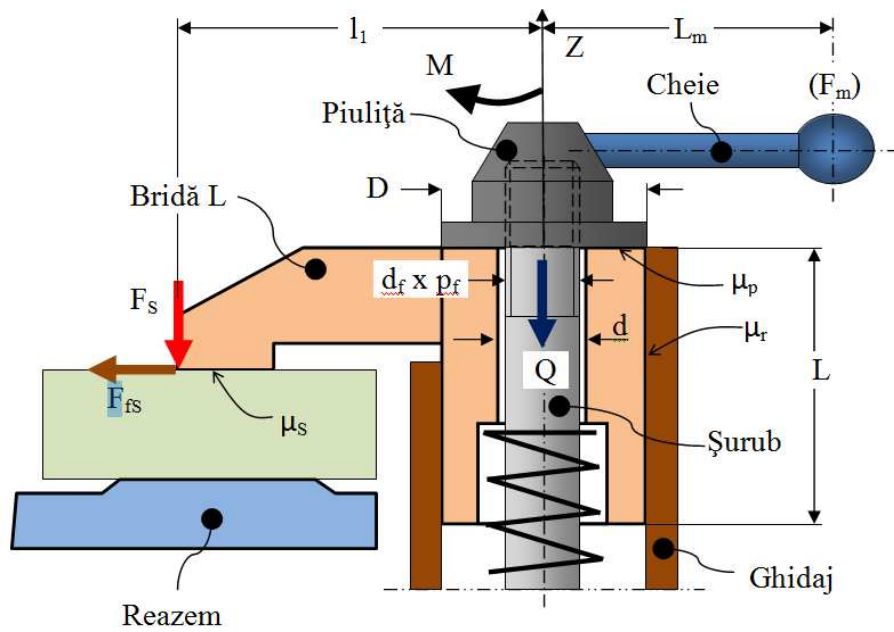


Fig. 5.43. Pârghie cu un braț – Bridă L – schemă de calcul



Fig. 5.44. Pârghie cu un braț – Bridă L – realizare industrială

Ecuțiile de echilibru a forțelor/momentelor în planul de fixare OXZ sunt:

$$P_{XOZ} \rightarrow \begin{cases} N \cdot l_2 - V_s \cdot l_1 = 0; \\ V_s + 2F_{fg} - Q = 0; \\ V_s - F_s = 0. \end{cases} \quad (5.87)$$

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

Din relația (5.87), rezultă:

$$\begin{cases} V_s = F_s; \\ N = F_s \cdot \frac{l_1}{l_2}; \\ F_s + 2F_{fg} - Q = 0. \end{cases} \quad (5.88)$$

în care:

$$l_2 = \frac{2}{3}L, \quad (5.89)$$

conform distribuției triunghiulare a forțelor de contact din ghidaj, iar

$$F_{fg} = \mu_g \cdot N, \quad (5.90)$$

în care: μ_g este coeficient de frecare bridă-ghidaj;
 Q – forța de acționare a bridei.

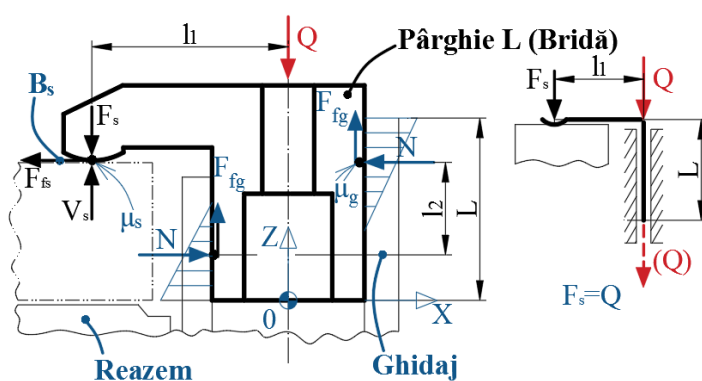


Fig. 5.45. Pârghie cu un braț – Bridă L – prezentare schematică

Înlocuind în ecuația forțelor:

$$F_s + 2\mu_g \frac{3}{2} \cdot \frac{l_1}{L} \cdot F_s = Q, \quad (5.91)$$

se obține expresia forței de fixare:

$$F_s = \frac{Q}{1 + 3\mu_r \cdot \frac{l_1}{L}}, \quad (5.92)$$

în care Q este forța de acțiune axială, realizată cu un sistem șurub (prezon)-piuliță, dată de relația

$$Q = \frac{F_m \cdot L_m}{\left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \frac{d_f}{2} + \frac{1}{3} \mu_p \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right]}, \quad (5.93)$$

în care: μ_r este coeficient de frecare bridă-ghidaj; $\mu_r = 0,05 \div 0,1$, pentru suprafețe de ghidare finisate ($R_a = 0,8 \div 1,6 \mu m$);
 $\mu_p = 0,1 \div 0,2$ pentru suprafețe semifinisate din oțel (piuliță-bridă);
 L – lungimea de ghidare a bridei.

Conform recomandărilor din standard, raportul $i = \frac{l_1}{L}$ poate fi

adoptat cu valori în intervalul $i = 0,63 \div 0,65$.

Elementele din structura mecanismului pot fi adoptate cu dimensiuni standard astfel:

- șurub/prezon de fixare;
- piulițe, rozete și mânere/chei de acțiune;
- bucușă de ghidare.

* *Pârghie cu două brațe drepte*

Variantele constructive utilizate cel mai frecvent sunt analizate pe următoarele scheme:

A. Schema 1 – acțiune sus-jos

Ecuțiile de echilibru a forțelor în planul OXZ , respectiv a momentelor în articulație, sunt:

$$P_{XOZ} \rightarrow \begin{cases} V_s - Q - N \cos \gamma = 0; \\ V_s - F_s = 0; \\ V_s \cdot l_2 + F_{fs} \cdot h_2 + F_{fa} \cdot h_1 - QL + M_{r0} = 0, \end{cases} \quad (5.94)$$

în care:

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

$$\begin{aligned}
 F_{fs} &= \mu_s V_s = \mu_s F_s; \\
 F_{fa} &= \mu_a \cdot Q; \\
 M_{f0} &= F_{f0} \cdot \frac{d}{2} = \mu_0 N \cdot \frac{d}{2},
 \end{aligned}
 \tag{5.95}$$

în care: M_{f0} este momentul de frecare din articulația pârghiei (bolț);
 N – reacțiunea normală pe axa articulației (bolțului).

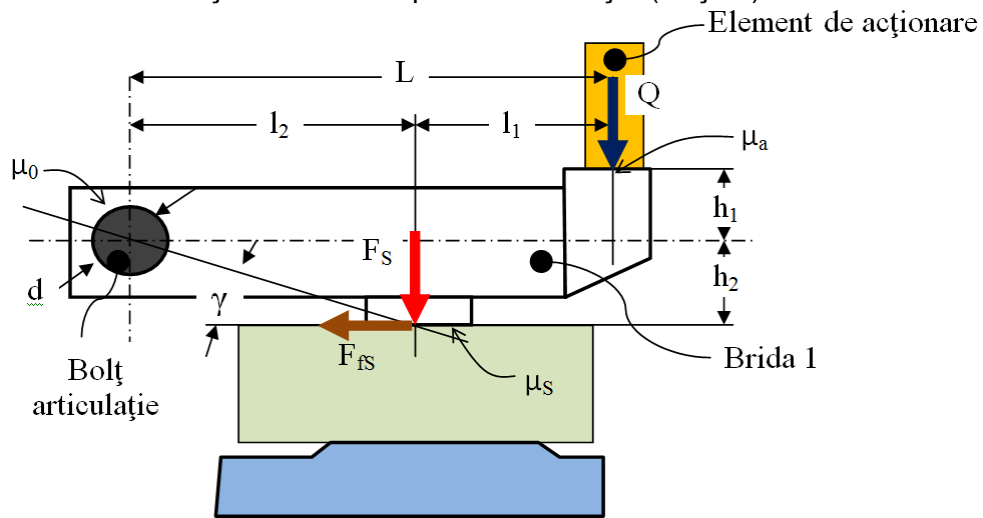


Fig. 5.46. Pârghie cu două brațe drepte (Brida 1)

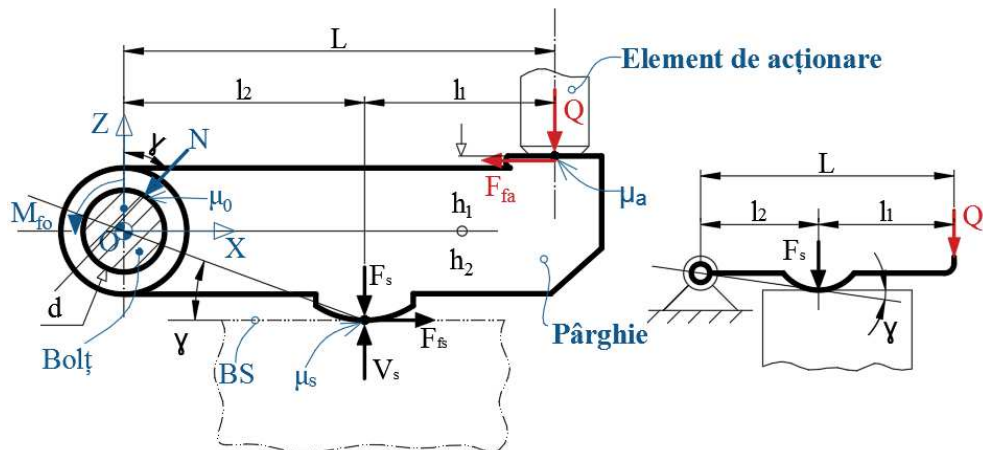


Fig. 5.47. Pârghie cu două brațe drepte (Brida 1) – prezentare schematică

Prin dezvoltare, se obține:

$$\begin{cases} N = \frac{F_s - Q}{\cos \gamma}, \\ V_s = F_s, \end{cases} \quad (5.96)$$

respectiv:

$$F_s l_2 + F_s \mu_s h_2 + Q h_1 \mu_a + (F_s - Q) \mu_0 \frac{d}{2 \cos \gamma} - QL = 0. \quad (5.97)$$

Relația de predimensionare/alegere a bridei, neglijând frecările, are forma:

$$F_s = \frac{L}{l_2} \cdot Q. \quad (5.98)$$

Expresia reală a forței de fixare este utilizată pentru verificarea eficienței mecanismului proiectat:

$$F_s = Q \left(\frac{L - \mu_a \cdot h_1 + \mu_0 \cdot \frac{d}{2 \cos \gamma}}{l_2 + \mu_s \cdot h_2 + \mu_0 \cdot \frac{d}{2 \cos \gamma}} \right), \quad (5.99)$$

în care γ este unghiul de presiune al pârghiei și este dat de relația:

$$\gamma = \arctg \left(\frac{h_2}{l_2} \right), \quad (5.100)$$

în care: μ_0 este coeficientul de frecare din articulație, $\mu_0 = 0,01 \div 0,05$ pentru ajustaje de precizie medie;

μ_a - coeficientul de frecare cu elementul de acționare (șurub, piuliță, plunjer etc.), $\mu_a = 0,08 \div 0,1$;

μ_s - coeficientul de frecare bridă-semifabricat, $\mu_s = 0,2 \div 0,25$ pentru suprafețe neprelucrate sau degroșate ($R_a = 12 \div 25 \mu\text{m}$).

B. Schema 2 – acționare jos-sus

Ecuatiile de echilibru:

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

$$P_{xOz} \rightarrow \begin{cases} V_s + Q - N \cos \gamma = 0; \\ V_s - F_s = 0; \\ V_s \cdot l_2 + F_{fs} \cdot h_2 + F_{fa} \cdot h_1 - Q \cdot l_1 + M_{f0} = 0. \end{cases} \quad (5.101)$$

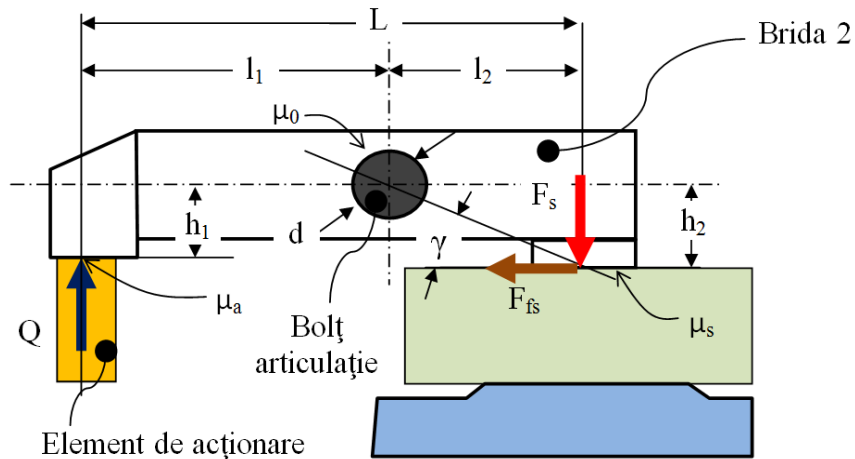


Fig. 5.48. Pârghie cu două brațe drepte (Brida 2)

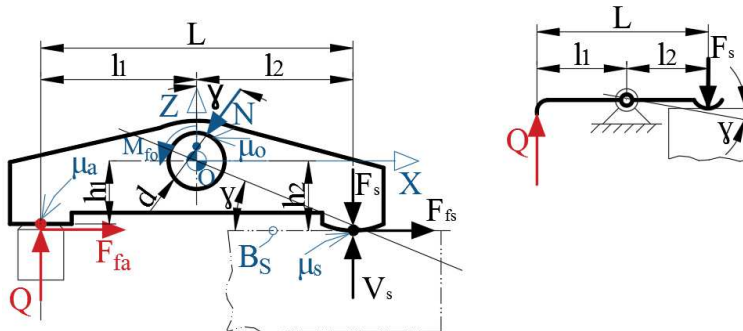


Fig. 5.49. Pârghie cu două brațe drepte (Brida 2) – prezentare schematică
Prin înlocuire, se dezvoltă ecuația de momente:

$$F_s l_2 + F_s \mu_s h_2 + Q \mu_a h_1 + (F_s + Q) \mu_0 \frac{d}{2 \cos \gamma} - Q \cdot l_1 = 0. \quad (5.102)$$

Relația de predimensionare/alegere a bridei, neglijând frecările, are forma:

$$F_s = \frac{l_1}{l_2} \cdot Q, \quad (5.103)$$

iar forța de fixare reală, incluzând frecările, va avea forma:

$$F_s = Q \cdot \frac{l_1 - \mu_a \cdot h_1 - \mu_0 \cdot \frac{d}{2 \cos \gamma}}{l_2 + \mu_s \cdot h_2 + \mu_0 \cdot \frac{d}{2 \cos \gamma}}, \quad (5.104)$$

în care:

$$\gamma = \arctg \left(\frac{h_2}{l_2} \right). \quad (5.105)$$

C. Schema 3 – acționare sus-jos

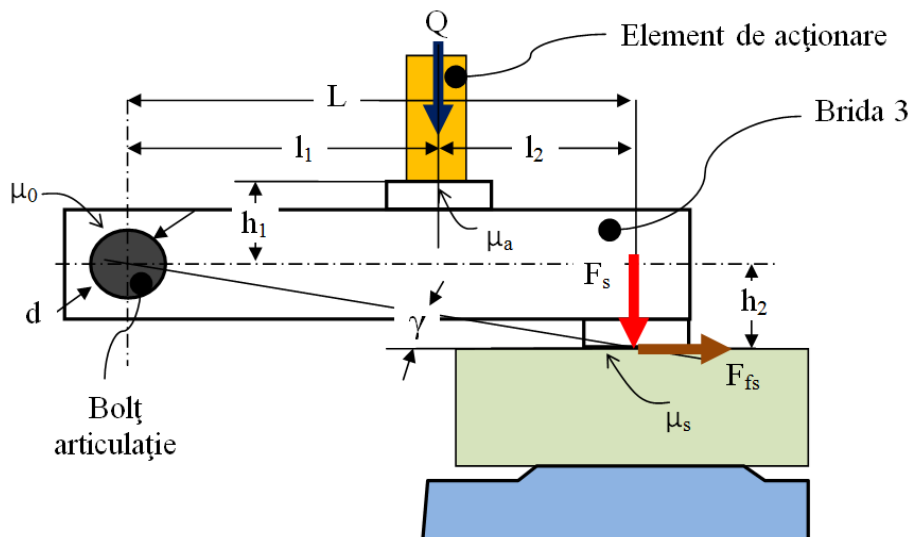


Fig. 5.50. Pârghie cu două brațe drepte (Brida 3)

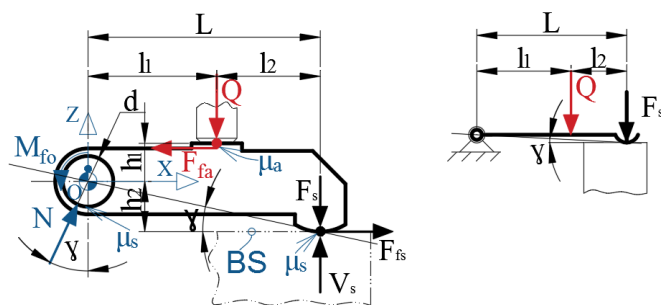


Fig. 5.51. Pârghie cu două brațe drepte (Brida 3) – prezentare schematică

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

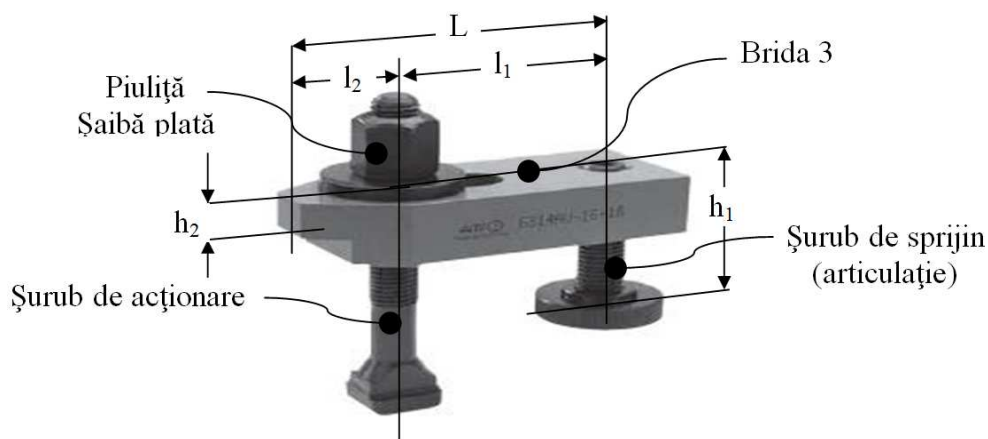


Fig. 5.52. Pârghie cu două brațe drepte (Brida 3) – realizare industrială

Ecuatiile de echilibru:

$$P_{XOZ} \rightarrow \begin{cases} V_s - Q + N \cos \gamma = 0; \\ V_s - F_s = 0; \\ V_s \cdot L + F_{fs} \cdot h_2 + F_{fa} \cdot h_1 - Q \cdot l_1 + M_{f0} = 0. \end{cases} \quad (5.106)$$

Ecuția de momente devine:

$$F_s L + F_s \mu_s h_2 + Q \mu_a h_1 + (Q - F_s) \mu_0 \frac{d}{2 \cos \gamma} - Q l_1 = 0. \quad (5.107)$$

Forța de fixare reală, incluzând frecările, va avea expresia:

$$F_s = Q \cdot \frac{l_1 - \mu_a \cdot h_1 - \mu_0 \cdot \frac{d}{2 \cos \gamma}}{L + \mu_s \cdot h_2 + \mu_0 \cdot \frac{d}{2 \cos \gamma}}, \quad (5.108)$$

în care:

$$\gamma = \arctg \left(\frac{h_2}{l_2} \right). \quad (5.109)$$

Din punctul de vedere al utilizării raționale a forței de acționare Q , schema 1 este cea mai avantajoasă, multiplicând forța Q prin raportul

$\frac{L}{l_2} > 1$, iar schema 3 este dezavantajoasă, deoarece $\frac{l_1}{L} < 1$. Din acest motiv, în cazul schemei 3 se recomandă ca punctul de aplicare al forței Q să fie cât mai aproape de semifabricat ($l_1 \gg l_2$).

Pe de altă parte, schema 2, respectiv schema 3, prezintă un sistem comod și accesibil de acționare, motiv pentru care se utilizează frecvent în structura sistemelor de fixare cu bride drepte pe mașini de prelucrare prin așchiere. De aceea, pentru a fi utilizate eficient, se recomandă ca punctul de aplicare a forței de acționare să fie cât mai aproape de semifabricat.

* *Pârghie cu două brațe cotite*

Uzual, dispunerea brațelor se adoptă pentru unghiul β de 90° sau de 45° :

A. Schema 1 – acționare jos-sus; $\beta=90^\circ$

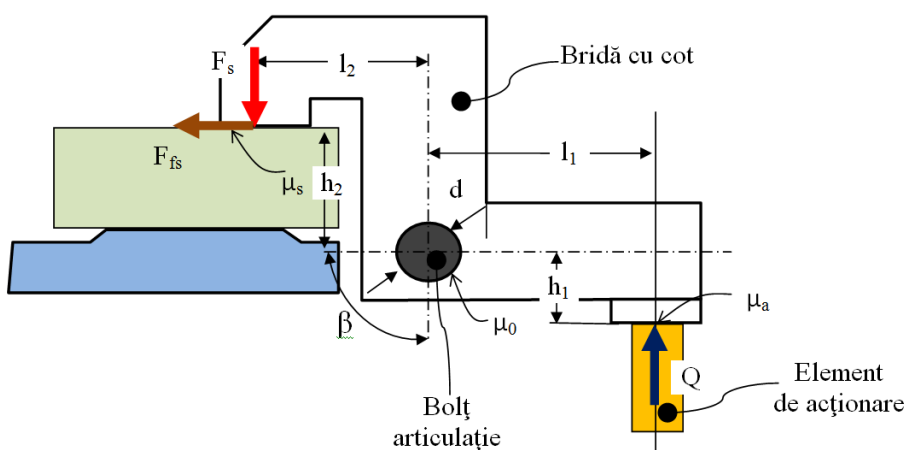


Fig. 5.53. Pârghie cu două brațe cotite

Cazurile cel mai des folosite în structura dispozitivelor de prelucrare mecanică sunt prezentate în figura 5.55.

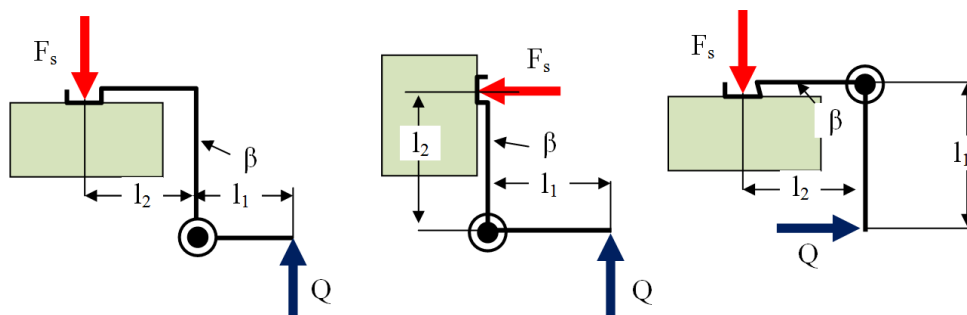


Fig. 5.54. Pârghie cu două brațe cotite – scheme de utilizare

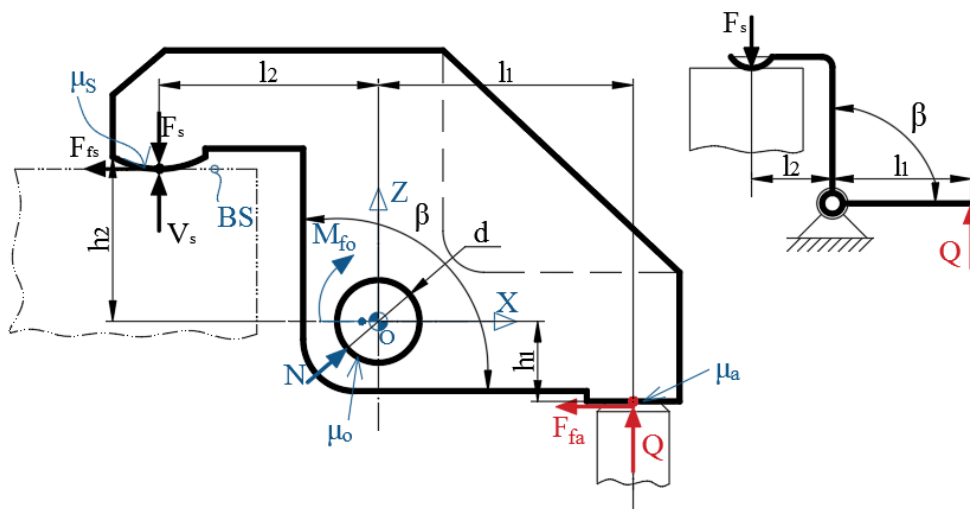


Fig. 5.55. Pârghie cu două brațe cotite – prezentare schematică

Ecuția de echilibru a momentelor în articulația pârghiei O este:

$$Ql_1 - F_{fs}h_2 - V_s l_2 - F_{fa}h_1 - M_{f0} = 0, \quad (5.110)$$

în care:

$$\begin{cases} V_s = F_s; \\ M_{f0} = \mu_0 \cdot N \cdot \frac{d}{2}; \\ N \cong F_s + Q. \end{cases} \quad (5.111)$$

Relația de predimensionare/alegere a bridei, neglijând frecările, are forma:

$$F_s = \frac{l_1}{l_2} \cdot Q \quad (5.112)$$

Forța de fixare reală se calculează cu o relație simplificată, care include și frecările:

$$F_s = Q \cdot \frac{l_1 - \mu_a \cdot h_1 - \mu_0 \cdot \frac{d}{2}}{l_2 + \mu_s \cdot h_2 + \mu_0 \cdot \frac{d}{2}}. \quad (5.113)$$

Pentru dimensionarea mecanismelor cu bride drepte, în practica proiectării, se utilizează următoarele relații de calcul:

Cazul 1 – bridă acționată cu brațe egale ($l_1=l_2$; $N=1,41F_s$)

$$F_s = Q \cdot \frac{l_1 - \mu_a h_1}{l_2 + \mu_s h_2 + 0,7 \mu_0 d} \quad (5.114)$$

Cazul 2 – bridă acționată cu brațe inegale ($l_1 > l_2$; $N=0,96F_s+0,4Q$)

$$F_s = Q \cdot \frac{l_1 - \mu_a h_1 - 0,2 \mu_0 d}{l_2 + \mu_s h_2 + 0,48 \mu_0 d} \quad (5.115)$$

Cazul 3 - bridă acționată cu brațe inegale ($l_1 < l_2$; $N=0,4F_s+0,96Q$)

$$F_s = Q \cdot \frac{l_1 - \mu_a h_1 - 0,48 \mu_0 d}{l_2 + \mu_s h_2 + 0,2 \mu_0 d} \quad (5.116)$$

B. Schema 2 – fixare laterală; $\beta=90^\circ$

Forța de acționare Q determină realizarea unei forțe de fixare pe o direcție perpendiculară, relația de calcul fiind aceeași:

$$F_s = Q \cdot \frac{l_1 - \mu_a h_1 - \mu_0 \frac{d}{2}}{l_2 + \mu_s h_2 + \mu_0 \frac{d}{2}}, \quad (5.117)$$

împreună cu cele trei cazuri de predimensionare.

O relație mult simplificată și mai rapidă de calcul utilizează un coeficient în care sunt cuprinse pierderile prin frecare din structura mecanismului:

$$F_s = Q \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot \eta, \quad (5.118)$$

în care η reprezintă coeficientul pierderilor prin frecare,

$$\eta = F \left(\mu_s, \mu_a, \mu_0, \frac{l_1}{l_2} \right). \quad (5.119)$$

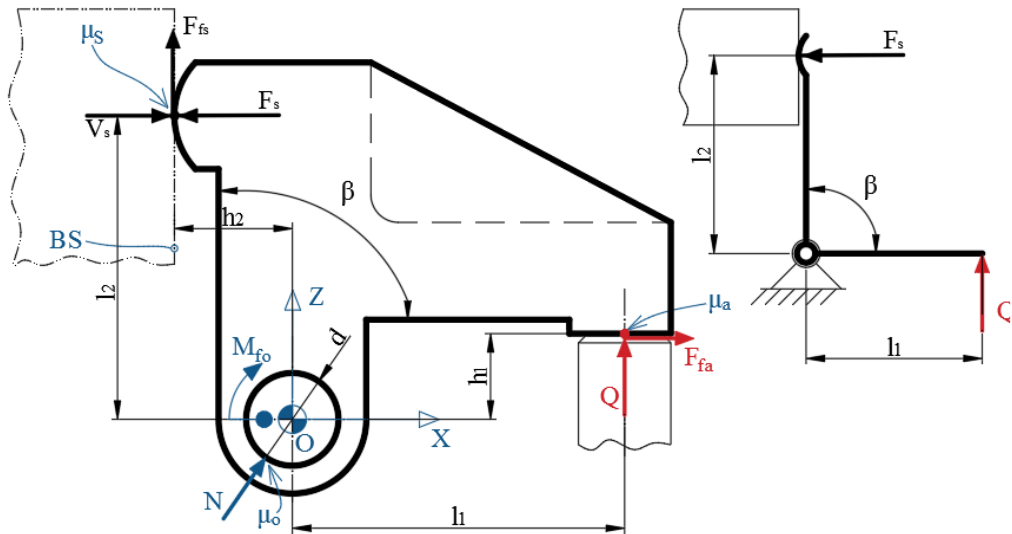


Fig. 5.56. Pârghie cu două brațe cotite (fixare laterală) – prezentare schematică

Valori orientative de calcul pot fi preluate din literatura de specialitate.

Elementele din structura acestor mecanisme pot fi adoptate cu dimensiuni standard:

- șurub/cep de sprijin (articulație);
- șurub de acționare.

5.7.3. Exemplu de calcul

Se propune proiectarea unui mecanism de fixare cu pârghie pentru semifabricatul “Matriță de îndoire țevi” din figura 5.55.

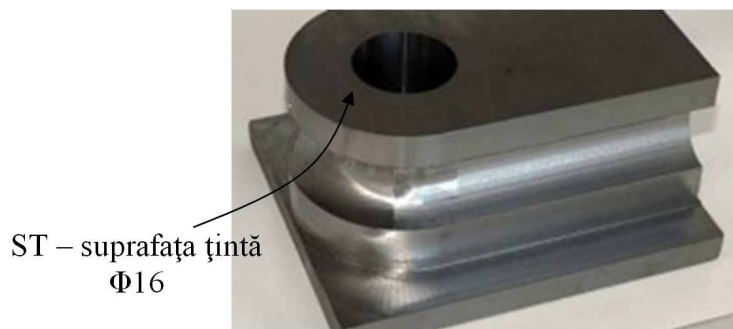


Fig. 5.57. Aplicație – semifabricat Matriță de îndoire R18

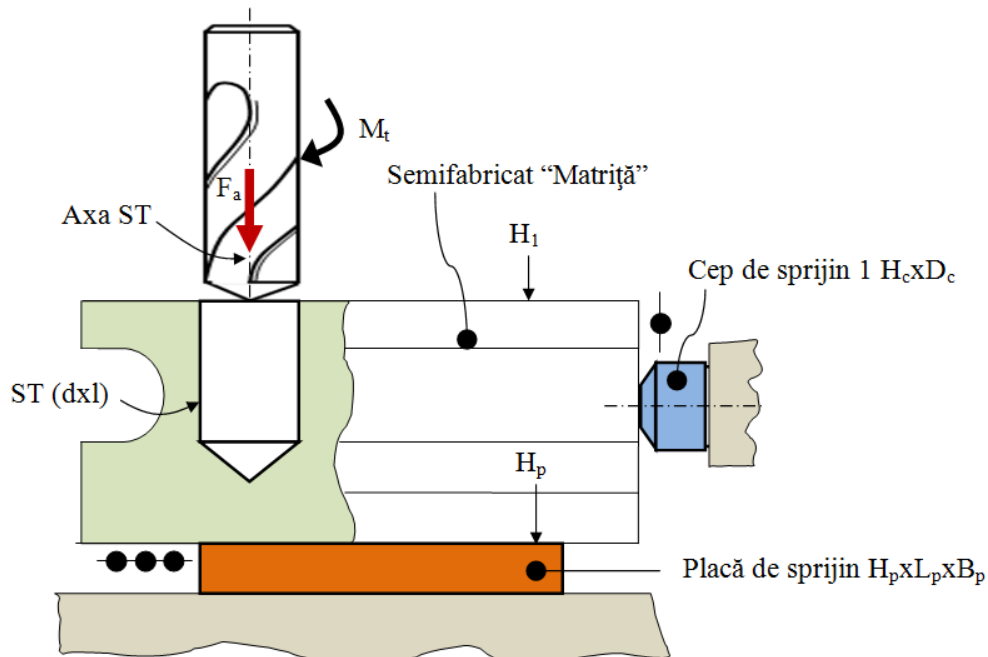


Fig. 5.58. Schema de orientare a semifabricatului (planul XZ)

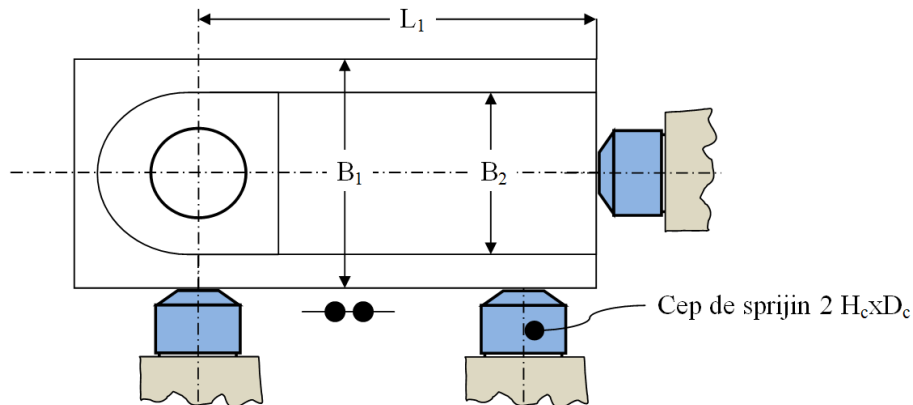


Fig. 5.59. Schema de orientare a semifabricatului (planul XY)

A. Date inițiale:

Operație/proces: Burghiere;

Suprafața țintă: $d = 16$ mm.

Dimensiuni: $L_1 = 78$ mm; $H_1 = 46$ mm; $B_1 = 40$ mm; $B_2 = 30$ mm.

B. Schema de orientare

Elemente (figura 5.59):

- Plăci de sprijin (3 grade de libertate) – $H_p = 10$ mm, $L_p = 100$ mm, $B_p = 16$ mm;

- Cep de sprijin 1 (1 grad de libertate) – $D_c = 20$ mm, $H_c = 6$ mm;

- Cep de sprijin 2 (2 grade de libertate) – $D_c = 20$ mm, $H_c = 6$ mm.

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

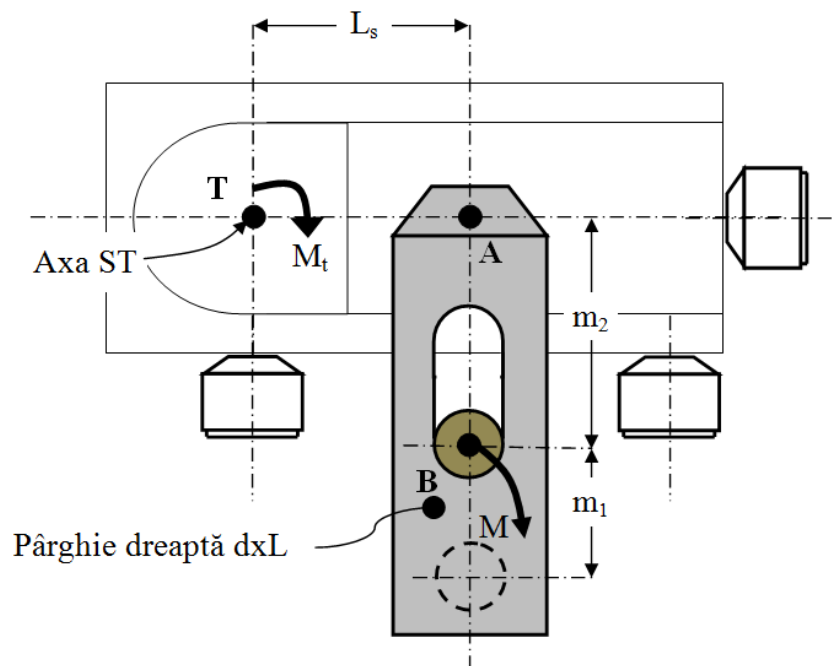
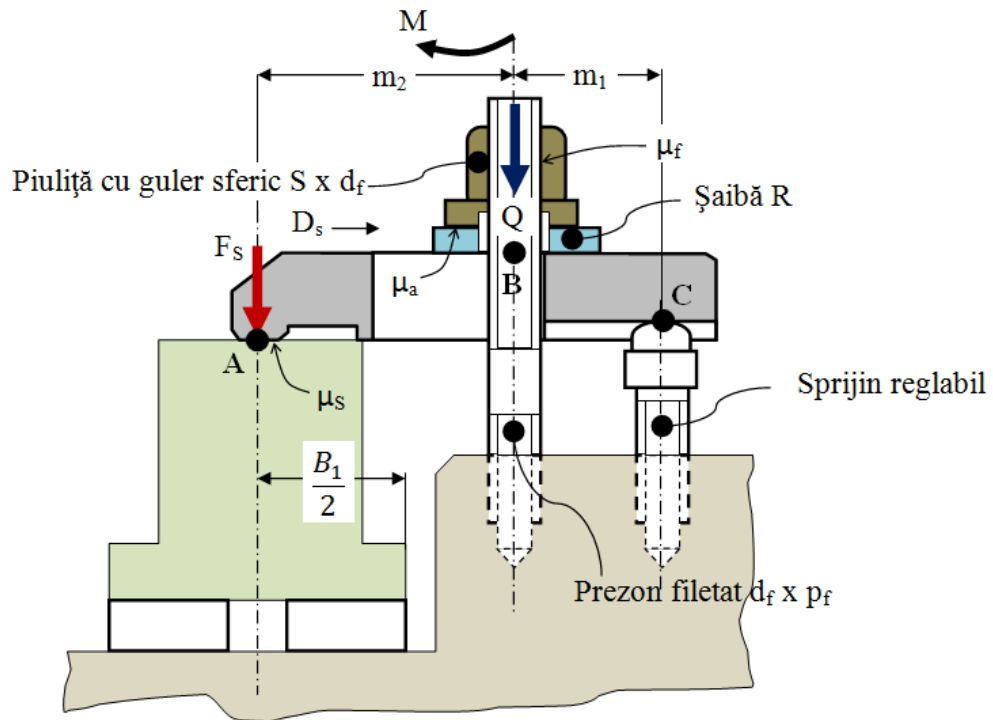


Fig. 5.60. Schema de fixare

C. Proces de prelucrare:

Solicitări de așchiere:

- Forța de avans (axială) $F_a = 5622$ N;
- Momentul de torsiune $M_t = 21,5$ Nm.

Pentru schema de orientare propusă, solicitarea predominantă este dată de momentul de așchiere (torsiune), care va determina rotirea piesei față de axa ST .

D. Schema de fixare

Elemente:

- Prezon filetat $d_f \times p_f$;
- Bridă mobilă (pârghie dreaptă) $d \times L$;
- Piuliță hexagonală cu guler sferic $S \times R$;
- Șaibă cu locaș conic $D_s \times d_s \times 2\beta$;
- Sprijin reglabil $d \times L$.

Mecanismul are o structură similară celui prezentat în schema 3 din figura 5.50, în care:

$$F_s = \frac{m_1}{L_0} \cdot Q \cdot \eta, \quad (5.120)$$

cu

$$L_0 = m_1 + m_2. \quad (5.121)$$

Pierderile prin frecare pot fi estimate în domeniul $\eta=0,80 \div 0,95$.

Pentru proiectare, se adoptă forma și dimensiunile pârghiei din variantele standardizate: bridă mobilă; bridă rotativă; bridă cu picior.

Pentru ca punctul de fixare A să fie poziționat în axa piesei, la $0,5B_1$, se adoptă o bridă mobilă cu dimensiunile: $l_1=24$ mm; $l=26$ mm, $L=100$ mm, $d=14$ mm, $C_1=10$ mm, în care:

$$l_1 + l \geq 0,5B_1 + (15 \div 20) \text{ mm}. \quad (5.122)$$

Din dimensiunile pârghiei, rezultă utilizarea unui șurub/prezon de strângere cu filet M12x1,25 mm.

E. Forța de fixare

Pentru acționarea pârghiei, rezultă că se utilizează un mecanism cu șurub-piuliță-șaibă, similar cu cel din figura 5.35, la care forța dezvoltată în filet este:

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

$$Q = \frac{2M}{d_f \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \mu_s \cdot D_e} \quad (5.123)$$

Pentru strângerea piuliței cu cheie fixă standard S19, de lungime $L_m=180$ mm, momentul de acționare este:

$$M = F_m \cdot L_m = 27 \text{ Nm}, \quad (5.124)$$

pentru $F_m=150$ N (acționare comodă).

Coeficienții de frecare:

- μ_a (piuliță-șabă); $\mu_a=0,1 \div 0,2$;

- μ_f (filet); $\mu_f=0,208$.

Unghiurile filetului:

- unghiul de înclinare al spirei α :

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{p_f}{\pi \cdot d_f}\right) = 1,9^\circ; \quad (5.125)$$

- unghiul de frecare φ :

$$\varphi = \operatorname{arctg} \mu_f = 11,75^\circ. \quad (5.126)$$

Din literatură, pentru piulița cu guler sferic cu raza $R=17$ mm, contactul cu șabă cu locaș conic se realizează la diametrul echivalent

$$D_e = 2R \cos \beta = 17 \text{ mm}. \quad (5.127)$$

Înlocuind, rezultă:

$$Q = 8571,42 \text{ N}. \quad (5.128)$$

Forța de fixare necesară se determină din condiția de stabilitate a semifabricatului la acțiunea momentului de torsiune din procesul de burghiere:

$$F_{s_{nec}} = \frac{M_t}{\mu_s \cdot L_s} \cdot K_s, \quad (5.129)$$

cu

$$K_s = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 = 1,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,15 = 2,07, \quad (5.130)$$

în care: $L_s=50$ mm;

$\mu_s=0,2 \div 0,35$, pentru piese în contact cu suprafețe semifinisate ($R_a=12\mu\text{m}$).

Folosind dimensiunile de catalog ale pârghiei, se pot determina parametrii de calcul:

$$- m_2=45 \text{ mm}, m_2 = l_1 + l - \frac{c_1}{2};$$

$$- m_1=40 \text{ mm}, m_1 = L - (l_1 + l + c_1);$$

$$- L_0=85 \text{ mm}.$$

Pentru coeficientul pierderilor prin frecare adoptat la valoarea $\eta=0,9$, rezultă forța de fixare reală dezvoltată de pârghie:

$$F_s = 0,42Q = 3600N > F_{s_{nec}}. \quad (5.131)$$

În concluzie, structura și elementele mecanismului de fixare au fost corect alese sau predimensionate.

F. Dimensionarea mecanismului

În continuare, pornind de la dimensiunile pârghiei, se adoptă și celelalte elemente componente din structura mecanismului, cu următoarele dimensiuni:

* Bridă mobilă:

- Tip A;

- Dimensiuni: $A_d \times l = A14 \times 100$ mm; $l = 26$ mm; $l_1 = 24$ mm; $c_1 = 10$ mm; $B = 40$ mm; $H = 18$ mm;

* Prezon pentru înșurubat:

- Forma A pentru oțel;

- Dimensiuni: $A_d \times l = A12 \times 70$ mm; $e = 12$ mm; $b = 36$ mm, $l = 70$ mm;

* Piuliță hexagonală cu guler sferic:

- Dimensiuni: $d \times p = M12 \times 1,25$ mm; $D = 24$ mm; $S = 19$ mm; $R = 17$ mm;

Observație:

Se va utiliza o cheie fixă S19.

* Șaibă cu locaș conic:

- Dimensiuni: $D_1 \times D \times H = 14,2 \times 24 \times 5$ mm; $2\beta = 120^\circ$;

* Cep de sprijin reglabil:

- Dimensiuni: $d \times L = M12 \times 32 \text{ mm}$; $d_1 = 12 \text{ mm}$; $S = 17 \text{ mm}$.

Observatii:

Diametrul de sprijin al cepului trebuie să fie mai mic decât lățimea canalului bridei, adică cu $d_1 \leq d$.

Pentru reglare, se va utiliza o cheie fixă S17.

5.8. Mecanisme de fixare cu pană

5.8.1. Generalități

Penele sunt folosite frecvent în construcția dispozitivelor, ca elemente intermediare, pentru transmiterea forței de fixare de la mecanismul de acționare la semifabricat.

La unghiuri de pantă (înclinare) mici ($<10^\circ$), penele asigură autofrânarea, ceea ce determină conservarea forței de fixare pe tot parcursul procesului de prelucrare a semifabricatului.

Aceste mecanisme se găsesc în următoarele variante constructive:

- cu o singură pană simplă;
- cu pană și plunjer;
- cu pene multiple (mecanisme autocentrante).

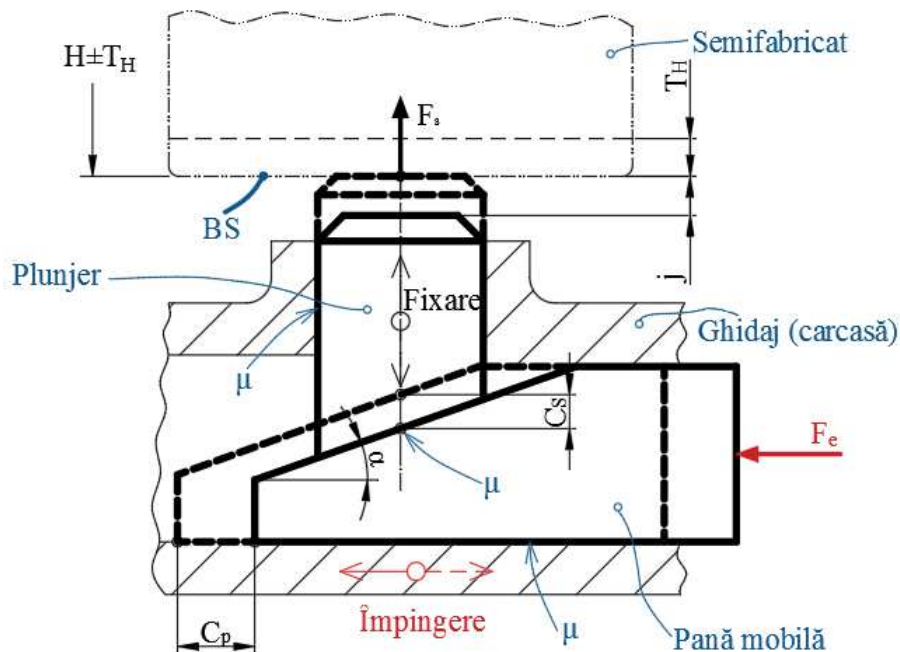


Fig. 5.61. Mecanismul pană-plunjer

Mecanismele cu pană-plunjer sunt utilizate atât ca mecanisme intermediare, cât și ca mecanisme finale, de aplicare a forței de fixare.

Frecvent sunt utilizate două tipuri:

- cu plunjer simplu ghidat;
- cu plunjer dublu ghidat.

De asemenea, contactul dintre pană și plunjer poate fi:

- lis (de alunecare);
- cu rolă (de rostogolire).

Mecanismele cu pană-plunjer prezintă cel puțin următoarele avantaje:

- simplitate constructivă;
- generează forțe de fixare mari.

Dintre cele mai semnificative dezavantaje, pot fi menționate:

- uzura suprafețelor în contact (pană-plunjer-ghidaj) determină jocuri mari în mecanism;
- necesită lubrifierea permanentă a elementelor mobile;
- realizează curse mici ale elementului de fixare (plunjerului).

5.8.2. Elemente constructive

Caracteristicile constructiv-funcționale ale acestor mecanisme sunt:

- cursa de fixare C_s ;
- unghiul de pantă α ;
- condiția de autofrânare.

* *Cursa de fixare*

Cursa de fixare a mecanismului pană-plunjer este dată de cursa de acționare (împingere) a penei și unghiul de pantă al acesteia:

$$C_s = C_p \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.132)$$

Condiția de bună funcționare a mecanismului este:

$$C_s \geq j + T_H, \quad (5.133)$$

unde: j este jocul funcțional plunjer-semifabricat (pentru așezare/scoatere);
 T_H – toleranța dimensiunii suprafeței de fixare (BS).

Rezultă, astfel, cursa minimă a penei ce trebuie realizată de mecanismul de acționare, ca fiind:

$$C_{p_{\min}} \geq \frac{j + T_H}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (5.134)$$

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

* Unghiul de pantă – Condiția de autofrânare

Utilizarea penelor în construcția acestor mecanisme este asociată cu proprietatea de autofrânare a două obiecte (piese), la care contactul se realizează cu frecare, iar unghiul de înclinare al suprafețelor în contact este mic.

Această proprietate determină o siguranță bună în funcționare, adică menținerea fixării semifabricatului după îndepărtarea forței de acționare (F_e).

Valoarea maximă a unghiului penei depinde de unghiurile de frecare de la nivelul suprafețelor în contact.

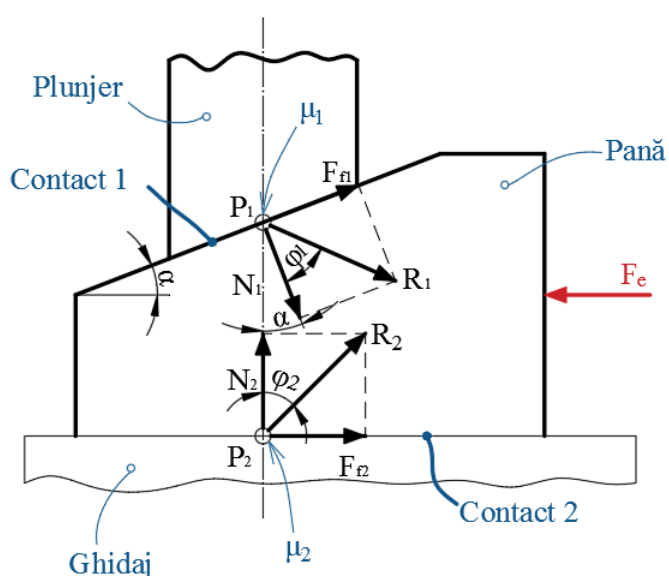


Fig. 5.62. Mecanismul pană-plunjer – Condiția de autofrânare

Astfel,

$$\alpha_{\max} \leq \varphi_1 + \varphi_2, \quad (5.135)$$

iar

$$F_{f1} = N_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \quad (5.136)$$

și

$$F_{f2} = N_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_2, \quad (5.137)$$

în care N_1 și N_2 sunt reacțiunile normale pe suprafața în contact, iar

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \varphi_1 = \mu_1; \\ \operatorname{tg} \varphi_2 = \mu_2. \end{cases} \quad (5.138)$$

Prin urmare, rezultă că autofrânarea se produce numai când unghiul de pantă este mai mic decât unghiurile de frecare ale contactelor.

Frecvent, pana-plunjerul-ghidajul sunt confecționate din oțel, cu suprafețe finisate ($R_a=0,8\div 3,2 \mu\text{m}$) și, din acest motiv, coeficienții de frecare uzuali sunt:

- $\mu_{1,2}=0,1\div 0,15$;
- $\varphi_{1,2}=5^{\circ}43'\div 8^{\circ}32'$.

Rezultă că autofrânarea se realizează pentru:

- frecare pe două contacte: $\alpha < 11^{\circ}\div 17^{\circ}$, pentru $\mu_1=\mu_2=\mu$;
- frecare pe un contact: $\alpha < 5^{\circ}\div 8^{\circ}$, pentru $\mu_1=\mu$.

Pentru aprecierea siguranței în funcționare a autofrânării, s-a introdus un coeficient numit rezervă de autofrânare care, în proiectare, are rolul unui coeficient de siguranță aplicat în condiții de lucru cu vibrații și sarcini variabile.

Acest coeficient, K_a , este raportul dintre valoarea forțelor care țin pana blocată în stare de frânare și forțele de reacțiune, care tind să o deblocheze.

Experimental, s-au dedus următoarele valori:

- $K_a=1,5\div 2,5$, pentru condiții obișnuite;
- $K_a\geq 3$, pentru condiții dificile (vibrații, șocuri).

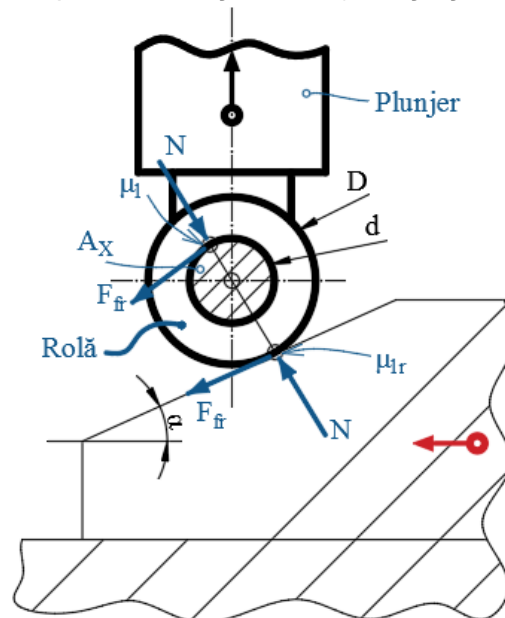


Fig. 5.63. Frecare lisă – μ_1

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

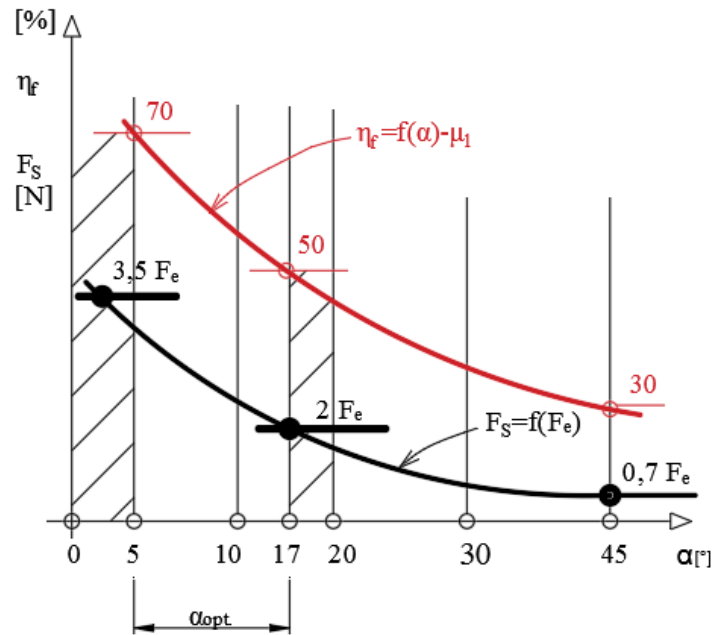


Fig. 5.63. Frecare lisă – μ_1 (continuare)

* Coeficienții de frecare

Deoarece la mecanismele cu suprafețe de contact lise pană-plunjer frecarea de alunecare determină pierderi importante (η_f) de transmitere a forței de fixare (F_s), se recurge la înlocuirea frecării de alunecare cu frecarea de rostogolire.

Constructiv, plunjerul va contacta suprafața înclinată a penei prin intermediul unei role.

Astfel,

$$\operatorname{tg} \varphi_{1r} = \frac{d}{D} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1. \quad (5.139)$$

Întrucât $\frac{d}{D} < 1$, rezultă că $\varphi_{1r} < \varphi_1$, ceea ce va determina un randament mai ridicat al mecanismului.

5.8.3. Calculul forței de fixare

În structura mecanismelor de fixare pană-plunjer, se utilizează două variante constructive:

* Mecanisme pană-plunjer simplu ghidat

Ecuțiile de echilibru, la nivelul plunjerului, scrise în sistemul OX_0Z_0 , sunt:

$$P_{XOZ} \rightarrow \begin{cases} F_1 - V_s - 2F_{f3} = 0; \\ 2N_3 \cdot \frac{l_2}{2} - S_1 \cdot l_1 = 0, \end{cases} \quad (5.140)$$

în care: S_1 este componenta F_e la contactul pană-plunjer;
 F_1 – forța de acțiune internă a plunjerului.

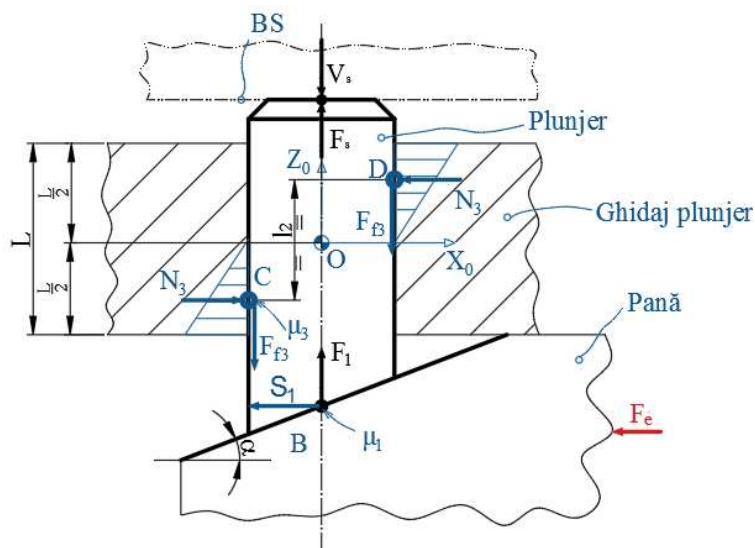


Fig. 5.64. Mecanism pană-plunjer simplu ghidat

Dacă:

$$F_{f3} = \mu_3 N_3 = N_3 \operatorname{tg} \varphi_3 \quad (5.141)$$

și

$$S_1 = F_s, \quad (5.142)$$

atunci, (5.140) devine

$$\begin{cases} F_1 - F_s - 2N_3 \operatorname{tg} \varphi_3 = 0; \\ N_3 = S_1 \cdot \frac{l_1}{l_2}, \end{cases} \quad (5.143)$$

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

cu $l_2 = \frac{2}{3} \cdot L$, conform distribuției triunghiulare a reacțiunii din ghidajul plunjerului.

Rezultă expresia primară a forței de fixare:

$$F_s = F_1 - S_1 \cdot \frac{3l_1}{L} \cdot \operatorname{tg} \varphi_3. \quad (5.144)$$

Componentele F_1 și S_1 sunt dependente de forța de împingere a penei (F_e) și de reacțiunile din ghidajul penei.

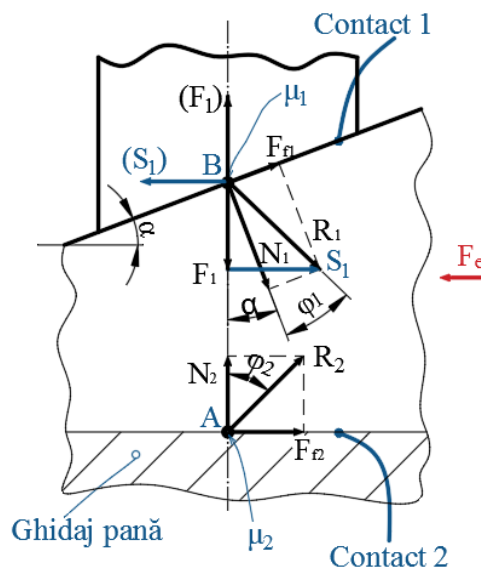


Fig. 5.65. Forțele și reacțiunile din ghidajul penei

Ecuția de echilibru a forțelor în lungul penei/ OX_0 :

$$OX \rightarrow S_1 + F_{f2} - F_e = 0, \quad (5.145)$$

în care:

$$\begin{aligned} S_1 &= F_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \\ F_{f2} &= \mu_2 N_2 = N_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_2 \\ N_2 &= F_1 \end{aligned} \quad (5.146)$$

Forța de acțiune internă a plunjerului, dezvoltată de pană pe contactul 1 (B) este:

$$F_1 = \frac{F_e}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_2}. \quad (5.147)$$

Înlocuind, se obține expresia finală a forței de fixare:

$$F_s = F_e \cdot \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \cdot \operatorname{tg}\varphi_3 \cdot \frac{3l_1}{L}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_2}. \quad (5.148)$$

În varianta plunjerului cu rolă de contact, unghiul de frecare φ_1 se înlocuiește cu φ_{1r} , dependent de raportul $\frac{d}{D}$.

Rezultă o creștere a forței de fixare și o diminuare a pierderilor prin frecare. Pentru rolă din oțel și $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = 0,1$, rezultă $\varphi_{1r} = 2^\circ 50'$ și $\mu_{1r} = 0,05$.

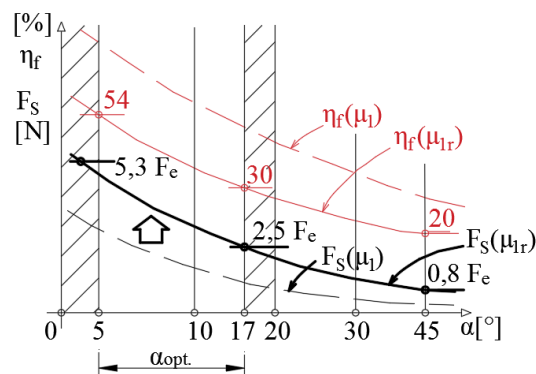


Fig. 5.66. Dependența dintre unghiul de pantă și pierderile de transmitere a forței de fixare

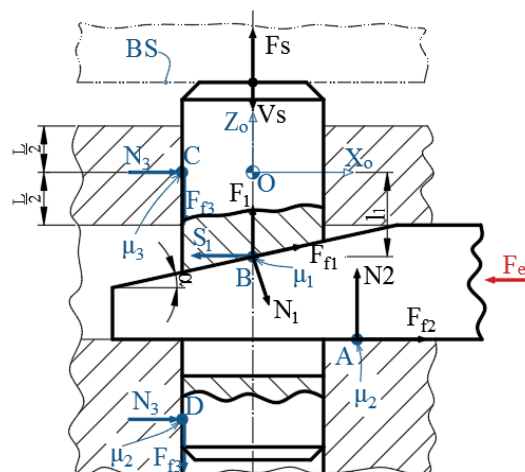


Fig. 5.67. Mecanism pană plunjer dublu ghidat

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

* Mecanisme pană-plunjer dublu ghidat

Datorită ghidării plunjerului și sub pană, momentele care tind să rotească poziția plunjerului în ghidaj se anulează reciproc și, din acest motiv, solicitările apar doar în axa plunjerului, respectiv a penei.

Ecuțiile de echilibru a forțelor scrise la nivelul plunjerului sunt:

$$\begin{aligned} OX \rightarrow 2N_3 - S_1 &= 0; \\ OZ \rightarrow F_1 - V_s - 2F_{f3} &= 0, \end{aligned} \quad (5.149)$$

în care

$$F_{f3} = \mu_3 N_3 = N_3 \operatorname{tg} \varphi_3 \quad (5.150)$$

și

$$V_s = F_s. \quad (5.151)$$

Prin urmare, ecuațiile (5.149) devin:

$$\begin{cases} N_3 = \frac{S_1}{2}; \\ F_1 - F_s - 2N_3 \cdot \operatorname{tg} \varphi_3 = 0. \end{cases} \quad (5.152)$$

Prin înlocuire, se obține:

$$F_s = F_1 - S_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_3. \quad (5.153)$$

Din ecuațiile de echilibru a forțelor scrise la nivelul penei, rezultă componentele forței de acționare internă a plunjerului:

$$F_1 = \frac{F_e}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2} \quad (5.154)$$

și

$$S_1 = F_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1). \quad (5.155)$$

Forța de fixare dezvoltată de plunjer:

$$F_s = F_e \cdot \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \cdot \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \cdot \operatorname{tg} \varphi_2} \quad (5.156)$$

Pentru plunjer cu rolă de contact, φ_1 devine φ_{1r} .

5.9. Mecanisme de fixare cu camă

5.9.1. Generalități

Mecanismele de fixare cu camă au ca elemente principale de fixare și blocare discuri sau arbori excentrici, care se rotesc în jurul unor axe deplasate față de axa geometrică cu o distanță numită excentricitate.

Profilul de lucru (activ) utilizat poate fi:

- arc de cerc: excentric circular;
- spirală (logaritmică, arhimedică): excentric curbiliniu.

Forme constructive uzuale sunt: disc, camă, arbore, furcă (figura 5.68).

Mecanismele de fixare cu camă prezintă, în principal, următoarele avantaje:

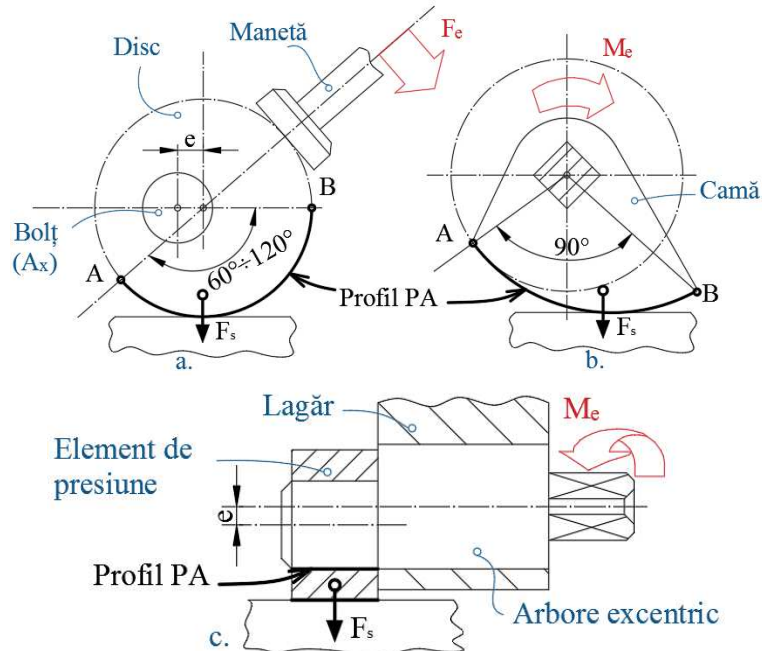


Fig. 5.68. Variante constructive uzuale ale mecanismelor cu camă

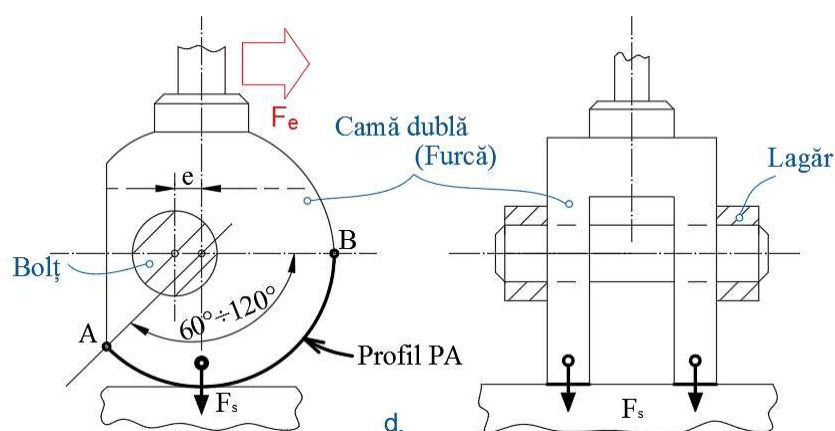


Fig. 5.68. Variante constructive uzuale ale mecanismelor cu camă (continuare)

- fixare și blocare rapidă, cu timpi de acționare mici (0,6÷1,7 secunde);

- simplitate constructivă pentru acționare manuală;

- asigură autofrânarea pe toată lungimea profilului.

Printre dezavantajele esențiale, se numără:

- dezvoltă curse și forțe de fixare mici;

- au o funcționare nesigură în procese de prelucrare cu vibrații puternice;

- permit doar acționarea manuală.

În cazul mecanismelor de fixare cu camă, se fac următoarele recomandări:

- se vor utiliza în construcția dispozitivelor amplasate pe mașini cu regimuri de așchiere de intensitate medie, fără vibrații;

- se vor utiliza pentru fixarea semifabricatelor rigide;

- dimensiunile suprafeței de fixare să aibă abateri mici.

5.9.2. Elemente constructive

Toate mecanismele de fixare cu excentric funcționează pe principiul autofrânării, iar excentricii circulari au o utilizare prioritară în raport cu alte variante constructive, datorită simplității formei geometrice și a tehnologiei de execuție.

De aceea, analiza, proiectarea constructivă și calculul mecanismelor cu excentric se pot conduce după elementele de proiectare ale excentricilor circulari.

Caracteristicile constructiv-funcționale ale acestor tipuri de mecanisme sunt:

- cursa de fixare C_s ;

- unghiul de pantă α ;

- profilul de lucru (activ) (PA)

- caracteristica de autofrânare.

* *Cursa de fixare*

Este necesară pentru determinarea distanței de la axa de rotire O_1Z_1 (axa bolțului) la suprafața elementelor de bazare a semifabricatului.

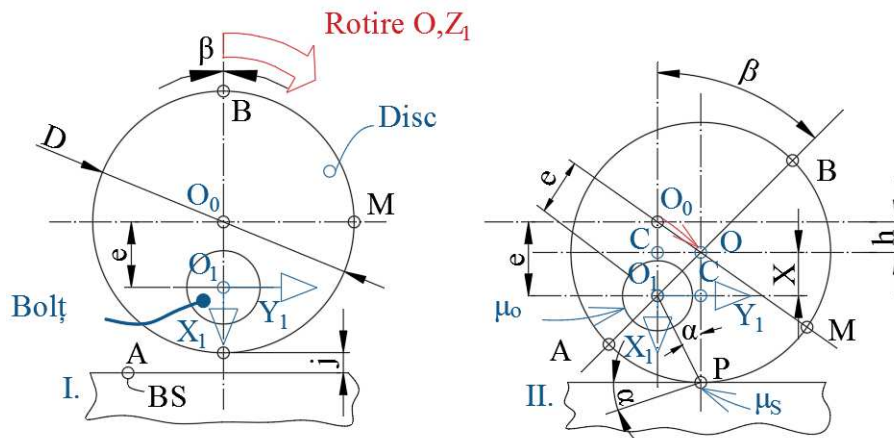


Fig. 5.69. Mecanisme cu camă – forța de fixare

I. Poziție inițială:

- $j = j_i$;
- $C_s = 0$;
- $\beta = 0$.

II. Poziție blocată (de contact):

- $j = 0$;
- $C_s = h$;
- $\beta = \beta_s$.

În ΔO_1CO :

$$h = e - x, \quad (5.157)$$

în care:

$$x = e \cos \beta. \quad (5.158)$$

Prin urmare:

$$C_s = h = e(1 - \cos \beta) \quad (5.159)$$

și este o funcție de tip β .

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

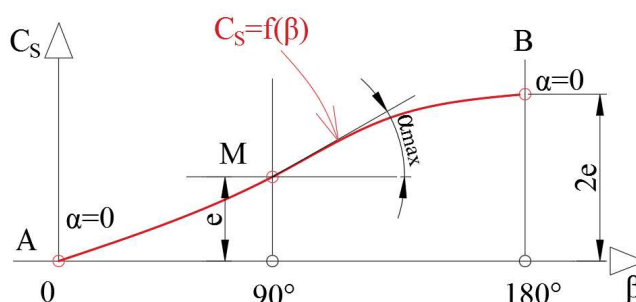


Fig. 5.70. Lungimea teoretică a profilului de lucru vs. cursa de fixare

Se observă că lungimea teoretică a profilului de lucru (PA), pe care cursa variază între $C_{s_{\min}} = 0$ și $C_{s_{\max}} = 2e$, este determinată de unghiul de rotire al discului $\beta=0^{\circ}\div 180^{\circ}$.

* Unghiul de pantă

Unghiul de pantă este format între tangenta la disc în punctul de contact P și normala pe raza de rotație O_1P .

În $\triangle O_1CO$:

$$\begin{aligned}\overline{O_1C} &= e \sin \beta; \\ \overline{OC} &= e \cos \beta.\end{aligned}\quad (5.160)$$

În $\triangle O_1CP$:

$$\begin{aligned}\overline{O_1C} &= \overline{O_1P} \sin \alpha; \\ \overline{PC} &= \overline{O_1P} \cos \alpha.\end{aligned}\quad (5.161)$$

Prin însumare

$$\overline{OC} + \overline{PC} = \overline{OP} = \frac{D}{2}.\quad (5.162)$$

Rezultă sistemul de relații trigonometrice:

$$\begin{cases} e \sin \beta = \overline{O_1P} \sin \alpha \\ e \cos \beta + \overline{O_1P} \cos \alpha = \frac{D}{2}. \end{cases}\quad (5.163)$$

Rezolvând, se obține:

$$\begin{cases} \sin \alpha = \frac{e}{O_1P} \sin \beta \\ \cos \alpha = \frac{D - 2e \cos \beta}{2O_1P} \sin \beta. \end{cases} \quad (5.164)$$

În final:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \frac{2e \sin \beta}{D - 2e \cos \beta}. \quad (5.165)$$

Din expresia (5.165) rezultă variația unghiului de pantă în lungul profilului de lucru (PA), cuprins între punctele A și B:

- A: $\beta=0$, $\operatorname{tg} \alpha=0$, deci $\alpha=0$;
- M: $\beta=90^\circ$, $\operatorname{tg} \alpha = \frac{2e}{D}$, deci $\alpha=\alpha_{\max}$;
- B: $\beta=180^\circ$, $\operatorname{tg} \alpha=0$, deci $\alpha=0$.

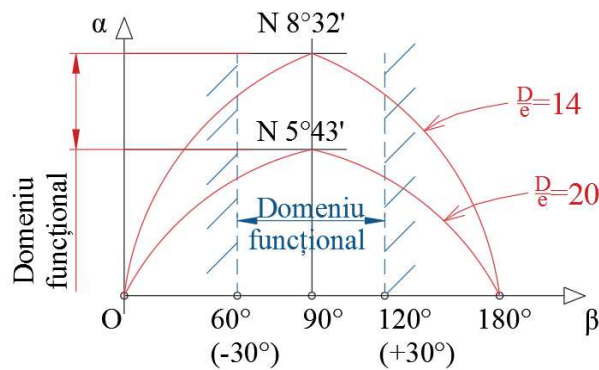


Fig. 5.71. Domeniul funcțional al camei: unghi de pantă vs. unghi de rotire

Valoarea maximă a unghiului de pantă va fi:

$$\alpha_{\max} = \operatorname{arctg} \left(\frac{2e}{D} \right), \quad (5.166)$$

iar a unghiului de rotire a discului:

$$\beta = 90^\circ - \alpha_{\max}. \quad (5.167)$$

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

Rezultă că domeniul funcțional, în care se produce autofrânarea este cuprins în intervalul $\beta=90^\circ\pm 30^\circ$ și $\alpha=6^\circ\div 9^\circ$, care corespunde unghiurilor de frecare $\varphi_1, \varphi_2=5^\circ 43' \div 8^\circ 32'$, pentru $\mu_0, \mu_s=0,1 \div 0,5$.

Pentru respectarea condiției de autofrânare $\alpha < \varphi_1 + \varphi_2$, se vor evita unghiurile de pantă mici, care produc blocarea (înțepenirea) mecanismului, deci unghiurile de rotire extreme ale discului, respectiv 0° și 180° .

* Profilul de lucru

Funcționarea discului excentric se asociază cu cea a unei „pene unilaterale”, cu unghi de pantă variabil, ceea ce conduce și la o forță de fixare variabilă pe lungimea arcului AMB .

Deoarece în punctele extreme (A și B), unde $\alpha=0$, se dezvoltă forțe foarte mari (teoretic infinite), acestea vor provoca blocarea totală a excentricului, cu consecințe negative asupra manevrării mecanismului la acțiunea de fixare-desfacere a semifabricatului.

Constructiv-funcțional, profilul de lucru (PA) este cuprins în domeniul circular M_1M_2 , cu $\beta=60^\circ\div 120^\circ$ și unde α variază foarte puțin, iar discul excentric va dezvolta forțe de fixare (practic) constante.

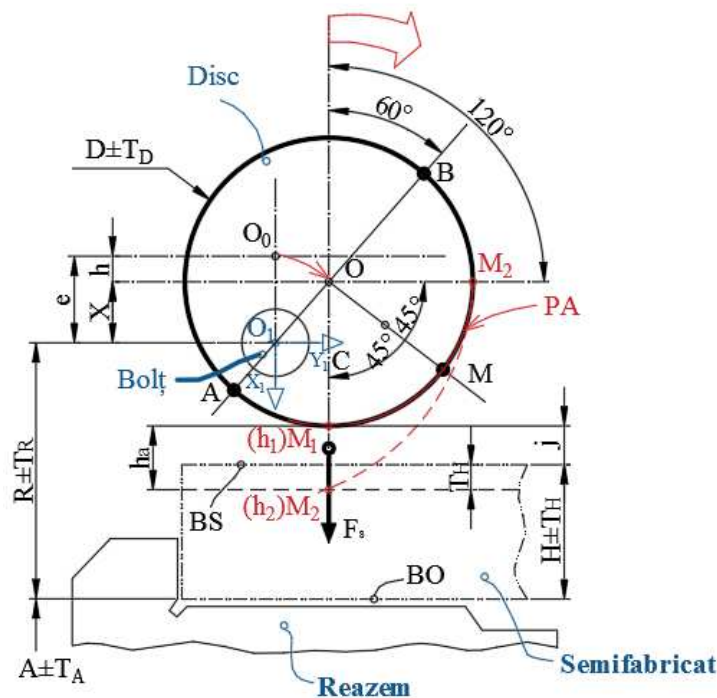


Fig. 5.72. Profilul de lucru al mecanismului cu camă

În acest domeniu, cursa de lucru utilă este

$$h_u = h_2 - h_1, \quad (5.168)$$

în care:

$$h_2 = e(1 - \cos 120^\circ), \quad (5.169)$$

în punctul M_2 , respectiv

$$h_1 = e(1 - \cos 60^\circ), \quad (5.170)$$

în punctul M_1 .

Astfel, rezultă cursa utilă pe profilul de lucru M_1M_2 :

$$h_u = e \quad (5.171)$$

și condiția minimă de fixare

$$h_u > T_H + j, \quad (5.172)$$

în care: j este jocul inițial de instalare/așezare a semifabricatului;

T_H – toleranța dimensiunii bazei de fixare (BS).

O condiție generală de bună funcționare, este:

$$h_u > j + \sum T_i + f + h_r, \quad (5.173)$$

în care: $\sum T_i$ reprezintă toleranțele lanțului de dimensiuni “reazem-semifabricat-disc”;

f – deformația elastică a sistemului;

h_r – cursa de rezervă, necesară acoperirii uzurii discului.

La proiectarea mecanismului, trebuie verificate două condiții dimensionale:

- excentricitatea minimă,

$$e_{\min} \geq \frac{j + \sum T_i + f + h_r}{1 - \cos \beta}; \quad (5.174)$$

- cota de montaj a bolțului, față de reazem,

$$R = H + j + \overline{M_1C}, \quad (5.175)$$

în care:

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

$$\overline{M_1 C} = \frac{D}{2} - x = \frac{D}{2} - e \cos \beta. \quad (5.176)$$

Rezultă:

$$R(\pm T_R) = H(\pm T_H) + j + \frac{D}{2} - e \cos \beta, \quad (5.177)$$

în care, se recomandă:

$$j \cong 1 \div 1,5 \text{ mm}. \quad (5.178)$$

* Caracteristica de autofrânare

Pentru ca mecanismul proiectat să asigure condiția de autofrânare pe toată lungimea profilului activ, se determină un parametru numit caracteristica excentricului, care exprimă dependența dintre dimensiunile constructiv-geometrice (e , D , d) și elementele funcționale (μ_0 , μ_s).

Condiția de autofrânare se exprimă prin două condiții:

- $\alpha_{max} \leq \varphi_0 + \varphi_s$;
- forța de fixare trebuie să se mențină și după îndepărtarea forței externe de acționare de la manetă.

Prin urmare, rezultă că discul trebuie să rămână în echilibru și în contact cu BS , numai sub acțiunea forțelor de frecare și a reacțiunilor din zonele solicitate.

Calculul caracteristicii se realizează în poziția în care unghiul de pantă este maxim (α_{max}), adică, la contactul dintre profilul de lucru și semifabricat, în apropierea punctului M , pentru rotirea discului cu $\beta \approx 90^\circ$.

Ecuția de echilibru a momentelor în axa bolțului $O_1 Z_1$ este:

$$F_s \cdot e - F_{fs} \cdot \frac{D}{2} - M_f = 0, \quad (5.179)$$

unde:

$$F_{fs} = \mu_s \cdot F_s, \quad (5.180)$$

iar,

$$M_f = F_{f0} \cdot \frac{d}{2} = \mu_0 N \cdot \frac{d}{2}, \quad (5.181)$$

în care: M_f este momentul de frecare disc-bolț;

N – reacțiunea normală din articulație, la echilibru ($N = F_s$).

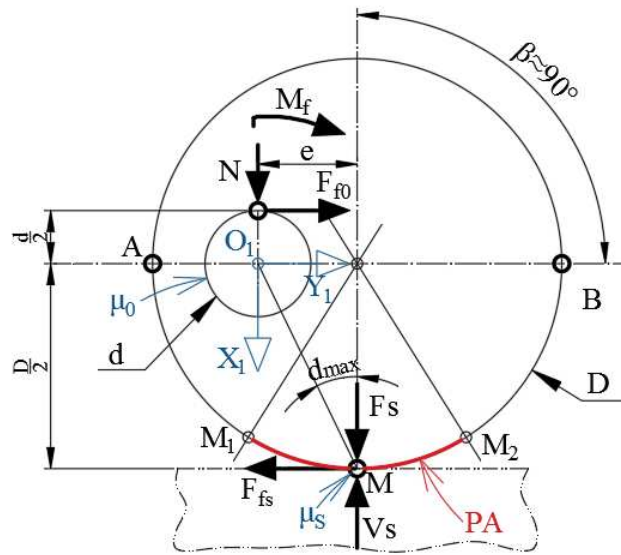


Fig. 5.73. Mecanismul cu camă – condiția de autofrânare

Dezvoltând ecuația de echilibru, prin înlocuiri, se obține:

$$F_s \cdot e - \mu_s F_s \cdot \frac{D}{2} - \mu_0 F_s \cdot \frac{d}{2} = 0. \quad (5.182)$$

Astfel, rezultă caracteristica excentricului:

$$2e \leq \mu_s D + \mu_0 d. \quad (5.183)$$

Pentru predimensionare, se neglijează frecarea din articulație ($\mu_0=0$) și se determină raportul $\frac{D}{e}$ în condițiile extreme ale profilului activ (PA):

- $\alpha_{max}=\varphi_s$, cu $\varphi_s=\arctg\mu_s=5^{\circ}43'$, pentru $\mu_s=0,1$.

Rezultă $\frac{D}{e} = 20$, caracteristica optimă a excentricului;

- $\alpha_{max}=\varphi_s$, cu $\varphi_s=8^{\circ}32'$, pentru $\mu_s=0,15$.

Rezultă $\frac{D}{e} = 14$, valoarea limită a excentricului.

Prin urmare, domeniul optim de dimensionare a excentricilor circulari este $\frac{D}{e} = 14 \div 20$, cu valori uzuale: 14-16-18-20.

5.9.3. Calculul forței de fixare

Mecanismele de fixare cu excentric circular pot fi reduse, în zona profilului de lucru (PA), la mecanisme de fixare cu pană unilaterală, pana rezultând ca desfășurată a sectorului circular delimitat de arcurile AB și AE.

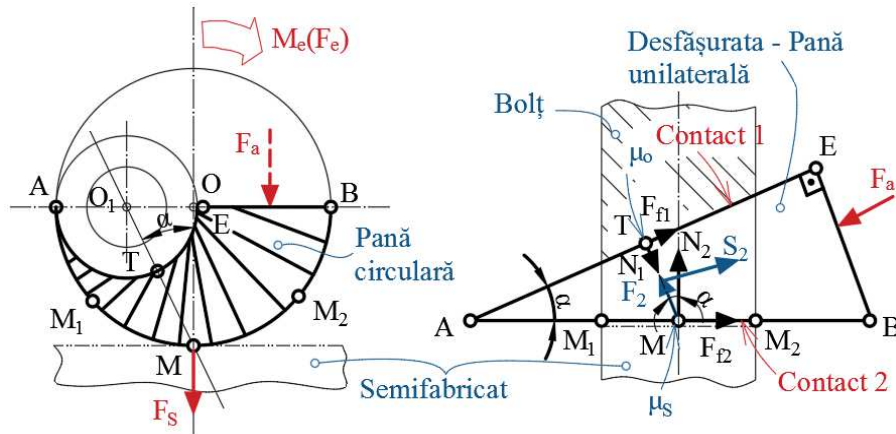


Fig. 5.74. Mecanismul cu camă – calculul forței de fixare

Ecuția de proiecții pe baza AE este:

$$F_a - F_{f1} - S_2 = 0, \quad (5.184)$$

unde:

$$F_{f1} = \mu_0 N_1 = F_1 \operatorname{tg} \varphi_0, \quad (5.185)$$

cu

$$N_1 = F_2, \quad (5.186)$$

și

$$S_2 = F_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_s), \quad (5.187)$$

$$F_{f2} = \mu_s N_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_s, \quad (5.188)$$

în care: F_a este forța de acționare a penei.

F_2 – forța de fixare (internă) a penei.

Dezvoltând ecuația (5.184), se obține:

$$F_a - F_2 [\operatorname{tg} \varphi_0 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_s)] = 0. \quad (5.189)$$

Rezultă expresia forței de fixare dezvoltată de pana circulară:

$$F_2 = \frac{F_a}{\operatorname{tg} \varphi_0 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_s)}. \quad (5.190)$$

Considerând că forța dezvoltată de excentric în M este o componentă a forței de fixare pe pană, rezultă schema de calcul de mai jos (figura 5.72).

Forța de acționare la manetă (F_e) va determina forța de acționare (F_a) a penei care, la rândul ei, va realiza forța de fixare (F_s) a discului pe semifabricat.

Calculul se realizează în punctul M , la $\alpha = \alpha_{max}$ și $\beta = 90^\circ$, forța de fixare având valoarea minimă.

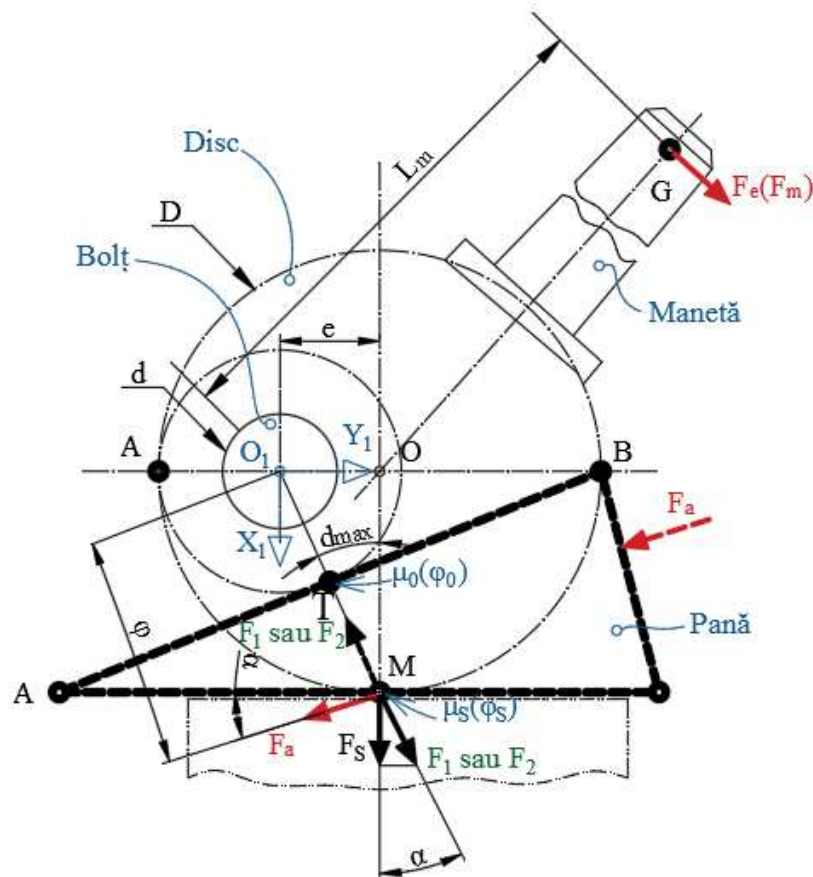


Fig. 5.75. Calculul forței de fixare – schemă de calcul

Ecuția de echilibru a momentelor față de axa bolțului O_1Z_1 este:

$$F_m \cdot L_m = F_a \cdot \rho, \quad (5.191)$$

Capitolul 5 – Mecanisme de fixare

cu

$$\rho = \frac{e}{\sin \alpha} \quad (5.192)$$

și

$$F_a = F_2 [tg \varphi_0 + tg(\alpha + \varphi_s)], \quad (5.193)$$

unde:

$$F_2 = \frac{F_s}{\cos \alpha} \quad (5.194)$$

iar

$$\begin{aligned} \varphi_0 &= arctg \mu_0; \\ \varphi_s &= arctg \mu_s, \end{aligned} \quad (5.195)$$

în care: ρ este raza de rotire a discului în jurul axei bolțului O_1 ;

L_m – lungimea manetei de acționare a discului ($\overline{O_1G}$).

Se dezvoltă ecuația:

$$F_s \cdot \frac{\rho}{\cos \alpha} [tg \varphi_0 + tg(\alpha + \varphi_s)] = F_m \cdot L_m. \quad (5.196)$$

Rezultă, astfel, forța minimă de fixare:

$$F_{s_{\min}} = \frac{F_m \cdot L_m}{e [tg \varphi_0 + tg(\alpha + \varphi_s)]}. \quad (5.197)$$

Pentru coeficienții de frecare uzuali, $\mu_0 = \mu_s = 0,1$, rezultă $\alpha_{\min} = 5^\circ 43'$ și forța maximă de fixare:

$$F_{s_{\max}} = \frac{F_m \cdot L_m}{e + \frac{1}{20}(D + d)}, \quad (5.198)$$

în care:

$$d \cong \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{3} \right) \cdot D. \quad (5.199)$$

Capitolul 6

MECANISME DE CENTRARE-FIXARE

6.1. Generalități

Prelucrarea pieselor în dispozitive presupune instalarea acestora prin două faze succesive: orientarea și fixarea.

Prin poziționarea bazei de orientare după un plan sau o axă de simetrie, s-au creat dispozitive care realizează simultan orientarea și fixarea semifabricatului.

Mecanismele concepute pentru acest scop se împart în:

- mecanisme de centrare, care orientează și fixează semifabricatul după un plan de simetrie;
- mecanisme autocentrante, care orientează și fixează semifabricatul după două plane de simetrie (perpendiculare) sau după o axă de simetrie.

După forma constructivă a elementelor care realizează centrarea, se deosebesc următoarele tipuri de mecanisme:

- cu prisme/fălci sau bacuri;
- cu pârghii;
- cu pene și plunjere multiple;
- cu elemente elastice (bucșe).

Prin combinarea elementelor de centrare cu unele mecanisme de fixare uzuale (cu filet, cu pârghii) se obțin dispozitive de centrare-fixare specifice:

- menghine, care centrează după unul sau două plane de simetrie – elementele de centrare sunt sub formă de prisme sau bacuri (fălci) plane;
- mandrine, care centrează după axa de simetrie a unei suprafețe cilindrice exterioare/interioare – elementele de centrare sunt pene și plunjere multiple sau bucșe elastice;
- dornuri, care centrează după axa de simetrie a unei suprafețe cilindrice interioare – elementele de centrare sunt pene și plunjere multiple sau bucșe elastice.

Aceste mecanisme sunt caracterizate prin trei parametrii constructiv-funcționali:

- precizia de centrare (eroarea de orientare);

- cursa de lucru;
- forța de fixare.

6.2. Mecanisme de centrare-fixare cu prisme

Sunt folosite frecvent pentru centrarea-fixarea semifabricatelor pe suprafețe curbe exterioare, după unul sau două plane de simetrie.

Cu ajutorul lor se construiesc menghinele de centrare-fixare utilizate în procese de găurire, alezare, lărgire, frezare.

După caracteristica de centrare (numărul planelor de simetrie), se folosesc două variante de mecanisme:

- de centrare: un plan de simetrie și o prismă mobilă;
- autocentrante: două plane de simetrie perpendiculare și două prize mobile.

6.2.1. Mecanisme de centrare

Mecanismele de centrare realizează orientarea și fixarea semifabricatelor după un plan de simetrie longitudinal, care este planul prisme (PS_x).

În funcție de raportul dimensiunilor semifabricatului, sunt utilizate două tipuri de mecanisme:

- cu prismă mobilă și placă de presiune;
- cu prismă mobilă și prismă fixă sau reglabilă.

Plăcile de presiune și prizele trebuie ghidate longitudinal, pentru a realiza orientarea corectă și precisă a semifabricatului în planul de simetrie PS_x .

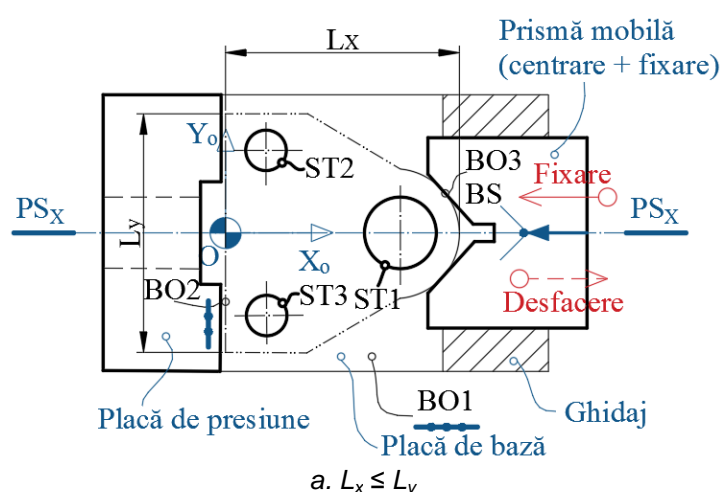


Fig. 6.1. Tipuri de mecanisme de centrare

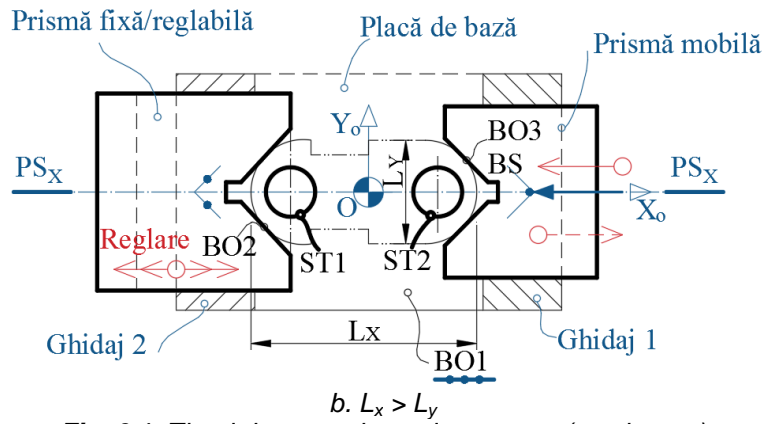


Fig. 6.1. Tipuri de mecanisme de centrare (continuare)

* Ghidarea plăcilor de presiune și a prismelor reglabile se realizează prin:

- a. ghidaje laterale, pentru prisme/plăci normale;
- b. canale de ghidare longitudinale, pentru prisme/plăci cu lățime mare.

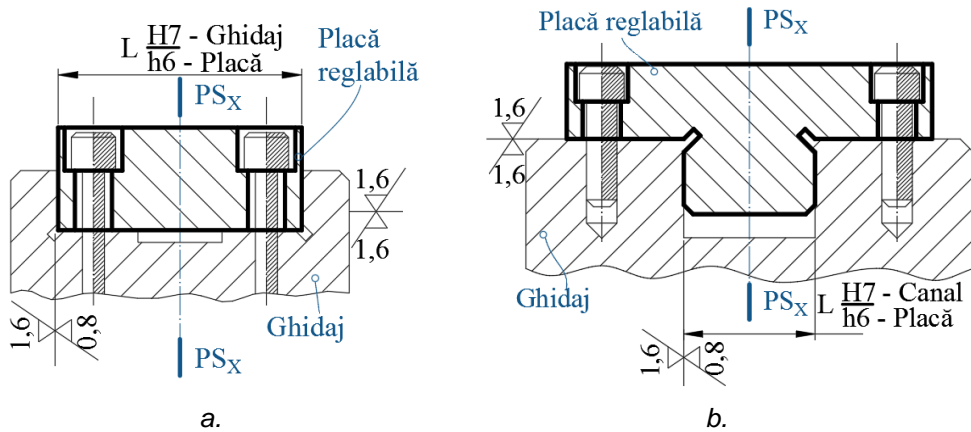


Fig. 6.2. Ghidarea plăcilor de presiune și a prismelor reglabile

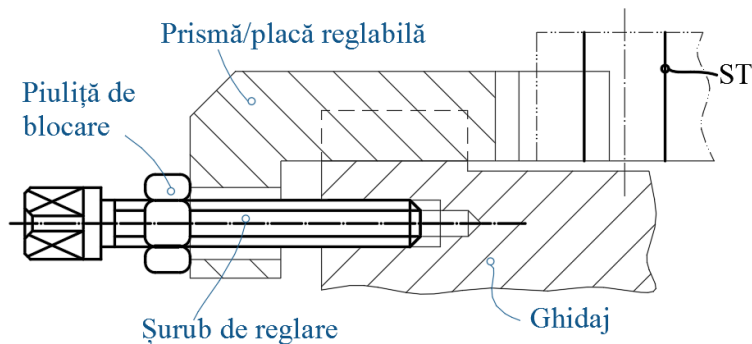


Fig. 6.3. Reglarea la dimensiune a plăcilor/prismelor cu șuruburi de reglare

Capitolul 6 – Mecanisme de centrare-fixare

Dimensiunea suprafeței de ghidare se realizează în sistemul ajustaj alunecător $\frac{H7}{h6}$, clasa de precizie 2.

Reglarea la dimensiune a plăcilor/prismelor se realizează cu șuruburi de reglare și șuruburi de fixare.

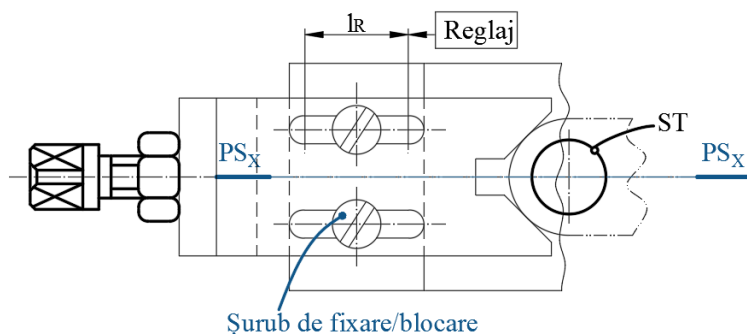


Fig. 6.4. Reglarea la dimensiune a plăcilor/prismelor cu șuruburi de fixare

* Ghidarea prismelor mobile se realizează prin:

- ghidaje în casetă, pentru prisme normale;
- ghidaje cu prag, pentru prisme cu lățime mare.

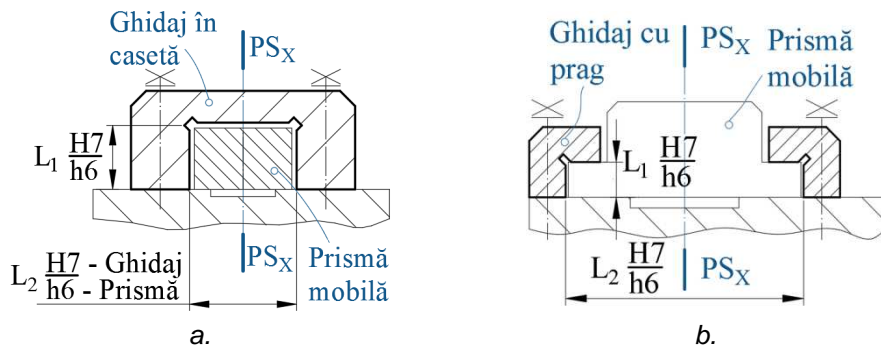


Fig. 6.5. Ghidarea prismelor mobile

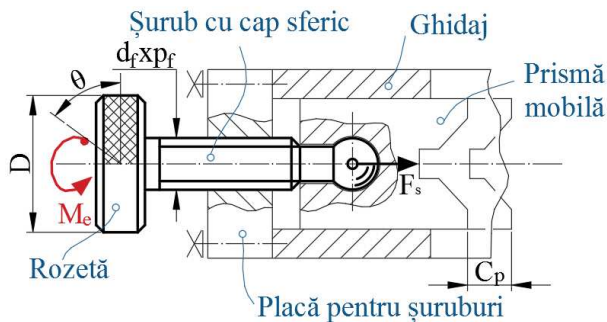


Fig. 6.6. Mecanisme cu filet

* Acționarea prismelor mobile se realizează manual, prin mecanisme cu filet sau cu disc excentric.

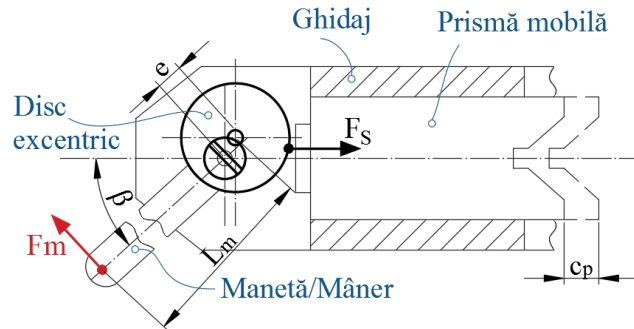


Fig. 6.7. Mecanisme cu disc excentric

* Forța de fixare a semifabricatului se determină după schema mecanismelor cu fălci ghidate.

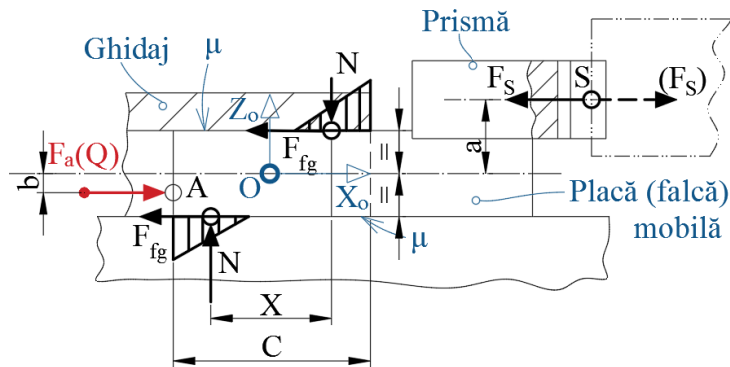


Fig. 6.8. Schema mecanismelor cu fălci ghidate

Ecuțiile de echilibru față de axa ghidajului (OX_0) sunt:

$$\begin{aligned} OX_0 &\rightarrow \begin{cases} F_a - F_s - 2F_{fg} = 0; \\ O \rightarrow \begin{cases} F_a \cdot b + F_s \cdot a - N_x = 0, \end{cases} \end{cases} \end{aligned} \quad (6.1)$$

în care:

$$F_{fg} = \mu N \quad (6.2)$$

și

$$x = \frac{2}{3} \cdot c, \quad (6.3)$$

Capitolul 6 – Mecanisme de centrare-fixare

conform distribuției triunghiulare a reacțiunilor din ghidaj.

Înlocuind, se obține:

$$\begin{cases} N = \frac{F_a - F_s}{2\mu}; \\ F_a \cdot b - F_a \cdot \frac{c}{3\mu} + F_s \cdot a + F_s \cdot \frac{c}{3\mu} = 0, \end{cases} \quad (6.4)$$

sau

$$F_s \left(a + \frac{c}{3\mu} \right) = F_a \left(\frac{c}{3\mu} - b \right). \quad (6.5)$$

Rezultă expresia forței de fixare realizată de prismă:

$$F_s = F_a \cdot \frac{1 - 3\mu \frac{b}{c}}{1 + 3\mu \frac{a}{c}}. \quad (6.6)$$

Pentru prisma direct ghidată și acționată axial (fără falcă mobilă):
 $a=b=0$ și $F_s=F_a$.

6.2.2. Mecanisme autocentrante

Mecanismele autocentrante realizează centrarea și fixarea semifabricatelor după două plane de simetrie reciproc perpendiculare sau după o axă de simetrie.

În acest caz, dispozitivul este conceput sub formă de menhină cu două prisme/fălci mobile acționate de un mecanism cu filet stânga-dreapta (dat de sensul de înclinare al elicei filetului α).

Ambele prisme/fălci realizează aceeași cursă de deplasare simultană față de planul menhinei PS_y .

Cursa prisme este dată de relația:

$$c_p = p_f \cdot \frac{\theta}{2\pi}. \quad (6.7)$$

* Forța de fixare se calculează cu relația mecanismelor cu fălci ghidate:

$$F_s = Q \cdot \frac{1 - 3\mu \frac{b}{c}}{1 + 3\mu \frac{a}{c}}, \quad (6.8)$$

cu

$$Q = \frac{F_m \cdot L_m}{\frac{d_f}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}, \quad (6.9)$$

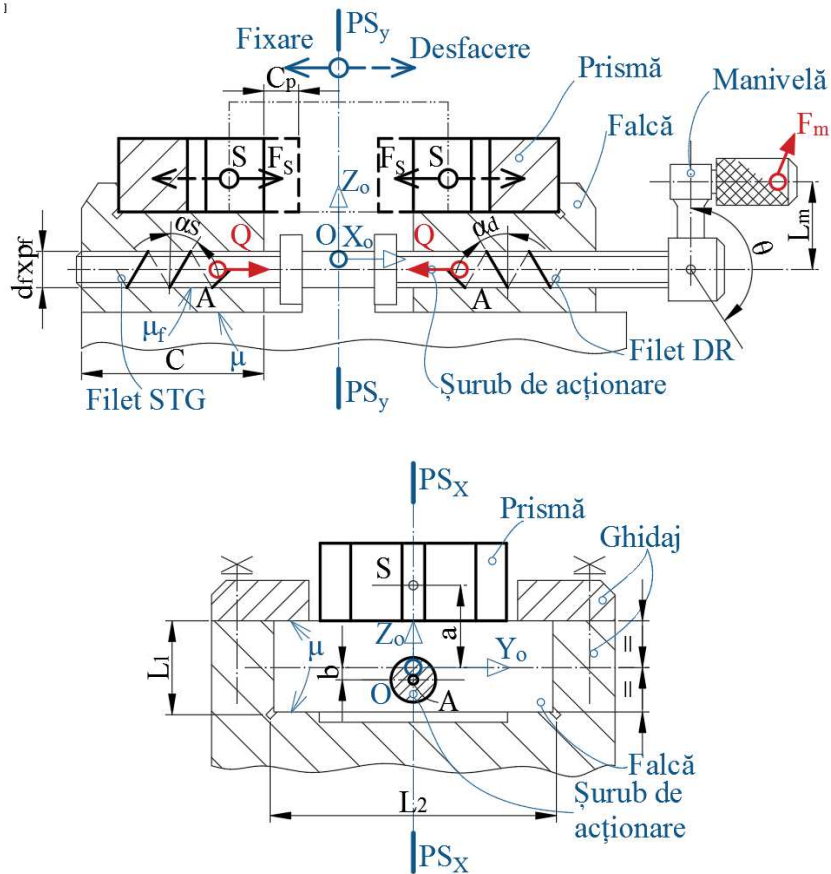


Fig. 6.9. Mecanism autocentrant cu prisme și fălci

$$\alpha = \alpha_s = \alpha_d = \operatorname{arctg} \left(\frac{p_f}{2\pi} \right) \quad (6.10)$$

și

$$\varphi = \arctg \mu_f, \quad (6.11)$$

în care: Q este forța internă de acționare din filet;
 F_m – forța externă de acționare, aplicată la manivelă.
 Astfel, rezultă relația generală de calcul:

$$F_s = \frac{2 \cdot F_m \cdot L_m}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot d_f} \cdot \left(\frac{1 - 3\mu \frac{b}{c}}{1 + 3\mu \frac{a}{c}} \right). \quad (6.12)$$

6.3. Mecanisme de centrare cu elemente elastice

Elementul caracteristic al acestui tip de mecanisme îl reprezintă o bucsă extensibilă cu fălci, numită *bucșă elastică*, care este deformată pe direcție radială de tije conice sau manșoane conice.

Cu aceste mecanisme se construiesc dispozitive autocentrante de două tipuri:

- mandrine, care centrează și fixează semifabricatul pe suprafața exterioară;
- dornuri, care centrează și fixează semifabricatul pe suprafața interioară.

Ambele tipuri de dispozitive pot fi: rotative sau staționare, acționate manual sau mecanizat.

Mecanismele de centrare cu elemente elastice prezintă următoarele avantaje:

- precizie de centrare ridicată ($\epsilon_{max} \approx 0,02$ mm);
- construcție simplă, ușor de executat, din punct de vedere tehnologic;
- cost redus;
- fiabilitate bună în exploatare îndelungată;
- posibilitatea acționării mecanizate/automate.

Aceste mecanisme prezintă și unele dezavantaje:

- toleranța la dimensiunea bazei de centrare a semifabricatului trebuie să respecte condiția $T_D \leq 0,05 \cdot \sqrt{D}$, în care D este dimensiunea transversală (diametrul) bazei de centrare-fixare;
- domeniul de lucru restrâns, cu variații ale dimensiunii $\Delta D = 0,5 \div 0,75$ mm;
- necesită o prelucrare precisă a suprafeței de centrare;
- necesitatea utilizării de seturi de bucșe elastice pentru grupe (domenii) de dimensiuni.

Mecanismele de centrare cu elemente elastice se clasifică astfel:

- a. după poziția conului de atac (deformare):
 - cu con direct;
 - cu con invers;
- b. după numărul conurilor de atac:
 - cu un con (unilaterale);
 - cu două conuri (bilaterale);
- c. după numărul fălcilor elastice:
 - cu 3 fălci, pentru $D < 30$ mm;
 - cu 4 fălci, pentru $D = 30 \div 60$ mm;
 - cu 6 fălci, pentru $D > 80$ mm.

6.3.1. Structura constructiv-funcțională

* *Bucșă elastică cu con direct*

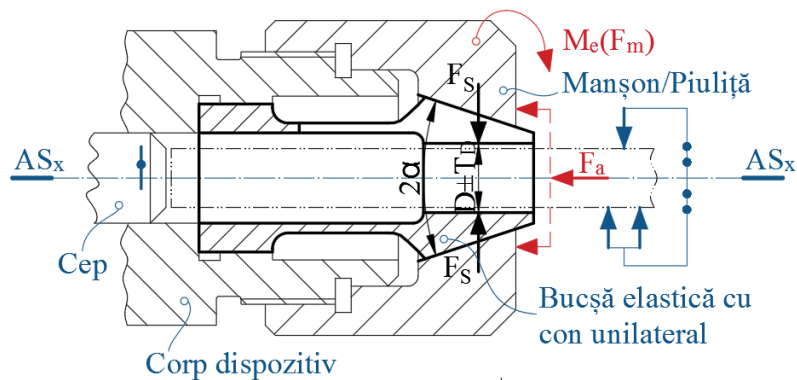


Fig. 6.10. Bucșă elastică cu con direct

La acest mecanism, bucșa este solicitată la compresie pe toată lungimea, iar manșonul/piulița pe care se centrează conul de atac al fălcilor se assemblează cu corpul dispozitivului prin înfiletare.

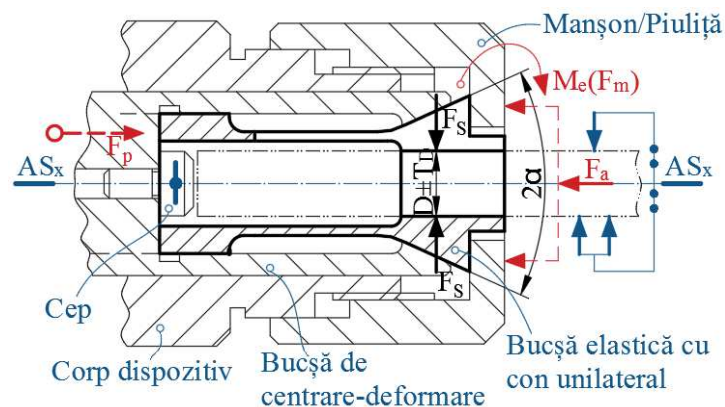


Fig. 6.11. Bucșă elastică cu con invers

Capitolul 6 – Mecanisme de centrare-fixare

Astfel, rezultă o precizie de centrare relativ scăzută, acceptabilă pentru prelucrări de degroșare.

* Bucșă elastică cu con invers

Bucșa elastică este solicitată numai în zona fălcilor (în contact cu semifabricatul), iar conul de atac aparține unei bucșe de centrare-deformare din corpul dispozitivului.

Astfel, rezultă o precizie de centrare mai mare decât al mecanismului cu con direct.

* Bucșă elastică cu două conuri

Bucșa elastică cu două conuri se utilizează în construcția dornurilor/bolțurilor autocentrante, utilizate pentru centrarea și fixarea semifabricatelor tubulare lungi/scurte și cu peretele relativ subțire.

Deoarece centrarea și fixarea se produc în două secțiuni diferite pe lungimea $L > 3D$, rigiditatea semifabricatului se mărește.

În schimb, funcționarea normală a acestor dispozitive cere ca baza de centrare să aibă dimensiunea $D \pm T_D$, tolerată în clasele 2÷4 de precizie și $D > 40$ mm.

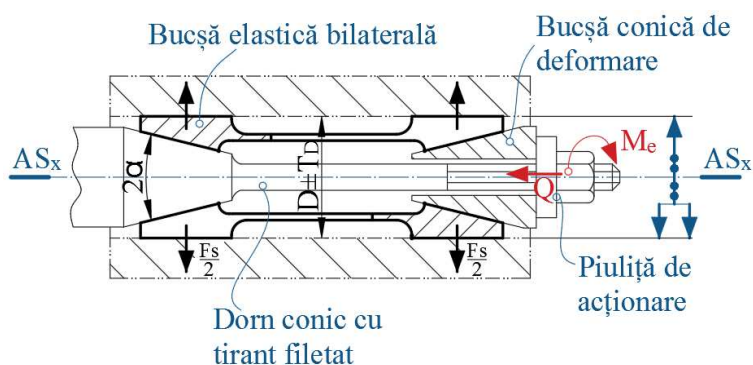


Fig. 6.12. Bucșă elastică cu două conuri

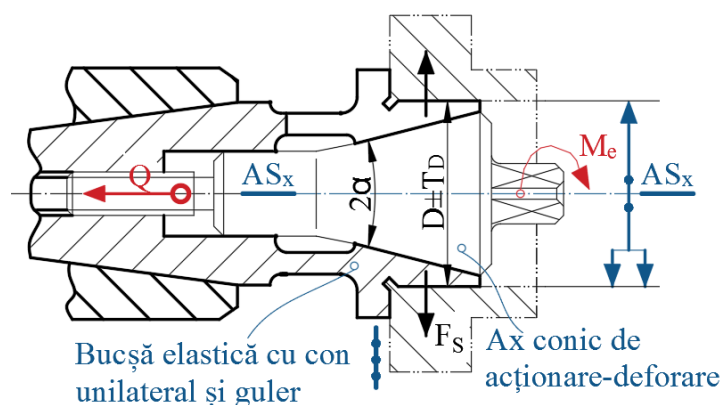


Fig. 6.13. Bucșă elastică în consolă

Prin urmare, se recomandă ca dispozitive rotative, utilizate ca dornuri pentru strunjire de finisare, respectiv pentru rectificare cilindrică exterioară de precizie.

** Bucșă elastică în consolă*

Bucșa elastică în consolă este utilizată pentru construcția dispozitivelor cu dorn sau bolț de centrare pentru semifabricate tubulare scurte, prelucrate în procese de strunjire de finisare sau rectificare.

Bucșa elastică poate fi realizată și în corp comun cu corpul dispozitivului ($2\alpha=12^\circ\div 18^\circ$).

6.3.2. Calculul forței de fixare

Forța de fixare se calculează utilizând relațiile stabilite pentru mecanismele de fixare cu pene, în ipoteza că fiecare falcă elastică a bucșei se comportă ca o pană unilaterală (cu o singură față activă înclinată).

În cele ce urmează, se vor analiza cele trei tipuri de mecanisme utilizate cel mai frecvent.

a. Mandrină directă

Forța de acționare se poate realiza manual, prin intermediul piuliței, sau mecanizat, prin împingerea axială a bucșei elastice, cu sisteme mecanice sau pneumatice.

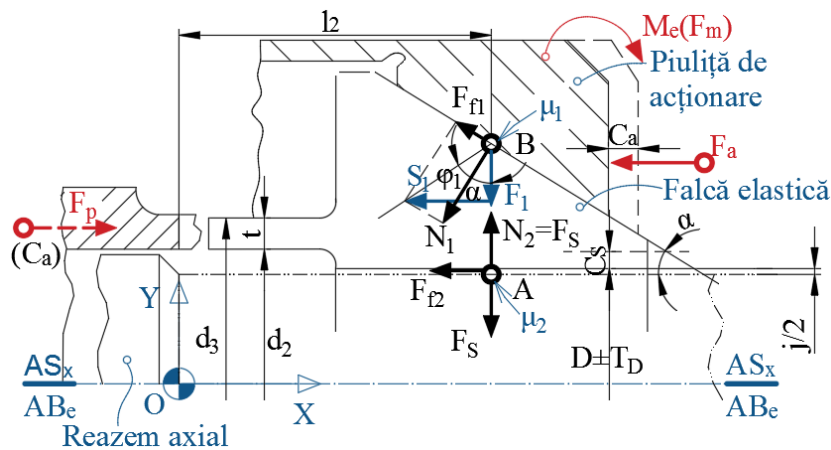


Fig. 6.14. Mecanism tip mandrină directă

Ecuția de echilibru a forțelor în lungul axei de simetrie AS_x / axa de centrare a bucșei AB_c :

$$Ox \rightarrow S_1 + F_{f2} - \frac{1}{n_f} \cdot F_a = 0, \quad (6.13)$$

Capitolul 6 – Mecanisme de centrare-fixare

unde:

$$S_1 = F_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \quad (6.14)$$

și

$$F_{f2} = N_2 \cdot \operatorname{tg}\varphi_2, \quad (6.15)$$

cu

$$N_2 \cong F_s, \quad (6.16)$$

iar

$$F_1 = F_s + F_d, \quad (6.17)$$

cu

$$F_d = v_d \left(\frac{d_2}{l_2} \right)^3 \cdot t \cdot j_{\max}, \quad (6.18)$$

în care: φ_2 este frecarea falcă semifabricat ($\varphi_2=0$, fără reazem axial);

n_f – numărul fălcilor elastice;

F_d – forța de deformare a fălcii din starea liberă până la contactul cu semifabricatul.

j_{\max} este jocul diametral maxim dintre falca liberă și semifabricat ($j_{\max} \approx 0,2$ mm);

$\varphi_1 = 5^\circ 41'$, pentru $\mu_1 = 0,1$;

$\mu_2 = 0,1 \div 0,5$;

$2\alpha = 30^\circ \pm 15'$.

În relația (6.18),

$$t = 0,5(d_3 - d_2), \quad (6.19)$$

recomandat $t = 2 \div 6$ mm, și $v = 588$ N/mm², pentru $n_f = 3$ sau $v = 196$ N/mm², pentru $n_f = 4$.

Prin înlocuire, se obține ecuația:

$$\frac{F_a}{n_f} = F_s [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_2] + F_d \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1). \quad (6.20)$$

Astfel, forța de fixare pe o falcă

$$F_s = \frac{F_a - F_d \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_2}. \quad (6.21)$$

Prin urmare, forța totală dezvoltată de bucșă va fi:

$$F_T = n_f \cdot F_s. \quad (6.22)$$

În funcție de forma suprafeței de contact a fălcii se obțin diferite valori ale coeficientului de frecare μ_2 .

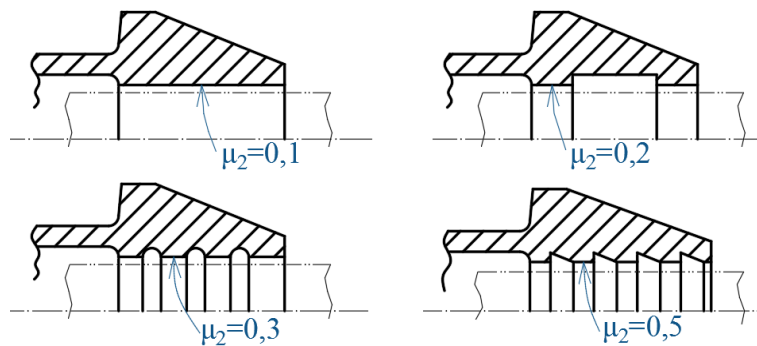


Fig. 6.15. Valori ale coeficientului de frecare μ_2

b. Mandrină inversă

Ecuțiile de echilibru ale forțelor sunt:

$$Ox \rightarrow S_1 + F_{f2} - \frac{F_a}{n_f} = 0; \quad (6.23)$$

$$Oy \rightarrow F_s + F_{f3} - F_1 = 0,$$

în care:

$$\begin{aligned} S_1 &= F_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1); \\ F_{f2} &= N_2 \cdot \operatorname{tg}\varphi_2 = F_s \operatorname{tg}\varphi_2; \\ F_{f3} &= F_a \cdot \operatorname{tg}\varphi_3; \\ F_1 &= F_s + F_d. \end{aligned} \quad (6.24)$$

Înlocuind (6.24) în (6.23), se obține sistemul de ecuații:

Capitolul 6 – Mecanisme de centrare-fixare

$$\begin{cases} \frac{F_a}{n_f} = F_s [tg(\alpha + \varphi_1) + tg\varphi_2] + F_d \cdot tg(\alpha + \varphi_1); \\ F_d = F_{f3} = F_a \cdot tg\varphi_3. \end{cases} \quad (6.25)$$

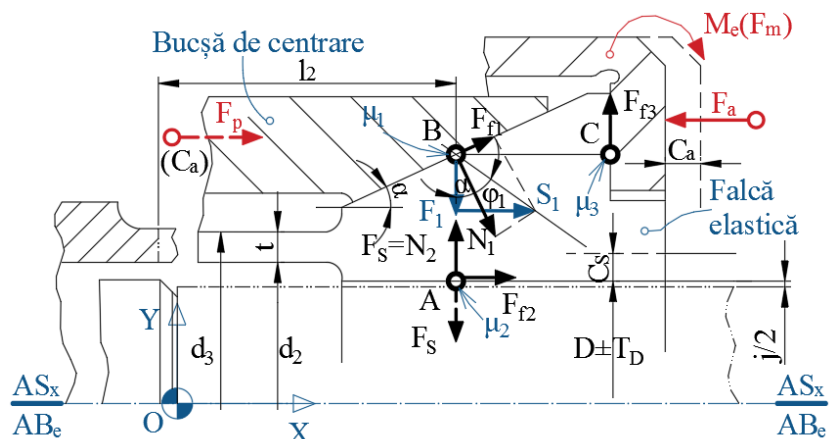


Fig. 6.16. Mecanism de tip mandrină inversă

Rezultă expresia forței de fixare pe o falcă:

$$F_s = F_a \cdot \frac{1 - tg(\alpha + \varphi_1) \cdot tg\varphi_3}{n_f [tg(\alpha + \varphi_1) + tg\varphi_2]}, \quad (6.26)$$

iar forța totală de fixare va fi:

$$F_T = n_f \cdot F_s. \quad (6.27)$$

Fără reazem axial $\varphi_2=0$.

Cursa radială, de fixare, a unei fălci, este:

$$c_s = c_a \cdot tg\alpha, \quad (6.28)$$

unde:

$$c_{s_{min}} = \frac{T_D + j_{min}}{2}, \quad (6.29)$$

în care j_{min} este jocul minim de introducere-scoatere comodă a semifabricatului ($j_{min}=0,1 \div 0,2$ mm).

Suprafața de centrare-fixare a semifabricatului trebuie să îndeplinească condiția:

$$T_D \leq 2c_a \cdot tg\alpha - j_{\min} \quad (6.30)$$

sau elemental de acționare trebuie să dezvolte cursa:

$$c_a \geq \frac{T_D + j_{\min}}{2tg\alpha}. \quad (6.31)$$

c. Dorn bilateral

Principiul de calcul a forței de fixare este același cu al mandrinelor, ecuația de echilibru a forțelor axiale fiind:

$$Ox \rightarrow S_1 + 2F_{f2} - S_2 - \frac{F_a}{n_f} = 0, \quad (6.32)$$

în care:

$$\begin{aligned} S_1 &= F_1 \cdot tg(\alpha + \varphi_1), \text{ zona 1;} \\ S_2 &= F_2 \cdot tg(\alpha - \varphi_1), \text{ zona 2;} \\ F_{f2} &= \mu_2 \cdot \frac{F_s}{2} = \frac{F_s}{2} tg\varphi_2. \end{aligned} \quad (6.33)$$

Înlocuind, se obține relația:

$$\frac{F_s}{2} tg(\alpha + \varphi_1) - \left(\frac{F_s}{2} + F_d \right) \cdot tg(\alpha - \varphi_1) + F_s \cdot tg\varphi_2 = \frac{F_a}{n_f}. \quad (6.34)$$

Expresia forței de fixare pe o falcă bilaterală va fi:

$$F_s = 2 \cdot \frac{\frac{F_a}{n_f} + F_d \cdot tg(\alpha - \varphi_1)}{tg(\alpha + \varphi_1) + 2tg\varphi_2 - tg(\alpha - \varphi_1)}, \quad (6.35)$$

în care: n_f este numărul de fălci bilateral.

Forța de deformare a fălcii va fi:

$$F_d = v_d \left(\frac{d_2}{l_2} \right)^3 \cdot t \cdot j_{\max}, \quad (6.36)$$

Capitolul 6 – Mecanisme de centrare-fixare

iar cursa de fixare, realizată de bucușă conică mobilă (de deformare) va avea expresia:

$$c_s = c_a \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (6.37)$$

și cursa radială a unei fălci va fi:

$$c_{s_{\min}} = \frac{T_D + j_{\min}}{2}. \quad (6.38)$$

6.4. Mecanisme de centrare-fixare cu pârghii

Mecanismele de centrare-fixare cu pârghii sunt realizate cu precădere pentru construcția unor dispozitive autocentrante numite *mandrine*. La aceste mecanisme, centrarea și fixarea semifabricatelor se realizează cu ajutorul unor pârghii articulate, care se rotesc cu unghiuri constante.

Cele mai folosite variante constructive sunt:

- mecanisme de centrare după un plan de simetrie, formate din două pârghii cu cot și două fălci ghidate;
- mecanisme de centrare după o axă de simetrie, formate din trei pârghii cu rol de bride.

6.4.1. Mecanisme de centrare

Aceste mecanisme au în structură două pârghii cu cot acționate simultan și care, la rândul lor, acționează 2 fălci de fixare.

Acționarea pârghiilor se realizează manual sau mecanizat (pneumatic, hidraulic), în funcție de valoarea maximă a forței de fixare necesară.

Cursa de centrare-fixare este:

$$c_s = c_a \cdot \frac{l_2}{l_1}. \quad (6.39)$$

Forța de fixare dezvoltată de o falcă va fi:

$$F_s = Q \cdot \frac{1 - 3\mu \frac{b}{c}}{1 + 3\mu \frac{a}{c}}, \quad (6.40)$$

în care: Q este forța internă realizată de pârghie și este dată de expresia:

$$Q = F_a \cdot \frac{1}{n_p} \cdot \frac{l_1 - \mu_0 \frac{d}{2}}{l_2 + \mu_0 \frac{d}{2}} \quad (6.41)$$

sau

$$Q = F_a \cdot \frac{1}{n_p} \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot \eta, \quad (6.42)$$

în care: η este randamentul transmisiei cu pârghii ($\eta=0,85\div 0,95$);
 $n_p=2$ pârghii simetrice față de planul PS_z .

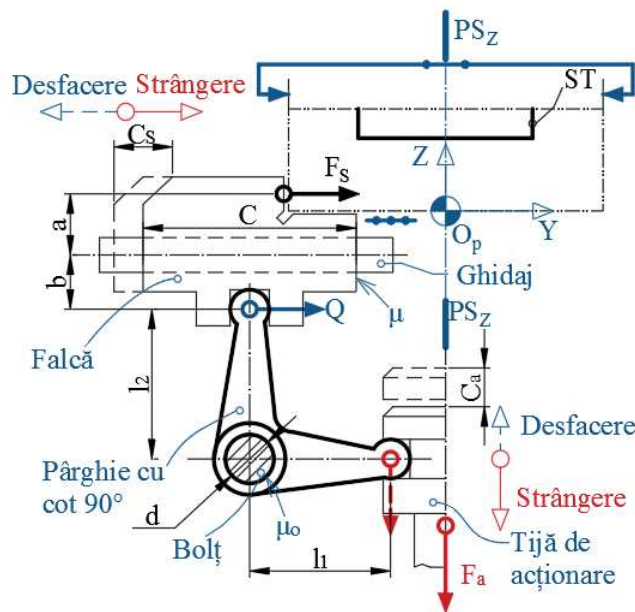


Fig. 6.17. Mecanisme de centrare

6.4.2. Mecanisme autocentrante

Mecanismele autocentrante au în structura lor trei pârghii echidistante față de axa de simetrie AS_z (de centrare), acționate simultan și care au rol de bride de fixare.

Cele mai folosite variante constructive sunt:

- cu tijă de acționare cilindrică;

Capitolul 6 – Mecanisme de centrare-fixare

- cu tijă de acționare conică.

*** Mecanisme cu tijă cilindrică**

Forța de fixare pe o pârghie se calculează cu relația mecanismelor cu pârgii cu cot (schema 2):

$$F_s = F_a \cdot \frac{1}{n_p} \cdot \frac{l_1 - \mu_0 \frac{d}{2}}{l_2 + \mu_0 \frac{d}{2} + \mu_s \cdot h} \quad (6.43)$$

în care: $n_p=3$ pârgii.

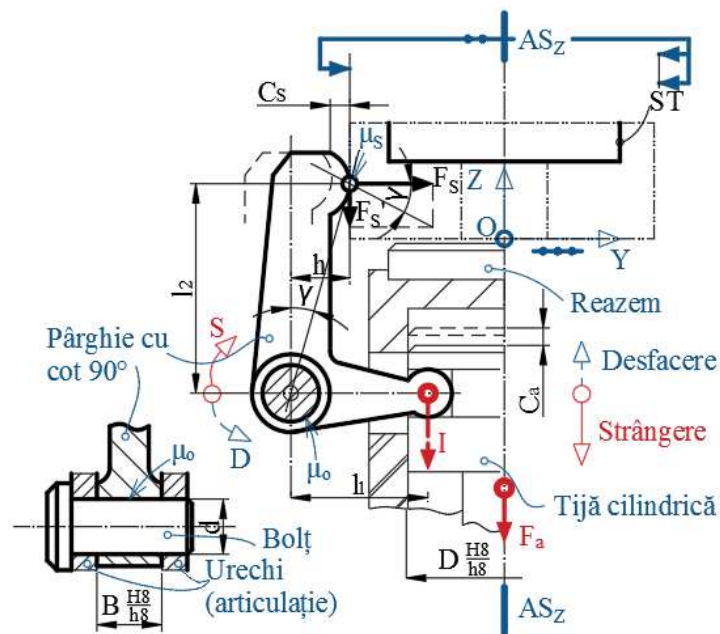


Fig. 6.18. Schema mecanismului cu tijă cilindrică

Datorită unghiului de poziție al articulației γ , mecanismul realizează și o forță verticală de fixare, care asigură un contact bun (ferm) al semifabricatului cu baza de așezare. Astfel:

$$F'_s = F_s \cdot n_p \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (6.44)$$

cu

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{h}{l_2}, \quad (6.45)$$

iar cursa de centrare-fixare este:

$$c_s = c_a \cdot \frac{l_2}{l_1}. \quad (6.46)$$

*** Mecanisme cu tijă conică**

Mecanismele cu tijă conică funcționează după principiul mecanismelor cu pană și plunjer simplu ghidat și sunt formate din:

- mecanismul de acționare: pană-plunjer;
- mecanismul de fixare: pârghie cu două brațe.

Din acest motiv, forța de fixare pe o pârghie se calculează cu relația mecanismelor cu pârghii drepte (schema 2), în care:

$$h_1 = h_2 = h \quad (6.47)$$

și

$$F_s = Q \cdot \frac{l_1 - \mu_a \cdot h - \mu_0 \frac{d}{2 \cos \gamma}}{l_2 - \mu_s \cdot h + \mu_0 \frac{d}{2 \cos \gamma}}. \quad (6.48)$$

Pentru calculele primare, de predimensionare, se poate utiliza o relație simplificată:

$$F_s \cong Q \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot \eta, \quad (6.49)$$

în care: $\mu_a = \mu_s = \mu_0 = 0,1$; $\gamma = 5 \div 10^\circ$ ($\cos \gamma \approx 1$) și $\eta = 0,85 \div 0,95$.

Forța de acționare internă se determină din relația mecanismelor cu pană-plunjer simplu ghidat, în care pana are dublă înclinare simetrică (con), deci $\varphi_2 = 0$:

$$Q = \frac{F_a}{n_p} \cdot \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \cdot 3 \frac{a}{b} \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}, \quad (6.50)$$

în care: n_p este numărul de plunjere/pârghii ($n_p = 3$), iar

$$a \cong \frac{D_1}{4}, \quad (6.51)$$

Pentru contactul plunjer până la $\frac{L}{2}$ și

$$b = 0,5(D_1 - D_2). \quad (6.52)$$

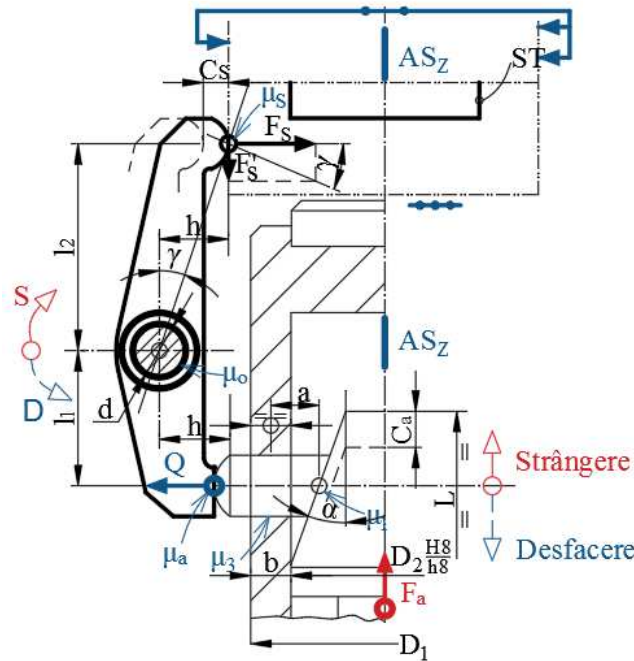


Fig. 6.19. Schema mecanismului cu tijă conică

Prin urmare, cursa de centrare-fixare este:

$$c_s = c_a \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (6.53)$$

6.5. Mecanisme de centrare-fixare cu pene și plunjere multiple

La aceste mecanisme, antrenarea și fixarea se realizează cu ajutorul unor plunjere, cu rolul de fălci, precis ghidate, în număr de 3-4-6, dispuse echidistant. Acționarea lor se realizează de la o pană centrală.

În funcție de sensul de acțiune al forței de fixare, se realizează două tipuri de dispozitive:

- platouri și dornuri extensibile, în care semifabricatul este centrat-fixat pe o suprafață interioară;
- mandrine, în care centrarea-fixarea se realizează pe o suprafață exterioară.

De regulă, aceste dispozitive sunt de tip autocentrant, utilizate pentru orientarea unor semifabricate cilindrice a căror baze de orientare și fixare sunt brute sau prelucrate de degroșare ($R_a > 25\mu\text{m}$).

6.5.1. Platouri autocentrante

Acestea fac parte din categoria dispozitivelor staționare, fixate pe masa mașinii și acționate manual. Sunt utilizate pentru antrenarea-fixarea semifabricatelor cilindrice (capace, roți, coroane dințate etc.) în procese de găurire, lărgire, filetare, frezare.

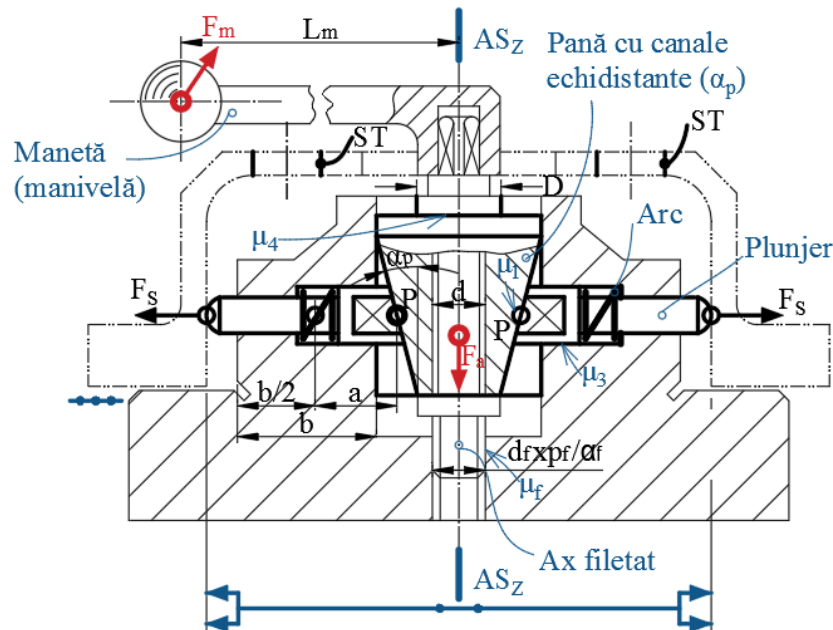


Fig. 6.20. Schema dispozitivului tip platou autocentrant

Forța de fixare se calculează cu relația mecanismelor pană-plunjer simplu ghidat, în care pana are dublă înclinare simetrică ($\varphi_2=0$):

$$F_s = \frac{F_a}{n_p} \cdot \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi_1) \cdot 3 \frac{a}{b} \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi_1)}, \quad (6.54)$$

în care: n_p este numărul de plunjere (de obicei, $n_p=4$), iar $\mu_1=\mu_3=0,1$.

Capitolul 6 – Mecanisme de centrare-fixare

Forța de acțiune-împingere a penei centrale este dată de mecanismul de acțiune cu ax filetat și manivelă:

$$F_a = \frac{F_m \cdot L_m}{\frac{d_f}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_f + \varphi_f) + \frac{\mu_4}{3} \left(\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right)}, \quad (6.55)$$

în care $\mu_4=0,1 \div 0,2$, iar

$$\alpha_f = \operatorname{arctg} \left(\frac{\rho_f}{\pi \cdot d_f} \right) \quad (6.56)$$

și

$$\varphi_f = \operatorname{arctg} \mu_f. \quad (6.57)$$

Cursa de centrare-fixare este realizată simultan de plunjeri și este dată de expresia:

$$c_s = c_p \cdot \operatorname{tg} \alpha_p, \quad (6.58)$$

cu:

$$c_p = c_a = \rho_f \cdot \frac{\theta_m}{2\pi}, \quad (6.59)$$

în care: θ_m este unghiul de rotație al manivelei, în radiani.

Astfel, rezultă:

$$c_s = \rho_f \cdot \frac{\theta_m}{2\pi} \cdot \operatorname{tg} \alpha_p. \quad (6.60)$$

6.5.2. Dornuri extensibile

Dornurile extensibile sunt dispozitive care realizează, împreună cu semifabricatul, mișcarea de rotație în jurul axei de centrare.

Se recomandă acțiunea pneumatică, deoarece pentru desprinderea semifabricatului este necesară o forță de deblocare a penei (F_d).

Sunt utilizate ca dispozitive de strunjit sau rectificat cilindric.

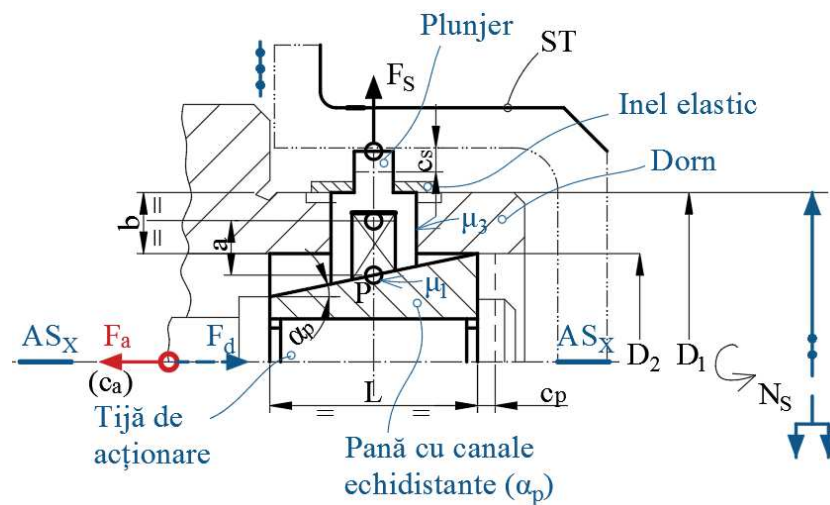


Fig. 6.21. Schema dispozitivului de tip dorn extensibil

Forța de fixare este determinată de contactul direct al plunjerelor cu baza de centrare a semifabricatelor și se calculează cu relația mecanismelor cu pană și plunjer simplu ghidat (pană bilaterală):

$$F_s = \frac{F_a}{n_p} \cdot \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi_1) \cdot 3 \frac{a}{b} \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi_1)}, \quad (6.61)$$

în care: $\mu_1 = \mu_3 = 0,1$; $\varphi_2 = 0$; $n_p = 3$ plunjere; $b = 0,5(D_1 - D_2)$, iar

$$a \cong \frac{D_1}{4}, \quad (6.62)$$

pentru punctul de contact (P) la aproximativ $\frac{L}{2}$.

Cursa de centrare-fixare dezvoltată de plunjere este:

$$c_s = c_p \cdot \operatorname{tg} \alpha_p = c_a \cdot \operatorname{tg} \alpha_p. \quad (6.63)$$

Capitolul 7

MECANISME DE BLOCARE

7.1. Generalități

Aceste sisteme se utilizează în construcția dispozitivelor la care mecanismul de fixare nu realizează și autofrânarea. Este cazul mecanismelor la care forța de acționare este transmisă prin sisteme cu angrenaje (roți, pinioane, cremaliere etc.).

În practica industrială, aceste mecanisme de blocare au construcții speciale, care tind să combine acțiunea de fixare cu cea de blocare.

Cele mai utilizate variante de mecanisme sunt:

- cu ax conic;
- cu pene unilaterale;
- cu role cilindrice.

7.2. Mecanisme de blocare cu ax conic

Se întâlnesc foarte frecvent în construcția dispozitivelor la care fixarea semifabricatului se realizează cu placă ridicabilă, iar forța de acționare este realizată de un mecanism pinion-cremalieră.

Forța de acționare externă se realizează manual, cu ajutorul unei manete sau cheie de acționare; ansamblul pană de fixare-coloană capătă o mișcare liniară pe direcție verticală (OZ_0) prin intermediul cremalierei (danturată pe coloana centrală), care angrenează cu pinionul de acționare solidar cu axul conic și cu maneta de manevră.

Forța de fixare dezvoltată la nivelul plăcii ridicabile este dată de forțele din angrenaj și de forțele de frecare care apar între conul 1 (figura 7.1) și corpul dispozitivului (pe cercul mediu de contact).

Conul 2 are rolul de a menține placa de fixare în poziție ridicată, de aceea va avea conicitate inversă conului 1.

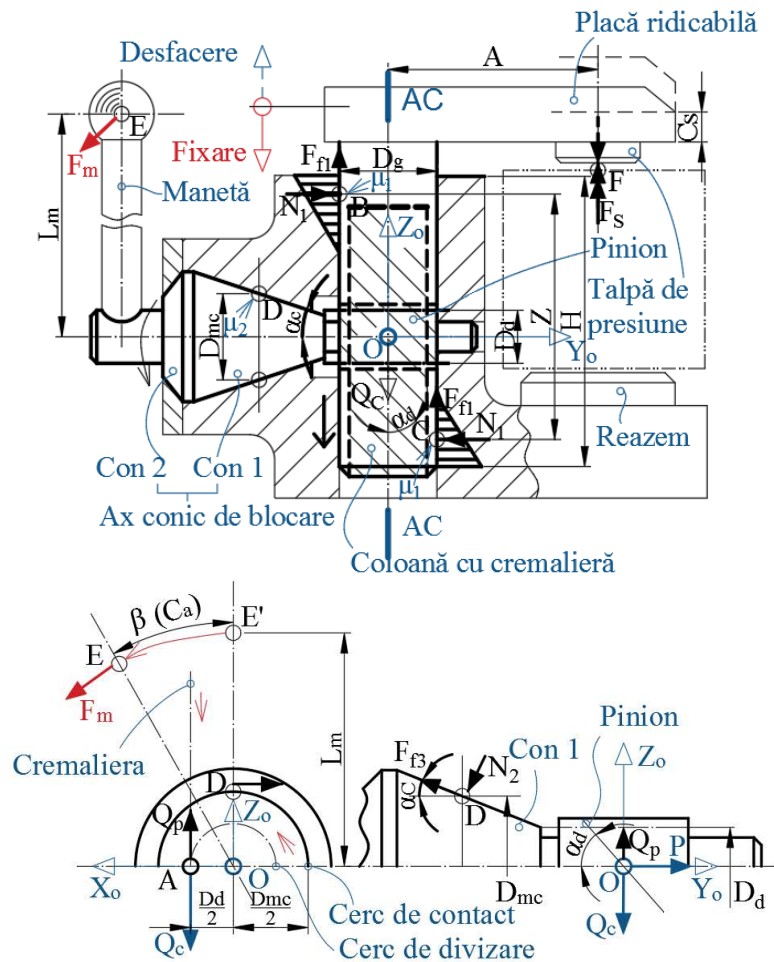


Fig. 7.1. Mecanismul de blocare cu ax conic

Ecuțiile de echilibru ale mecanismului vor fi scrise în două plane:

* **Ecuția momentelor în planul Y_0OZ_0 (coloană-ghidaj-placă de fixare-semifabricat):**

$$N_1 \cdot z - F_s \cdot A = 0, \quad (7.1)$$

în care: N_1 este normal reacțiunilor din zona de ghidare a coloanei, de lungime H , iar

$$z = \frac{2}{3} \cdot H, \quad (7.2)$$

conform distribuției reacțiunilor la solicitarea în consolă.

Capitolul 7 – Mecanisme de blocare

Astfel,

$$N_1 = F_s \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{A}{H}. \quad (7.3)$$

* **Ecuatia momentelor în planul X_0OZ_0 (manetă-ax conic-pinion):**

$$F_m \cdot L_m - F_{f2} \cdot \frac{D_{mc}}{2} - Q_p \cdot \frac{D_d}{2} = 0. \quad (7.4)$$

* **Ecuatia forțelor după axa OZ_0 (axa coloanei AC):**

$$Q_c - F_s - 2F_{f1} = 0, \quad (7.5)$$

în care Q_c este forța internă de acționare dezvoltată în angrenaj, pe dantura cremalierii, iar

$$F_{f1} = \mu_1 N_1 = F_s \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{A}{H} \cdot \mu_1. \quad (7.6)$$

Prin urmare,

$$Q_c = F_s \left(1 + 3\mu_1 \cdot \frac{A}{H} \right). \quad (7.7)$$

* **Ecuatia forțelor după axa OY_0 (axa pinionului-axa conului 1):**

$$P - F_{f3} \cdot \cos \alpha_c - N_2 \cdot \sin \alpha_c = 0, \quad (7.8)$$

în care P este componenta rezultantei din angrenaj (dantura pinionului), care soliciță axial conul 1 și determină blocarea acestuia în alezajul conic.

În relația (7.8),

$$\begin{aligned} F_{f3} &\cong F_{f2} = \mu_2 N_2; \\ P &\cong Q_p \cdot \operatorname{tg} \alpha_d, \end{aligned} \quad (7.9)$$

în care α_d este unghiul de înclinare a danturii (recomandat, $\alpha_d=45^\circ$) și $\mu_2=\operatorname{tg} \varphi_2$, cu $\varphi_2=5^\circ 48'$.

Pentru ca mecanismul să mențină forța de fixare F_s și după înlăturarea forței de acționare externă F_m este necesar ca axul conic să

rămână blocat (autofrânat) în corpul dispozitivului. Din acest motiv, conul 1 trebuie să respecte condiția de autofrânare:

$$\alpha_c < \varphi_2, \quad (7.10)$$

cu $\varphi_2 = \arctg \mu_2$.

Dezvoltând ecuația, se obține:

$$Q_p \cdot tg \alpha_d = N_2 (\mu_2 \cdot \cos \alpha_c + \sin \alpha_c), \quad (7.11)$$

unde:

$$N_2 = Q_p \cdot \frac{tg \alpha_d}{\mu_2 \cos \alpha_c + \sin \alpha_c}, \quad (7.12)$$

în care:

$$Q_p = Q_c = Q. \quad (7.13)$$

Înlocuind în ecuația momentelor din planul X_0OZ_0 ,

$$F_m \cdot L_m - F_s \left(1 + 3\mu_1 \cdot \frac{A}{H} \right) \cdot \frac{\mu_2 tg \alpha_d}{\mu_2 \cos \alpha_c + \sin \alpha_c} \cdot \frac{D_{mc}}{2} - \frac{n!}{r!(n-r)!} \cdot \frac{D_d}{2} = 0, \quad (7.14)$$

Rezultă expresia finală a forței de fixare:

$$F_s = 2F_m \cdot \frac{L_m}{D_d} \cdot \frac{1}{\left(1 + 3\mu_1 \cdot \frac{A}{H} \right) \left(1 + \frac{D_{mc}}{D} \cdot \frac{\mu_2 tg \alpha_d}{\mu_2 \cos \alpha_c + \sin \alpha_c} \right)}, \quad (7.15)$$

sau, folosind unghiurile de frecare φ_1 și φ_2 ,

$$F_s = \frac{2F_m \cdot \frac{L_m}{D_d}}{\left(1 + \frac{3A}{H} tg \varphi_1 \right) \left[1 + \frac{D_{mc}}{D_d} \cdot tg \alpha_d \frac{\sin \varphi_2}{\sin(\alpha_c + \varphi_2)} \right]}. \quad (7.16)$$

Pentru predimensionarea mecanismului, se recomandă:

Capitolul 7 – Mecanisme de blocare

$$\begin{aligned} \frac{D_{mc}}{D_d} &\cong 1,27; \\ 2\alpha_c &= 11^\circ \pm 5'; \\ F_m &\leq 15 daN, \end{aligned} \quad (7.17)$$

iar $\mu_1=\mu_2=0,1$, pentru piesele în contact, din oțel cu $R_a=0,8\div 1,6 \mu\text{m}$.
Cursa de fixare-desfacere este:

$$c_s = c_a \cdot \frac{D_d}{2}, \quad (7.18)$$

în care $c_a=\beta$ [rad.], unghiul de rotire al manetei, $\beta \leq 180^\circ$.

7.3. Mecanisme de blocare cu pană

În tehnica proiectării dispozitivelor, se utilizează două tipuri de mecanisme, care utilizează ca element de blocare pana:

- cu pană tangențială;
- cu pană unilaterală.

7.3.1. Mecanisme de blocare cu pană tangențială

Aceste mecanisme se folosesc pentru blocarea unor elemente din componența sistemelor de acționare sau de centrare/orientare a semifabricatelor în dispozitive.

Sunt utilizate rar pentru fixarea directă a semifabricatului.

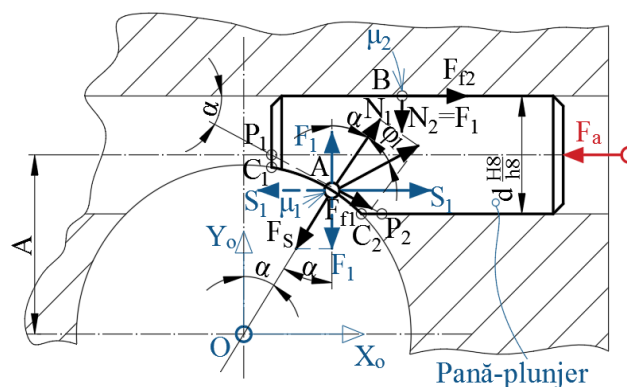


Fig. 7.2. Mecanismul de blocare cu pană tangențială

Prezintă avantajul atât al simplității constructive și de exploatare, cât și al domeniului larg de dimensiuni.

Acționarea poate fi realizată manual sau mecanic.

Suprafața de contact a penei-plunjer cu elementul care se blochează este sectorul cilindric C_1-C_2 , a cărei mărime, dată de unghiul la centru, este dependentă de raportul dintre dimensiunile d și D și de distanța dintre axe A .

Pentru o funcționare normală (eficientă) se consideră $d \ll D$, ceea ce permite o aproximare bună a suprafeței de contact cu „suprafața plană” P_1-P_2 , tangentă la cilindrul de blocat, a unei pene unilaterale cu unghiul de pantă α . Ecuația de echilibru a forțelor în lungul axei penei-plunjer OX_0 :

$$S_1 + F_{f2} - F_a = 0, \quad (7.19)$$

în care:

$$F_{f2} = \mu_2 N_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2 \quad (7.20)$$

și

$$S_1 = F_1 \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1), \quad (7.21)$$

iar

$$N_2 = F_1, \quad (7.22)$$

conform principiului acțiunii și reacțiunii.

Înlocuind, se obține:

$$F_1 [\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] = F_a, \quad (7.23)$$

în care:

$$F_1 = F_s \cdot \cos \alpha. \quad (7.24)$$

Rezultă expresia de calcul a forței de blocare:

$$F_s = \frac{F_a}{\cos \alpha [\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2]}. \quad (7.25)$$

Pentru ca pana-plunjer să nu rămână înțepenită după realizarea funcției de blocare, se recomandă ca $\alpha_{\min} \geq \varphi_1 + \varphi_2$.

Pentru $\mu_1 = \mu_2 = 0,1$, adică $\varphi_1 = \varphi_2 = 5,7^\circ$, rezultă $\alpha_{\min} \geq 12^\circ$.

Capitolul 7 – Mecanisme de blocare

În vederea creșterii forței de blocare/fixare se utilizează o variantă constructivă formată din două pene-plunjer, în montaj simetric față de piesa de blocat.

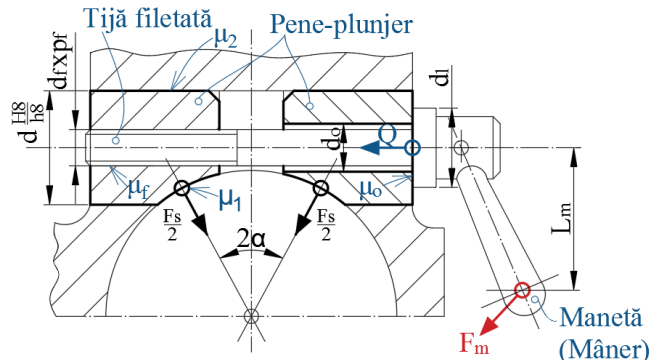


Fig. 7.3. Mecanismul de blocare cu pană tangențială (cu două pene-plunjer)

Forța de blocare/fixare are relația de calcul:

$$F_s = \frac{2Q}{\cos \alpha [tg(\alpha + \varphi_1) + tg \varphi_2]}, \quad (7.26)$$

în care Q este forța internă dezvoltată în sistemul de fixare cu tijă filetată și este dată de relația:

$$Q = \frac{F_m \cdot L_m}{\frac{d_f}{2} \cdot tg(\alpha_f + \varphi_f) + \frac{\mu_0}{3} \left(\frac{d_1^3 - d_0^3}{d_1^2 - d_0^2} \right)}, \quad (7.27)$$

în care α_f este unghiul filetelui;

φ_f – unghiul de frecare din filet;

F_m – forța de acțiune externă ($F_m=10 \div 15$ daN).

În relația (7.27),

$$tg \alpha_f = \frac{p_f}{\pi \cdot d_f} \quad (7.28)$$

și

$$tg \varphi_f = \mu_f, \quad (7.29)$$

în care $\mu_f = (1,04 \div 1,15) \mu_0$.

Capitolul 8

PROIECTAREA STRUCTURII MECANICE A DISPOZITIVELOR. PROIECTAREA CORPURILOR DE DISPOZITIVE

8.1. Condiții principale de proiectare

Corpul sau batiul unui dispozitiv port-piesă constituie un element important al structurii mecanice și funcționale al acestuia, care are rolul de asamblare atât a tuturor elementelor și mecanismelor de orientare, ghidare și fixare a semifabricatului, cât și a elementelor de așezare și fixare a dispozitivelor pe mașina de prelucrat.

Pentru a îndeplini rolul său funcțional, corpul de dispozitiv trebuie să satisfacă o serie de condiții tehnice și de exploatare:

- să fie rezistent, pentru a prelua toate forțele care iau naștere în operația de orientare-fixare, cât și în procesul de prelucrare a semifabricatului;
- să fie rigid, pentru a evita deformațiile și vibrațiile structurii mecanice a dispozitivului și, implicit, a semifabricatului;
- să fie ușor de exploatat, cu spații suficiente între elementele structurii și semifabricat, pentru a permite introducerea-scoaterea comodă și rapidă a semifabricatului;
- să fie accesibil, pentru a permite evacuarea/curățarea ușoară a așchiilor și a lichidelor de răcire-ungere;
- să fie centrabil, pentru asigurarea orientării, centrării și fixării corecte/precise a dispozitivului pe mașina de prelucrat;
- să fie sigur, pentru a evita rănirea în timpul operației de asamblare-centrare-fixare, dar mai ales în timpul exploatării;
- să fie ieftin, adaptând complexitatea structurii mecanice și funcționale la caracteristicile geometrice și tehnologice ale semifabricatului, pentru a proiecta un dispozitiv optim la un cost cât mai redus.

La proiectarea corpului de dispozitiv trebuie să se țină seama de regulile de proiectare corepunzătoare metodei constructive și tehnologice prin care acesta se realizează.

Capitolul 8 – Proiectarea structurii mecanice a dispozitivelor. Proiectarea corpurilor de dispozitive

* **Corpuri turnate** - din fontă cenușie, aliaje de aluminiu, materiale plastice armate.

Sunt recomandate în următoarele condiții:

- realizarea de corpuri complexe geometrice;
- executarea unui număr mare de corpuri de același tip;
- corpuri rezistente și rigide, cu o mare rezistență la solicitări de compresiune și o mare capacitate de amortizare a vibrațiilor;
- corpuri pentru dispozitive de mare precizie, pentru care sunt prevăzute tratamente de detensionare;
- aliajele de aluminiu și masele plastice se recomandă pentru obținerea unor corpuri cu rezistență bună la uzură și cu greutate redusă.

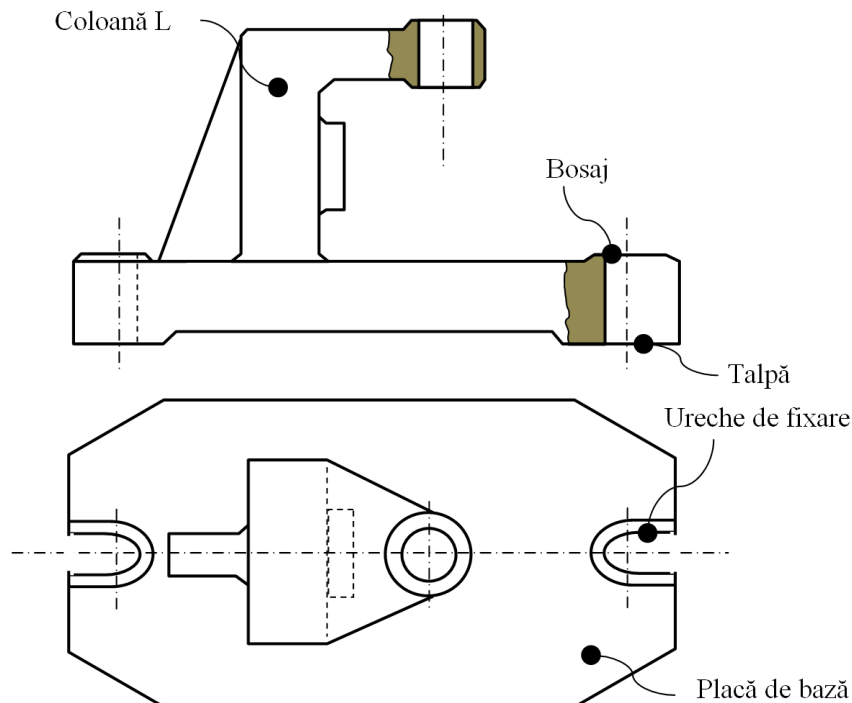


Fig. 8.1. Corp pentru dispozitiv de găurit – varianta turnată

* **Corpuri sudate** - oțel carbon sub formă de plăci, bare sau profile.

Condiții de proiectare:

- realizarea de corpuri mari/foarte mari, dar simple ca structură;
- pentru dispozitive unicate, utilizate în producția de serie mică-mijlocie (50-500 piese/lot);
- corpurile sudate se tratează termic prin recoacere, pentru eliminarea tensiunilor remanente înaintea prelucrărilor dimensionale.

* **Corpuri forjate** - oțel carbon (obișnuit)

Condiții de proiectare:

- realizarea de corpuri de dimensiuni mici și cu forme geometrice simple.

* **Corpuri asamblate** - elemente de asamblare din oțel (șuruburi, prezoane, știfturi, pene etc.).

Condiții de proiectare:

- realizarea de corpuri de dimensiuni mici și mijlocii și de formă relativ simplă;

- elementele componente sunt profile turnate sau laminate, prelucrate prin așchiere și asamblate prin șuruburi și știfturi;

- corpurile asamblate sunt mai puțin rigide și au un preț de cost mare.

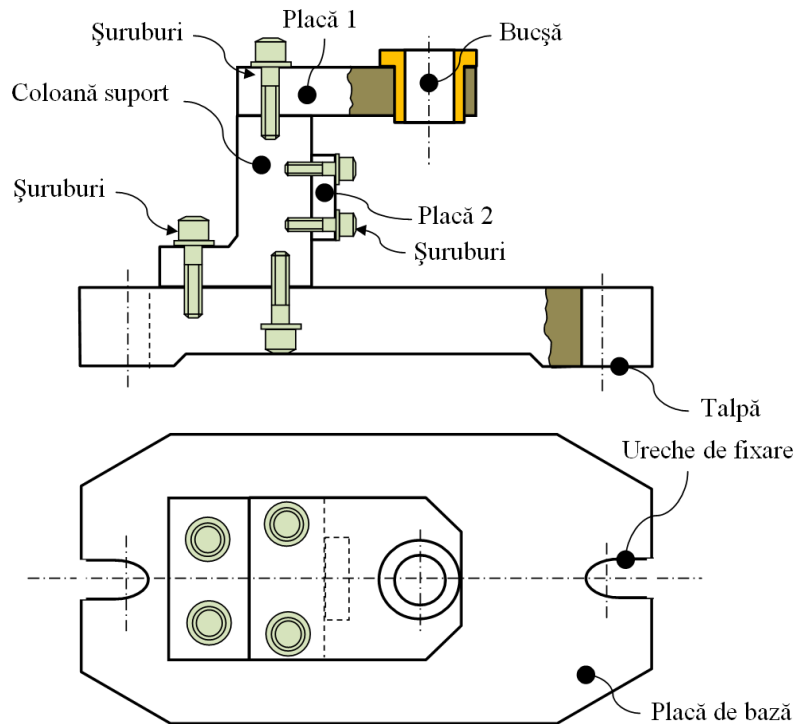


Fig. 8.2. Corp pentru dispozitiv de găurit – varianta asamblată

Un corp de dispozitiv poate fi realizat prin diverse soluții tehnologice; alegerea, în proiectare, a soluției optime/adaptate se face analizând următoarele caracteristici și condiții:

- forma geometrică, dimensiunile de gabarit și masa semifabricatului;

- scopul/tipul dispozitivului și complexitatea operației de prelucrare pentru care acesta se proiectează;

- mărimea și domeniul de variație al solicitărilor din proces;

- clasa de precizie cerută;

Capitolul 8 – Proiectarea structurii mecanice a dispozitivelor. Proiectarea corpurilor de dispozitive

- disponibilitățile de materiale și semifabricate;
- metodele/procedeele tehnologice de execuție;
- timpul alocat concepției și execuției dispozitivului;
- caracterul fabricației sub care este procesat semifabricatul.

Se prezintă, pentru exemplificare, o comparație între două soluții tehnice de realizare a unui corp de dispozitiv pentru dispozitivele de găurit. Varianta din figura 8.1 este obținută prin turnare din fontă sau oțel turnat, iar varianta din figura 8.2 este realizată din module individual executate, apoi centrate cu știfturi și asamblate cu șuruburi.

8.2. Elemente de asamblare

Pentru executarea corpurilor asamblate, cât și pentru realizarea asamblărilor elementelor componente ale unui dispozitiv se utilizează, în mod obișnuit, elementele pentru asamblări demontabile, precum: șuruburi, prezoane, știfturi sau pene.

Alegerea dimensiunilor, a numărului și a poziției elementelor de asamblare se face în funcție de anumite condiții normalizate impuse asamblărilor demontabile:

- dimensiunile și numărul șuruburilor/știfturilor se stabilesc pe baza solicitărilor la care acestea sunt supuse, precum și în funcție de dimensiunile de gabarit ale elementelor pe care le assemblează;
- dimensiunile șuruburilor/știfturilor să fie cuprinse într-un domeniu cât mai strâns de valori, pentru a reduce numărul etapelor și sculelor de asamblare;
- alegerea locurilor de amplasare a șuruburilor/știfturilor influențează dimensiunile de gabarit ale pieselor asamblate, precum și nivelul de siguranță al asamblării;
- găurile filetate pentru șuruburi și găurile alezate pentru știfturi se recomandă să fie străpunse.

Tipurile de șuruburi recomandate sunt prezentate în figura 8.3, iar tipurile de știfturi recomandate sunt prezentate în figura 8.4.

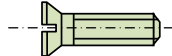
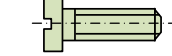
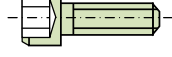
Tip de șurub/știft	Descriere
	- șurub cu cap înecat (pentru șurubelniță) STAS 2571-70 ($d_s=M3÷M8$)
	- șurub cu cap cilindric (pentru șurubelniță) STAS 3954-70 ($d_s=M3÷M8$)
	- șurub cu cap cilindric și locaș hexagonal STAS 5144-80 ($d_s=M5÷M20$)

Fig. 8.3. Tipuri de șuruburi recomandate

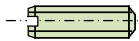
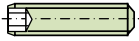
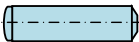

Tip de știft	Descriere
	- știft filetat (pentru șurubelniță) STAS 4770-70 ($d_s=M3÷M10$)
	- știft filetat cu locaș hexagonal STAS 5171-80 ($d_s=M5÷M20$)
	- știft cilindric STAS 1599-80 ($d_{st} = 3 ÷ 20mm$):
	forma A
	forma B

Fig. 8.4. Tipuri de știfturi recomandate

Diametrul știftului se poate predimensiona cu relația:

$$d_{st} \cong d_s - 1,22 \cdot p_f, \quad (8.1)$$

în care p_f este pasul filetului șurubului.

Dimensiunile recomandate pentru asamblarea cu șuruburi și știfturi sunt prezentate în figura 8.5 – asamblare cu șuruburi, respectiv 8.6 și 8.7 – asamblare cu știfturi și șuruburi.

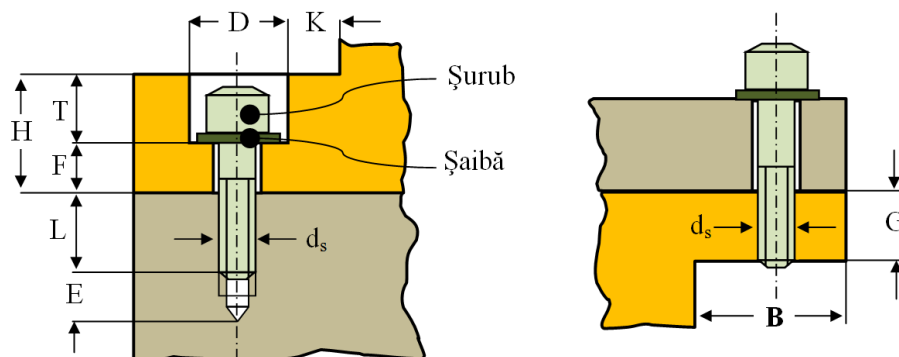


Fig. 8.5. Elemente geometrice de asamblare cu șuruburi

Pentru figura 8.5, există următoarele dimensiuni: $D=(1,8÷2)d_s$; $H=2d_s$; $T=1,5d_s$; $F=(0,5÷1)d_s$; $E=(0,5÷21)d_s$; $B=(1,5÷2)d_s$; $L=G=2d_s$; $K=\min.(1÷2)$ mm, în care d_s este diametrul șurubului.

Pentru figura 8.6 avem următoarele dimensiuni: $A=(1÷1,3)d_s$; $M=(1÷1,5)d_{st}$; $L=2d_s$; $N1, N2=(2÷2,5)d_{st}$; $C \geq 0,5d_s$ sau $C \geq 0,5d_{st}$.

Pentru figura 8.7 avem dimensiunile: $C \geq 2d_s$ sau $C \geq 2d_{st}$ în care d_s este diametrul șurubului de fixare, iar d_{st} – diametrul știftului de centrare. Găurile de centrare pentru știfturi sunt alezate și formează, la asamblare, un ajustaj cu strângere în fiecare placă prin câmpul de toleranță H7/m6.

Capitolul 8 – Proiectarea structurii mecanice a dispozitivelor. Proiectarea corpurilor de dispozitive

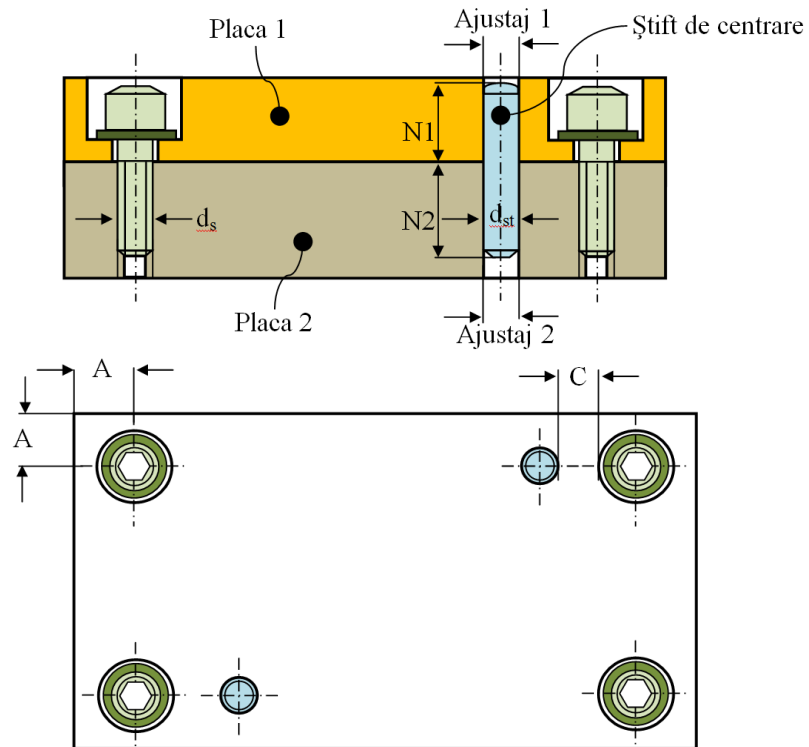


Fig. 8.6. Elemente geometrice de asamblare cu știfturi și șuruburi pentru plăci plate

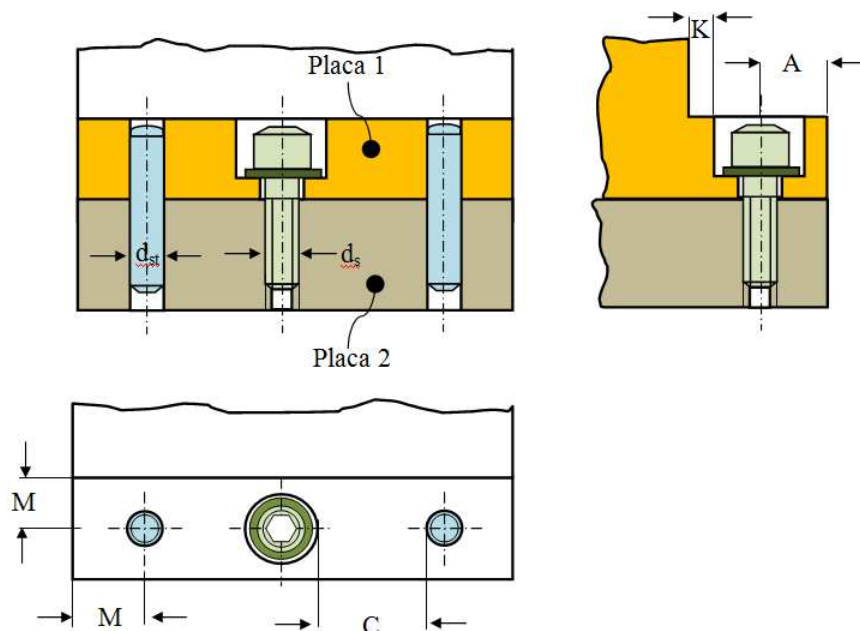


Fig. 8.7. Elemente geometrice de asamblare cu știfturi și șuruburi pentru plăci cu prag

8.3. Elemente pentru orientarea și fixarea dispozitivelor

Acestea au un rol foarte important în realizarea lanțului de suprafețe ale unui sistem tehnologic de prelucrare, deoarece aceste elemente asigură orientarea/centrarea dispozitivelor pe mașinile-unelte și apoi, în urma fixării, menținerea acestei orientări în timpul procesului tehnologic.

Prin utilizarea acestor elemente speciale, standardizate sau tipizate, se elimină reglajele și măsurătorile ce se impun pentru orientarea dispozitivelor.

Se disting două grupe de elemente speciale:

- pentru orientarea și fixarea dispozitivului pe masa mașinii (mașini de găurit, mașini de alezat și frezat, mașini de frezat, mașini de mortezat, mașini de danturat);
- pentru orientarea și fixarea dispozitivului pe capătul arborelui principal (strunguri, mașini de rectificat rotund).

* **Orientarea și fixarea pe masa mașinii**

Această operație necesită următoarele elemente:

- *corpul dispozitivului* – prin suprafața plană a plăcii de bază sau chiar a corpului însuși, în cazul unui corp monobloc; se orientează dispozitivele ușoare, fixe (care nu necesită deplasări pe masa mașinii);
- *tălpi sau supraînălțări* (figura 8.8) – acestea trebuie să fie mai late decât lățimea canalelor de pe masa mașinii ($l_1 > a$); pentru a fi coplanare suprafețele tălpilor sunt prelucrate simultan, în aceeași prindere/operație (prin frezare și rectificare).
- *picioare de așezare* (figura 8.9) - sunt standardizate sau normalizate, utilizate pentru orientarea dispozitivelor grele;
- *bolțuri și pene* – realizează orientarea și ghidarea liniară, în lungul canalelor de orientare-fixare practicate pe masa mașinii.

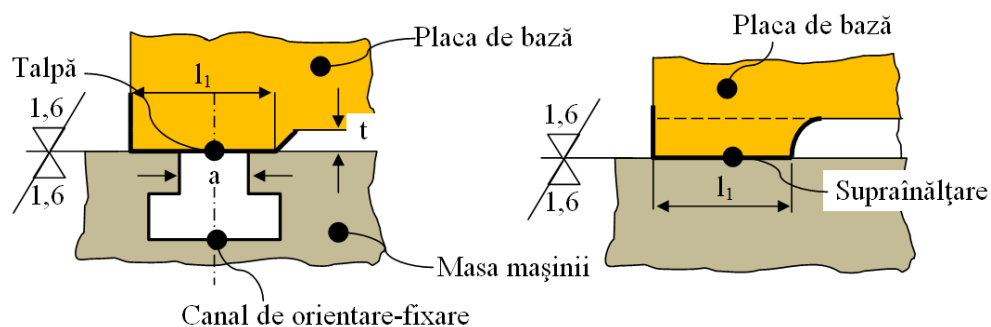


Fig. 8.8. Așezarea dispozitivelor pe tălpi și supraînălțări de orientare

Aceste elemente pot fi fixe, sub formă de bolțuri de orientare (figura 8.10), respectiv de pene de orientare (figura 8.11), amplasate pe placă sau

Capitolul 8 – Proiectarea structurii mecanice a dispozitivelor. Proiectarea corpurilor de dispozitive

pe corpul dispozitivului, sau mobile, elementele de orientare, fiind accesorii ale mașinii, pe placa dispozitivului practicându-se doar canale de orientare/ghidare liniară.

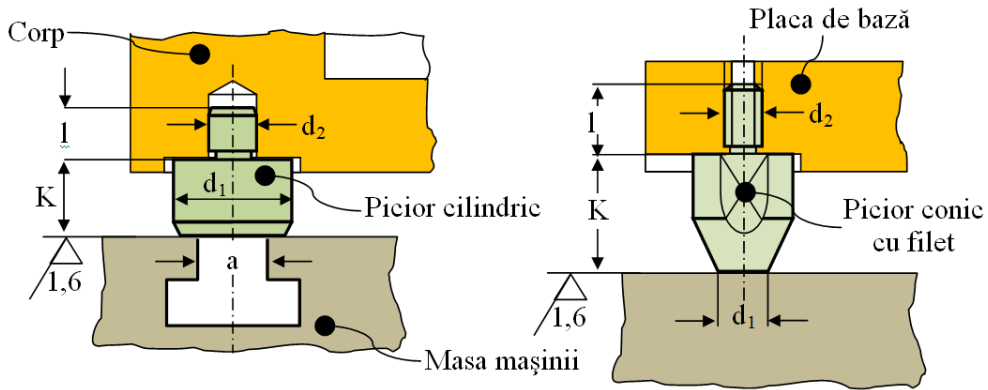


Fig. 8.9. Așezarea dispozitivelor pe picioare

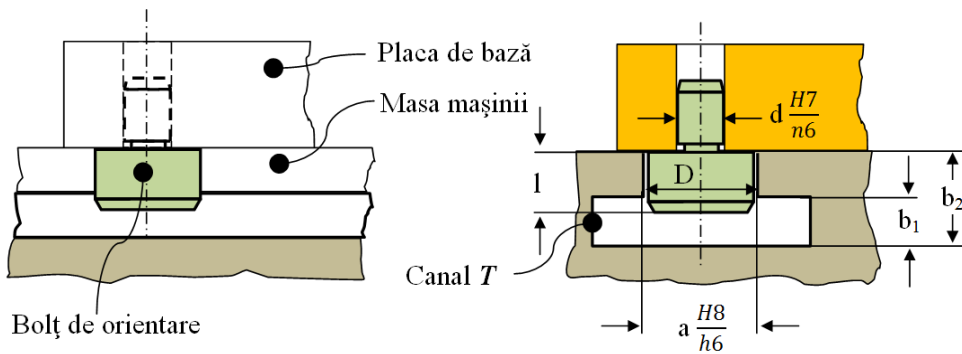
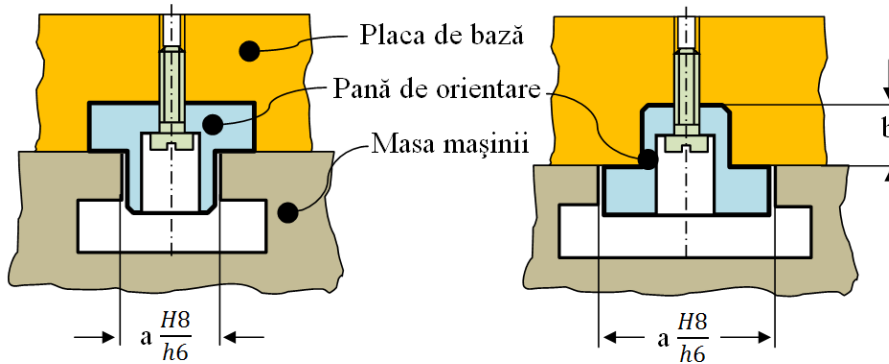


Fig. 8.10. Bolțuri de orientare pentru canale T



Forma A
a = 14 ÷ 18mm

Forma B
a = 22 ÷ 54mm

Fig. 8.11. Pene de orientare pentru canale T

- urechi de fixare (figura 8.12) și ochiuri de fixare (figura 8.13) - sunt suprafețe special practicate pe plăcile de bază sau corpurile dispozitivelor care necesită a fi fixate pe masa mașinii cu ajutorul unor șuruburi și piulițe speciale, adaptate forme canalelor mesei de lucru.

Cea mai folosită formă de canal este realizată prin combinarea a două canale de secțiune dreptunghiulară, dispuse sub forma literei *T*, numit canal *T*.

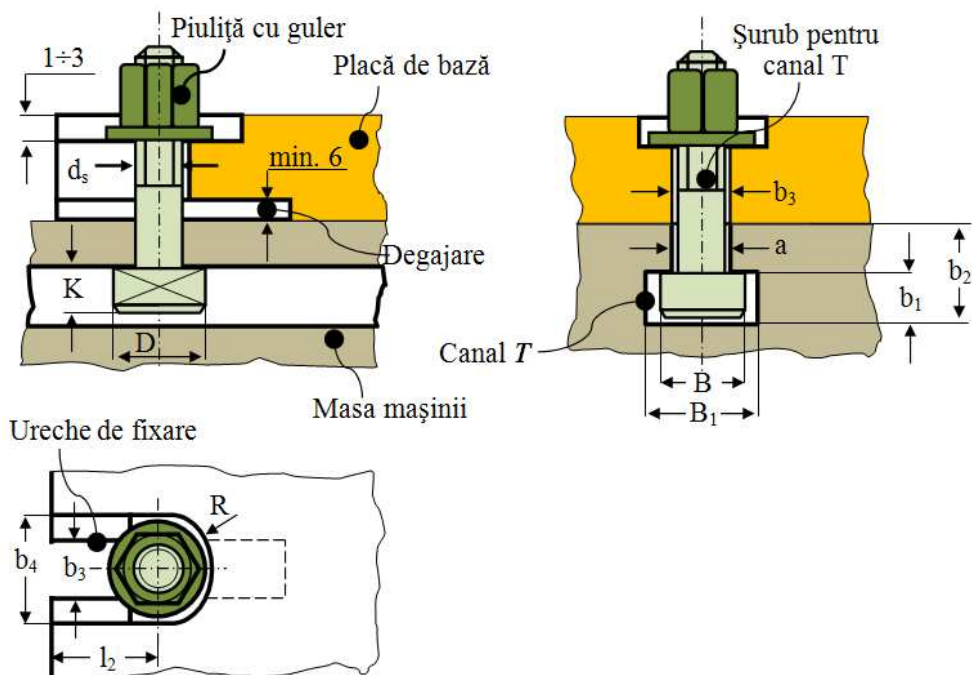


Fig. 8.12. Urechi de fixare

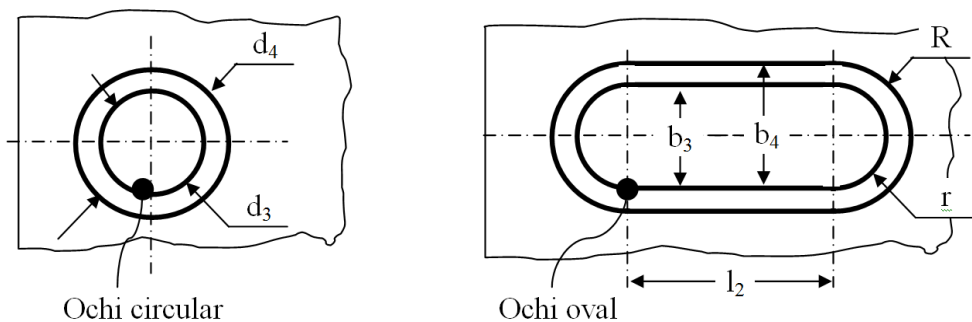


Fig. 8.13. Ochiuri de fixare

- bride sau pârghii (figura 8.14) – utilizate pentru fixarea pe masa mașinii a dispozitivelor complexe de dimensiuni mari, la care nu este posibilă executarea de urechi sau ochiuri de fixare pe placa de așezare.

Capitolul 8 – Proiectarea structurii mecanice a dispozitivelor. Proiectarea corpurilor de dispozitive

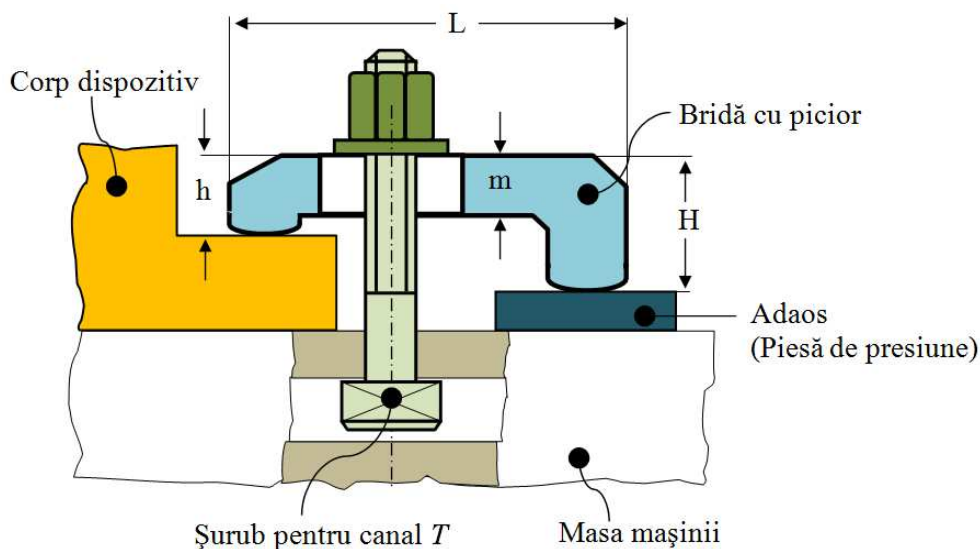


Fig. 8.14. Bride de fixare a dispozitivelor

*** Orientarea și fixarea pe capătul arborelui principal al mașinii**

În funcție de tipul procesului de prelucrare la care va fi supus semifabricatul și de particularitățile constructive ale mașinii-unelte sunt utilizate frecvent următoarele elemente:

- *suprafețe conice exterioare* (figura 8.15) - utilizate pentru centrarea în alezajul conic, realizat din construcție în capătul arborelui principal, a dispozitivelor relativ ușoare și a căror dimensiuni de gabarit nu le depășesc pe cele ale arborelui mașinii.

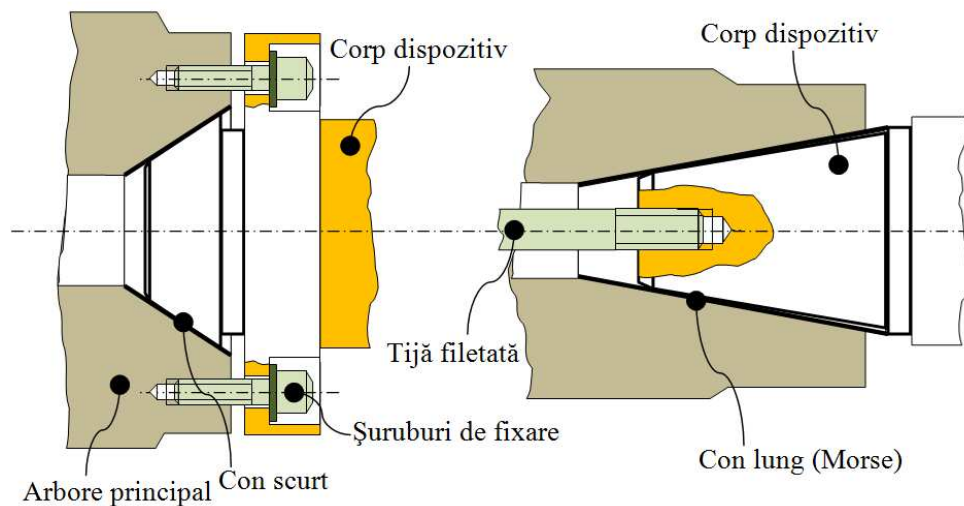


Fig. 8.15. Centrarea dispozitivelor pe suprafețe conice scurte și lungi

Acest tip de centrare-fixare este specific strungurilor, mașinilor de rectificat rotund, precum și accesoriilor mașinilor de frezat universale.

Precizia ridicată a centrării recomandă utilizarea acestor elemente cu predilecție în operațiile de finisare.

- *suprafețe cilindrice interioare/exterioare și frontale* (figura 8.16) – utilizate pentru centrarea în arborele principal al dispozitivelor cu greutate mare și cu dimensiuni diametrice mari.

Precizia de orientare este mai scăzută datorită utilizării unor flanșe intermediare de legătură, ceea ce crează jocuri funcționale între elemente în contact.

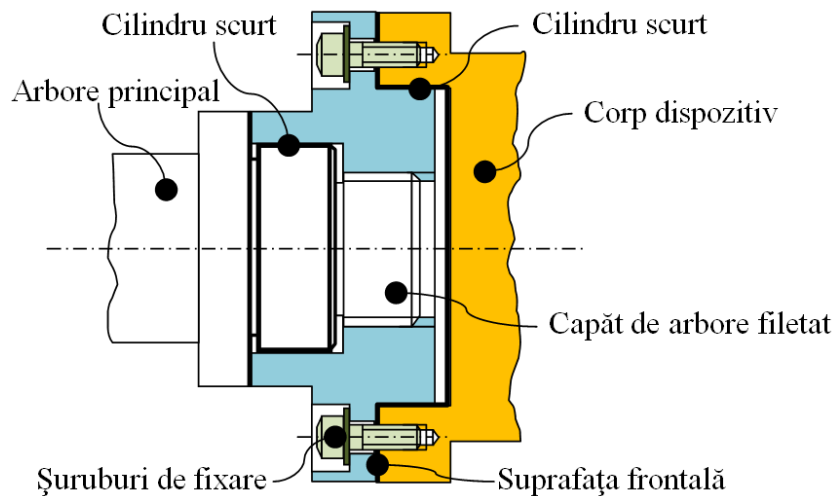


Fig. 8.16. Centrarea dispozitivelor pe suprafețe cilindrice scurte și suprafețe frontale

8.4. Sisteme de ghidare a sculelor

8.4.1. Elemente pentru orientarea și ghidarea sculelor așchietoare

Aceste elemente au rolul de a orienta sculele în raport cu suprafețele țintă de pe semifabricat și de a menține această orientare prin ghidare continuă în timpul procesului de prelucrare. Această metodă elimină erorile de trasaj și diverse reglaje tehnologice, determinând creșterea preciziei de prelucrare și a productivității.

Din punct de vedere al desfășurării procesului de prelucrare, aceste elemente asigură și o creștere a rigidității și stabilității dinamice a sculelor. De aceea ele sunt incluse în categoria elementelor speciale, de precizie, din structura unui dispozitiv.

Principalele elemente pentru orientarea și ghidarea sculelor sunt:

- *bucșe de ghidare*, care sunt utilizate pentru dispozitivele de găurit, lărgit, lamă, alezat;

Capitolul 8 – Proiectarea structurii mecanice a dispozitivelor. Proiectarea corpurilor de dispozitive

- *opritori și gabarite (cale)*, care se utilizează pentru dispozitivele de strunjit și frezat.

Dispozitivele care au incluse astfel de elemente se utilizează cu predilecție în procesele tehnologice asociate unei fabricații de serie mijlocie și serie mare; la ora actuală aceste elemente mai echipează unele dispozitive pe mașini universale, rolul lor fiind preluat de poziționarea precisă prin comandă numerică a mașinilor.

8.4.2. Bucșe de ghidare

Aceste elemente speciale sunt utilizate pentru orientarea și ghidarea sculelor destinate prelucrării alezajelor/găurilor, în operații de burghiere, lărgire, lamare, alezare, broșare.

Numărul mare de operații de prelucrare a găurilor și diversitatea lor într-un proces de fabricație determină o pondere de 20÷25% de utilizare a mașinilor de găurit, din totalul parcului de mașini de prelucrare prin așchiere. Pentru prelucrarea găurilor, aceste mașini au nevoie de echipamente și accesorii diverse, care trebuiesc proiectate și executate, cum sunt: dispozitive de găurit, coloane de conducere, mese rotative, scule auxiliare etc.

Dintre acestea, dispozitivele de găurit prezintă o varietate foarte mare de soluții constructive, tehnologice și de acționare, iar în structura lor sunt amplasate bucșe de ghidare a sculelor așchietoare și plăci de ghidare (plăci port-bucșă).

Variantele geometrice și tehnologice de bucșe de ghidare frecvent utilizate sunt:

- *bucșe fixe fără guler* (figura 8.17) – pentru prelucrări de serie mică cu o singură sculă; se folosesc ca bucșe de bază sau intermediare, combinate cu bucșele schimbabile.

- *bucșe fixe cu guler* (figura 8.17) - pentru asamblarea într-o placă port-bucșă de grosime mică; gulerul poate fi folosit ca opritor pentru portsculă la prelucrarea găurilor înfundate de aceeași adâncime.

- *bucșe schimbabile* (figura 8.18) – sunt utilizate în operații de prelucrare cu mai multe faze de execuție a aceluiași alezaj (exemplu: burghiere + lărgire, lărgire + alezare, burghiere + lamare/adâncire).

Toleranța la diametrul interior, de ghidare, al bucșei (T_d) se alege în funcție de precizia suprafeței țintă ST de pe semifabricat:

- $T_d=F7$, pentru precizii normale, clasa 9-10 ISO;

- $T_d=G7$, pentru precizii ridicate, clasa 7-8 ISO;

- $T_d=G6$, pentru precizii foarte ridicate, clasa 5-6 ISO.

În condiții tehnice generale de desfășurare a procesului de prelucrare se recomandă pentru faze de degroșare și pentru finisare.

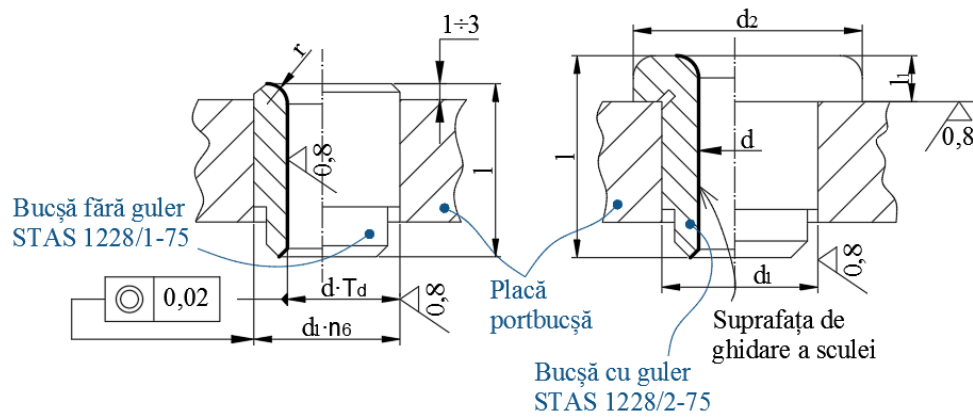


Fig. 8.17. Bucșe de ghidare fixe fără guler și cu guler

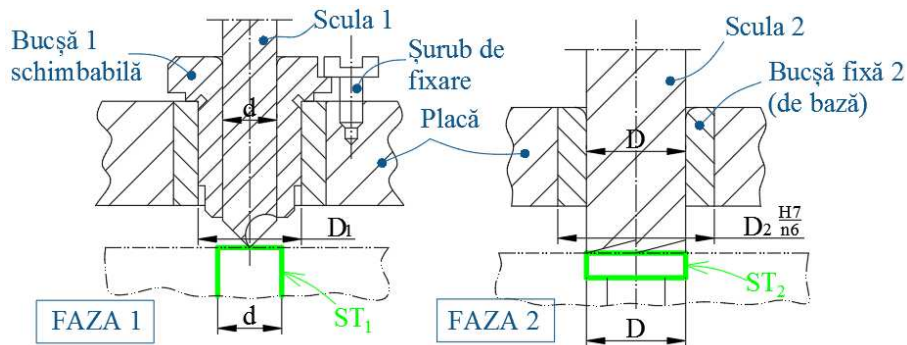


Fig. 8.18. Bucșe de ghidare fixe și schimbabile pentru două faze de prelucrare

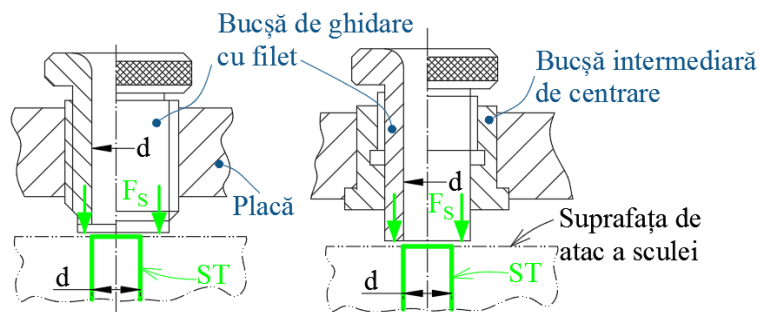


Fig. 8.19. Bucșe de ghidare a sculei și de fixare a semifabricatului

- bucșe de ghidare și fixare (figura 8.19) – au rolul de centrare-ghidare a sculei, dar și pentru fixarea semifabricatului pe suprafața de atac a sculei așchietoare; aceste elemente se recomandă doar în cazurile în care toleranța de poziție a suprafeței țintă este mai mare decât jocul din filetul bucșei de ghidare.

8.4.3. Precizia de orientare și ghidare a sculei în bucușă

Precizia de orientare și ghidare, cât și o bună funcționare a dispozitivelor cu bucușe de ghidare este influențată de următoarele caracteristici tehnice și geometrice ale bucușelor (figura 8.20):

- *lungimea de ghidare (l)* – este determinată de paralelismul dintre axa sculei și axa bucușei, de frecarea sculă-bucușă, de condițiile de eliminare a așchiilor și pătrunderea lichidelor de răcire.

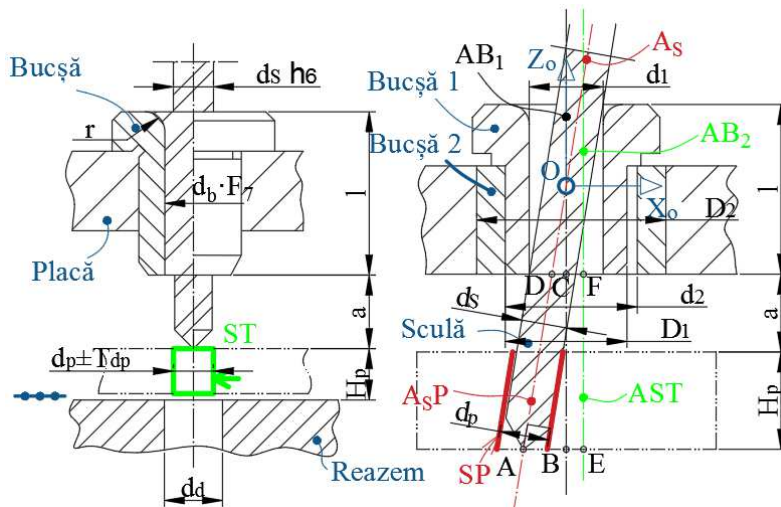


Fig. 8.20. Dimensiuni funcționale ale bucușelor de ghidare

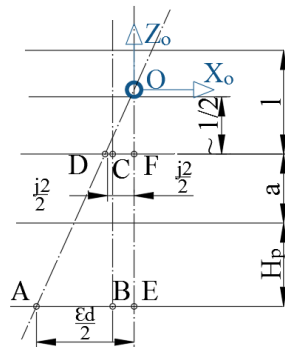


Fig. 8.21. Eroarea de centrare a sculei la dispozitivele de găurit cu bucușă de ghidare

La proiectare, lungimea se alege în funcție de diametrul suprafeței țintă, egal cu diametrul sculei, în domeniul:

$$l = (1 \div 5) \cdot d, \quad (8.2)$$

pentru diametrul sculei cuprins în intervalul $d=40 \div 2$ mm.

- *raza de racordare (r)* – asigură introducerea ușoară a sculei și protejează muchiile așchietoare ale acesteia. Se recomandă $r=8\div 2$ mm, pentru $d=40\div 2$ mm.

- *distanța de evacuare a așchiilor (a)* – este necesară pentru a evita uzura fațetelor de ghidare ale sculelor, dar și a alezajului interior al bucșei. Se poate predimensiona cu relația:

$$a = (0,5 \div 1,5) \cdot d, \quad (8.3)$$

în care: $d_b=d_s=d_p=d$, respectiv $d_d=1,5d$.

- *jocul funcțional (j)* – se manifestă între bucșa de ghidare și sculă și între bucșa fixă (de bază) și bucșa de ghidare (schimbabilă).

Aceste jocuri vor determina înclinarea axei sculei A_S față de axa suprafeței țintă A_{ST} , poziționată prin coliniaritate cu axa bucșei fixe (bucșa 2) AB_2 , și deci apariția unei erori de poziție a axei suprafeței prelucrate A_{SP} față de A_{ST} . Această eroare se poate determina geometric printr-o schemă de calcul din figura 8.21, în care $\mathcal{E}_d=AE$.

Deoarece suprafața de ghidare a bucșei și suprafața de ghidare a sculei au formă cilindrică, înclinarea axei sculei se produce la aproximativ jumătatea lungimii active a bucșei de ghidare (0,5l).

Din asemănarea triunghiurilor, se pot scrie rapoartele:

$$\triangle AEO \sim \triangle DFO \rightarrow \frac{AE}{DF} = \frac{EO}{FO}, \quad (8.4)$$

în care: $AE=\varepsilon_d$;

$DF=j/2$;

j - jocul total funcțional ($j=j_1+j_2$), unde j_1 este jocul între d_s și d_1 (sculă-bucșa schimbabilă 1) și j_2 este jocul între d_2 și D_1 (bucșa fixă 2-bucșa schimbabilă 1).

În relația de calcul a jocului total funcțional,

$$j_1 = \sqrt{a_{s1}^2 + a_{is}^2} \quad (8.5)$$

și

$$j_2 = \sqrt{a_{s2}^2 + A_{f1}^2}, \quad (8.6)$$

în care: a_{s1} este abaterea superioară la dimaterul d_1 interior (Bucșa 1, toleranța F7 sau G7);

a_{s2} – abaterea superioară la dimaterul d_2 interior (Bucșa 2, toleranța H7);

a_{is} – abaterea inferioară la dimaterul d_s al sculei (toleranța h6);

Capitolul 8 – Proiectarea structurii mecanice a dispozitivelor. Proiectarea corpurilor de dispozitive

A_{i1} – abaterea inferioară la diametrul D_1 exterior (Bucșa 1, toleranța $h6$);

În final:

$$EO = H_p + a + \frac{l}{2} \quad (8.7)$$

și

$$FO = \frac{l}{2}. \quad (8.8)$$

Dezvoltând egalitatea prin înlocuiri, se obține expresia de calcul a deplasării axei găurii, numită eroare de prelucrare, datorată ansamblului de orientare și ghidare cu bucșa fixă și schimbabilă:

$$\varepsilon_d = \frac{j}{2l}(2H_p + 2a + l). \quad (8.9)$$

La fabricația de serie mare, jocul total funcțional se mărește și datorită uzării găurii de ghidare a bucșei de ghidare (schimbabilă) și, prin urmare, expresia acestuia este:

$$j = j_1 + j_2 + j_a, \quad (8.10)$$

în care: j_a este jocul datorat uzării alezajului bucșei de ghidare.

În cazul prelucrării numai cu o singură sculă ghidată în bucșa fixă, eroarea este mai mică deoarece și jocul total funcțional este mai mic (prin absența bucșei schimbabile), adică:

$$j = j_1 + j_a, \quad (8.11)$$

pentru $j_2=0$.

8.4.4. Plăci de ghidare (port-bucșă)

Aceste tipuri de plăci sunt utilizate pentru amplasarea bucșelor de ghidare în raport cu corpul dispozitivului și, în final, în raport cu suprafețele țintă de pe semifabricat. În funcție de soluția tehnică concepută pentru legarea de corpul dispozitivului, plăcile de ghidare se împart în:

- *plăci fixe* (figura 8.22) – executate dintr-o bucată cu corpul dispozitivului, prin turnare sau separat, dar asamblate cu corpul prin șuruburi și știfturi, sau prin sudare;

- plăci rabatabile (articulate) (figura 8.23) – sunt executate separat de corpul dispozitivului, legătura cu acesta realizându-se printr-o articulație cilindrică (tip balama).

Aceste tipuri de plăci asigură introducerea-scoaterea comodă a semifabricatelor, în schimb sunt mai scumpe, iar precizia prelucrării este influențată de jocul din articulație.

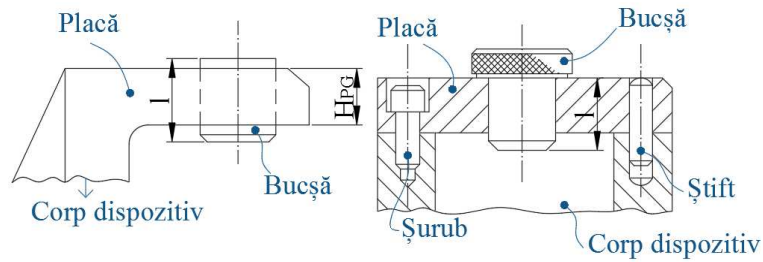


Fig. 8.22. Plăci de ghidare fixe

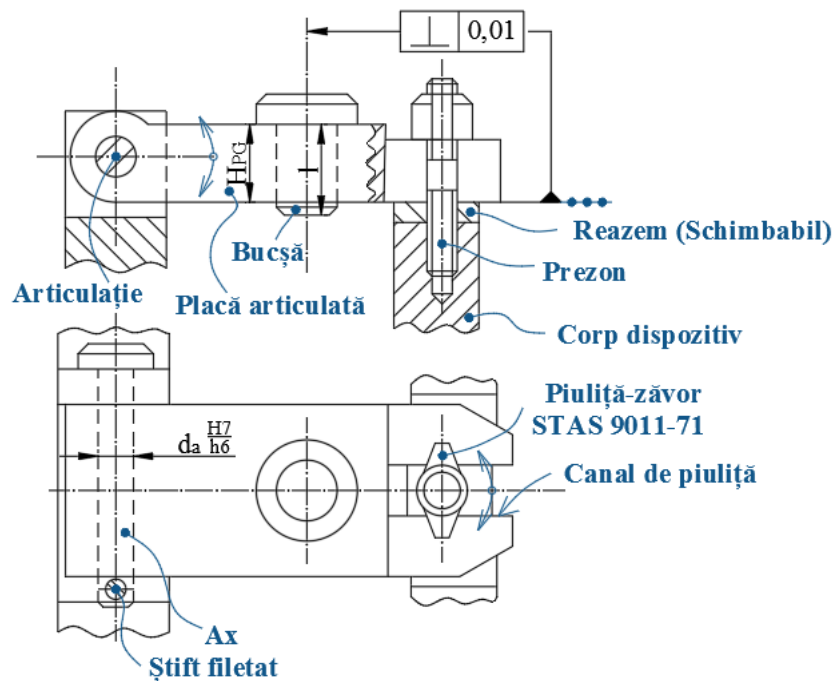


Fig. 8.23. Plăci de ghidare rabatabile

- plăci ridicabile (figura 8.24) – realizează mișcarea de ridicare-coborâre pe verticală, fiind legate de corpul dispozitivului prin coloane de ghidare.

Aceste tipuri de plăci sunt recomandate pentru dispozitivele utilizate în fabricația de serie mare, la care se cere reducerea timpilor auxiliari ai procesului, prin urmare mânăuirea dispozitivului trebuie să fie cât mai rapidă.

Capitolul 8 – Proiectarea structurii mecanice a dispozitivelor. Proiectarea corpurilor de dispozitive

Mișcarea plăcii se poate realiza cu mecanisme acționate manual (pinion-cremalieră) sau pneumatic. La unele variante de dispozitive, aceste plăci au rolul suplimentar și de fixare a semifabricatului în timpul prelucrării.

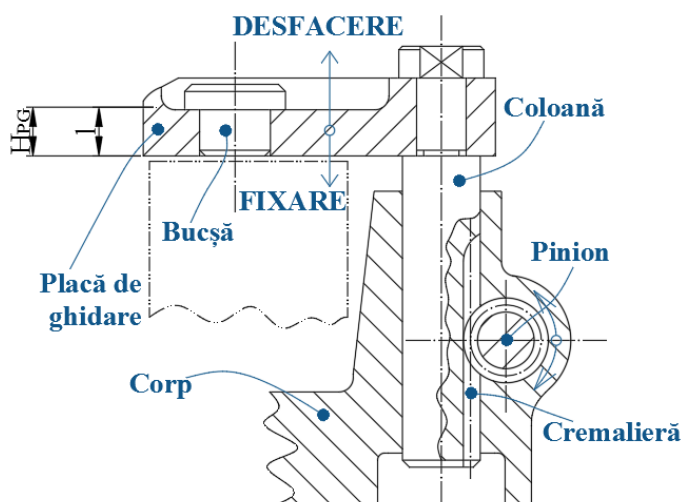


Fig. 8.24. Plăci de ghidare ridicabile

Plăcile de ghidare influențează precizia de prelucrare a alezajelor pe semifabricat, prin precizia dimensională și precizia poziției axei alezajului, de aceea ele trebuie să fie suficient de rigide (dar nu exagerat de masive).

Grosimea plăcii se adoptă, la proiectare, în funcție de lungimea/înălțimea bușelor de ghidare utilizate, astfel:

- $H_{PG}=(0,6\div 0,7)l$, pentru plăci fixe;
- $H_{PG}=0,7l$, pentru plăci rabatabile;
- $H_{PG}=l$, pentru plăci ridicabile.

8.4.5. Exemplu de calcul

Se propune proiectarea unui subansamblu de orientare și ghidare a sculelor pentru operația de *Găurire* a reperului „Placă” din figura 8.25.

A. Date inițiale

Operație/proces: Burghiere

Faze de prelucrare:

1. Burghiere *ST1* + *ST2*, pentru dimensiunea $d_1=\Phi 10,5$ mm;
2. Lărgire *ST1*, pentru dimensiunea $d_2=\Phi 15H11$ mm.

B. Schema de ghidare a sculelor

Elemente de ghidare (a se vedea figura 8.26):

- Bucșa 1 – bucșă detașabilă $B \times d_1 \times l_1=10,5 \times 15 \times 28$ mm;

- Bucșa 2 – bucșă fixă fără guler A $dx=15 \times 28$ mm;
- Bucșa 3 – bucșă fixă fără guler A $dx=10,5 \times 20$ mm;
- Placa de ghidare $H_{PG}=20$ mm;
- Șurub de fixare pentru bucșe schimbabile M8x12 mm.

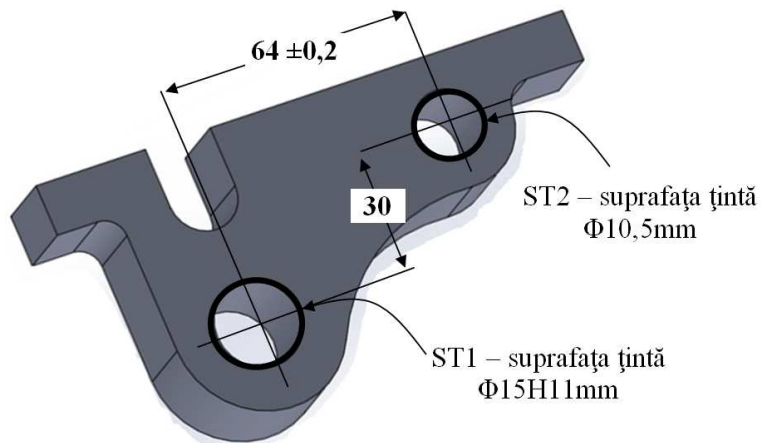


Fig. 8.25. Semifabricat tip placă – 2 găuri

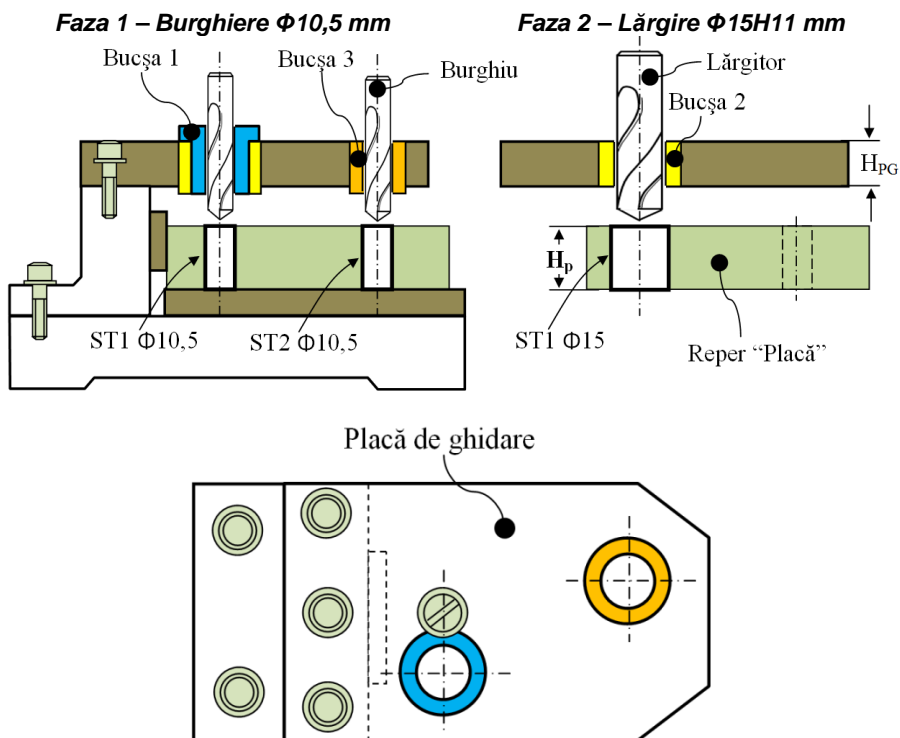


Fig. 8.26. Schema de ghidare a sculelor

Capitolul 8 – Proiectarea structurii mecanice a dispozitivelor. Proiectarea corpurilor de dispozitive

C. Eroarea de prelucrare

Ajustajele formate sunt diferențiate pe fiecare fază de prelucrare.

Faza 1: Bucșa 3 – interior $\Phi 10,5 F7 \left(\begin{smallmatrix} +0,034 \\ +0,016 \end{smallmatrix} \right)$;

Burghiu – $\Phi 10,5 h8 \left(\begin{smallmatrix} 0 \\ +0,027 \end{smallmatrix} \right)$;

Bucșa 1 – interior $\Phi 10,5 F7 \left(\begin{smallmatrix} +0,034 \\ +0,016 \end{smallmatrix} \right)$,

– exterior $\Phi 15 m6 \left(\begin{smallmatrix} +0,018 \\ +0,007 \end{smallmatrix} \right)$;

Bucșa 2 – interior $\Phi 15 F7 \left(\begin{smallmatrix} +0,034 \\ +0,016 \end{smallmatrix} \right)$.

Faza 2: Bucșa 3 – interior $\Phi 15 F7 \left(\begin{smallmatrix} +0,034 \\ +0,016 \end{smallmatrix} \right)$;

Lărgitor – $\Phi 15 h8 \left(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0,027 \end{smallmatrix} \right)$.

Jocurile funcționale se calculează în funcție de abaterile din câmpurile de toleranță la dimensiuni, astfel:

Faza 1: Bucșa 1 – Burghiu $j_1 = \sqrt{a_{s1}^2 + a_{is}^2}$;

Bucșa 2 – Bucșa 1 $j_2 = \sqrt{a_{s2}^2 + A_{i1}^2}$,

în care: $a_{s1}=0,034$ mm;

$a_{is}=0,027$ mm;

$a_{s2}=0,034$ mm;

$A_{i1}=0,007$ mm.

Rezultă: $j_1=0,043$ mm, $j_2=0,034$ mm și $j=0,077$ mm.

Bucșa 3 – Burghiu $j_3 = \sqrt{a_{s3}^2 + a_{is}^2}$,

în care: $a_{s3}=0,034$ mm.

Rezultă: $j_3=0,043$ mm.

Faza 2: Bucșa 2 – Lărgitor $j_4 = \sqrt{a_{s2}^2 + a_{is}^2}$,

în care: $a_{s2}=0,034$ mm.

Rezultă: $j_4=0,043$ mm.

Abaterea maximă a axei sculei față de axa suprafeței țintă poate să apară în Faza 1, la burghierea $ST1 \Phi 10,5$ mm, unde jocul total funcțional j este cel mai mare.

$$\text{Faza 1: } \varepsilon_{aST1} = \frac{j}{2l_1} (2H_p + 2a + l_1),$$

în care: $j=0,077$ mm;

$l_1=28$ mm;

$H_p=18$ mm;

$a=(0,5 \div 1,5) \cdot d$, se adoptă $a=11$ mm.

Rezultă $\varepsilon_a=0,118$ mm, mai mică decât abaterea admisă la distanța dintre axele găurilor de $\pm 0,2$ mm.

Bibliografie

- [1] O. Abrudan, L. Tomescu, **Desen tehnic. Reprezentarea geometrică a corpurilor**, Editura Semne, 2002, ISBN 973- 654-020-0.
- [2] Carr Lane Manufacturing, **Jig and Fixture Handbook**, ISBN-10: 0962207918, ISBN-13: 9780962207914, 1992.
- [3] Catalog 1, **Dispozitive pentru mașini-unelte. Subansamble.**
- [4] Catalog 2, **Dispozitive pentru mașini-unelte. Elemente.**
- [5] Catalog 3, **Elemente de dispozitive – așezare, centrare, fixare.**
- [6] Catalog 4 – DIN 1000, **Repere de fixare.**
- [7] M. Gafițanu ș.a., **Organe de mașini**, vol. I, Editura Tehnică, București, 1981.
- [8] C. Georgescu ș.a., **Toleranțe și control dimensional**, Editura Universitatea din Galați, 2002.
- [9] Cs. Gyence, D. Frățilă, **Ingineria fabricației – Curs universitar**, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Facultatea Construcției de Mașini, 2004.
- [10] E. Mereuță, **Analiza și sinteza mecanismelor**, Editura Didactică și Pedagogică, București, 2007, ISBN 978-973-30-1647-2.
- [11] Normativ 7300, **Dispozitive cu placă ridicabilă.**
- [12] C. Picoș ș.a., **Proiectarea tehnologiilor de prelucrare mecanică prin așchiere**, vol. I și II, Editura Universitas, Chișinău, 1992.
- [13] P. Precupețu ș.a., **Desen tehnic industrial pentru construcții de mașini**, Editura Tehnică, București, 1982.
- [14] S. V. Roșculeț, ș.a., **Proiectarea și construcția dispozitivelor**, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
- [15] I. Stănescu, V. Tache, **Dispozitive pentru mașini-unelte. Proiectare, construcție**, Editura Tehnică, București, 1979.
- [16] I. Ștefănescu, C. Spânu, **Organe de mașini**, vol. 1, Editura Europlus, Galați, 2009.
- [17] V. Tache ș.a., **Elemente de proiectare a dispozitivelor pentru mașini-unelte**, Editura Tehnică, București, 1985.
- [18] E. Țâru, N. Căpățînă, **Proiectarea sculelor așchietoare - Îndrumar**, Editura Universitatea din Galați, 1982.