





## Cuprins

<b>1.0 INTRODUCERE</b>	4
<b>2.0 CONSUMUL SPECIFIC ENERGETIC LA PRELUCRĂRI DE ȘTANȚARE</b>	
2.1 Considerente de ordin general	12
2.2 Problematika consumului specific energetic reflectată în studii și aplicații. Stadiul actual și noi contribuții	15
2.2.1 Subsistemul ștanță-semifabricat	15
2.2.1.1 Abordare a calculului forței totale $F_{tot}$	19
2.2.1.2 Determinarea analitică a forței de ștanțare	20
2.2.1.3 Valoarea forței de tăiere propriu zisă	22
2.2.1.4 Valoarea maximă a forței de tăiere propriu zisă	23
2.2.1.5 Valoarea forței totale de ștanțare	24
2.2.1.6 Evoluția valorii forțelor în cazul lucrului pe ștanțe cu poansoane care au lungimi diferite	25
a) Cu privire la forța de tăiere propriu zisă	28
b) Cu privire la forța de împingere a materialului prin orificiul plăcii active	29
c) Cu privire la forța de desprindere a materialului de pe poanson	34
d) Consumul energetic total al operației de ștanțare	36
e) Determinări experimentale privind factorii de influență ai valorilor forței totale de ștanțare	38
2.2.1.7 Influența vitezei asupra valorii forței de tăiere	45
2.2.2 Subsistemul utilaj de lucru	47
2.2.2.1 Pierderi la transformarea formei energiei $E_{TE}$	49
a) Pierderi principale în fier	51
b) Pierderi suplimentare în fier	52
c) Pierderi electrice în înfășurări	53
d) Pierderi mecanice $P_{mec}$ datorate frecării și ventilației	54
2.2.2.2 Pierderi prin deformări și transmisii $E_{DA}$	55

a) Pierderile de energie generate de deformația elastică a componentelor presei $E_{DA1}$ . . . . .	56
b) Mecanismul bielă-manivelă . . . . .	58
c) Transmisii prin curele și angrenaje de roți dințate . . . . .	63
2.2.2.3 Pierderi prin frecări $E_F$ . . . . .	65
2.2.2.4 Pierderi prin modificări cinetice $E_{Cl}$ . . . . .	66
2.2.3 Influența regimului de lucru . . . . .	69

### **3.0 PRODUCTIVITATEA SISTEMULUI DE PRELUCRARE PRIN PRESARE LA RECE**

3.1 Productivitatea sistemului de fabricație . . . . .	78
3.2 Despre posibilitatea sporirii productivității sistemului de fabricație . . . . .	82
3.2.1 Corelația dintre caracteristicile $n_{nom}$ și $F_{nom}$ ale presei . . . . .	82
3.2.2 Posibilitatea și utilitatea modificării valorii lui $F_{nom}$ . . . . .	84
3.2.3 Posibilitatea și utilitatea modificării valorii lui $n_{nom}$ . . . . .	85

### **4.0 ANALIZA STATISTICĂ A ÎNCĂRCĂRII PRESELOR ÎN PRACTICA INDUSTRIALĂ**

4.1 Cauzele subîncărcării preselor . . . . .	87
4.2 Nonconcordanțe de ordin energetic . . . . .	89
4.3 Nonconcordanțe de ordin gabaritic . . . . .	90
4.4 Nonconcordanțe legate de dotarea secțiilor de presare . . . . .	91
4.5 Date statistice . . . . .	92

### **5.0 CONCLUZII ȘI O SOLUȚIE ÎN SCOPUL CREȘTERII CAPACITĂȚII PRODUCTIVE A PRESELOR ȘI A REDUCERII CONSUMURILOR SPECIFICE ENERGETICE**

95

### **6.0 PRESA PAI 16 CU CARACTERISTICILE TEHNICE MODIFICATE**

6.1 Modificarea structurii lanțului cinematic . . . . .	99
6.1.1 Descrierea poziționării pe utilaj a cutiei de viteze realizate . . . . .	101
6.1.2 Concepția și funcționarea cutiei de viteze . . . . .	102



6.2 Studii analitice . . . . .	105
6.2.1 Solicitări ale preselor în noile condiții de lucru . . . . .	105
6.2.2 Verificări ale subansamblelor preselor cu excentric la funcționare, având caracteristici tehnice modificate . . . . .	108
6.2.2.1 Verificarea mecanismului bielă-manivelă . . . . .	109
6.2.2.2 Verificarea arborelui principal . . . . .	112
6.2.2.3 Verificarea ghidajelor presei . . . . .	113
6.2.2.4 Verificarea batiului preselor mecanice cu manivelă . . . . .	114
6.2.3 Verificări ale subansamblelor presei din punct de vedere energetic . . . . .	121
6.2.3.1 Verificarea frânelor . . . . .	122
6.2.3.2 Verificarea cuplajului . . . . .	124
6.2.3.3 Verificarea motorului electric . . . . .	126
6.2.3.4 Verificarea volantului . . . . .	129
6.3 Cercetări experimentale privind consumul energetic specific . . . . .	134
6.3.1 Instalația experimentală . . . . .	135
6.3.2 Realizarea încercărilor . . . . .	136
6.3.3 Planificarea experimentului . . . . .	137
6.3.4 Analiza și interpretarea rezultatelor . . . . .	147
<b>7.0 CONTRIBUȚII ORIGINALE . . . . .</b>	<b>164</b>
<b>Bibliografie . . . . .</b>	<b>166</b>
<b>ANEXE . . . . .</b>	<b>172</b>
ANEXA 1 Centralizator cuprinzând datele obținute în cadrul experimentelor . . . . .	172
ANEXA 2 Exemple de valori pentru curbilor de putere înregistrate și de determinările energiilor specifice . . . . .	175

## 1.0 INTRODUCERE

Prelucrarea metalelor prin deformare plastică este o metodă tehnologică cunoscută și aplicată din cele mai vechi timpuri, încă de la confecționarea primelor unelte metalice de către omul primitiv.

În decursul mileniilor scurse și îndeosebi în secolele din urmă ea a găsit un domeniu de aplicații foarte extins. Totuși până spre începutul secolului al XX-lea procesele de deformare au fost conduse, în covârșitoare măsură, pe baze empirice.

Trecerea de la empirism spre acțiuni științifice fundamentate deosebit de semnificative, aparțin primelor decenii ale secolului XX. Se cere a fi menționată în acest context elaborarea bazelor fizice ale deformării plastice ale materialelor, așa cum apar acestea în lucrări ale lui T. Karman<sup>1</sup>, G. Sachs<sup>2</sup>, A. Nádai<sup>3</sup>, S. I. Gubkin<sup>4</sup>. Apoi pe la mijlocul secolului XX a urmat un salt științific exploziv, prin elaborarea teoriei matematice a plasticității și a studiilor de plasticitate aplicate la probleme ingineresti, prin foarte numeroase lucrări, printre care amintim lucrări ale lui H. Hencky<sup>5</sup>, R. Mises<sup>6</sup>, B. De Saint-Venant<sup>7</sup>, V. V. Sokolovski<sup>8</sup>, R. Hill<sup>9</sup>, W. Prager<sup>10</sup>, P. W. Bridgman<sup>11</sup>, G. A. Smirnov-Aliaev<sup>12</sup>... Această evoluție a studiilor a determinat ca în a doua jumătate a secolului trecut să se înregistreze spectaculoase progrese și în practica industrială din domeniu. Se obțin optimizări cât și noi procedee tehnologice de prelucrare prin presare, se concep noi soluții constructiv-funcționale pentru utilaje și echipamente de interes.

Punerea bazelor științifice ale deformărilor prin presare, perfecționările de

<sup>1</sup>. Vertigkeitsversuche unter allseitigen Druck (1912); <sup>2</sup>. Spanlose Formung (1930); <sup>3</sup>. Der bildsame Zustand der Werkstoffe (1927); <sup>4</sup>. Plasticeskaia deformația metallov (1935); <sup>5</sup>. Zur Theorie plastischer Deformationen(1924); <sup>6</sup>. Bemerkungen zur Formulierung des mathematischen Problems des Plastizitätstheorie (1925); <sup>7</sup>. Ob ustalovlenii uravnenii vnutrennih dvijenii, voznicauscih v tviordih telah za predelami uprugosti (1948); <sup>8</sup>. Teoria plasticnosti (1950); <sup>9</sup>. The mathematical Theory of Plasticity (1950); <sup>10</sup>. Theory of Perfectly Plastic Solids (1951); <sup>11</sup>. Studies in Large Plastic Flow and Fracture (1952); <sup>12</sup>. So-protivlenie materialov plasticeskomu deformirovaniu (1961);

ordin tehnologic și tehnic din domeniu au condus la obținerea unor avantaje tehnico-economice deosebit de semnificative pentru aceste prelucrări.

Astăzi constatăm că prelucrarea metalelor prin presare la rece este domeniu de foarte mare actualitate. Mari și prestigioase colective de cercetare-dezvoltare abordează probleme fundamentale și aplicative ale domeniului. Mari institute de cercetare de profil de pe glob și îndeosebi din țările cele mai dezvoltate din punct de vedere industrial ca SUA, Japonia, Germania, Italia, au concentrat puternice forțe și mijloace de cercetare pentru exploatarea cât mai plenară a posibilităților oferite de aplicarea metodei tehnologice a presării. Mediatizarea rezultatelor cercetărilor se realizează prin numeroase reviste de strictă specialitate, iar conferințele tematice cu participare internațională, anual organizate de marile instituții de profil, dau ocazia unor dezvoltări de maxim interes științific, tehnic și economic.

Date din literatura de specialitate [9] arată că pe plan mondial peste 12 % din cantitatea totală a metalului prelucrat în industrie se regăsește sub formă de produse obținute prin procedee de presare la rece. Marea extensie a aplicațiilor industriale ale prelucrărilor prin deformare este ilustrată prin câteva exemple mai semnificative, date mai jos, împreună cu o raportare la volumul de muncă și la masa reperelor care intră în componența produselor acestora [75].

- *industria de mașini electrice și electronice*, unde presarea la rece privește 50-60% din masa produselor și 25-30% din volumul de muncă;
- *industria construcțiilor de autoturisme*, unde presarea la rece privește 50-70% din masa produselor și 15-20% din volumul de muncă;
- *industria bunurilor de larg consum*, unde presarea la rece privește 98-99% din masa produselor și 90-95% din volumul de muncă;
- Alte domenii de mare interes și pentru industria din vestul țării, sunt :
- mecanică fină-ceasornicărie;
- industria construcțiilor de material rulant, etc.

Prelucrările prin presare se realizează fie la cald, fie la rece. Prelucrările la rece, urmărind modificarea formei obiectului supus prelucrării prin deformare plastică, prin tăiere sau prin combinarea acestora, găsesc aplicație eficientă extrem de largă chiar și dacă ne raportăm la uzinarea unor produse

miniaturale sau la altele cu gabarite deosebit de mari. În stadiul actual al dezvoltării tehnicii din domeniu, se depășește în bună măsură limitarea, din considerente îndeosebi economice, a aplicației acestui procedeu tehnologic, aproape exclusiv la fabricarea de serie și de masă a produselor. Deși cu alte granițe ale aplicabilității, rămâne valabilă restricția privind posibilitatea prelucrării semifabricatelor spațiale masive de mari dimensiuni.

O privire fugitivă de ilustrare a stadiului actual de ordin tehnico-științific al procedurii prelucrării metalelor prin presare la rece vom face prin enumerarea doar a câtorva realizări semnificative din domeniu [80],[108],[109],[110]:

a) privind întregirea bazelor teoretice ale proceselor de deformare:

- determinarea stării de tensionare-deformare, abordarea analitică prin metoda elementului finit, noi modalități de cercetare experimentală;
- comportamentul materialelor metalice în procesul deformării plastice;
- deducția limitelor tehnologice ale deformărilor în cazuri concrete de prelucrare;
- optimizarea parametrilor proceselor tehnologice prin metoda suprafețelor de răspuns și experimentul factorial  $2^k$  ; etc

b) privind abordarea de noi procedee de prelucrare, respectiv optimizări ale celor anterior cunoscute [47],[107]:

- ștanțare fină (de precizie);
- deformări cu puteri și viteze mari (procedee electro-hidraulice, magneto-dinamice, prin explozii)
- deformări în câmp vibrator ;
- presarea orbitală ; etc.

c) privind perfecționările și crearea de noi tipuri de utilaje specifice prelucrărilor prin presare [59],[61]:

- utilaje de presare cu comenzi numerice;
- automate de presare;
- prese rapide;
- utilaje pentru presare orbitală;
- mecanizări și automatizări ale montării-demontării sculelor pe utilajul de presare;

- scule combinate de mare fiabilitate.

Tematica prezentei teze de doctorat impune să facem o incursiune mai cuprinzătoare legată de aspectele generale ce privesc mașinile unelte care servesc prelucrării prin presare la rece, rezumându-ne însă doar la prese.

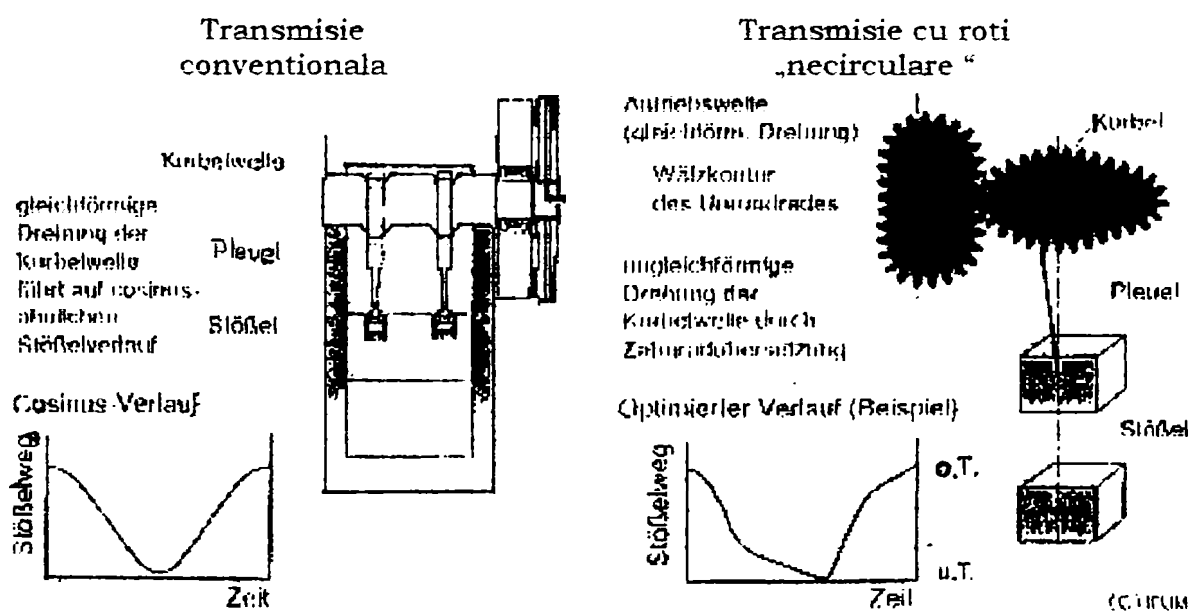
Înnoirile care vizează presele pot fi incluse în două grupe :

- 1) *Prese cu noi construcții structurale*
- 2) *Echipări suplimentare ale preselor cu construcții clasice*

Noile construcții structurale ale preselor vizează în deosebi următoarele obiective:

1. a ) Sporirea capacității productive a utilajului, simultan cu reducerea consumurilor energetice specifice din cursul exploatării, respectiv adaptabilitatea utilajului la cerințe ale procesului de prelucrare. În acest context se înscriu presele rapide și cele cu viteze variabile de deplasare ale berbecului. Pentru exemplificare [38], în figura 1.1 se prezintă, comparativ cu varianta clasică, o modalitate de obținere a cursei ideale în timp, prin introducerea unei transmisii cu roți dințate ovale, pentru deplasarea berbecului în funcție de procesul de deformare prevăzut.

**Ziel: Erreichen des idealen Stößelweg-Zeit-Verlaufs je nach Umformprozess**



**Einsatz unrunder Zahnräder im Antrieb weggebundener Pressen**

Fig. 1.1

1. b ) Asigurare de flexibilitate în diverse prelucrări definite. Aici se includ presele echipate cu comenzi numerice, aplicate îndeosebi la presele specializate în lucrări de îndoire ( presă abkant ) și la prese de ronțuire;

Un exemplu de asemenea utilaj este „Flexipress 40C20” produs de firma Dimeco [106], prezentat în figura 1.2.

**FLEXIPRESS  
40 C 20**  
Larg. max 350  
Max. Width 350  
Long. table 2000  
Table Length 2000  
60-300 C/min  
60-300 SPM

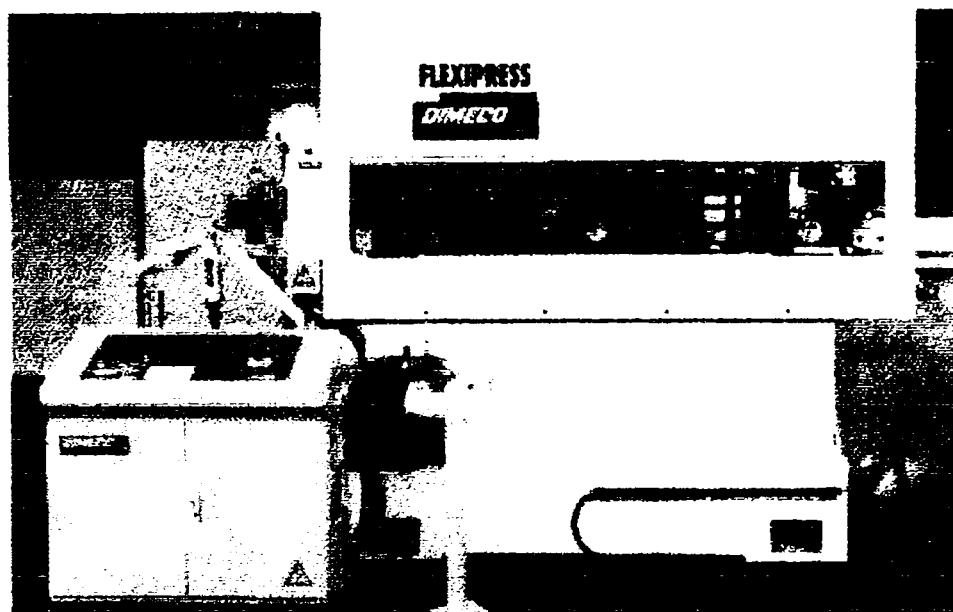


Fig. 1.2

1. c ) Crearea de unități de lucru care reprezintă sisteme speciale de presare adecvate fabricației unor tipuri de piese, sau realizării unor produse cu mari dimensiuni și cu forme complexe. Asemenea unități de lucru sunt spre exemplu liniile automate, compuse îndeosebi din utilaje cu comenzi numerice,

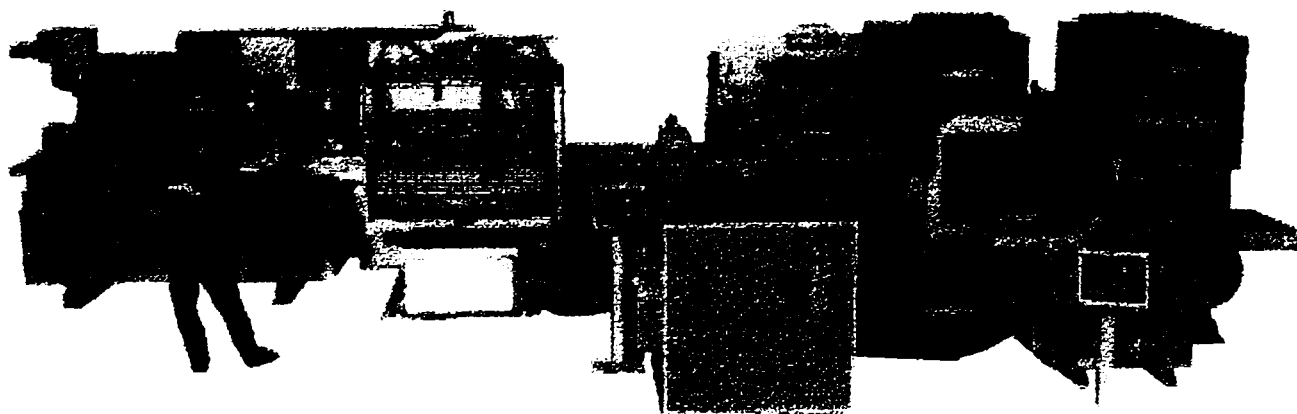
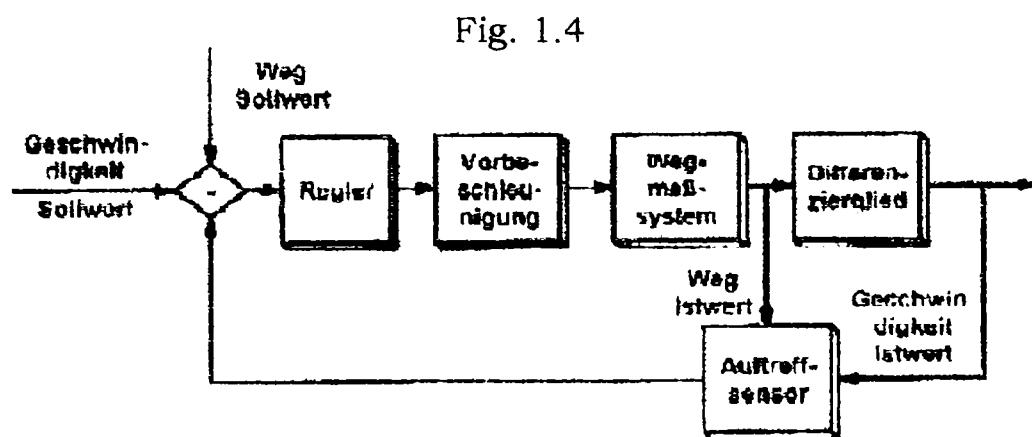


Fig. 1.3

și care servesc realizării unor familii date de produse. De asemenea în această categorie se includ și preșele care determină reglaje ale proceselor (cu sisteme adaptive). Exemple de asemenea linii produse de firma DIMECO din Franța [106] sunt prezentate în figura 1.3 iar în figura 1.4. este redat schematic circuitul de reglare al unei prese de ambutisat hidraulice [61], prevăzută cu senzori, pentru adaptarea forței de acționare la particularitățile procesului de prelucrare.



Schema circuitului pentru închiderea comenzii de reglare a forței de acționare a „pernei de tragere” la o presa hidraulică de ambutisat repere mari -caroserii auto-

2.) Echipările suplimentare ale preșelor cu construcții clasice constau în atașări de dispozitive de mecanizare și automatizare care servesc ușurării și micșorării timpilor de pregătire-încheiere, cât și a timpilor ajutători din cursul exploatării. Cele mai frecvent întâlnite asemenea dispozitive sunt cele care servesc alimentării cu semifabricate, evacuării produselor și deșeurilor, reglajului poziției și lungimii cursei berbecului, montării și demontării sculelor de pe presă.

În afara evidențierii de mai sus, a înnoirilor ce vizează construcția preșelor, este de mare importanță a se vedea și ponderea acestor noi construcții din totalul de prese pe care le fabrică industria de profil de azi, respectiv de a cunoaște structura tipurilor de prese din dotarea secțiilor de presare ale întreprinderilor.

Se constată următoarea situație:

- sunt net predominante cerințele pentru preșele de uz general cu sistemul constructiv clasic (desigur cu numeroase îmbunătățiri care privesc construcția și execuția unor subansamble, legate îndeosebi de lanțul cinematic al



acționării) dar care dispun de o echipare tehnologică superioară cu dispozitive de mecanizare-automatizare.

- în categoria preselor de uz general nou fabricate, se regăsesc destul de frecvent modificări structurale care vizează asigurarea unui număr sporit și totodată reglabil de număr de lovituri de berbec pe minut, cu care lucrează aceste utilaje.

- presele înzestrate cu comenzi numerice găsesc aplicații care se extind într-un ritm ridicat în cazul preselor specializate pentru anumite prelucrări de presare (îndoire, ronțăire, ...)

- sistemele speciale de presare, sub forma liniilor automate de presare sau de utilaje complexe de prelucrare, se execută ca și unicate, răspunzând de regulă cerinței de fabricație a unui produs sau unui grup de produse definite. Acestea au o flexibilitate redusă, cu excepția liniilor automate constituite din prese de uz general (având soluții constructive clasice cu număr fix de lovituri, fie de construcție mai nouă cu număr reglabil de lovituri de berbec pe minut).

Raportându-ne la dotarea existentă a secțiilor de presare ale unităților industriale din țara noastră și nu numai de aici, vom constata că doar cu puține excepții, în majoritatea covârșitoare a cazurilor, presele cu acționare mecanică de uz general reprezintă peste 60 % din totalul utilajelor unității destinate prelucrărilor de deformare plastică la rece. Privind acest aspect, prezentăm date culese din câteva unități industriale reprezentative:

Tabel: 1.1

ÎNTRERINDERE	Număr de utilaje de presare		
	Total bucăți	din care: PRESE CLASICE	
		bucăți	reprezentând %
SC FERONERIA SA	79	68	86,07
SC Victoria SA	36	28	77,77
SC Trinity- Astra Arad	49	30	61,22
S.C. Nuova Ario SA	28	24	85,7

Această stare de lucruri îndreptătesc întru-totul căutările legate de sporirea eficienței tehnice și economice ale exploatarei preselor clasice de uz general.

Activitățile de modernizare întreprinse în această direcție în ultimele decenii, se rezumă aproape exclusiv la următoarele:



- echiparea cu dispozitive de alimentare care asigură posibilitatea de avans automat al semifabricatelor bandă folosite în fabricație corelat cu regimul de lucru al utilajului.

- modificări de trecere de la un număr mai redus, la unul sporit al loviturilor de berbec pe minut.

- măsuri de rigidizare a batiului presei.

Studiul pe care-l abordăm pornește de la considerentul că se poate face mai mult și este rațional să se facă mai mult decât prin modernizările indicate mai sus, în vederea ridicării nivelului tehnic al producției pornindu-se de la preesele universale de construcție clasică.

Pe această cale autorul aduce mulțumiri tuturor persoanelor și instituțiilor care l-au sprijinit în finalizarea cercetărilor cuprinse în această teză de doctorat.

În primul rând mulțumesc conducătorului științific Prof. dr. ing. Ștefan Rosinger, inițiatorul acestui domeniu de cercetare (consumul energetic specific la prelucrări de ștanțare) pentru îndrumarea competentă și de înalt nivel acordată pe tot parcursul pregătirii și finalizării lucrării, contribuind fundamental la formarea mea profesională în acest domeniu. Totodată aduc mulțumiri domnilor Conf. dr. ing. Valentin Seiculescu și Conf. dr. ing. Gheorghe Gherman pentru sprijinul și sfaturile oferite care mi-au fost de un real folos în elaborarea lucrării.

De asemenea aduc mulțumiri societăților comerciale din Arad, anume Feroneria, Aris, Astra-Trinity și Saltex care prin managerii lor m-au sprijinit în efortul de cercetare depus, atât cu aparatură cât mai ales prin folosirea utilajelor și personalului calificat care a acordat asistență la executarea părților practice a experimentărilor.

Autorul aduce mulțumiri cadrelor colectivului de presare la rece din catedra de Tehnologia Construcțiilor de Mașini de la Facultatea de Mecanică Timișoara pentru sprijinul direct și observațiile pertinente făcute pe parcursul cercetărilor, precum și colegilor din cadrul catedrei de Discipline Tehnice de la Universitatea "Aurel Vlaicu" Arad pentru ajutorul dat în documentarea și rezolvarea temei prezentei lucrări.

## 2.0 CONSUMUL SPECIFIC ENERGETIC LA PRELUCRARI DE STANTARE

### 2.1 Considerente de ordin general

Ștanțarea reprezintă grupa prelucrărilor de deformare prin presare la rece, la care modificarea formei semifabricatului intervine pe bază de forfecare, prin acțiunea unor perechi de tășuri asociate între ele, care aparțin elementelor active - poanson și respectiv placa activă - ale sculei utilizate denumită ștanță.

Utilajele care conferă acestor elemente active mișcările relative între ele cât și forțele cerute realizării procesului de ștanțare sunt diversele tipuri de prese.

Ștanțarea este un procedeu tehnologic cu foarte largă aplicație în producția de bunuri materiale. În acest context, dincolo de pretenția ca ea să răspundă cerințelor calitative impuse prelucrării, se cere ca ea să fie totodată și cât mai puțin costisitoare. Pentru a asigura un cost de fabricație cât mai redus, trebuie acționat în acest sens asupra tuturor componentelor acestuia. Consumul specific energetic reprezintă un asemenea component al costului de fabricație.

***Definim consumul specific energetic ca și cantitatea de energie consumată la fabricația unei bucăți dintr-un anumit produs.***

Energia mecanică cerută de uzinare, -în cazul nostru de o prelucrare anumită de ștanțare,- se exprimă prin lucrul mecanic cheltuit în acel scop. Prelucrarea (figura 2.1) rezultă în baza efectuării unei mișcări rectilinii de apropiere a poansonului 1 față de placa de tăiere 3 a ștanței, perioadă în care se exercită asupra semifabricatului 2 interpus între componentele sculei, o forță  $F$  orientată după direcția de deplasare a poansonului. În cursul procesului, din momentul atacului semifabricatului și până la încheierea

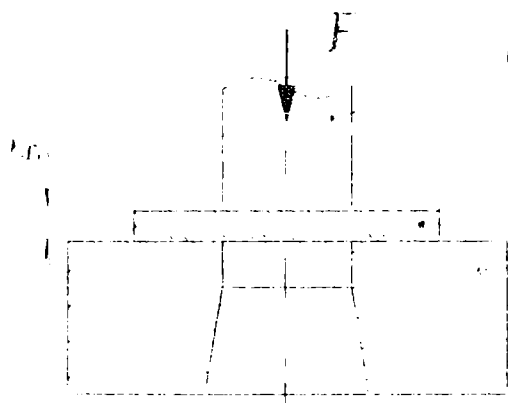


fig. 2.1

acțiunii de ștanțare, poansonul parcurge un anumit spațiu  $h$ , iar forța  $F$  variază ca mărime. În acest fel lucrul mecanic  $L$  cheltuit în proces se va putea exprima prin relația [102],[103],[104]:

$$L = \int_0^g F \cdot dh \quad [Nm]; \quad (2.1)$$

adică este egal cu suma produselor dintre forțele momentan exercitate și deplasările infinitezimale corespunzătoare momentelor în cauză.

Evident, conform relației (2.1), în cazul unei reprezentări grafice într-un sistem de coordonate rectangular (figura 2.2 ), punându-se pe abscisă spațiile  $h$  parcurse și corelate cu acestea ale forțelor  $F$ , aria cuprinsă între curba de variație obținută și axa absciselor va reprezenta o măsură a lucrului mecanic consumat la execuția reperului.

Relația (2.1) evidențiază cerința analizei în detaliu a forței  $F$  și a spațiului  $h$ , în cadrul cercetării cuantumului de lucru mecanic cerut în procesul ștanțării. Chiar restrângându-se strict la sistemul ștanță-semifabricat, analiza va pune în evidență că forța necesară în proces, include în afara celei necesare învingerii

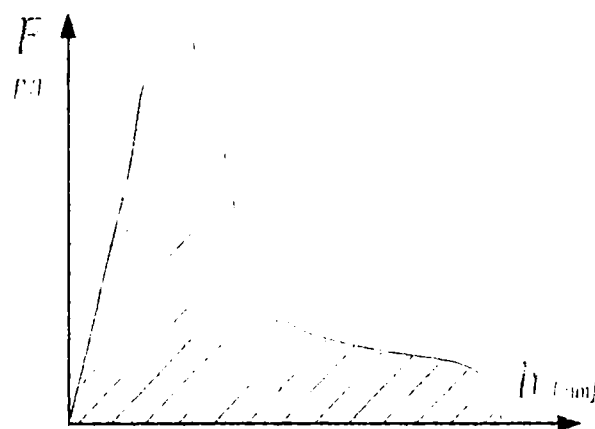


fig. 2.2

rezistenței interne a materialului semifabricatului și pe cea necesară învingerii frecărilor exterioare care apar între elementele active ale sculei și semifabricat (tratat la capitolul 2, subcapitolul 2.2.1), cât și rezistențele proprii ale sculei (spre exemplu acțiunea unor elemente elastice de fixare a semifabricatului, frecări între elementele de ghidare fixe și mobile ale ștanței).

Se impune însă a avea în vedere întregul ansamblu al sistemului prelucrării prin ștanțare, înglobându-se în acesta și presa, ca generatoare a mișcării poansonului și totodată furnizoare a forței cerute de procesul de tăiere. Randamentul presei, în corelație și cu reglajul acesteia aferent prelucrării date (mărimea cursei berbecului, numărul de curse duble pe minut executate de acesta), vor introduce în consecință modificări în valoarea consumului specific energetic. Astfel de considerente legate de construcția și funcționarea preselor vor trebui să se regăsească și ele în vizor în cadrul unui studiu care privește minimizarea consumului specific energetic. În cadrul acestei părți a studiului, datorită posibilităților de urmărire și măsurare în timp real a datelor din procesul pe ansamblu sculă-utilaj, evident se ajunge la cuantificarea energiei consumată sub forma electrică a acesteia, respectiv exprimarea ei în -kWh- sau submultiplii ai acesteia -Ws-, în baza relației cunoscute:

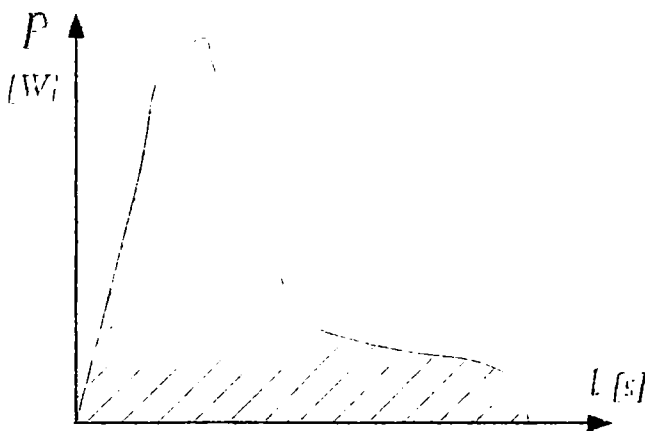


fig. 2.3

$$L = \int_0^{t_c} P \cdot dt \quad [W] \quad (2.2)$$

Echivalenta reprezentare a consumului specific energetic cu cea din figura 2.2 va rezulta, conform relației (2.2), punând în abscisă timpul t, iar în ordonată puterea P cerută în proces, exemplificată în figura 2.3.

## 2.2. Problematika consumului specific energetic reflectată în studii și aplicații.

### Stadiu actual și noi contribuții.

Pentru a cuprinde problematica consumului specific energetic raportat la prelucrările de ștanțare, se cere a se avea în vedere, - în totalitatea și interdependența lor -, componentele întregului sistem tehnologic specific acestor prelucrări. Ne referim în acest context la semifabricat ca și obiect supus prelucrării, ștanța ca și sculă de prelucrare a acestuia și presa ca și utilaj de lucru care determină acționarea sculei.

Aprofundarea problemei pretinde o prima analiză care să vizeze subsistemul ștanță-semifabricat, pentru a defini lucrul mecanic cerut de deformarea obiectului supus prelucrării, iar mai pe urmă va trebui definită modalitatea în care energia cerută de procesul tehnologic este furnizată prin intermediul utilajului de lucru.

#### 2.2.1. SUBSISTEMUL ȘTANȚĂ-SEMIFABRICAT.

Lucrul mecanic total necesitat pentru acționarea ștanței în procesul prelucrării semifabricatului este dat de suma dintre lucrul mecanic consumat prin acțiunea dintre elementele active ale sculei și obiectul supus prelucrării și lucrul mecanic consumat pentru acționari, respectiv învingerea rezistențelor suplimentare din sculă (fixare semifabricat, extractoare ale produsului, frecare dintre elementele de ghidare, etc).

Lucrul mecanic consumat prin acțiunea dintre elementele active ale sculei și obiectul supus prelucrării este dat de produsul dintre forțele momentan exercitate prin poanson și deplasările infinitezimale ale acestuia corespunzătoare momentelor în cauză, conform relației (2.1). Calculul acestuia pretinde în consecință determinarea curbei de variație a forței în proces, în funcție de pătrunderea poansonului în materialul semifabricatului.

În vederea determinării pe cale teoretică a forței necesare în prelucrările de ștanțare [16], analizele pornesc de la studiul procesului tăierii evidențiindu-se fazele distincte ale acestuia, și anume:

- faza deformațiilor elastice când solicitările induse în materialul semifabricatului sunt sub valoarea limitei de elasticitate a acestuia;
- faza deformațiilor plastice, când solicitările depășind valoarea limitei de curgere  $\sigma_c$  a materialului produc deformații remanente, poansonul pătrunzând în materialul semifabricatului pe o adâncime  $h_f$  până apar primele fisuri din material, fisuri care pornesc de la muchiile tăietoare ale elementelor active ale ștanței;
- faza de tăiere (forfecare), începând de la o pătrundere  $h_f$  a poansonului, fază în care fisurile se extind cuprinzând întreaga grosime a semifabricatului, provocându-se desprinderea materialului de dedesubtul poansonului față de materialul din jur. Viteza de propagare a fisurilor depășește pe cea de pătrundere a poansonului în semifabricat, determinând finalizarea procesului de tăiere, - de separare a materialului -, la o cursă a poansonului socotită din momentul atacului semifabricatului, mai mică decât grosimea semifabricatului.

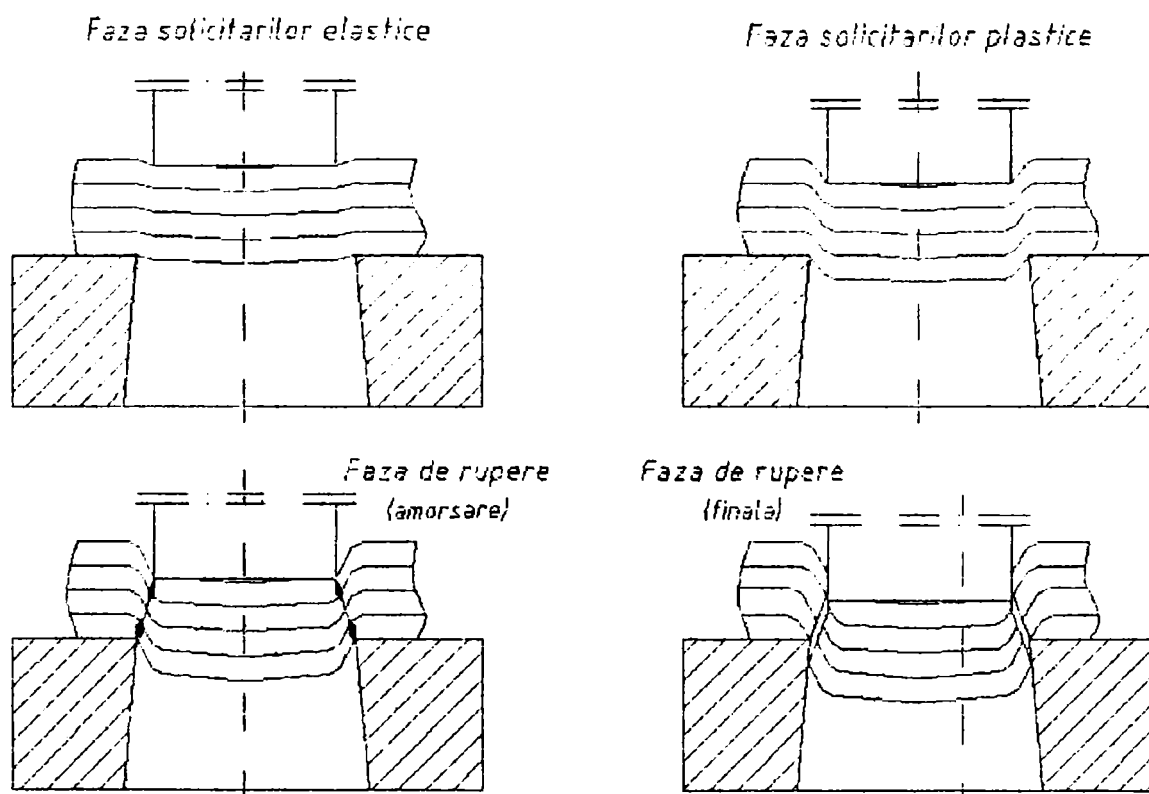


Fig. 2.4

În figura 2.4 sunt ilustrate fazele mai sus enumerate ale procesului de ștanțare.

Valorile lui  $h_r$  depind de natura și rezistența materialului, grosimea semifabricatului cât și de valoarea jocului tehnologic dintre elementele active ale ștanței. Determinate pe cale experimentală, aceste valori se redau tabelar, ca în [33],[68] respectiv tabelul 2.1 sau prin diagrame [88],[91] ca în figura 2.5.

Corespunzător fazelor tăierii, respectiv fenomenelor specifice acestora, suprafața de tăiere, fig. 2.6, care rezultă prezintă:

Tabel 2.1

Materialul valori în daN/mm <sup>2</sup>	Valoarea lui $h_r/g$ la o grosime $g$ [mm]			
	...1	1...2	2...4	4...
<b>Oțel moale</b> 25-35 / 30-40	0,75÷0,70	0,70÷0,65	0,65÷0,55	0,50÷0,40
<b>Oțel semidur</b> 35-50 / 40-55	0,65÷0,60	0,60÷0,55	0,5÷0,48	0,45÷0,35
<b>Oțel dur</b> 50-70 / 55-75	0,50÷0,45	0,45÷0,40	0,40÷0,35	0,35÷0,20
<b>Aluminiu, Cupru</b> (recoapte)	0,80÷0,75	0,75÷0,70	0,70÷0,60	0,65÷0,50

- zonă de rotunjire **a** ;
- de tăiere-frecare **b** ;
- zonă mată, zgrunțuroasă **c** ;

Analizând extensiunea după grosimea semifabricatului a acestor zone, se pune în evidență faptul ca  $h_r$ , considerată ca și distanța dintre fața semifabricatului și începutul zonei cu aspect mat-zgrunțuros, mai depinde și de viteza de tăiere cu care s-a operat în proces [41], anume  $h_r$  micșorându-si valoarea în cazul măririi vitezei de taiere.

Desigur trebuie să se aibe în vedere și faptul ca în proces intervine și ecrusarea materialului învec nat suprafeței de tăiere, ca și fenomen întotdeauna asociat

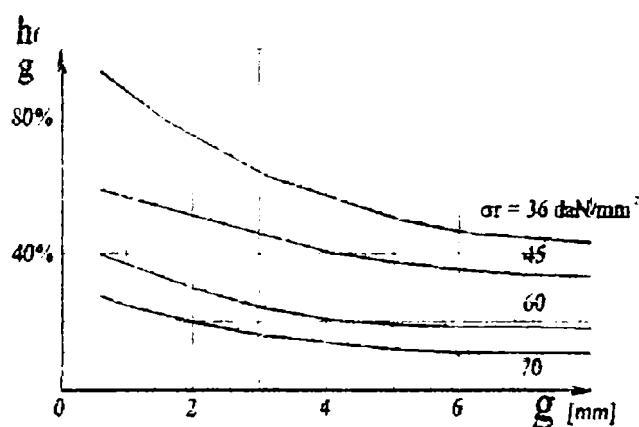


Fig. 2.5

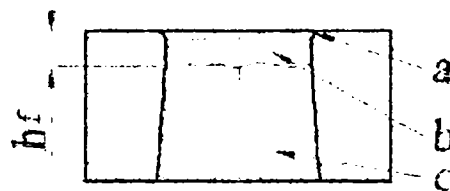
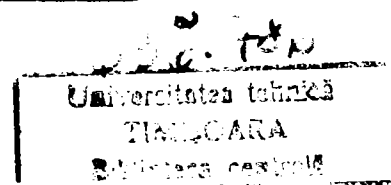
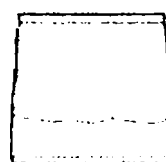


Fig. 2.6





deformărilor plastice la rece.

Solicitarea maxima în semifabricatul supus prelucrării apare sub forma concentrată în zona de material care se definește între muchiile tăietoare asociate ale celor doua elemente active ale sculei.

În numeroase lucrări [41],[99] schema de tensionare a unui element de material din această zonă se consideră una biaxială , de întindere radială și compresiune axială (fig. 2.7), schemă caracteristică forfecării pure.

De fapt schema din fig. 2.7 nu corespunde situației reale din proces [11],[90] având în vedere că existența a unui joc tehnologic dintre tășurile asociate de valoare diferită de zero, face să apară și o încovoieră a materialului, schițată în fig. 2.8 .

Existența unor solicitări suplimentare forfecării pure, este evidențiată și prin deformațiile elastice care însoțesc procesul tăierii,

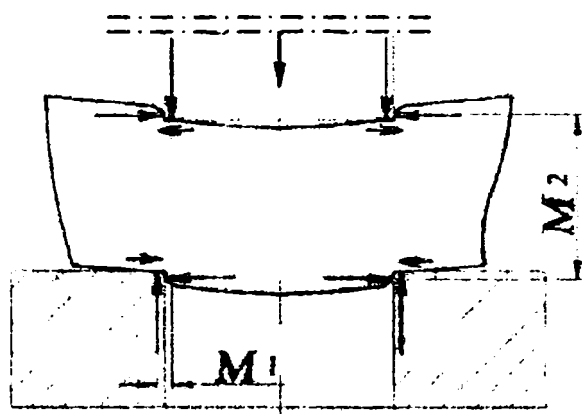
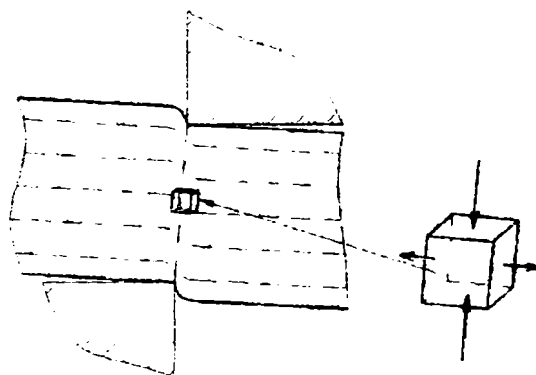


Fig. 2.8

respectiv prin modificările dimensionale spre exemplu ale pieselor decupate sau orificiilor perforate, care se manifestă în urma scoaterii din ștanță a obiectelor supuse prelucrării. Astfel, în procesul ștanțării avem de a face cu o stare complexă de tensionare, suprapunându-se solicitărilor specifice forfecării pure și întinderi ale materialului.

Fig. 2.7



Pentru a determina consumul de energie cerut în procesul ștanțării, este necesar să se deducă ecuația curbei de



Literatura de specialitate redă modalități diferite de abordare teoretică a acestei probleme. Și desigur rezultă astfel rezultate care diferă între ele, după cum se adoptă ipoteze de calcul care se deosebesc și acestea între ele.

În cele ce urmează, prezentăm câteva modalități semnificative în care este soluționată determinarea analitică a forței de tăiere la ștanțare.

Întrucât forța este egală cu produsul dintre solicitarea corespunzătoare și aria suprafeței la care aceasta se raportează, problema revine la determinarea solicitării în cauză.

### 2.2.1.1 Abordare a calculului forței totale $F_{tot}$

În lucrările [89];[98] se redă o abordare a calculului forței totale  $F_{tot}$  din procesul de ștanțare, ținând seamă de următoarele ipoteze de calcul:

- ștanțarea intervine în condițiile unei stări de tensionare de forfecare pură;
- caracteristicile mecanice ale materialului, definite pentru cazul întinderii, se preiau ca și valabile și pentru cazul forfecării;
- se adoptă corecții ale solicitării din procesul ștanțării, prin coeficienți care țin seama de ecruisarea pe care o suportă materialul și de frecarea față de elementele active ale sculei. Expresia dedusă are forma (2.3):

$$\sigma_{st}^x = \frac{\sigma_r}{\sqrt{3}} \left[ \frac{\operatorname{arctg} \left( \frac{2 \cdot h_x}{g} \right)}{\sqrt{3} \cdot \ln \left( \frac{1}{1 - \psi_g} \right)} \right]^{\ln \frac{1}{1 - \psi_g}} \cdot (k_e + k_f) \cdot \frac{g - h_x}{g} \quad (2.3)$$

unde  $\sigma_{st}^x$  este rezistența la ștanțare corespunzătoare pătrunderii cu valoarea  $h_x$  a poansonului în material;

$\sigma_r$  - rezistența convențională la rupere a materialului;

$\psi_g$  - contracția transversală corespunzătoare momentului găturii la întindere;

$k_e$  - coeficient de corecție pentru ecruisare, care se ia conform curbelor de ecruisare specifice materialului semifabricatului;

$k_f$  - coeficient de corecție pentru evidențierea efectului frecării, admis la valoare de 0,1.

Relația (2.3) conduce la valori care se abat până la 50% față de valorile experimental obținute.

### 2.2.1.2 Determinarea analitica a forței de stanțare

Lucrarea [11] abordează determinarea analitica a forței de stanțare, tot sub raportul forței totale din proces, adică considerând în afara forței necesare învingerii rezistenței interne la forfecare și pe cea necesara învingerii rezistenței cauzate de frecările externe dintre semifabricat și elementele active ale stanței. Deci, această abordare are în vedere și forța de desprindere a materialului de pe poanson și forța de împingere a materialului prin orificiul plăcii active, - forte care se manifesta prin acțiuni simultane pe deplin corelate cu cea de taiere propriu zisă. Solicitățile care apar în proces sunt redate în fig. 2.9, indicându-se componentele normale și tangențiale ale acestora: anume  $\sigma$  și  $\tau$  pe elementele de material care se găsesc între fețele de tăiere care se separă între ele prin stanțare,  $\sigma_{zp}$  și  $\tau_{zp}$  corespunzătoare contactului semifabricat-

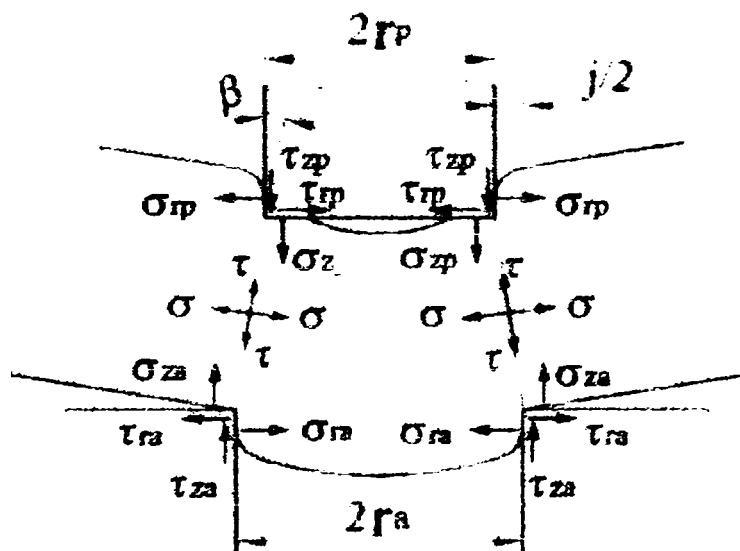


Fig. 2.9

poanson,  $\sigma_{za}$  și  $\tau_{ra}$  corespunzătoare contactului semifabricat-placă activă.

Se ia în considerare și frecarea dintre semifabricat și suprafețele laterale ale poansonului cât și frecarea de orificiul activ prin intermediul coeficientului de frecare  $f_1$ .

Ținând seama de starea de tensionare menționată, pentru oricare moment din proces se poate preciza forța de tăiere ca și rezultanta, după direcția de mișcare a poansonului, a tuturor forțelor indicate în fig. 2.9, adică:

$$F_x = 2 \cdot \pi \cdot r_{med} [\tau \cdot a \cdot \cos \beta + \sigma \cdot a \cdot \sin \beta] + f_l [\sigma_{rp} \cdot h_p \cdot r_p + \sigma_{ra} \cdot h_a \cdot r_a] \cdot 2 \cdot \pi \quad (2.4)$$

În ce privesc unii termeni ai relației (2.4), se poate scrie:

$$r_{med} = \frac{r_p + r_a}{2}$$

$$a \cdot \cos \beta = g - h_x \quad (2.5)$$

$$a \cdot \sin \beta = \frac{j}{2}$$

Totodată, dacă se acceptă să se definească forțele de frecare exterioara ca si o cotă parte din forța totală  $F_x$  de stanțare, se poate pune:

$$\frac{f_l [\sigma_{rp} \cdot h_p \cdot r_p + \sigma_{ra} \cdot h_a \cdot r_a] \cdot 2 \cdot \pi}{F_x} = m \quad (2.6)$$

Introducând valorile din relațiile (2.5) si (2.6) în (2.4), se obține că forța de stanțare se va putea exprima sub forma:

$$F_x = 2 \cdot \pi \cdot r_{med} \cdot g \frac{\tau \left(1 - \frac{h_x}{g}\right) + \sigma \cdot \frac{j}{2 \cdot g}}{1 - m} \quad (2.7)$$

respectiv rezistența specifică la ștanțare, corespunzătoare unei pătrunderi  $h_x$  a poansonului va fi:

$$\sigma_{st}^x = \frac{\tau \cdot \left(1 - \frac{h_x}{g}\right) + \sigma \cdot \frac{j}{2 \cdot g}}{1 - m} \quad (2.8)$$

Pentru a ține seama de influența uzurii tăișurilor elementelor active, autorul introduce în calculul forței o majorare suplimentară printr-un coeficient supraunitar cu valoare de 1,2. . . 1,25.

Figurile 2.10, 2.11 și 2.12 redau curbele de variație ale forței de stanțare determinate pe cale analitică, respectiv experimentală, pentru câteva cazuri concrete. Se observă o bună concordantă în ce privește alura curbelor prezentate, si de asemenea în ce privesc valorile găsite. Remarcăm totuși că, în partea de coborâre a curbei de variație a forței, se distinge caracterul unei variații line a curbei analitic trasate, spre deosebire de o frângere a acestei curbe atunci când ea este trasată experimental.

Semnalăm de asemenea dificultățile utilizării practice a relațiilor (2.7) si

(2.8), ca și consecință a cerinței determinării valorilor lui  $\tau$  și  $\sigma$ , cât și stabilirea valorii lui  $m$ .

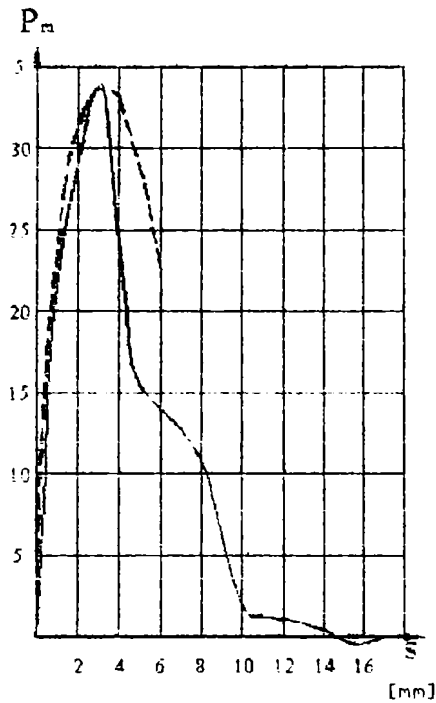


Fig. 2.10

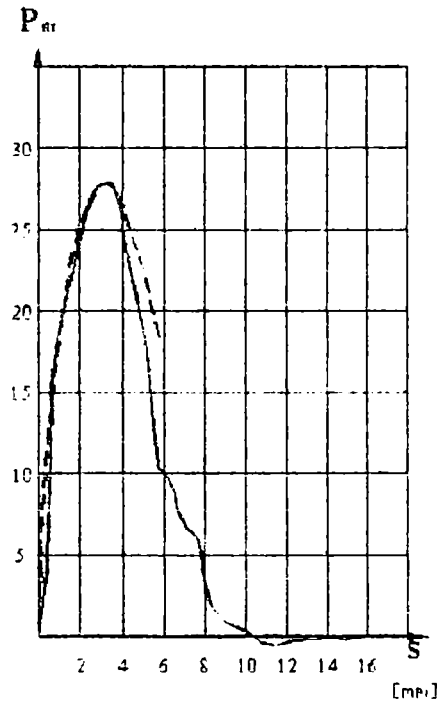


Fig. 2.11

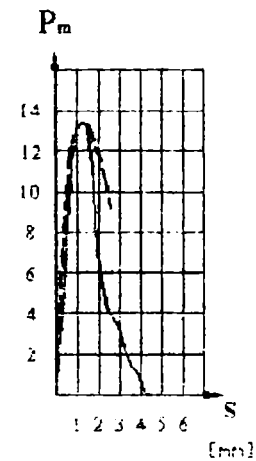


Fig. 2.12

### 2.2.1.3 Valoarea forței de tăiere propriu zisă

Lucrările [9],[75],[90] definesc valoarea forței de tăiere propriu zise  $F_x$ , care corespunde unei pătrunderi  $h_x$  în grosimea  $g$  a semifabricatului, punând drept relație de bază:

$$F_x = L \cdot (g - h_x) \cdot \tau_{real}^x \quad (2.9)$$

unde:  $L$  este lungimea conturului de tăiere;

$L(g - h_x)$  - aria secțiunii momentane de rezistență la tăiere, corespunzătoare pătrunderii  $h_x$  ;

$\tau_{real}^x$  - rezistența specifică la tăiere (forfecare) corespunzătoare momentului de pătrundere  $h_x$  .

Ca și ipoteze simplificatoare de calcul se admit următoarele:

- poziție nemodificată a axei principale de tensionare a elementului de material, pentru tot decursul procesului de stanțare;
- acțiunea tensiunii tangențiale maxime  $\tau_{max}$  se manifesta pe suprafața care reunește perechea de muchii tăietoare asociate ale stanței;
- ecruisarea materialului se face uniform pe întreaga grosime a

semifabricatului și ea determină o modificare a valorii reale a tensiunii conform ecuației cunoscute a curbei de ecrusare a materialului în cauză [75] anume:

$$\sigma_{\text{real}} = \frac{\sigma_r}{1 - \psi_g} \cdot \left( \frac{\psi_x}{\psi_g} \right)^{\frac{\psi_g}{1 - \psi_g}} \quad (2.10)$$

unde:  $\psi_x = h_x / g$  reprezintă pătrunderea relativă a poansonului în semifabricat.

În continuare, ținându-se seamă de relația cunoscută dintre tensiunea tangențială maximă și cea normală raportată asupra unui element de material din zona de forfecare:

$$\tau_{\text{real . max}} = \frac{\sigma_{\text{real}}}{2} \quad (2.11)$$

și introducându-se valorile lui (2.10) și (2.11) în (2.9) se obține

$$F_x = \frac{\sigma_r}{2} \cdot \frac{L \cdot g}{1 - \psi_g} \cdot (1 - \psi_x) \cdot \left( \frac{\psi_x}{\psi_g} \right)^{\frac{\psi_g}{1 - \psi_g}} \quad (2.12)$$

Expresia (2.12), confruntată cu date experimentale obținute, redă alura mult apropiată a variației forței de tăiere propriu zise, dar abateri semnificative în ce privește mărimea acestei forțe.

#### 2.2.1.4 Valoarea maximă a forței de tăiere propriu zisă

În ce privește forța de tăiere propriu zisă, un interes deosebit prezintă, din punctul de vedere al calculelor inginerești, valoarea maximă  $F_{\text{max}}$  a acesteia, atinsă în cadrul procesului de stanțare [68]. Asta, întrucât această valoare maximă are o semnificație deosebită [39],[81] în vederea alegerii preseii adecvate unei lucrări de stanțare. Forța maximă  $F_{\text{max}}$  din procesul de stanțare trebuie să fie necondiționat cel puțin egalată, de preferință chiar cu ceva depășită de forța nominală a preseii pe care se preconizează a se realiza prelucrarea în cauză.

În practica inginerească, la stanțele cu muchii tăietoare paralele,  $F_{\text{max}}$  se determină printr-o relație simplă de calcul [68],[75],[90] de forma:

$$F_{\text{max}} = 1,2 \cdot L \cdot g \cdot \tau_f = L \cdot g \cdot \sigma_r \quad (2.13)$$

unde 1,2 este un factor care ține seama de influența jocului dintre tăișurile

elementelor active cat si de uzura muchiilor tăietoare ale acestor elemente.

Relația (2.13) admite totodată o corelație între tensiunile  $\tau_f$  și  $\sigma_f$  a materialelor metalice utilizate în prelucrările de stanțare, pentru oțeluri luându-se o valoare medie de  $1,2\tau_f = \sigma_f$ .

### 2.2.1.5 Valoarea forței totale de stanțare

Pentru a se ajunge la valoarea forței totale de stanțare  $F_{tot}$  în cazul stanțelor cu muchii tăietoare paralele [15] se cere a se însuma valorii forței de tăiere propriu zise  $F$ , pe cea de împingere a materialului prin orificiul plăcii active  $F_i$ , cât și forța de desprindere a materialului de pe poanson  $F_d$ .

Aceste componente  $F_i$  și  $F_d$  ale forței totale de stanțare reprezintă de fapt forțele de frecare care intervin între semifabricatul supus prelucrării pe de o parte, și pereții laterali ai orificiului activ respectiv ai poansonului pe de alta parte.

În literatura de specialitate se accepta, cvasi la unison, a se determina valoarea acestor forte admițând următoarele ipoteze de calcul:

- materialul care se decupează și se introduce de către poanson în orificiul activ al plăcii de tăiere, se asimilează cu un corp care are capetele cilindrice, de înălțime  $0,3g$ , diametre corespunzătoare cu cele ale poansonului, respectiv al orificiului activ al plăcii de tăiere, - cele două capete cilindrice fiind reunite printr-o porțiune tronconică;

- frecările intervin pe porțiunile cilindrice mai sus menționate, între acestea și elementele active ale sculei existând o presiune egală cu limita la curgere  $\sigma_c$  a materialului obiectului supus prelucrării, presiune creată de deformația elastică a materialului supus tăierii.

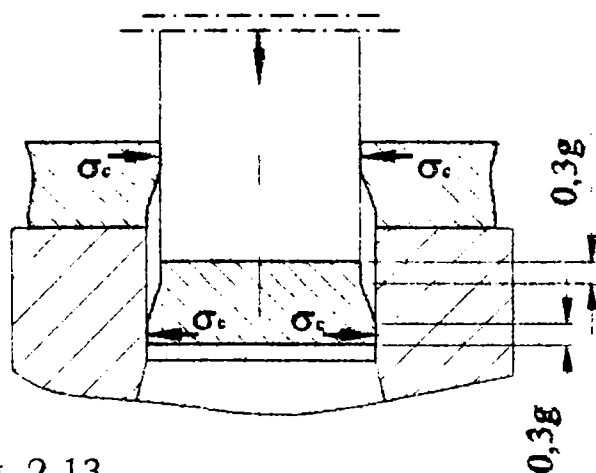


Fig. 2.13

Ținând seama de cele de mat sus, se poate scrie ( fig. 2.13):

$$F_{i,d} = 0,3L \cdot \sigma_c \cdot f \quad (2.14)$$

unde luând o valoare medie pentru coeficientul de frecare  $f = 0,2$  și admițând  $\sigma_c \cong \tau_f$  rezultă:

$$F_{i,d} = 0,06 \cdot L \cdot g \cdot \tau_f \quad (2.15)$$

În expresia (2.15), produsul  $1,2 \cdot L \cdot g \cdot \tau_f$  corespunde valorii forței de tăiere propriu-zise  $F$  din procesul ștanțării, ceea ce ne face să putem preciza valorile căutate sub forma:

$$F_i = k_i \cdot F \quad (2.16 - a)$$

$$F_d = k_d \cdot F \quad (2.16 - b)$$

valorile coeficienților  $k_i$  și  $k_d$  fiind experimental stabilite și redate în literatura de specialitate. În funcție de natura materialului și grosimea semifabricatului se indică  $k_i = 0,01 \dots 0,10$  și  $k_d = 0,005 \dots 0,10$  pentru ștanțe cu un singur poanson și  $k_d = 0,10 \dots 0,20$  pentru ștanțe cu mai multe poansoane care toate au aceeași lungime [9],[75].

### 2.2.1.6 Evoluția valorii forțelor în cazurile lucrului pe ștanțe cu poansoane care au lungimi diferite

Se cere a fi analizată situația particulară, dar nu lipsită de interes teoretic cât și practic, a evoluției valorii forțelor, - totale cât și a componentelor acestora -, în cazurile lucrului pe ștanțe cu poansoane care au lungimi diferite.

Realizând un produs dat, în baza aceleiași scheme de prelucrare, pe de o parte pe o ștanță cu poansoanele toate de aceeași lungime, respectiv pe de altă parte pe o ștanță cu poansoanele care au lungimi diferite, se va constata că mărimea și variația forțelor din proces prezintă valori și aluri semnificativ deosebite pentru cele două cazuri.

Literatura de specialitate [2],[10],[75] recomandă utilizarea ștanțelor cu poansoane ce au lungimi diferite, în scopul micșorării forței cerute în proces, fără însă a aprofunda aspectele energetice specifice lucrului pe asemenea ștanțe.

Alături de aspectul variației forței în cursul procesului de ștanțare, pentru problematica tezei de doctorat de față, prezintă interes și evidențierea



eventualelor modificări ale consumului energetic la lucrul pe o asemenea ștanță [22].

Particularitățile desfășurării procesului de ștanțare pe sculele cu poansoane care au lungimi diferite, constau în:

→ atacul semifabricatului de către poansoanele în cauză în momente diferite, și

→ o parțială suprapunere a duratelor în care se desfășoară procesele de ștanțare aferente poansoanelor cu lungimi diferite.

Atacul în momente diferite este cauzat de lungimile diferite ale poansoanelor, toate fiind solidare între ele ca și consecință a fixării lor într-o placă port-poanson comună. Derivă din această situație că forțele maxime individualizate pe poanson, se decalează între ele în timp.

Suprapunerea parțială a duratelor în care se efectuează ștanțarea de către poansoane este cauzată de faptul că diferențele de lungime dintre poansoane sunt mai mici decât grosimea semifabricatului supus prelucrării. Adică, poansonul mai scurt va ataca semifabricatul înainte ca poansonul mai lung să fi încheiat acțiunea de ștanțare în care este angajat. În acest fel, raportat la ștanță în ansamblul acesteia, pentru orice moment din decursul suprapunerii parțiale a duratelor în cauză, va acționa câte o forță rezultantă obținută ca și însumare a celor două forțe individualizate din acel moment care au raportare la cele două poansoane.

Pentru a asigura forțe maxime substanțial micșorate, inclusiv pentru forțele însumate din zona suprapunerii acțiunii celor două poansoane, se prevede ca atacul poansonului mai scurt să se producă atunci când poansonul lung se găsește spre finalul desprinderii materialului de sub poansonul lung, din semifabricatul supus prelucrării. Acest moment final variază în funcție de plasticitatea materialului semifabricatului, momentul în cauză intervenind la o pătrundere relativă a poansonului în raport cu grosimea semifabricatului, mai mică pentru materialele mai dure, respectiv mai mare pentru materialele mai moi. Pentru un oțel de duritate medie, în concordanță cu cerința mai sus enunțată, se recomandă a se realiza o diferență  $\Delta$  dintre lungimile celor două poansoane de 0,6 ...0,7 din grosimea  $g$  a semifabricatului [33],[68].



Reducerea forței necesare la lucrul ștanței, se obține în măsură satisfăcătoare executând poansoanele acesteia în două trepte de lungimi, - în cazuri rare eventual în trei trepte -. Notând lungimile poansoanelor din fiecare treaptă prin  $l_1, l_2, (l_3)$ , socotind  $l_1 > l_2 > l_3$ , vom avea (fig. 2.14)

$$l_1 = l_2 + \Delta = l_3 + 2\Delta \quad (2.17)$$

respectiv

$$l_i = l_1 + (i-1)\Delta \quad (2.18)$$

unde  $i$  este egal cu 1,2,3.

Lucrul pe ștanțe cu poansoane care au lungimi diferite, pretinde mărirea cursei pe care o are de parcurs subansamblul superior al sculei în raport cu subansamblul inferior al acesteia în decursul efectuării tăierii semifabricatului.

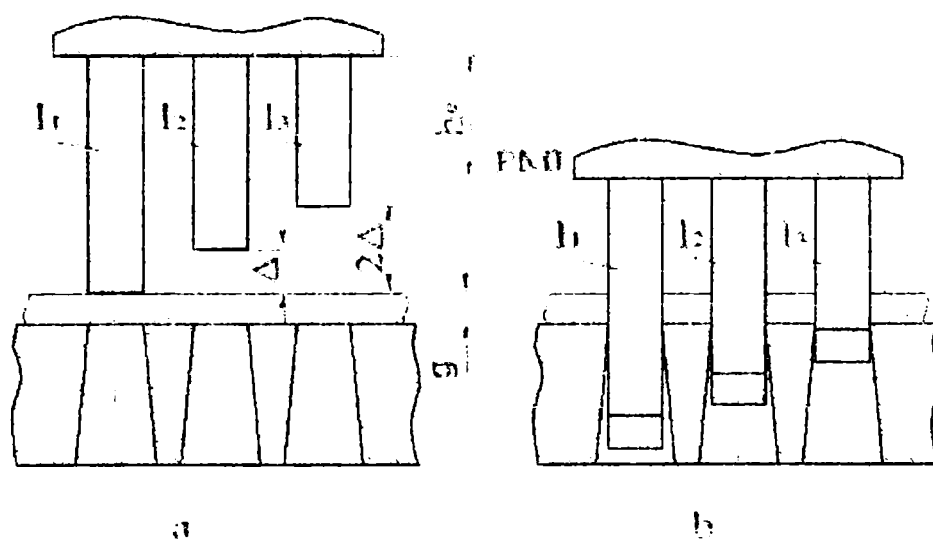


Fig. 2.14

În figura 2.14-a se redă momentul de atac al semifabricatului de către poansonul cel mai lung  $l_1$ , iar în figura 2.14-b momentul în care și poansonul cel mai scurt a străpuns semifabricatul de grosime  $g$  și a intrat în orificiul plăcii active a sculei pe adâncimea uzuală de 0,5...1,5 mm, deci până în poziția de punct mort inferior.

Lungimea de cursă  $h_c$  corespunzătoare acestor două momente este:

$$h_c = [g + (0,5...1,5)] + (i-1)\Delta \quad (2.19)$$

deci o creștere a acestei lungimi de cursă cu  $(i-1)\Delta$  în raport cu lucrul unei ștanțe care are toate poansoanele de aceeași lungime. Această creștere poate

impune o mărire a cursei de lucru a berbecului presei, în raport cu lungimea de cursă la lucrul pe ștanța similară cu poansoanele toate de aceeași lungime.

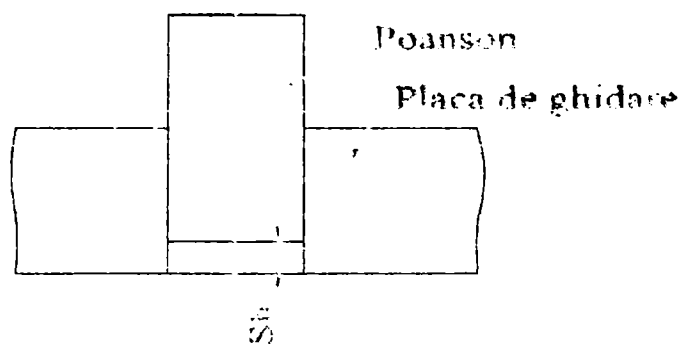


Fig. 2.15

Această situație trebuie să fie corelată cu condiția că lungimea cursei este cu  $(i-1)\Delta$  mai mare și ca urmare necesită ca spațiul de retragere  $s_b$  a poansonului în placa de ghidare a ștanței, când poziția berbecului presei se găsește în punctul mort superior, să asigure atât ghidarea elementelor superioare, mobile ale

suclei în raport cu elementele fixe cât și posibilitatea de avans a semifabricatului, care nu trebuie să se lovească de poansoanele cele mai lungi, figura 2.15.

Într-un asemenea caz, trebuie avut în vedere că mărimea cursei berbecului are ca urmare o micșorare a forței disponibile  $F$  a presei [68],[91] conform relației:

$$F = \frac{2 \cdot M}{H \cdot (\sin \alpha + \frac{\lambda_b}{2} \cdot \sin 2\alpha)} \quad (2.20)$$

unde -  $M$  este momentul de rotație dat de motor

$\alpha$  - unghiul de rotire a manivelei

$H$  - cursa cu care lucrează berbecul presei

$\lambda_b$  - coeficient de bielă  $\lambda \approx 0,06...0,25$

#### a) Cu privire la forța de tăiere propriu-zisă

Forțele de tăiere propriu-zise maxime individualizate  $F_1, F_2, F_3$ , aferente treptelor 1, 2, 3 de lungimi ale poansoanelor, au valori proporționale cu lungimile  $l_1, l_2, l_3$  ale conturilor de tăiere ale poansoanelor din cele trei trepte de lungime, și se determină prin cunoscutele relații (2.13).

În mod evident, lungimile diferite ale poansoanelor determinând și momente distincte în care se înregistrează valorile maxime ale forțelor individualizate  $F_1, F_2, F_3$ , solicitarea maximală a presei intervine sub acțiunea

valorii maxime a uneia din cele trei forțe  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$ , și va fi evident mai redusă decât a forței maxime totale care s-ar înregistra lucrând pe o ștanță cu toate poansoanele de aceeași lungime, la care forța maximă este de:

$$F_{\text{tot}} = F_1 + F_2 + F_3 \quad (2.21)$$

Pentru a învinge rezistența internă opusă de materialul semifabricatului față de tăierea prin ștanțare, poansoanele fiecărei trepte de lungime au de parcurs același spațiu, concordant cu grosimea semifabricatului care se prelucrează.

Întrucât atât forța propriu-zisă de tăiere, cât și spațiul în care acesta se exercită prin intermediul poansoanelor asupra semifabricatului sunt aceleași, rezultă că lucrul mecanic necesar fazei de tăiere propriu-zisă a semifabricatului va fi de aceeași valoare, fie că se lucrează pe ștanță care are toate poansoanele de aceeași lungime, fie că se lucrează pe ștanță care are poansoane care au lungimi diferite între ele.

*Altfel spus, consumul energetic aferent etapei de tăiere propriu-zise a procesului de ștanțare nu este influențată de faptul că ștanța are toate poansoanele de aceeași lungime, sau că ea are poansoane cu lungimi diferite.*

#### **b) Cu privire la forța de împingere a materialului prin orificiul plăcii active**

Forța de împingere a materialului prin orificiul plăcii active este chemată să învingă frecarea dintre materialul desprins din semifabricat, -socotită o piesă-, și pereții laterali ai orificiului activ, în vederea evacuării piesei, prin împingere de către poanson, prin orificiul plăcii active. Ea acționează în decursul coborârii poansonului.

Valoarea forței de împingere a unei piese ștanțate este dată prin relația (2.16-a). Ceea ce trebuie însă precizat este aceea a numărului  $n$  de piese care se pot aglomera în orificiul plăcii active și în concordanță cu acesta de determinat valoarea forței totale de împingere  $F_{i \text{ tot max}}$  care evident va fi:

$$F_{i \text{ tot max}} = F_i \cdot n \quad (2.22)$$

În acest context va prezenta interes cunoașterea situației particulare care apare privind această problemă, în cazul lucrului pe ștanță care are poansoane de lungimi diferite.

Pentru stabilirea lui  $n$ , vom deosebi două cazuri distincte, în funcție de formele constructive uzual practicate pentru orificiile active ale ștanțelor, anume cele cu simplă conicitate (figura 2.16 a), respectiv cele cu guler sau centură cilindrică (figura 2.16 b).

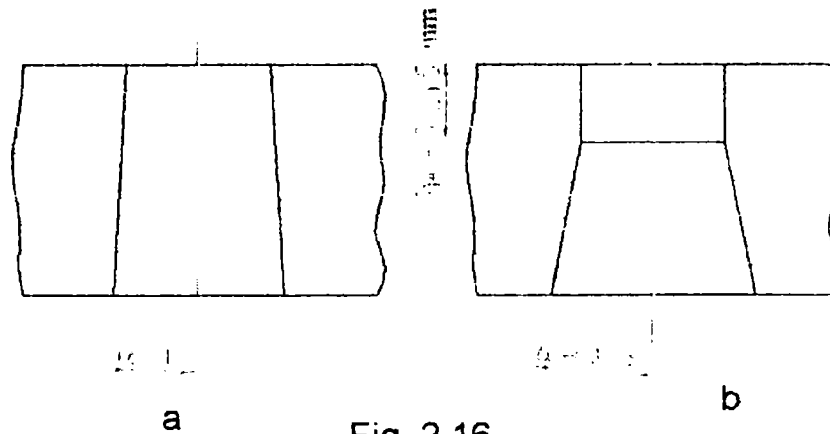


Fig. 2.16

Se consideră că piesa ștanțată care se împinge prin orificiul plăcii active are forma redată în figura 2.17, constituită din două părți cilindrice reunite printr-o porțiune tronconică, - formă acceptată în considerațiunile de calcul în literatura de specialitate [68],[69]. Dimensiunile de extensiune ale bazei inferioare a piesei se consideră identice cu ale formei descrise de tăișul orificiului din placa activă.

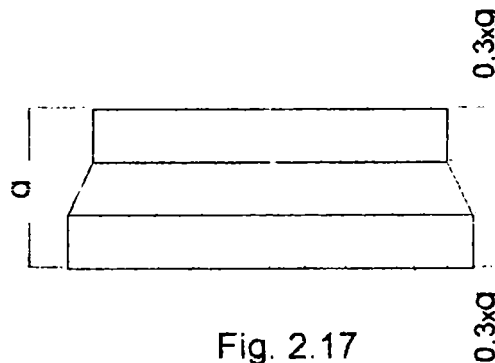


Fig. 2.17

Deformațiile elastice care însoțesc procesul tăierii pe ștanță, determină ca această piesă să intre încorsetată în orificiul plăcii active. Însă, odată cu lărgirea acestui orificiu prin care este împinsă piesa, aceasta își mărește dimensiunile în măsura deformațiilor elastice pe care le-a suferit.

Se va socoti că dimensiunile orificiului activ nu suportă modificări dimensionale în decursul împingerii pieselor ștanțate prin acesta, - determinat de construcția robustă a plăcii active.

Raportându-ne la cazul orificiului activ cu simplă conicitate figura 2.16-a cu pereți înclinați sub unghiul  $\alpha$ , se cere a se determina până la ce adâncime de la planul tășurilor plăcii active se atinge o lărgire a orificiului care să egaleze valoarea contracției elastice a piesei ștanțate. Această adâncime va reprezenta zona în care se pot aglomera piese prin frecarea lor de pereții orificiului.

Conform figurii 2.18, rezultă:



Fig. 2.18

$$l_a = \frac{d_e}{\text{tg}(\alpha)} \quad (2.23)$$

unde:  $l_a$  - este adâncimea pe care intervine frecarea piesă - orificiu activ;

$d_e$  - deformația elastică a piesei;

$\alpha$  - unghiul de înclinare a pereților laterali ai orificiului activ.

În acest caz, numărul  $n_a$  de piese care se pot include în zona frecărilor acestora în orificiul activ, în cursul împingerii lor prin acest orificiu este de :

$$n_a = \frac{l_a}{g} \quad (2.24)$$

$g$  reprezentând grosimea semifabricatului supus prelucrării (respectiv a piesei).

Pentru a ne folosi de această relație (2.24) pentru  $n_a$  este necesar a se cunoaște valoarea deformației elastice pe care o suportă piesa. Literatura de specialitate nu prezintă valori bine precizate pentru aceste deformații elastice, fie că ele se redau ca fiind între limite atât de largi încât nu se poate face o

alegere cât de cât corectă, fie că datele furnizate de diferiți autori sunt foarte mult diferențiate între ele. Or în lipsa unor valori credibile ale deformațiilor elastice, relația (2.24) nu este practic utilizabilă.

În calculele inginerești se surmontează această situație prin a socoti întotdeauna  $n_a = 1$  pentru cazul orificiilor active de formă conică simplă, iar presiunea care intervine între piesă ( pe înălțimea  $g/3$  ) și pereții orificiului activ se ia de valoare egală cu limita la curgere a materialului piesei.

Practica arată că în majoritatea covârșitoare a cazurilor în orificiul activ se aglomerează mai multe piese. Dar și presiunea dintre piese și peretele orificiului activ scade pe măsura în care acestea trec spre zone mai largi ale orificiului.

Indiferent însă dacă în orificiile active se aglomerează mai multe piese, la ștanța care are toate poansoanele de aceeași lungime, numărul acestor piese aglomerate care trebuiesc împinse în jos prin orificii, va fi același. Astfel forța de împingere  $F_i$ , pe fiecare poanson rămâne proporțională cu lungimea conturului de tăiere corespunzător, deci și cu forța de tăiere propriu-zisă  $F$ .

Raportându-ne la cazul orificiilor active cu centură cilindrică (figura 2.16 b), frecarea intervine pe toată înălțimea  $h_a$  a acestei centuri. Înclinația mare  $\alpha$  a pereților de sub centură, asigură evacuarea piesei din această zonă, fără frecare. În consecință, numărul  $n'_a$  al pieselor care se pot aglomera în zona de frecare este:

$$n'_a = \frac{h_a}{g} \quad (2.25)$$

Pentru a urmări particularitățile forței de împingere a materialului prin orificiul plăcii active, în cazul lucrului pe ștanțe cu poansoane ce au lungimi diferite, în figura 2.19 se redă momentul atacului semifabricatului de către poansonul cel mai lung  $l_1$ , cât și situația din acest moment al pieselor aglomerate în orificiile active din placa de tăiere a ștanței.

Se observă existența unor goluri de înălțime  $2\Delta$  respectiv  $\Delta$  în partea superioară a orificiilor active care se găsesc în dreptul poansoanelor mai lungi  $l_1$  și  $l_2$ .

Această situație conduce la următoarele concluzii:

pe de o parte:

→ într-o primă fază a acțiunii acestor poansoane, respectiv a parcurgerii

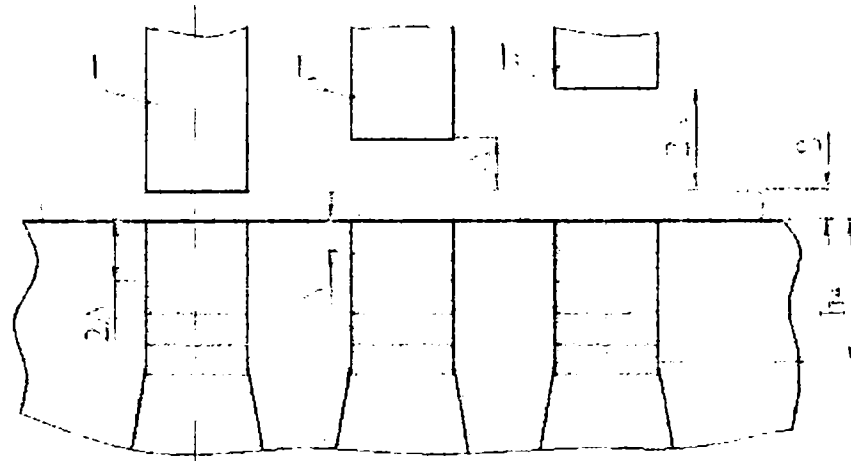


Fig. 2.19

spațiilor  $2\Delta$  de către poansonul  $l_1$  și de  $\Delta$  de către poansonul  $l_2$ , forța de împingere pe care o exercită aceste poansoane este de valoarea  $F_i$  dată de relația (2.16);

→ de abia în a doua fază, cea finală, în care poansoanele mai parcurg restul spațiului de coborâre până la punctul mort inferior, acestea acționează de acum pe toate piesele care s-au aglomerat în orificiile plăcilor active. Astfel forța de împingere maximă individualizată pentru fiecare orificiu va fi:

$$F_{\text{tot max}} = n_a'' \cdot F_i \quad (2.26)$$

unde  $n_a''$  este numărul maxim de piese care se pot aglomera în fiecare orificiu activ în parte și care se calculează cu relația:

$$n_a'' = \frac{l_a - (i-1) \cdot \Delta}{g} \quad (2.27)$$

pentru orificiile de formă conică simplă, (lipsit de interes practic, luându-se arbitrar  $n_a = 1$ ) respectiv

$$n_a'' = \frac{h_a - (i-1) \cdot \Delta}{g} \quad (2.28)$$

pentru orificii prevăzute cu centură cilindrică.

Ținând seama de:



- valorile  $\Delta/g \cong 0,6...0,7$

- că frecarea de împingere intervine doar pe zona cilindrică inferioară a piesei, de înălțime  $\approx 0,3 \cdot g$  (fig. 2.17).

- la prelucrarea semifabricatelor groase, (caz aproape exclusiv de utilizare a ștanțelor cu poansoane care sunt de diferite lungimi)  $\frac{l_a}{g} = 3...5$

respectiv  $\frac{h_a}{g} = 3...5$ , valoarea forțelor de împingere totale a materialului în

dreptul poansoanelor mai lungi ( $l_1$  și  $l_2$ ), înregistrează micșorări de 20...25% în raport cu forța de împingere totală cu care lucrează poansonul cel mai scurt  $l_3$ .

Raportat la ansamblul ștanței, la fiecare nouă lovitură a berbecului preseii se expulzează câte o piesă din fiecare orificiu activ al plăcii de tăiere, - independent că acestea se găsesc în dreptul unor poansoane mai lungi sau mai scurte.

Lucrul mecanic pentru expulzarea unei piese este dat de produsul dintre forța de frecare  $F_f$  a acesteia față de pereții orificiului activ și spațiul care se parcurge cu această ocazie, spațiu evident egal cu grosimea  $g$  a semifabricatului. În total, fiecare piesă ștanțată, din momentul separării ei din semifabricat și până în momentul expulzării ei, parcurge un spațiu egal cu  $l_a$  (sau  $h_a$ ), de aceeași valoare pentru toate orificiile active ale ștanței. În consecință se poate afirma că, *independent de faptul că se lucrează pe o ștanță cu toate poansoanele de aceeași lungime sau acestea având lungimi diferite, consumul energetic aferent împingerii materialului prin orificiile active ale ștanței are aceeași valoare.*

### **c) Cu privire la forța de desprindere a materialului de pe poanson**

Forța de desprindere  $F_d$  a materialului de pe poanson, este egală cu cea de frecare dintre suprafața laterală a poansonului și orificiul creat în semifabricat prin desprinderea din acesta a piesei ștanțate. Ea acționează atât la coborârea cât și la ridicarea poansonului, și are o valoare definibilă prin relația (2.16 b).

Atât la coborârea cât și la ridicarea poansonului forțele de desprindere au aceeași valoare. Suprafețele de frecare au aria nemodificată și este neschimbată și strângerea dintre elementele suprafețelor perechi de frecare.



Comparând situațiile care apar la lucrul pe ștanța cu toate poansoanele de aceeași lungime, respectiv la lucrul pe ștanța cu poansoanele care au lungimi diferite (figura 2.20), se observă că:

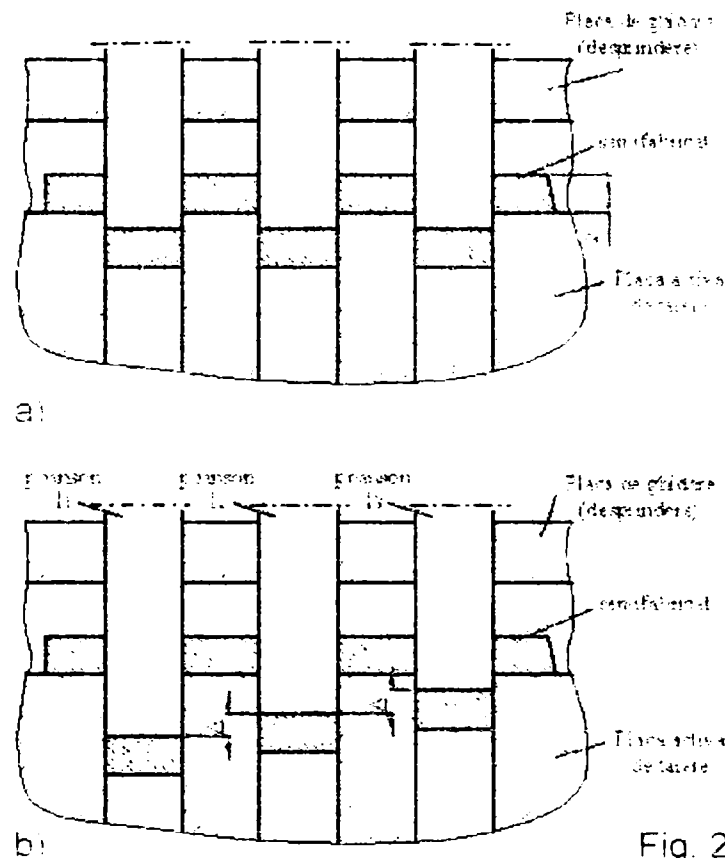


Fig. 2.20

- la ștanța cu toate poansoanele de aceeași lungime (figura 2.20 a), forțele de desprindere pe fiecare poanson au aceeași dezvoltare: momentele de apariție cât și de dispariție, atât la coborârea cât și la ridicarea poansoanelor, coincid. La fel și lungimea curselor pe care ele acționează.

- la ștanța cu poansoane care au lungimi diferite (figura 2.20 b), există decalaje de valoare  $\Delta$  între momentele de apariție a forțelor de desprindere la coborârea poansonului (primul atacă poansonul cel mai lung  $l_1$ , ultimul atacă poansonul cel mai scurt  $l_3$ , - cu întârziere de  $2\Delta$  față de  $l_1$ , respectiv de  $\Delta$  față de  $l_2$ ); la ridicarea poansonului desprinderea materialului de pe toate poansoanele începe în același moment, dar se încheie după succesiuni și decalaje de curse inverse decât la coborâre, adică prima desprindere completă

se realizează de pe poansonul scurt  $l_3$ , ultima desprindere efectuându-se de pe poansonul cel mai lung  $l_1$ , anume cu un decalaj de  $2\Delta$ .

Consecință a acestor decalaje, spațiile parcurse sub acțiunea forțelor de desprindere, vor diferi de la o treaptă de lungime la altă treaptă de lungime. Ori în acest caz, și lucrul mecanic aferent forțelor de desprindere, raportat la fiecare poanson, va avea valori diferite. Acest lucru mecanic fiind egal la coborârea cât și la ridicarea poansonului, lucrul mecanic aferent unei curse duble va fi de:

$$2F_{1d} \cdot [g + (0,5...1,5) + 2\Delta] \quad (2.29)$$

la primul poanson, de lungime  $l_1$ ,

$$2F_{2d} \cdot [g + (0,5...1,5) + \Delta] \quad (2.30)$$

la al doilea poanson de lungime  $l_2$ , și

$$2F_{3d} \cdot [g + (0,5...1,5)] \quad (2.31)$$

la al treilea poanson, de lungime  $l_3$ .

Pentru ansamblul sculei, - într-o situație pentru care forțele propriu-zise de tăiere, și în consecință și cele de desprindere sunt aproximativ egale între ele, deci ( $F_{1d} \cong F_{2d} \cong F_{3d}$ )-, asta înseamnă un spor de lucru mecanic de aproximativ  $3\Delta F_{1d}$  la coborâre, și tot aproximativ  $3\Delta F_{1d}$  la ridicare.

Dacă avem în vedere raportul uzual de  $\Delta/g = 0,6...0,7$ , rezultă  $3\Delta \cong 2 \cdot g$ , ceea ce înseamnă dublarea consumului energetic specific aferent acțiunii de desprindere.

În consecință, rezultă că *la lucrul pe o ștanță cu poansoane care au lungimi diferite, se înregistrează o creștere a consumului energetic aferent desprinderii materialului de pe poanson, creștere care poate atinge dublarea consumului energetic specific cerut la lucrul pe ștanța cu poansoane toate de aceeași lungime.*

#### **d) Consumul energetic total al operației de ștanțare**

După cum s-a văzut mai sus, în ce privește consumul energetic aferent componentelor de forță propriu-zisă de tăiere  $F$ , cât și forța de împingere a materialului prin orificiul plăcii active  $F_i$  nu intervine nici o variație valorică

între ce apare la lucrul pe ștanță care are poansoane cu lungimi diferite, față de cea care are toate poansoanele de aceeași lungime.

Consumul energetic aferent forței de desprindere a materialului de pe poanson  $F_d$ , cunoaște însă o valoare superioară, până la dublarea acestuia, în cazul lucrului pe ștanță cu poansoane care au lungimi diferite. Acest lucru se resimte și asupra consumului energetic total al procesului de ștanțare.

Consumul energetic total  $L_{tot}$  este exprimabil prin relația [33],[68],[91]

$$L_{tot} = \lambda \cdot F_{tot} \cdot g \quad (2.32)$$

unde  $\lambda$  este raportul dintre forța totală maximă și cea medie care ar acționa pe un spațiu egal cu grosimea  $g$  a semifabricatului, iar

$$F_{tot} = F_1 + F_2 + F_3 \quad (2.21)$$

sau ținându-se seama de posibilitatea exprimării lui  $F_i$  și  $F_d$  ca și cotă parte din forța de tăiere propriu-zisă (2.16 a, b), se mai poate pune:

$$F_{tot} = F \cdot ( 1 + k_i + k_d ) \quad (2.33)$$

Raportându-ne la lucrul pe cele două tipuri de ștanțe, în baza relației (2.33) introdusă în (2.32), obținem pentru consumul energetic total:

$$L_{tot} = \lambda \cdot g \cdot F \cdot ( 1 + k_i + k_d ) \quad (2.34)$$

la ștanța cu poansoanele toate de aceeași lungime, și

$$L'_{tot} = \lambda \cdot g \cdot F \cdot ( 1 + k_i + 2 \cdot k_d ) \quad (2.35)$$

la ștanța cu poansoane care au lungimi diferite, și unde s-a ținut cont de dublarea lucrului mecanic aferent forței de desprindere a materialului de pe poanson.

Prin comparația celor două valori,  $L_{tot}$  și  $L'_{tot}$  se poate determina creșterea consumului energetic total pentru cazul lucrului pe ștanța cu poansoane de diferite lungimi, anume

$$\frac{L'_{tot}}{L_{tot}} = \frac{1 + k_i + 2 \cdot k_d}{1 + k_i + k_d} \quad (2.36)$$

Bunăoară, ca și exemplu, la prelucrarea unui semifabricat din oțel de duritate medie și cu grosime de 3...5 mm, ținându-se seama de valorile date de literatura de specialitate [68],[69], la lucrul pe ștanțe cu mai multe poansoane  $k_i = 0,05...0,07$  și  $k_d = 0,14...0,15$  rezultă conform relației (2.36)

$$\frac{L'_{tot}}{L_{tot}} = \frac{1 + 0,06 + 2 \cdot 0,15}{1 + 0,06 + 0,15} = 1,12 \quad (2.37)$$

adică o majorare cu 12% a consumului energetic.

### **e) Determinări experimentale privind factorii de influență ai valorilor forței totale de ștanțare**

În practica inginerescă, la ștanțele cu muchii tăietoare paralele, forța maximă propriu-zisă se determină prin relația cunoscută (2.13), prezentată anterior. Această relație simplă, a cărei termeni se determină prin măsurare, se calculează sau se dau în literatura de specialitate [4],[6] se regăsește și la baza calculului forței totale maxime de tăiere (2.33). Ca urmare a utilizării acestor relații, vor rezulta *valori acoperitoare* a forței de ștanțare totale maxime [2],[41] în baza căreia în continuare se va face alegerea utilajului de presare.

Utilizarea acestei relații, deși conduce la valori acoperitoare ale forței de tăiere totale, servește alegerii utilajului de presare adecvat procesului dat de ștanțare, utilaj care să dispună de o forță nominală  $F_N$  corespunzătoare. Alături de valoarea forței propriu-zise de ștanțare, ca factor comun al relației (2.33), alți termeni ai aceleiași relații, care induc aproximări, fiind determinați în baza experienței proiectantului sau tehnologului între limite relativ largi, sunt coeficienții  $k_i$  de împingere și respectiv  $k_d$  de desprindere.

Aproximările mai sus menționate pentru calculele ingineresti legate de procesul ștanțării, pot fi acceptate în măsura în care valorile forței totale  $F_{tot}$  rezultate în baza relației (2.33), cât și plajele de valori recomandate în literatură pentru coeficienții  $k_i$  și  $k_d$  găsesc confirmare prin experiment [23].

Experimentul efectuat în acest scop are următoarele date:

- grosimea semifabricatului,  $g = 1,5 \text{ mm}$ ,
- forțele de tăiere totale, corespunzătoare pe durata procesului de ștanțare, citite din diagramele prezentate în figura 2.22, ridicate experimental pe utilajul de măsurare a forței de compresiune din dotarea laboratorului S.C. Trinity - Astra Arad.
- forma și dimensiunile poansoanelor și a orificiilor din placa activă.
- distanța dintre suprafețele frontale - cu muchiile active - ale poansoanelor și lungimile de contur aferente acestor muchii tăietoare.

- materialul semifabricatului utilizat, care este OL 37, tăiată în fâșii de lățime 50,5 mm și având rezistența la rupere convențională,  $\sigma_t = 360...440 \text{ N/mm}^2$ .

Tabel 2.2

Lungimea poansoanelor [mm]		$60^{+0,05}$	$58,9^{-0,1}$	$56,3^{+0,05}$
Diferențe de lungimi poansoane [mm]		-	$1,1^{+0,1}$	3,7
Lungimea de tăiere pe contur [mm]	Poans. de pas (2 buc)	$2 \times (2,75 + 15,5) = 36,5$	-	-
	Poans. $\varnothing 8,8$ (3 buc)	-	-	$3 \times 27,646 = 82,938046$
	Poans. $\varnothing 11,9$ (3 buc)	$1 \times 37,38495$	$2 \times 37,3849 = 74,769905$	-
Totalul lungimilor de contur ( $l_i$ ) [mm]		73,88495258	74,769905	82,938046

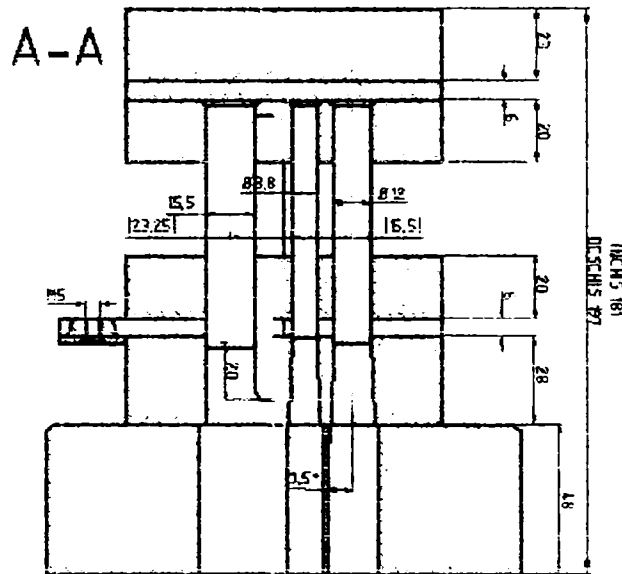


Fig. 2.21 a

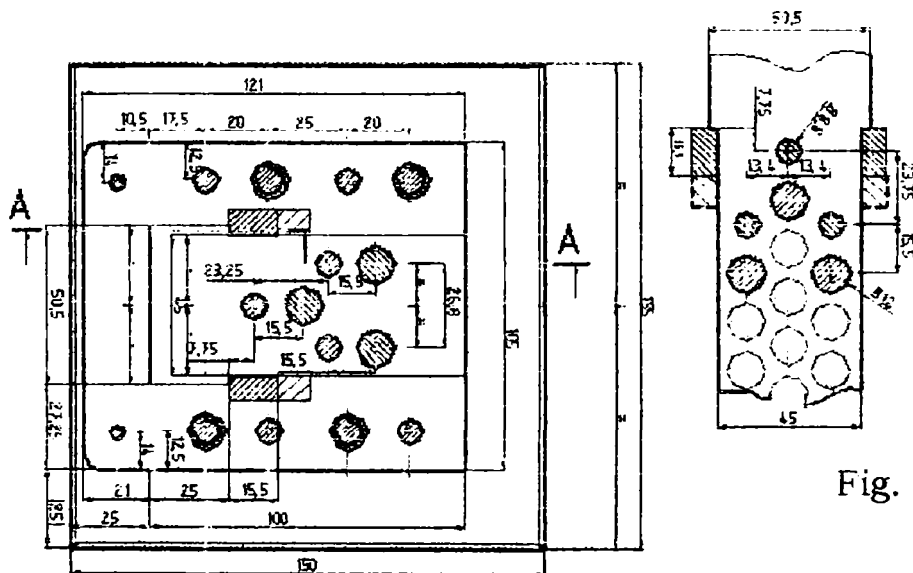


Fig. 2.21 b

▪ configurația sculei, dată în figura 2.21 a și schema de prelucrare dată în figura 2.21 b, iar în tabelul 2.2 sunt prezentate sintetizat dimensiunile poansoanelor și lungimile conturilor de tăiere corespunzătoare.

Această ștanță, - utilizată în mod curent în producția de la SC Feroneria SA-, așa cum se arată și în tabel, are poansoanele grupate după trei lungimi diferite. Diferența de lungimi dintre poansoanele primei grupe și ale celei de a doua este de 1,1 mm, ceea ce reprezintă 0,73 părți din grosimea de 1,5 mm a semifabricatului. Diferența de lungime dintre poansoanele celei de a doua grupe și ale celei din a treia grupă este de 2,6 mm, deci depășind grosimea semifabricatului. Utilizând un sistem de trei ecuații pe care le putem scrie, corespunzător punctelor maxime ale forțelor din diagramă, se vor putea determina trei necunoscute. Pentru obținerea unor rezultate cât mai exacte s-au făcut mai multe măsurători dintre care s-au trasat în figura 2.22 patru diagrame reprezentative.

Ca și un considerent de care ținem seama în scrierea ecuațiilor, conform celor arătate în capitolul precedent, constă în aprecierea că în cazul orificiului de formă simplu conică din placa activă, numărul de piese care se împing prin acesta și se pot acumula în el este întotdeauna egal cu 1 (unu).

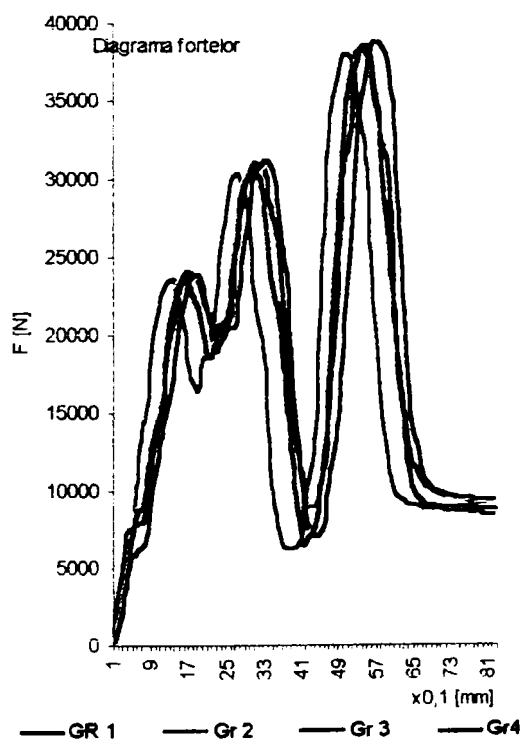


Fig. 2.22

De asemenea se va considera că forța de împingere  $F_i$  a materialului prelucrat prin orificiul plăcii active luat în considerație încetează să se exercite după ce tăișul poansonului de tăiere, în cursul coborârii acestuia, depășește suprafața superioară a plăcii active cu o valoare de 0,5 mm. Asta, întrucât lărgirea orificiului în zona în care a ajuns piesa sau deșeurile detașate din semifabricat, egalează în valoare revenirea elastică a materialului prelucrat și astfel nu mai apar forțe de frecare între peretele orificiului activ și piesa care trece prin aceasta.

Trebuie menționat și că în cazul conturilor de tăiere deschise în care piesa detașată nu este obstructionată la evacuarea din orificiul activ al plăcii, forța de împingere se poate considera ca fiind nulă. În cazul nostru acest lucru se petrece la poansoanele de pas, motiv pentru care în relația corespunzătoare primului maxim din diagramă, unde conturul de tăiere este generat de poansoanele cele mai lungi, deci și de poansoanele de pas, relația pe care o scriem va conține forța de împingere corespunzătoare doar pentru poansonul de aceeași lungime ce efectuează o decupare circulară, conturul închis fiind de diametru 11,9 mm.

Deoarece diagramele înregistrate redau variația forței totale de ștanțare în funcție de forța de tăiere propriu-zisă, care la rândul ei este dependentă de pătrunderea muchiilor tăietoare în semifabricat, vom utiliza în calculele ce vor urma relația (2.12) fiindcă ea generează o curbă de variație cu o alură mult apropiată cu a forței de tăiere propriu-zise. Maximul curbei de variație a forței generată cu relația amintită corespunde unei pătrunderi relative  $\psi_x = \psi_g$  a poansonului în semifabricat, valoarea forței de tăiere propriu-zise fiind:

$$F_{\max} = \frac{l \cdot g \cdot \sigma_r}{2} \quad (2.38)$$

unde  $l$  - este lungimea conturului prelucrat;

$g$  - grosimea semifabricatului prelucrat

$\sigma_r$  - rezistența convențională la rupere a materialului

Conform relațiilor (2.21;2.33 și 2.38) vom avea pentru primul punct de maxim a forței totale de ștanțare (ce corespunde grupei poansoanelor celor mai lungi, cu lungimea de 60 mm, care intră primele în lucru)  $F_{i \text{ tot}}$  maximă:

$$F_{i \text{ tot}} = F_1 + F_1' \cdot k_i + F_1 \cdot k_d = l_1 \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} + l_1' \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_i + l_1 \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_d \quad (2.39)$$

cu notațiile:

$l_1$  - lungimea totală a conturului de tăiere,

$l_1'$  - lungimea de tăiere a conturului închis, circular

$k_i, k_d$  - coeficienții de împingere, respectiv de desprindere.

Pentru cel de-al doilea punct de maxim de pe diagramă, datorită diferenței de lungime dintre poansoane care este mai mică decât grosimea  $g$  a semifabricatului, valoarea forței de împingere care se va lua în considerare conține și forța de împingere din relația (2.39) deoarece se mențin frecările



piesei de pereții orificiului plăcii active. Valoarea forței totale de ștanțare maxime  $F_{2\text{ tot}}$  va avea forma:

$$F_{2\text{ tot}} = F_2 + (F_1 + F_2) \cdot k_i + (F_1 + F_2) \cdot k_d = l_2 \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} + (l_1 + l_2) \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_i + (l_1 + l_2) \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_d \quad (2.40)$$

Cel de-al treilea punct de maxim de pe diagramă, datorită diferenței mari de lungime (cu 3,7 mm și respectiv cu 2.6 mm raportate la poansoanele care au intrat în acțiune înainte - diferențe mult mai mari decât valoarea lui  $g$ ), este degrevat de acțiunea forțelor de împingere care au acționat anterior. Relația de calcul pentru  $F_{3\text{ tot}}$  este:

$$F_{3\text{ tot}} = F_3 + F_3 \cdot k_i + (F_1 + F_2 + F_3) \cdot k_d = l_3 \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} + l_3 \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_i + (l_1 + l_2 + l_3) \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_d \quad (2.41)$$

Sistemul de ecuații rezultat din relațiile (2.39), (2.40) și (2.41) este:

$$\begin{aligned} F_{1\text{ tot}} &= l_1 \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} + l_1 \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_i + l_1 \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_d \\ F_{2\text{ tot}} &= l_2 \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} + (l_1 + l_2) \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_i + (l_1 + l_2) \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_d \\ F_{3\text{ tot}} &= l_3 \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} + l_3 \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_i + (l_1 + l_2 + l_3) \cdot g \cdot \frac{\sigma_r}{2} \cdot k_d \end{aligned} \quad (2.42)$$

Elementele ce se pot determina în mod direct din acest sistem (2.42) sunt:

- $\sigma_r$  - rezistența convențională la repere a materialului care se ia ca referință în calcule. Pe baza acestei valori se poate verifica prin comparare cu valorile date în literatura de specialitate caracteristicile materialului de prelucrat.
- produsul  $\sigma_r \cdot k_i$  și  $\sigma_r \cdot k_d$  de la forțele de împingere a deșeurii și a piesei prin orificiile plăcii active și respectiv la desprinderea materialului semifabricatului de pe poanson. În final se găsesc  $k_i$  respectiv  $k_d$  căutați.

În tabelul 2.3 sunt date rezultatele de calcul obținute prin înlocuirile în sistemul (2.42) a elementelor cunoscute cu valorile numerice corespunzătoare, respectiv în urma rezolvării sistemului de ecuații.

Tabel 2.3

Pentru diagrama - 1 -						
Forța totală măsurată [N]	- primul termen - [mm]	- al doilea termen - [mm]	- al treilea termen - [mm]	$\sigma_r$ $\left[ \frac{N}{\text{mm}^2} \right]$	$k_i$ [%]	$k'_d$ [%]
$F_{1\text{ tot}} = 24120$	110,827	56,077	110,827	328,7	7,5	28,6
$F_{2\text{ tot}} = 31000$	112,154	168,232	222,982			
$F_{3\text{ tot}} = 38320$	124,407	124,407	347,389			

Pentru diagrama - 2 -						
Forța totală măsurată [N]	- primul termen - [mm]	- al doilea termen - [mm]	- al treilea termen - [mm]	$\sigma_r$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	$k_i$ [%]	$k'_d$ [%]
$F_{1\ tot} = 23400$	110,827	56,077	110,827	313,8	5,88	31,5
$F_{2\ tot} = 30200$	112,154	168,232	222,982			
$F_{3\ tot} = 37880$	124,407	124,407	347,389			

Pentru diagrama - 3 -						
Forța totală măsurată [N]	- primul termen - [mm]	- al doilea termen - [mm]	- al treilea termen - [mm]	$\sigma_r$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	$k_i$ [%]	$k'_d$ [%]
$F_{1\ tot} = 23800$	110,827	56,077	110,827	316,4	7,49	31,98
$F_{2\ tot} = 31000$	112,154	168,232	222,982			
$F_{3\ tot} = 38720$	124,407	124,407	347,389			

Pentru diagrama - 4 -						
Forța totală măsurată [N]	- primul termen - [mm]	- al doilea termen - [mm]	- al treilea termen - [mm]	$\sigma_r$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	$k_i$ [%]	$k'_d$ [%]
$F_{1\ tot} = 23440$	110,827	56,077	110,827	309,07	5,2	34,2
$F_{2\ tot} = 30480$	112,154	168,232	222,982			
$F_{3\ tot} = 38600$	124,407	124,407	347,389			

Prin planimetrare efectuată asupra diagramelor din fig. 2.22 se poate determina lucrul mecanic consumat la o lovitură (coborâre) a berbecului, moment în care se obțin concomitent trei piese. Prin aceasta, se calculează și consumul energetic specific pentru o piesă.

Astfel, lucrul mecanic consumat determinat din diagrama -1- este de 149,728 [J], lucrul mecanic consumat determinat din diagrama -2- este de 134,348 [J], lucrul mecanic consumat determinat din diagrama -3- este de 144,149 [J], iar lucrul mecanic consumat determinat din diagrama -4- este de 143,096 [J]. Rezultă pentru o singură piesă, în medie, un consum energetic specific de 47,61 J.

Rezultatele din tabelul 2.3 prezintă o încadrare perfectă a datelor experimental obținute, cu cele ale literaturii de specialitate, în ce privește valoarea lui  $\sigma_r$  și a lui  $k_i$  ( $\sigma_r = 360...440$  N/mm<sup>2</sup>, iar  $k_i = 0,01...0,10$ ).

La o primă privire s-ar părea însă că există o abatere, chiar mare, de la valorile coeficientului de desprindere a materialului de pe poanson, pentru care experimentul indică valori cuprinse între  $k'_d = 28,6 ...34,2$  %, pe când

literatura de specialitate [68],[91] indică raportat la cazul ștanțelor cu mai multe poansoane, toate de aceeași lungime, valori de  $k_d = 0,10 \dots 0,20$ .

Totodată, analizând diagrama de variație a forței de ștanțare experimental înregistrate și redată în figura 2.22, prezintă și ea o situație de neînțeles la prima vedere. Aceasta constă în faptul că, deși tabelul lungimilor contururilor de tăiere ale poansoanelor din prima treaptă de lungime (de 60 mm) și din a doua treaptă de lungime (de 58,9 mm) este aproape aceeași (73,88 respectiv 74,76 mm), maximele forțelor de ștanțare ale poansoanelor celor două trepte de lungimi, diferă între ele foarte mult, anume 24120 N pentru prima treaptă și 31000 N pentru a doua treaptă.

Aceste două aspecte mai sus remarcate, *se dovedesc a fi doar aparente abateri de la valorile normale, atât în ce privește coeficientul  $k_d$ , cât și valoarea forței de ștanțare  $F$ . În realitate, ele confirmă prin experiment, deducțiile analitice prezentate la subcapitolul 2.2.1.6 punctul c* cu privire la „forța de desprindere a materialului de pe poanson” pentru cazul ștanțelor cu poansoane care au mai multe trepte de lungime.

Conform deducțiilor analitice amintite, era normal să se înregistreze valori sporite, chiar duble, pentru consumul energetic aferent acțiunii de desprindere a materialului de pe poanson. Asta trebuie să ducă la o creștere, în cotă parte corespunzătoare, și a forței totale de ștanțare la lucrul poansoanelor din a doua treaptă de lungime, în concordanță și cu dublarea lucrului mecanic aferent forței de desprindere. În consecință, și în concordanță cu relația (2.35) valorile lui  $k'_d = 28,4 \dots 34,2 \%$  redată în tabelul 2.3, echivalează cu dublul valorilor cunoscute pentru ștanțele cu mai multe poansoane care toate au aceeași lungime. Deci, trecând de la ștanța cu poansoane care au mai multe trepte de lungime, la cele care au toate poansoanele de aceeași lungime, - adică înjumătățind valorile indicate în tabelul 2.3 obținem  $k_d = \frac{k'_d}{2} = 14,3 \dots 17,2\%$  valori care se încadrează și ele în intervalul valoric dat de literatura de specialitate de ( 0,10 ... 0,20 ).

### 2.2.1.7 Influența vitezei asupra valorii forței de tăiere

Relațiile de calcul mai sus deduse pentru determinarea forței necesare stanțării (fie forța totală, fie componentele acesteia) au inclus factorii geometrici legați de aria secțiunii de rezistență la tăiere cât și factorii care definesc caracteristici fizico-mecanice ale materialului supus prelucrării. Aceste relații nu evidențiază influența vitezei de prelucrare asupra valorii forței de tăiere.

Studiul variației rezistenței la deformare la stanțare în funcție de viteza de prelucrare, efectuată de diverși cercetători, evidențiază o influență redusă sub acest raport.

Conform cercetărilor prezentate în [37] variația rezistenței la forfecare  $\tau$  în funcție de viteza de deformare  $w = \frac{d\varepsilon}{dt}$  cu care decurge procesul stanțării poate fi exprimată prin relația:

$$\tau = \tau_0 \left( \frac{w}{w_0} \right)^{\rho} = \tau_0 \cdot \alpha \quad (2.43)$$

unde:  $\tau$ ,  $\tau_0$  sunt rezistențele la forfecare corespunzătoare vitezelor de deformare  $w$ , respectiv  $w_0$  ;

$\rho$  - termen ce ține seama de caracteristica mecanică a materialului

$$\rho = 10\sqrt{\sigma_c} \quad (2.44)$$

$\alpha = \left( \frac{w}{w_0} \right)^{\frac{1}{\rho}}$  - un coeficient al cărei valoare experimental stabilită este de:

$\alpha = 1,10$  la creșterea a lui  $w$  de 2,5 ori

$\alpha = 1,15$  la o creștere a lui  $w$  de 7,5 ori

Valori similare ale creșterii rezistenței la forfecare, prin mărirea vitezei de deformare la stanțare se regăsesc și la alți autori [75],[90],[100] ba chiar socotindu-se practic neglijabilă această variație [45].

Influența redusă a creșterii vitezei de deformare asupra rezistenței la stanțare se explică prin faptul că, căldura creată prin sporul de viteză produce

o considerabila creștere a plasticității materialului obiectului supus prelucrării, dar numai o modificare extrem de redusă a caracteristicilor materialului elementelor active ale sculei de deformare [54].

*Toate cele prezentate mai sus, s-au referit la determinarea forțelor de tăiere la lucrul pe stanțe cu muchii tăietoare paralele.*

La lucrul pe stanțe cu muchii tăietoare înclinate, expresiile care servesc calculului acestor forte sunt desigur altele, -o analiza în detaliu a acestora fiind prezentata în lucrările [70],[71],[72],[73],[74]. Dată fiind utilizarea doar în cazuri particulare, rare, a stanțelor cu muchii tăietoare înclinate, ne-am permis a nu ne opri asupra acestora.

Oricum, în ce privesc studiile legate de consumul specific energetic în procesele de stanțare, sub raport principial, acestea se tratează în mod similar.

### 2.2.2. SUBSISTEMUL UTILAJ DE LUCRU

Consumul energetic total la desfășurarea procesului de ștanțare, privit ca un ansamblu compus din mașina unealtă-sculă-semifabricat, se poate aprecia fiind conform schemei din figura 2.23 influențată de:

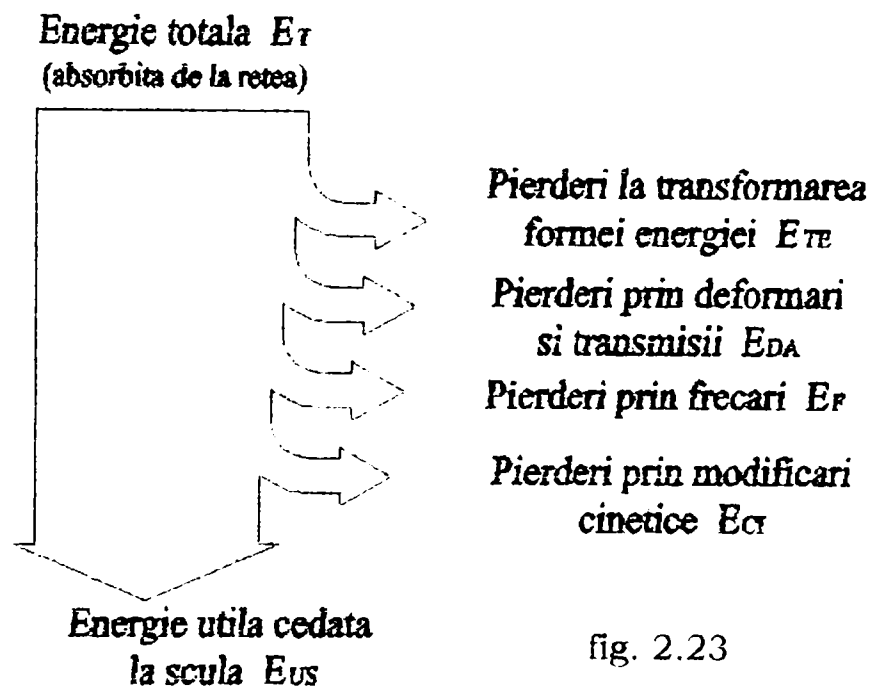


fig. 2.23

Aceste pierderi se constituie în consumuri energetice după cum urmează:

- energia consumată ca și pierderi asociate  $E_{TE}$  transformărilor formelor de energie
- energia consumată prin deformare elastică și prin alunecări în transmisiile utilajului  $E_{D-A}$ , aferentă elementelor care transmit forțe sau momente aflate în componența sistemului, în decursul procesului de tăiere;
- energia consumată pentru învingerea frecărilor,  $E_F$ , care apar între componentele utilajului, aflate în mișcare relativă în timpul procesului;
- energia cinetică  $E_{CI}$  cedată sau primită la schimbarea vitezelor de deplasare ale organelor mobile ale utilajului, aflate în mișcare liniară sau circulară variabilă în timp;

Scăzându-se pierderile mai sus menționate din energia totală  $E_T$ , rămâne:

- energia utilă,  $E_{US}$  cedată sculei în scopul procesului de ștanțare propriu-zis

Consumul total de energie  $E_T$  va conține toate aceste componente, rezultând relația:

$$E_T = E_{US} + E_F + E_{DA} + E_{CI} + E_{TE} \quad (2.45)$$

sau sub altă formă, exprimată prin randamentul utilajului:

$$E_{US} = \eta_{T,utilaj} \cdot E_T \quad (2.46)$$

Datorită componentelor lanțului cinematic principal ale preselor mecanice, prezentate în figura 2.24, (de construcție particularizată specifică

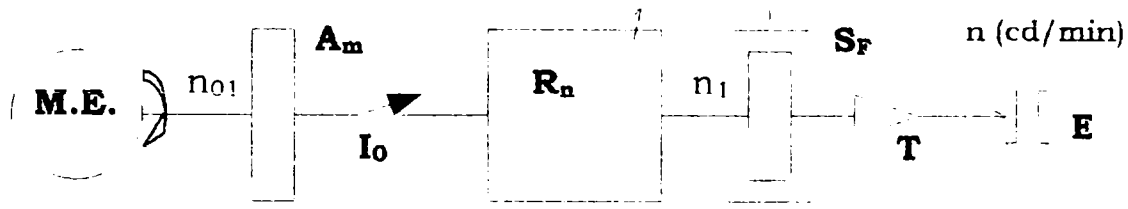


Fig. 2.24

*ME* – Motor de antrenare;

*I<sub>0</sub>* – Cuplaj

*T* – Mecanism pentru transformarea mișcării

*E* – Mecanism executor al mișcării principale

*A<sub>m</sub>* – Acumulator mecanic

*S<sub>F</sub>* – Frână

*R<sub>n</sub>* – Mecanism de modificare a raportului de transmisie

*n* – frecvența mișcării berbecului

fiecărui tip de presă), care printr-un număr oarecare de mecanisme cu funcționare intercondiționată asigură mișcarea necesară sculei în vederea executării operației de presare la rece, devine dificil dacă nu chiar imposibil să determinăm precis randamentul utilajului -  $\eta_{T,utilaj}$ . Această determinare este cu atât mai complicată cu cât exploatarea utilajului se realizează în:

- regimuri de exploatare diferite: automat cu lovituri repetate - cu folosirea tuturor curselor preseii - sau cu lovituri singulare - adică cu utilizarea unui număr mai mic de curse față de cel disponibil al preseii;
- la încărcări diferite: acestea fiind specifice ca forță și lucru mecanic necesare în proces fiecărei piese executate, depinzând în plus și de particularitățile constructive ale sculei;
- condiții diferite de reglare ale elementelor componente ale utilajului în concordanță cu cerințele instalării și funcționării corespunzătoare a sculei (reglarea lungimii cursei culisorului și a poziției acestei curse);



- condiții de mediu și ungere diferite;

În vederea determinării cantitative a acestor pierderi energetice, cu scopul de a putea utiliza presele la capacitatea maximă, s-au făcut cercetări ale căror concluzii, în mod sintetic, trecând în revistă pierderile așa cum ele apar enumerate în figura 2.23, se prezintă în cele ce urmează.

### 2.2.2.1 Pierderi la transformarea formei energiei $E_{TE}$

Dintre modurile de folosire ale energiei electrice, sub forma de curent alternativ trifazat de la rețea, una din cele mai economice modalități este prin utilizarea motoarelor electrice. Dintre mașinile electrice folosite în acționarea preselor, cele mai răspândite sunt motoarele asincrone, având avantajul simplității constructive, siguranței mari în exploatare și preț de cost mai redus decât al motoarelor de curent continuu. Totodată acestea corespund pe deplin condiției impuse de acționarea utilajelor, potrivit căreia variația turației trebuie să fie mică în cazul când sarcina de încărcare a utilajului nu este constantă. În acest sens, motoarele asincrone prezintă conform [1],[86] o caracteristică

mecanică naturală rigidă pe intervalul AB de utilizare, prezentat în figura 2.25.

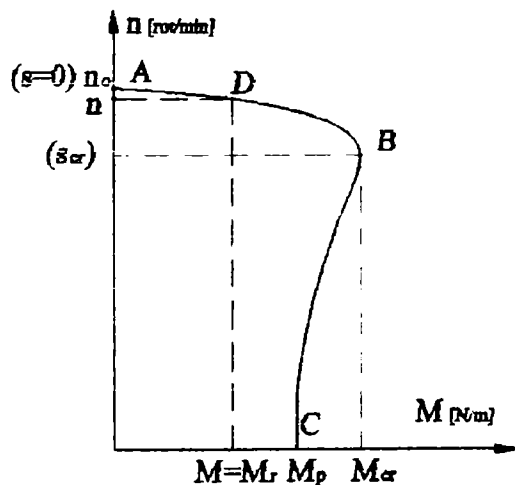


Fig. 2.25

Forma cea mai simplă și utilizată a caracteristicii mecanice naturale a motorului asincron este dată de relația [86]:

$$M_m = \frac{2 \cdot M_{cr}}{\frac{s_{cr}}{s} + \frac{s}{s_{cr}}} \quad (2.47)$$

unde:  $M_m$  - reprezintă cuplul motor dezvoltat de mașina electrică;

$M_{cr}$  - cuplul (maxim) critic al motorului

asincron, ce corespunde lui  $s_{cr}$  ;

$s_{cr}$  - alunecarea critică a motorului;

$s$  - alunecarea motorului asincron care se calculează ca raport al diferenței de viteză dintre rotația câmpului învârtitor (turația de sincronism  $n_0$  ) și rotația

rotorului (turația de regim a rotorului  $n$ ) pe de o parte și turația de sincronism pe de altă parte,  $s = (n_0 - n)/n_0$ ;

Din condițiile pe care trebuie să le asigure motorul electric în perioada de exploatare a utilajului amintim:

- capacitatea de a accelera masele mobile ale presei la turația maximă de lucru, într-un interval de timp echivalent sau mai mic decât perioada de mers în gol;

- să se mențină în perioada corespunzătoare cursei de lucru când are loc prelucrarea, în zona stabilă (AB) a caracteristicii mecanice, astfel încât să permită cedarea energiei acumulate de ansamblul mobil al utilajului de presare, în concordanță cu gradul de neregularitate  $\delta_n$  admis ( $n_{\max} - n_{\min} = \delta_n \cdot n_{\text{med}}$ );

- asigurarea cuplului de pornire necesar antrenării în gol al ansamblului cinematic al volantului, în cazul procesului tranzitoriu de durată minimă.

În conformitate cu cele prezentate, conform ecuației fundamentale a mișcării unui agregat [1]:

$$M_m - M_r = M_j = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (2.48)$$

între cuplul motor  $M_m$  și cuplul rezistent  $M_r$  al utilajului apare diferența  $M_j$  denumit cuplu de accelerare.

S-a notat cu  $J$  momentul de inerție iar cu

-  $d\omega/dt$  variația vitezei unghiulare  $\omega$ .

Pentru perioada de mers liber al volantului, corespunzătoare mersului în gol fără antrenarea arborelui, turația sa este constantă, ( $\frac{d\omega}{dt} = 0$ ), determinând încărcarea motorului la sarcină constantă,  $M_m = M_r$ .

Utilizarea preselor indiferent de regimul de lucru utilizat (lovituri singulare sau repetate), determină încărcarea motorului în regim de sarcină variabilă, caracterizat printr-un proces tranzitoriu în care  $M_j \neq 0$  ( $\frac{d\omega}{dt} \neq 0$ ), cuplul  $M_m$  al motorului electric variind în intervalul  $M_{m1}$  (cuplul minim) corespunzător lui  $n_{\max}$  - turația maximă de la începutul cursei de lucru și  $M_{m2}$  (cuplul maxim) corespunzător lui  $n_{\min}$ ; turația minimă este admisă în limita

gradului de neregularitate  $\delta_n$  al presei, ținând cont de faptul că o parte din energia necesară este cedată de la volant. Este necesar deci, ca în calculele motorului de acționare să se utilizeze în locul lui  $M_{m1}$  și  $M_{m2}$  valoarea  $M_e$  – a cuplului mediu echivalent pe care trebuie să-l asigure motorul;

Puterea necesară la arborele motorului electric de acționare se determină din aceste considerente cu relația [85]:

$$P_m = \frac{M_e \cdot n_{med}}{975} \text{ [kW]} \quad (2.49)$$

La funcționarea motoarelor electrice, o parte a energiei primite de la rețea se transformă în lucru mecanic util, iar o parte se pierde în înfășurările motorului, în masa miezului feromagnetic, în lagăre și prin ventilație. Conform [86], pierderile totale  $\Delta P$  la motoarele electrice se pot exprima prin relația:

$$\Delta P = P - P_m = P_m \cdot \frac{1 - \eta_m}{\eta_m} \quad (2.50)$$

unde: -  $P$  reprezintă puterea absorbită de la rețea;

-  $\eta_m$  este randamentul motorului electric

Conform relației (2.50), rezultă că pierderile totale din motor sunt influențate de sarcina mecanică (fiind proporționale cu aceasta) și de randamentul motorului electric (pierderile scăzând cu creșterea randamentului).

O abordare mai aprofundată pentru evidențierea randamentului prin prisma pierderilor totale la motoarele electrice rotative, se poate efectua prin analiza pe componente ale pierderilor: Acestea, conform [8] sunt:

**a) Pierderi principale în fier  $P_{Fe-pr}$** , care sunt produse de magnetizarea alternativă a miezului, și depind de armonica fundamentală de timp a inducției magnetice care sunt de două feluri: prin histerezis și prin curenți turbionari.

*a1 - pierderi în fierul jugului (statoric  $-js$  și rotoric  $-jr$ )* se determină cu relațiile :

$$P_{js} = K_j \cdot p_{js} \cdot G_{js} \text{ [W]} \quad (2.51 - a)$$

$$P_{jr} = K_j \cdot p_{jr} \cdot G_{jr} \text{ [W]} \quad (2.51 - b)$$

unde:  $K_j$  este un coeficient de majorare a pierderilor în fierul jugului, datorită prelucrărilor, luând valori egale cu 1,3...1,5

$G_{js,jr}$  masa fierului corespunzătoare jugului respectiv, în [kg]

$p_{js,ji}$  pierderi specifice în jug, în [W/kg], la inducția magnetică și frecvența de lucru a curentului în înfășurarea respectivă. De menționat că valoarea pierderilor  $P_{ji}$  este neglijabilă datorită faptului că la funcționarea normală a motorului, frecvența curenților rotorici induși este mică.

a2 - pierderi în fierul dinților (statoric  $-ds$  și rotorice  $-dr$ ) se calculează conform :

$$P_{ds} = K_d \cdot p_{ds} \cdot G_{ds} \quad [W] \quad (2.52 - a)$$

$$P_{dr} = K_d \cdot p_{dr} \cdot G_{dr} \quad [W] \quad (2.52 - b)$$

unde:  $K_d$  este un coeficient de majorare a pierderilor în fierul dinților, datorită prelucrărilor, cu valoarea de 1,8;

$G_{ds,dr}$  masa fierului dinților, în [kg]

$p_{ds,dr}$  pierderi specifice, în [W/kg], la inducția magnetică medie în dinți și frecvența de lucru a curentului în înfășurarea respectivă.

Și aici trebuie să se menționeze că valoarea pierderilor  $P_{dr}$  este neglijabilă la motoarele asincrone fără reglaj de turație.

**b) Pierderi suplimentare în fier  $P_{Fe-sup}$ ,** se produc pe suprafețele dinspre întrefier ale miezurilor feromagnetice atât la stator cât și la rotor. Ele apar datorită pulsațiilor inducției magnetice din întrefier produse de existența creștăturilor (opuse) de pe cele două armături. Deci, evident că valorile pierderilor  $P_{sup-s,r}$  vor depinde de construcția motorului, de deschiderea creștăturilor (prin amplitudinea oscilației inducției magnetice la suprafața piesei ) și de frecvența acestora (prin produsul  $Z_{s,r} \cdot n$ ) unde:  $Z_{s,r}$  numărul creștăturilor de pe stator sau de pe rotor și  $n$  turația motorului. Relația de calcul este:

$$P_{sup-s} = 2p \cdot \left( \frac{t_s - a_s}{t_s} \right) \cdot \tau \cdot l_{Fe} \cdot k_{Fe} \cdot p_{sup-s} \cdot 10^{-4} \quad [W] \quad (2.53 - a)$$

$$P_{sup-r} = 2p \cdot \left( \frac{t_r - a_r}{t_r} \right) \cdot \tau \cdot l_{Fe} \cdot k_{Fe} \cdot p_{sup-r} \cdot 10^{-4} \quad [W] \quad (2.53 - b)$$

unde:  $-2p$  este numărul de poli a motorului;

$-t_{s,r}$  pasul dentar corespunzător statorului ( $s$ ) sau rotorului ( $r$ ) în cm;

$-a_{s,r}$  deschiderea istmului creștăturii în [cm];

$-\tau$  pasul polar în [cm];

$-l_{Fe}$  lungimea miezului feromagnetic;

- $k_{Fe}$  factor de umplere a miezului magnetic;

- $p_{sup-s,l}$  pierderi specifice de suprafață, dependente de amplitudinea oscilației inducției magnetice la suprafața piesei și produsul  $Z \cdot n$ .

Trebuie menționat aici faptul că în cazul existenței creștăturilor pe ambele armături ale motorului electric, apar suplimentar - *pierderi de pulsații în dinți* - care se determină cu relația:

$$P_{puls-s,r} = k_o' \left( \frac{Z_{s,r} \cdot n}{1000} \cdot B_{puls-s,r} \right)^2 \cdot G_{ds,r} \quad [W] \quad (2.54)$$

unde:  $k_o'$  este coeficient empiric egal cu 0,1 pentru tole laminate la rece;

- $B_{puls-s,r}$  este amplitudinea pulsației inducției magnetice în dinți;

- $G_{ds,r}$  masa fierului dinților în kg;

Suma acestor pierderi, prezentate anterior la punctele a) și b), reprezintă pierderile totale în fier și totodată dețin ponderea majoritară a pierderilor la funcționarea în gol.

**c) Pierderile electrice în înfășurări  $P_{el}$**  apar cu o pondere semnificativă la funcționarea în sarcină a motorului electric, deși apar și la funcționarea în gol a acestuia. Ca elemente ce intră în componența lor avem:

*c1 - pierderi electrice în înfășurările bobinate ale statorului* se determină cu:

$$P_{el-s} = m_s \cdot R_{\theta s} \cdot I_s^2 \quad [W] \quad (2.55)$$

unde s-a notat cu: -  $m_s$  numărul de faze ale statorului;

- $R_{\theta s}$  rezistența unei faze statorice la temperatura  $\theta$ , conform clasei de izolație utilizate;

- $I_s$  curentul nominal pe fază în înfășurarea statorului.

*c2 - pierderi electrice în rotoarele în scurtcircuit*, specifice majorității construcției motoarelor asincrone, care se determină cu relația :

$$P_{el-r} = Z_2 \cdot R_{2\theta} \cdot I_b^2 \quad [W] \quad (2.56)$$

în care:  $Z_2$  este numărul de creștături (bare) ale rotorului;

- $R_{2\theta}$  rezistența fazei rotorice în  $\Omega$  la temperatura  $\theta$  (de 115° C);

- $I_b$  curentul din bară în [A]

*c3 - pierderi electrice la contactul între perii și inelele colectoare*,  $P_{ct}$  care pentru cazul motoarelor asincrone cu rotoarele în scurtcircuit este de valoare nulă.

În plus față de pierderile prezentate anterior trebuie menționate și :

**d) Pierderi mecanice  $P_{mec}$  datorate frecării și ventilației.** În cazul care ne interesează, al mașinilor electrice asincrone, vom avea:

*d1 - pierderile mecanice prin frecare în lagăre și de ventilație  $P_{fr-v}$ , fără pierderile datorate ventilatorului montat separat pe arbore se aproximează în cazul ventilației axiale cu relația:*

$$P_{fr-v} \approx 0,65 \cdot \left( \frac{n}{1000} \right)^2 \cdot \left( \frac{D_{es}}{10} \right)^4 \quad [W] \quad (2.57)$$

unde  $D_{es}$  este diametrul exterior al miezului magnetic statoric dată în cm.

*d2 - pierderi de ventilație  $P_v$  în cazul montării unui ventilator separat pe arborele mașinii care se calculează cu relația :*

$$P_v = \frac{Q \cdot H}{\eta_v} \quad [W] \quad (2.58)$$

unde:  $\eta_v$  este randamentul ventilatorului;

-Q debitul de aer prin ventilator în [m<sup>3</sup>/secundă];

-H este presiunea statică a ventilatorului în [Pa].

Pierderile totale  $\Delta P$ , în baza celor prezentate, se determină prin însumarea acestora,  $\Delta P = P_{Fe-pt} + P_{Fe-sup} + P_{el} + P_{mec}$ , rezultând implicit posibilitatea de determinare a randamentului motorului electric cu relația [8]:

$$\eta_m = \frac{P_N}{P_N + \Sigma P} \quad (2.59)$$

unde:  $P_N$  este puterea nominală în [kW], iar  $\Delta P$  fiind exprimate tot în [kW].

În general, randamentul  $\eta_m$  pentru motoarele electrice asincrone variază în funcție de puterea acestora și de încărcarea lor în raport cu puterea nominală, datele fiind prezentate în tabelele de caracteristici (din catalog) ale motorului. Aceste date [101], sunt cuprinse pe un interval larg, de la  $\eta_m = 66\%$  pentru puteri ale motorului de 0,37 kW până la 90% pentru puteri ale motorului de 30 kW. De asemenea se confirmă faptul că randamentul motoarelor electrice, în cazul nostru al motoarelor electrice asincrone trifazate

cu rotorul în scurtcircuit, variază în funcție de încărcare, conform datelor din catalog [101].

În figura 2.26 randamentul este prezentat la valori fracționare ale puterii nominale.

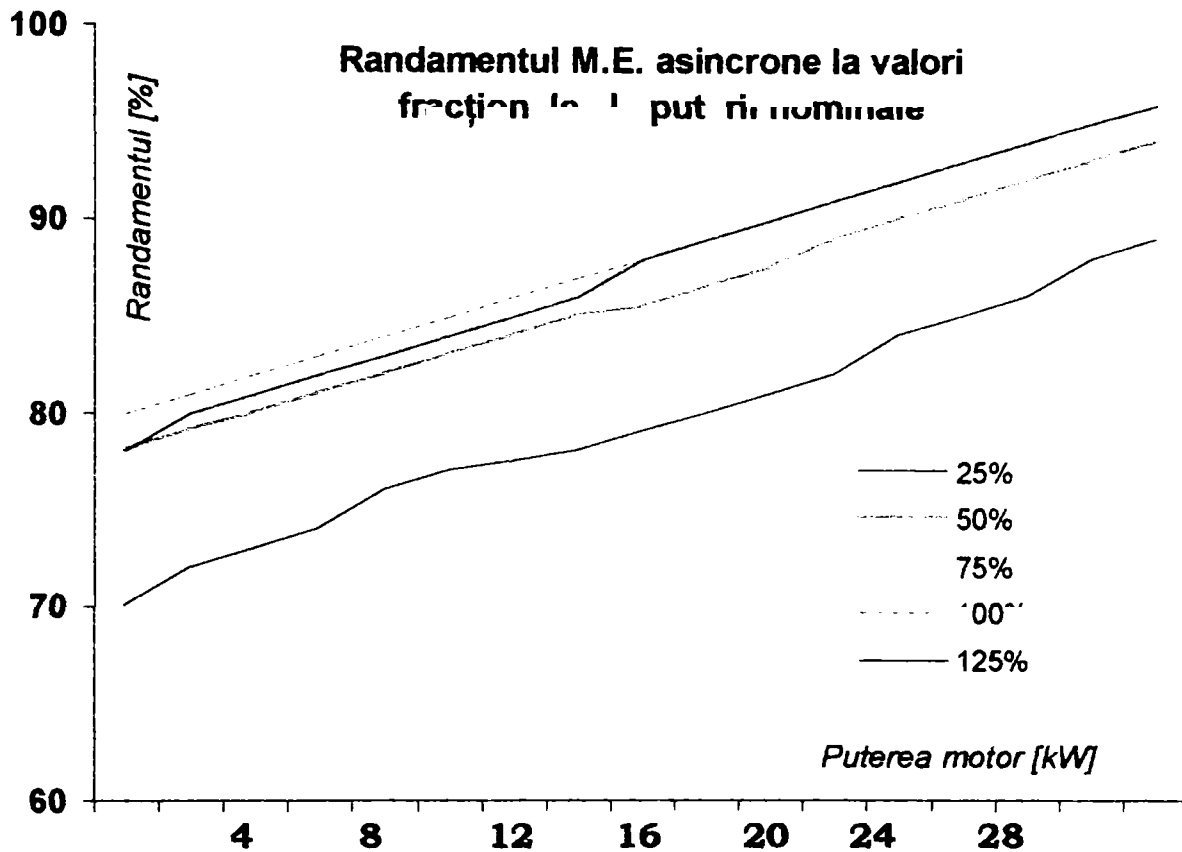


Fig. 2.26

### 2.2.2.2 Pierderi prin deformări și transmisii $E_{DA}$

Pierderile de energie semnificative din această categorie se datorează elementelor constructive care intră în compunerea utilajului, putând fi grupate în pierderi prin:

- a) deformația elastică a componentelor presei  $E_{DA1}$
- b) mecanismul bielă-manivelă  $E_{DA2}$
- c) transmisiile prin curele și angrenaje de roți dințate  $E_{DA3}$



În consecință se poate scrie:

$$E_{DA} = E_{DA1} + E_{DA2} + E_{DA3} \quad (2.60)$$

**a) Pierderile de energie generate de deformația elastică a componentelor presei  $E_{DA1}$**

Deformația presei ( $\Delta$  mm) este rezultanta deformațiilor componentelor acesteia, care se găsesc sub acțiunea forței dezvoltate în procesul ștanțării: batiu, arbore cu manivelă, bielă, berbece, masă. În funcție de rigiditatea acestor componente și mărimea forței care produce solicitarea lor, deformația poate obține valori considerabile, producerea acesteia determinând un consum semnificativ de energie.

Deformațiile însumate ale ansamblului lanțului componentelor în cauză sub acțiunea unei forțe de deformare, definesc deformația specifică presei ( $\delta_s$ ). Ea exprimă diferența de distanță în mm dintre berbec și masa presei, corespunzătoare încărcării utilajului cu 10 kN, respectiv cu încărcarea nulă.

În mod uzual, valoarea lui  $\delta_s$  se găsește în intervalul 0,002...0,006 mm/kN [78]. Valoarea credibilă a rigidității presei  $\delta_s$  se obține prin măsurători efectuate asupra utilajului de interes, constituindu-se într-o caracteristică tehnică a acestuia.

Evident, deformația presei  $\Delta$  va fi cu atât mai mare cu cât forța dezvoltată în proces este mai mare. Fiind cazul unor deformații elastice, se poate considera existența unei variații liniare între solicitare și deformație. În consecință:

$$\Delta = F \cdot \delta_s \quad [\text{mm}] \quad (2.61 - a)$$

respectiv :

$$\Delta_{\max} = F_{\max} \cdot \delta_s \quad [\text{mm}] \quad (2.61 - b)$$

relații în care  $F$  și  $F_{\max}$  sunt exprimate în [kN].

Considerând prin aproximare, o creștere liniar variabilă a forței, - din momentul atacului semifabricatului de către scula de deformare și până la finalul procesului de ștanțare -, energia consumată prin deformarea elastică a presei  $E_{DA1}$ , se va putea exprima prin relația:

$$E_{DA1} = \frac{1}{2} \cdot F_{\max} \cdot \Delta \quad [\text{Nm}] \quad (2.62)$$

unde forța maximă  $F_{\max}$  se exprimă în kN iar  $\Delta$  se exprimă în mm.

Rigiditatea statică (C) se definește [95],[96] ca raport dintre forța nominală  $F_N$  la care este solicitată mașina, (corespunzătoare forței maxime -

$F_{\max}$ ) și deformația  $\Delta_{\max}$  care rezultă sub acțiunea forței, în direcția și pe suportul acesteia.

$$C = \frac{F_{\max}}{\Delta_{\max}} = \frac{F_N}{\Sigma f_i} \quad [\text{kN/mm}] \quad (2.63)$$

în care  $\Sigma f_i = \Delta_{\max}$  (în mm) și unde cu  $\Sigma f_i$  s-a notat suma deformațiilor componentelor măsurate pe suportul forței. În practica industrială, rigiditatea se determină pe baza formulei:

$$C = 3.16 \cdot K \cdot \sqrt{F_N} \quad [\text{kN/mm}] \quad (2.64)$$

unde:

- K este un coeficient ale cărui valori se

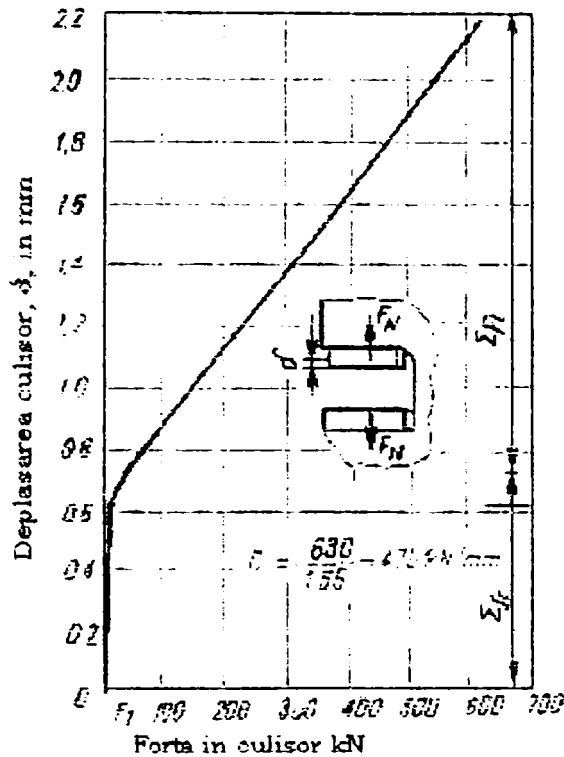


Fig. 2.27

stabilesc în funcție de destinația preseii (la prese de precizie redusă  $K = 2,8...8$ ), iar  $F_N$  este forța nominală în kN.

Spre exemplificare, conform [95] pentru o presă de 630 kN cu batiul deschis, graficul deformației elastice măsurat în axa berbecului, este prezentat în figura 2.27, iar lucrul mecanic consumat pentru deformația elastică a preseii în figura 2.28.

Lucrul mecanic consumat pentru deformația elastică a preseii la un ciclu -  $L_e$  - se poate exprima cu relația [95]:

$$L_e = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_N^2}{C} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (2.65)$$

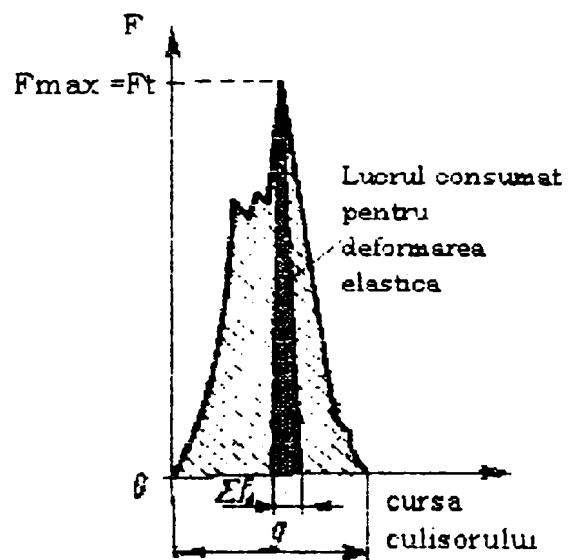


Fig. 2.28

de unde, efectuând raportul dintre lucrul mecanic  $L_e$  și lucrul mecanic disponibil  $L_N$  se pot evalua pierderile prin deformare  $\Delta E_{DAI}$  pentru o cursă dublă a berbecului ce însoțesc procesul de presare:

$$\Delta E_{DAI} = \frac{L_e}{L_N} = k_{Ee} \cdot \frac{F_N}{C} \quad (2.66)$$

unde  $k_{Ee}$  este coeficient, cu valoare de 0,625 pentru presele rapide și 1,4 pentru presele lente. Extinderea calculelor la numărul de curse utilizat, vor arăta că rezultă pierderi importante. În figura 2.29, se prezintă pierderile de energie pentru o cursă dublă la presele de 250kN și 1000kN, [95].

Caracteristicile și metodologia de verificare a prezelor, stabilite în STAS, se referă doar la prescripțiile de precizie geometrică, ale mijloacelor de măsurare și ale toleranțelor. Aceste verificări, pentru presele cu excentric, cu acțiune simplă, cu batiu deschis se dau în STAS 6915/1 - 75. Alte caracteristici, printre care și rigiditatea presei, care trebuie să fie îndeplinite de utilaj, se verifică conform metodologiei stabilite fie prin condițiile de livrare, fie prin normele interne stabilite de producător.

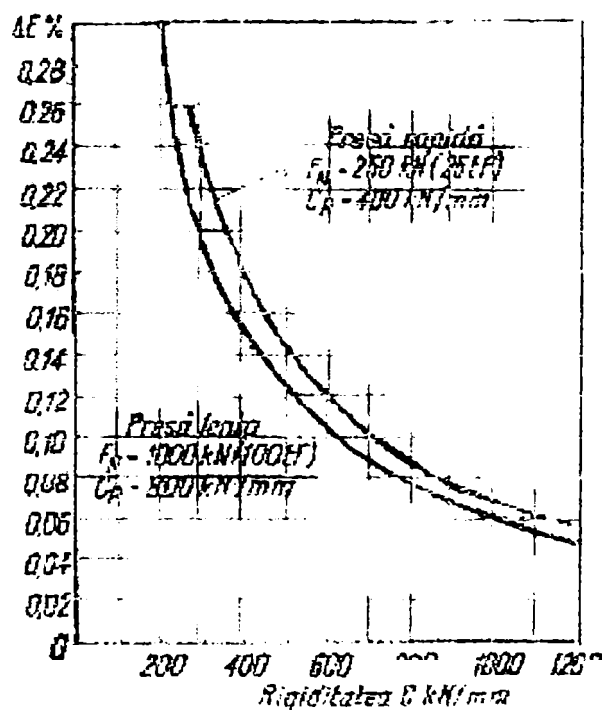


Fig. 2.29

### b) Mecanismul bielă manivelă

Luând în considerare particularitățile constructive și funcționale ale utilajului de presare, precum și caracterul variabil în timp al forțelor de deformare care apar în procesul de lucru, este necesar ca la analiza pierderilor energetice care au loc în presele cu excentric să se studieze mecanismul bielă-manivelă, la care datorită caracterului complex se urmărește:

b1) deformațiile elastice ale mecanismului datorita momentelor și forțelor de reacțiune din timpul prelucrării

b2) frecările din lagărele de legătură dintre bielă-manivela precum și bielă și culisor

b3) de modificările energetice care au loc la schimbarea poziției centrului de greutate și a vitezei de mișcare a componentelor menționate.

*b1 - Deformațiile elastice ale manivelei*, materializată prin arborele principal au loc sub acțiunea combinată a momentului de torsiune  $M_{t-M}$  transmis de la motor și a momentului încovoietor  $M_{i-M}$  care apare ca reacțiune în momentul prelucrării semifabricatului prin materializarea reacțiilor forței de deformare  $F_D$ .

Conform [95] se cunoaște expresia care evidențiază caracterul variabil al momentului de torsiune  $M_{t-M}$  în funcție de poziție la care este supus arborele principal al presei:

$$M_{t-M} = F_D \cdot \left[ R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha + k\lambda \cos \alpha \right) + b_\mu \right] \quad (2.67)$$

unde:  $R$  este raza cinematică a manivelei,

$\alpha$  unghiul nominal al manivelei,

$\lambda$  coeficientul de bielă;

$k$  este coeficientul de excentricitate dintre axa berbecului și a manivelei,

$b_\mu$  este brațul forței de frecare.

Deoarece momentul de încovoiere  $M_{i-M}$  va apare la un unghi  $\alpha$  a manivelei variabil în funcție de caracteristicile prelucrării semifabricatului (prin reglările de poziție ale berbecului și a mărimii cursei efectuate de utilaj), precum și de varianta constructivă adoptată pentru realizarea arborelui principal (poziția acestuia în raport cu manetonul, dimensiunile lagărelor și a manetoanelor ca și distanța dintre lagăre) valoarea momentului  $M_{i-M}$  indus este dificil de exprimat printr-o relație matematică general valabilă. Din această cauză energia de deformare la încovoiere se va exprima în funcție de forța principală din bielă  $F_B$  care se descompune ulterior în forțele tangențiale și radiale din manivelă.

Conform [85], considerând și forțele de frecare din articulații vom avea:

$$F_B = \frac{F_D \cdot \cos \varphi}{\cos(\varphi + \beta + \gamma)} = \frac{F_D}{1 - \left(\frac{R_A + R_B}{L} + 1\right) \cdot \mu \cdot \lambda \cdot \sin \alpha - \mu^2 \left(\frac{R_A + R_B}{L}\right)} \quad (2.68)$$

cu notațiile:  $-\varphi$  unghiul de frecare pentru coeficientul de frecare  $\mu = 0,1$ ;

$-\beta$  unghiul de poziție a bielei

$-\gamma$  unghiul dintre axa bielei și tangenta la cercurile de frecare, determinat

cu relația:  $\sin \gamma = \frac{\mu \cdot (R_A + R_B)}{L}$ ,

$-R_A; R_B$  - razele lagărelor de legătură bielă manivelă și bielă culisor

$-L$  lungimea bielei

Ca urmare a faptului că  $F_b$  se poate aproxima egală cu  $F_D$  (cu eroare de sub 6%) ne putem limita la a scrie relația generală a energiei de deformare din arborele principal  $E_{\text{def A-M}}$  ca fiind:

$$E_{\text{def A-M}} = F_D \cdot \Delta s_D + M_t \cdot \Delta \varphi_t \quad (2.69)$$

unde  $-\Delta s_D$  este săgeata rezultată ca urmare a încovoierii, iar

$-\Delta \varphi_t$  este răsucirea rezultată ca urmare a torsionării arborelui.

În mod analog se poate determina energia de deformare din bielă, care este sollicitată la compresiune de o forță axială  $F_B$  și încovoiere, prin momentul de încovoiere  $M_{i-B}$  datorită frecărilor din articulații printr-un cuplu de forțe normale pe axa bielei. Va rezulta în consecință relația:

$$E_{\text{def B}} = F_D \cdot \Delta_B + M_{i-B} \cdot \Delta \varphi_B \quad (2.70)$$

cu notația:  $\Delta_B$  deformația liniară a bielei sub acțiunea forței axiale;

$\Delta \varphi_B$  deformația unghiulară determinată de momentul  $M_{i-B}$

*b2* - În cuplele cinematice care aparțin mecanismului bielă-manivelă, *forțele de frecare  $F_{fr BM}$  și respectiv cuplele de frecare  $M_{fr BM}$*  determină apariția unui lucru mecanic de frecare, negativ,  $L_{fr B-M}$  în orice moment al ciclului energetic. Forțele care apar în cuplele cinematice ale mecanismului sunt dependente atât de parametrii  $\mu$ ,  $F_b(F_D)$  și  $R_A; R_B$  prezentați anterior cât și de forțele și momentele de inerție induse suplimentar de către elementele mecanismului, cu valori variabile în funcție de poziția lor în timpul unui ciclu energetic\*.

[ 64 ]\* *Ciclul energetic reprezintă perioada măsurată în timp ( $t_e$ ) sau în deplasare liniară ( $s_e$ ), respectiv unghiulară ( $\varphi_e$ ) a elementului conducător după care valorile forțelor motoare se repetă.*

Caracterul complex și variabil al lucrului mecanic de frecare din mecanismul bielă-manivelă  $L_{f-BM}$  care se pierde sub formă de energie calorică, se poate determina din bilanțul energetic al mecanismului mașinii, conform [64] cu relația:

$$L_{f-BM} = L_M - (L_{Rt} + L_G \pm L_i) \quad (2.71)$$

în care s-a notat:  $L_M$  – lucrul mecanic al forțelor motoare;

$L_{Rt}$  – lucrul mecanic al rezistențelor tehnologice;

$L_G$  – este lucrul mecanic al forțelor de greutate ale mecanismului

$L_i$  – lucrul mecanic al forțelor de inerție

*b3 - Forțele de inerție  $F_m$  și cuplurile de inerție  $M_m$  ce apar în mecanismul bielă-manivelă exprimă reacțiunea cinetică a maselor elementelor la accelerația care li se imprimă datorită variației vitezei de mișcare a elementelor componente ale acestuia. Studiul acestor forțe și momente de inerție are sens legat de reacțiunile care apar în cuplele cinematice ale mecanismului, deoarece pe ansamblul ciclului energetic conform [53],[64],[102], lucrul mecanic al forțelor de inerție este nul.*

$$L_i = \int_0^{\Phi^E} F_i \cdot ds = 0 \quad \text{și} \quad L_i = \int_0^{\Phi^E} M_i \cdot d\phi = 0 \quad (2.72)$$

Considerând atât mișcările de translație cât și mișcările de rotație care apar la componentele mecanismului bielă-manivelă, asociat cu un mecanism plan, se stabilește starea cinematică a elementului analizat, și conform [49],[64] se determină torsorul  $\tau_G$  al forțelor de inerție corespunzător fiecărui element.

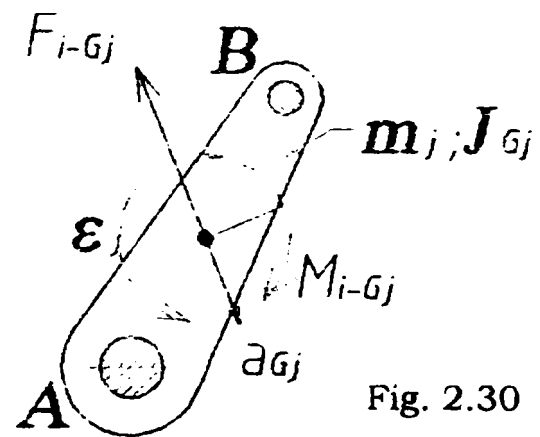


Fig. 2.30

Dacă se consideră elementul AB, de masă  $m_j$ , aflat în mișcare plană figura 2.30, forțele de inerție care acționează asupra elementului, reduse în raport cu centrul de greutate  $G_j$ , vor determina torsorul  $\tau_G$  constituit din:

- $F_{i-G}$  : Forța de inerție rezultantă, având sens contrar accelerației centrului de greutate, de valoare  $F_{i-G} = -a \cdot m_j$
- $M_{i-G}$  : Cuplul rezultant al forțelor de inerție, aplicat elementului perpendicular pe planul mișcării și orientat în sens contrar accelerației unghiulare  $\varepsilon_j$ , având momentul  $M_{i-G} = -J_G \cdot \varepsilon_j$ ,

unde: cu  $J_G$  s-a notat momentul de inerție masic al elementului în raport cu axa perpendiculară pe planul mișcării și care trece prin centrul de greutate  $G_j$ .

Pentru cazul manivelei materializată prin axul cu excentric, în timpul procesului de lucru, vom avea o mișcare de rotație neuniformă –cu gradul de neregularitate  $\delta$ – în jurul unei axe care nu trece prin centrul de greutate al elementului. Torsorul ( $\tau_G^i$  manivela) forței de inerție în raport cu centrul de greutate “G” pentru acest caz este conform [64] de forma:

$$\tau_G^i \text{ manivela} - \begin{cases} F_{i-G} = -m \cdot a_G \\ M_{i-G} = -J_G \cdot \vec{\varepsilon} \end{cases} \quad \text{unde } |\vec{a}_G| = A_0 G \cdot \sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4} \quad (2.73)$$

În cazul bielei, la care unul din capete efectuează o rotație în jurul axei manivelei, iar celălalt capăt efectuează o mișcare de translație după ghidajele culisorului, vom avea o mișcare de roto-translație iar torsorul ( $\tau_G^i$  biela) determinat pe cale grafo-analitică conform figura 2.31 cu relația din [64] este:

$${}^i_G \tau^i - \begin{cases} F_{i-G} = -m \cdot a_G \\ M_{i-G} = -J_G \cdot \vec{\varepsilon} \end{cases} \quad (2.74)$$

unde

$$\begin{aligned} |\vec{F}_{i-G}| &= \frac{G}{g} \cdot k_a \cdot (\overline{p_a g'}) \\ |\vec{M}_{i-G}| &= J_G \cdot \frac{k_a \cdot (\overline{n_{AB} b'})}{AB} \end{aligned} \quad (2.75)$$

Pentru cazul preselor cu excentric, valorile forțelor de inerție ale arborelui cu excentric și ale

bielei sunt mici în comparație cu forțele de inerție care apar la berbec, motiv pentru care în calcule acestea se neglijează. Valoarea forței de inerție a berbecului se poate determina cu relația [102]:

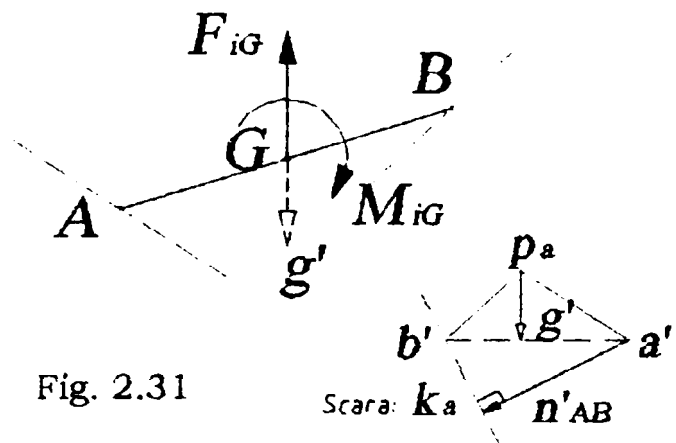


Fig. 2.31

Scara:  $k_a$



$$F_{iB} = m_b \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (2.76)$$

unde:  $\omega$  - viteza de rotire a manivelei

$m_b$  - masa berbecului

și este considerată pozitivă când acționează dinspre arborele cotit spre berbec.

Se remarcă [85] faptul că pentru valorile lui  $\lambda$  apropiate de 0,25 variația accelerației prezintă o instabilitate crescută ceea ce determină să apară solicitări dinamice în ansamblul cinematic, cu rezultate negative în funcționarea presei.

### c) Transmisii prin curele și angrenaje de roți dințate.

Totalitatea elementelor ansamblului cinematic care asigură antrenarea arborelui principal fac parte din mecanismul de transmisie al presei.

În cazul presei cu forța nominală  $F_{Dn}$  mai mică decât 2000kN se realizează o singură treaptă de transmisie, prin roți dințate sau curele.

În cazul transmisiei cu roți dințate, pierderile energetice se datorează pe o parte datorită frecărilor de alunecare ale flancurilor dinților și o alta, neglijabilă raportată la alunecare, datorită frecărilor de rostogolire ale acestora.

Puterea pierdută prin alunecarea flancurilor  $P_{f-RD}$  se determină, utilizând noțiunile din fig. 2.32, cu relația [4]:

$$P_{f/RD} = F_f \cdot v_a = \mu \cdot F_{n-RD} \cdot \overline{CX} \cdot (\omega_1 + \omega_2) \quad (2.77)$$

Din această relație rezultă că puterea pierdută prin frecare și randamentul angrenării sunt variabile de-a lungul segmentului de angrenare, rezultând pierderea minimă în punctul „C” unde segmentul  $\overline{CX} = 0$ .

Randamentul mediu al angrenării, corespunzător pierderilor medii determinate cu relația anterioară, și înlocuind  $\omega_2/\omega_1 = z_2/z_1$  se determină aplicând relația [62]:

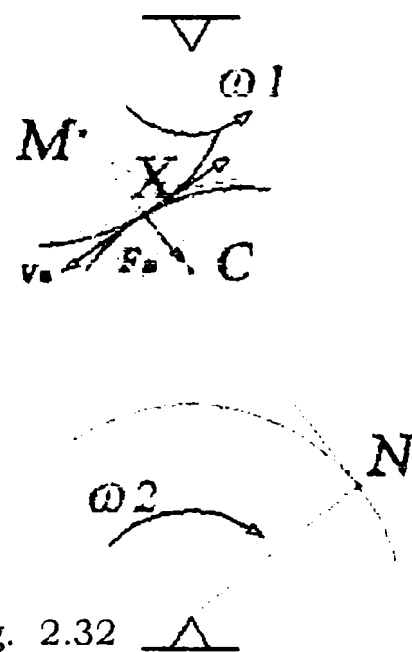


Fig. 2.32

$$\eta_{RD} = 1 - \frac{\mu \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot \left( \frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right)}{2 \cdot (1 - \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_0))} \quad (2.78)$$

unde:  $z_2, z_1$  sunt numerele de dinți ale roților dințate;

$\alpha_0$  - unghiul de angrenare, ( $\alpha_0 = 20^\circ$ )

$\varepsilon$  - gradul de acoperire al angrenajului;

$\mu$  - coeficientul de frecare dintre flancuri, determinat experimental;

În general se preferă utilizarea unor valori date în tabele (- spre exemplu pentru roți dințate cilindrice, cu ungere lichidă, funcționând în carcase închise  $\eta_{RD} = 0,97$  - ) aproximație care ține seama și de alte pierderi care intervin.

Transmiterea forței utile de la roata conducătoare la roata condusă se face în cazul transmisiei prin curele prin frecare. În acest scop, cureaua este apăsată pe roți cu o anumită forță care se obține prin întinderea inițială a

curelei și care determină apariția unor eforturi unitare  $\sigma_0$  în ambele cu.e.ei.

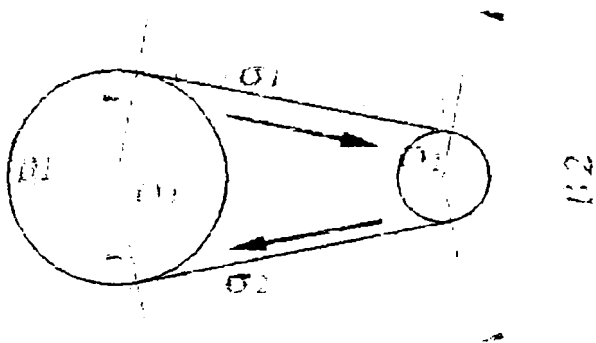


Fig.: 2.33

Peste acesta, efortul dat de forța utilă (tangentială) va determina creșterea efortului unitar din ramura activă, la valoarea  $\sigma_2$  și scăderea corespunzătoare a efortului din ramura pasivă la valoarea  $\sigma_1$

conform figura 2.33 Din această cauză, alungirea curelei în cele două ramuri nu este egală, determinând apariția unei alunecări elastice în zonele de contact  $\beta_1$  și respectiv  $\beta_2$  a curelei cu roțile transmisiei. Fenomenul de alunecare elastică a curelei are ca și consecință o modificare a raportului de transmitere teoretic,  $i_{1-2}$  de valoare [34],[62]:

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1(1-\xi)} \quad (2.79)$$

unde:  $\xi$  este coeficientul de alunecare elastică, cu valori între limitele 0,2...5%, iar  $R_1$  și  $R_2$  sunt razele roților transmisiei.

Cercetările experimentale au arătat că  $\xi$  crește liniar cu valoarea cuplului transmis până ce unghiul de alunecare ocupă în întregime arcul  $\beta_1$ , după care apare fenomenul de patinare a curelei pe roată și oprirea roții conduse.

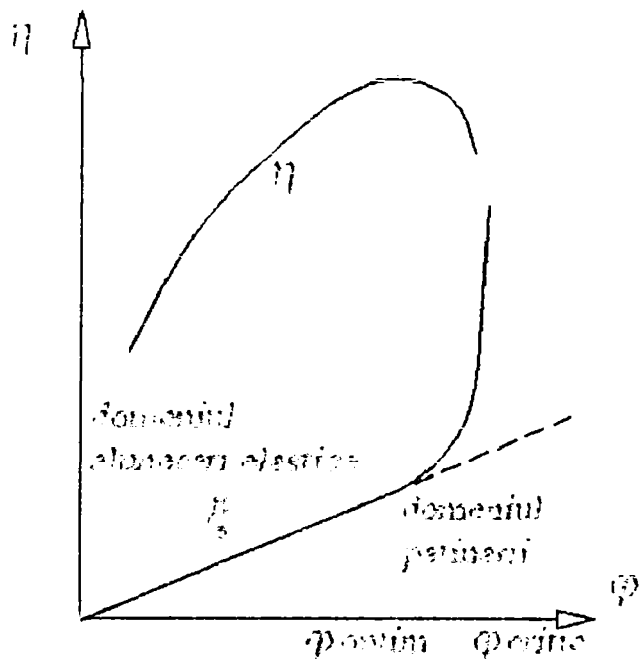


Fig. 2.34

Randamentul maxim al transmisiei  $\eta_{TR}$  conform [62] prezentat în figura 2.34 va avea în consecință valoarea maximă la atingerea coeficientului de încărcare optim ( $\eta_{TR} \approx 0,95$ ), valorile mai s z datorându-se rezervelor de capacitate de tracțiune neutilizate (în domeniul alunecărilor elastice) sau apariției patinării la depășirea coeficientului de încărcare al transmisiei prin curele.

### 2.2.2.3. Pierderile prin frecări $E_F$

Pierderile prin frecări pot avea o foarte largă plajă de valori, determinat de faptul că aceste pierderi depind în afara soluției constructive a utilajului și de factori de execuție, - îndeosebi calitatea suprafețelor de frecare ale organelor care execută mișcări -, dar și de factori legați de reglaje și condiții de exploatare a presei, - cum ar fi reglajul frânei sau ungerea prin lubrifianți a suprafețelor de frecare.

Literatura de specialitate [58] indică abateri de până la 15% față de valorile medii ale pierderilor, care se pot înregistra între două prese de același tip și tonaj și aceeași fabricație, respectiv de până la 40% la prese de același tip și tonaj, dar executate în unități constructoare diferite.

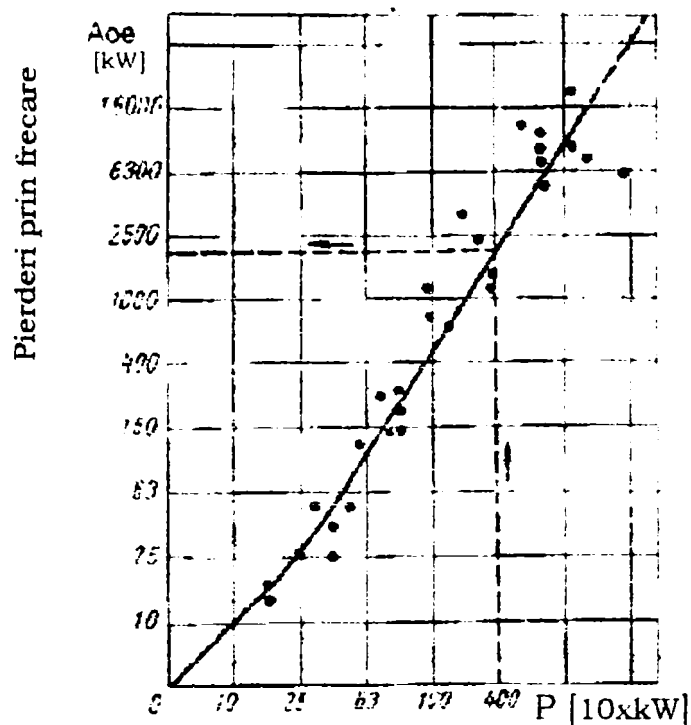


Fig. 2.35 Date experimentale despre mărimea pierderilor la mișcarea în gol, pentru o rotație a manivelei.

În acest context se determină pierderile prin frecare care apar în două situații distincte.

- a) la mersul în gol al presei, fără antrenarea în mișcare a berbecului, și
- b) la mersul în gol al presei, incluzându-se și mișcarea berbecului presei, fără însă a fi instalată scula de deformare, deci fără a se efectua vreo prelucrare pe presă.

Determinarea analitică a pierderilor prin frecare fiind practic imposibilă, ținându-se seama de multitudinea factorilor de influență

și cuantificarea acestora, literatura de specialitate redă doar valori experimental determinate, cum spre exemplu cele din figura 2.35, stabilind pe baza datelor obținute că pierderile prin frecări variază în general în limitele valorice de 0,1 ...0,35 din energia maximă disponibilă a presei.

#### 2.2.2.4 Pierderi prin modificări cinetice $E_{ci}$

Aceste pierderi intervin când prin acționarea cuplajului are loc antrenarea în mișcare a elementelor mobile ale utilajului, atât în cazul funcționării cu lovituri singulare cât și în cazul funcționării cu lovituri repetate.

Excepție de la această regulă apare în cazul funcționării îndelungate în gol a presei, fără antrenarea arborelui cu excentric, deci când cuplajul este deschis. În acest caz, datorită faptului că elementele aflate în mișcare au o viteză constantă  $\left(\frac{d\omega}{dt} = 0\right)$  nu apar modificări ale energiei cinetice, deci pierderile sunt nule.

În cazul lucrului cu lovituri singulare de berbec pentru fiecare ciclu, are loc accelerarea părților mobile ale presei la cuplarea cuplajului.

a) *La antrenarea părților mobile, în procesul de accelerare* doar o parte  $L'_{ny}$  a lucrului mecanic este cheltuit pentru modificarea cinetică impusă pieselor în cauză ale utilajului și aceasta se exprimă, conform [58] prin relația:

$$L'_{ny} = I_{ny} \cdot \frac{\omega_x^2}{2} \quad (2.80)$$

unde:  $I_{ny}$  este momentul de inerție redus la arborele motorului electric a părților componente în cauză ale presei, când le crește viteza, la închiderea cuplajului;

-  $\omega_x$  viteza unghiulară a arborelui motorului electric în cazul mișcării în gol. În această perioadă o parte a lucrului mecanic se pierde prin frecarea din cuplaj.

b1) *La cuplarea prin ambreiaj cu ghiare (rigid)*, din cercetările efectuate [58], la presele cu o forță nominală de până la 1000 kN, la acționarea cuplajului, lucrul mecanic cheltuit pentru creșterea vitezei părților componente este nesemnificativ și pentru calculele practice se poate neglija.

Aceasta se explică prin așezarea cuplajului de acționare aproape de arborele cu excentric, viteza de rotație și implicit momentul de inerție a părților componente reduse la motorul electric fiind mici, și astfel cheltuielile de energie pentru creșterea vitezei sunt nesemnificative.

b2) *La cuplarea prin ambreiaj cu fricțiune*, la presele cu o forță mai mare de 1000 kN, având arbori intermediari și cuplaj fixat înainte de arborele cu excentric, acest lucru mecanic atinge valori semnificative, deseori depășind ca valoare lucrul mecanic util.

La acționarea cuplajului de fricțiune au loc două etape:

- În cursul primei etape, viteza unghiulară a volantului care se află pe arborele principal scade, iar viteza pieselor aflate pe arborele principal crește până la viteza unghiulară de egalizare.

Conform [58], procesul amintit are loc în cursul unei perioade de timp scurte de 0,1...0,56 secunde, (valorile mai mari se referă la presele mari cu mers silențios). Lucrul mecanic furnizat de motorul electric în această perioadă

este relativ mic și creșterea vitezei pieselor mobile se efectuează în contul energiei cedate de volant.

- În a doua perioadă, mărirea vitezei unghiulare a volantului și a părților mobile se face până la viteza corespunzătoare vitezei de mișcare în gol.

Pierderile cauzate de frecarea între discurile cuplajului au loc numai în cursul primei perioade, în partea a doua alunecarea relativă a discurilor lipsește, în consecință nu apar pierderi la frecarea între discurile cuplajului. În cursul acestei a doua perioade, corespunzătoare cu mărirea vitezei volantului, are loc cedarea energiei de către motorul electric.

Pierderile prin frecarea discurilor cuplajului de fricțiune la punerea în funcțiune sunt conform [58] egale cu:

$$L_{mpC} = 0,5 \cdot \frac{\omega_{eM}^2}{\frac{1}{I_M} + \frac{1}{I_{ny}}} \quad (2.81)$$

Pentru cazul egalității  $\omega_{eM} = \omega_c$ , se va obține relația pentru lucrul mecanic total  $L_{ny}$  la mărirea vitezei părților mobile de la cuplajul de fricțiune exprimată prin formula :

$$L_{ny} = L'_{ny} + L_{mpC} = I_{ny} \cdot \frac{\omega_c^2}{2} \cdot \frac{1+2 \cdot k'}{1+k'} \quad (2.82)$$

unde în expresia anterioară s-a notat cu  $k'$  raportul  $\frac{I_M}{I_{ny}}$

- $I_M$  este momentul de inerție al volantului redus la arborele motorului electric
- $\omega_{eM}$  este viteza unghiulară a motorului electric la rotirea volantului în gol
- $\omega_c$  este viteza unghiulară de sincronism a motorului electric

c) Datorită faptului că motorul electric nu poate ceda o cantitate de energie suficientă în perioada executării propriu-zise a diferitelor operații de deformare, *utilajele de presare sunt dotate cu volanți*. Aceștia acumulează lucrul mecanic necesar în perioada de funcționare în gol și-l cedează, pe seama variației energiei sale cinetice ca urmare a micșorării vitezei sale de rotație în momentul operației. Energia cedată de volant se exprimă cu relația:

$$L = \frac{J}{2} \cdot (\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad (2.83)$$

unde: - J este momentul de inerție al volantului,

-  $\omega_1$  și  $\omega_2$  sunt vitezele unghiulare ale acestuia la începutul și la sfârșitul operației.

Dacă se ține seama de gradul de neregularitate admis  $k_v$  la micșorarea turației volantului, în funcție de regimul de funcționare a utilajului, ( $k_v = 0,13..0,29$ ), lucrul mecanic cedat de volant conform literaturii de specialitate [85] va avea valoarea de:

$$L_a = 0,25 \cdot \frac{J \cdot \omega_1^2}{2} \quad \text{pentru lucrul cu regim de lovituri repetate, și}$$

$$L_s = 0,50 \cdot \frac{J \cdot \omega_1^2}{2} \quad \text{pentru lucrul cu regim de lovituri singulare.}$$

### 2.2.3 INFLUENȚA REGIMULUI DE LUCRU

O cercetare privind lucrările care abordează experimental consumul specific de energie electrică la operațiile de ștanțare-matrițare arată o preocupare de dată recentă și relativ redusă în această direcție, putând fi menționate doar câteva lucrări [29],[36],[43], [92],[93].

Trebuie precizat totodată că diferiți cercetători definesc în mod diferit conținutul noțiunii de consum specific de energie electrică de ștanțare. Astfel în [43],[92] prin consum specific de energie electrică se înțelege quantumul de energie consumată pentru realizarea unei bucăți de produs, în diverse condiții de lucru. În [29] consumul specific de energie electrică indică quantumul de energie consumată la ștanțarea ariei unitare de suprafață de tăiere a semifabricatului.

Din punctul nostru de vedere, o importanță semnificativă prezintă studiul lucrărilor cu privire la influența regimului de lucru și a condițiilor de lucru la ștanțarea tablelor.



Astfel, în lucrarea [43], cercetarea experimentală urmărește determinarea consumului specific de energie electrică (prezentat în subcapitolul 2.1) într-un caz definit al ștanțării unor semifabricate din OL37 cu grosimea de 1,5 mm pe o presă cu excentric PAI-40. Încercările efectuate s-au făcut, într-o primă fază, în condițiile unei forțe constante de ștanțare de 106 kN și variații ale cadențelor loviturilor de berbec ale presei de valori:  $n_1 = 20$  curse duble/minut,  $n_2 = 24$  curse duble/minut,  $n_3 = 33$  curse duble/minut,  $n_4 = 60$  curse duble/minut și  $n_5 = 75$  curse duble/minut.

Instalația experimentală prezentată schematic, se compune din: o presă PAI-40, un dispozitiv de avans automat al semifabricatului acționat de la arborele presei, o șanță de decupare, un tahogenerator RE0444 montat pe presă, o trusă wattmetrică TW1, un traductor trifazat de putere activă 2TPT-79, un înscrisor grafic XY Recorder Endim 620.02 de construcție germană și un temporizator pentru comanda acționării berbecului realizat prin autodotare.

Consumurile energetice specifice, în funcție de cadența loviturilor berbecului, la mersul în gol  $E_g$ , cel util  $E_u$  și consumul energetic total  $E_t$ , determinate prin planimetrarea diagramelor sunt redată în tabelul 2.4, respectiv în diagrama din figura 2.36.

Tabel 2.4

	20 [cd/min]	24 [cd/min]	33 [cd/min]	60 [cd/min]	75 [cd/min]
$E_g$ [Ws]	440	395	276	168	75
$E_u$ [Ws]	106	106	104,8	94	71
$E_t$ [Ws]	546	501	380	262	146
$E_u / E_g$	0,24	0,267	0,379	0,558	0,945
$E_u / E_t$	0,193	0,211	0,275	0,358	0,487

Concluziile desprinse evidențiază o scădere substanțială a consumului energetic specific  $E_t$  cu creșterea cadenței loviturilor.

O dată cu creșterea cadenței curselor berbecului se înregistrează o utilizare mai rațională a consumului energetic evidențiat prin raportul  $E_u / E_g$ . Totodată se înregistrează creșterea randamentului presei caracterizat prin raportul  $E_u / E_t$ , care însă rămâne de valori scăzute – sub 50 %.

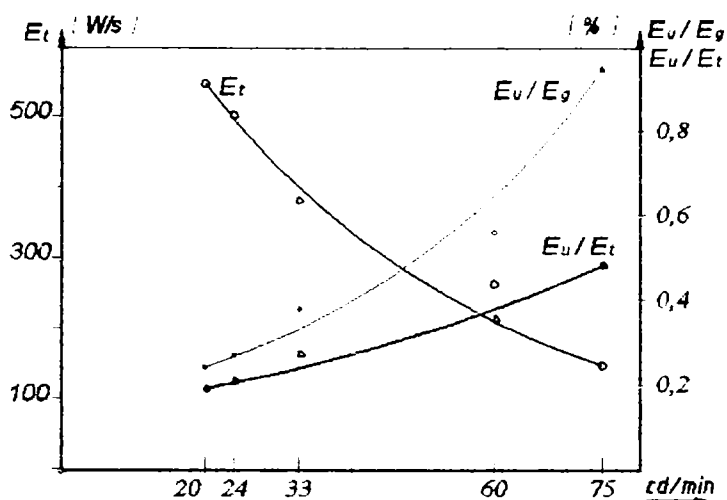


Fig. 2.36

Consumurile energetice specifice, în funcție de încărcarea presei, prezentată în partea a doua a lucrării, s-au determinat pentru încărcări de 0 kN, de 106 kN și respectiv de 256 kN, la o cadență reglată a berbecului de 60 curse duble / minut .

Rezultatele experimentale obținute sunt redate în tabelul 2.5 și în figura 2.37.

Tabelul 2.5

Forța	0 [kN]	106 [kN]	256 [kN]
$E_g$ [W·s]	164	168	175
$E_u$ [W·s]	59,3	93,6	150,7
$E_t$ [W·s]	223,3	261,6	323,7
$E_u / E_g$	0,36	0,56	0,84
$E_u / E_t$	0,26	0,36	0,46

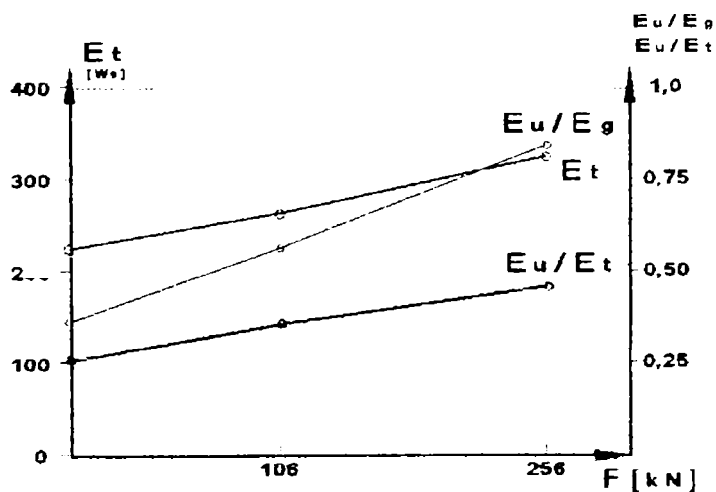


Fig. 2.37

Concluziile desprinse din lucrare demonstrează că o creștere a încărcării presei la forțe de ștanțare apropiate de forța nominală a u'ilajului conduce la rapoarturi mai favorabile, ( $E_u/E_g$  și  $E_u/E_t$ ) deci mai mari ale randamentului utilizării presei .

În lucrarea [29], modelarea statistică a puterii consumate din rețea, a randamentului presei și a energiei specifice consumate la ștanțarea pieselor din table de oțel pe presa mecanică cu excentric PAI-6. Pentru modelare s-au

considerat următoarele caracteristici ale ștanțării legate de consumul energetic: puterea electrică maximă absorbită din rețea pentru ștanțare  $P_{e\max}$ , randamentul presei la ștanțare  $\eta$  și energia electrică specifică consumată pentru ștanțare  $E_{es}$ . Parametrii de lucru, variabili, luați în studiu au fost grosimea semifabricatului  $g$ , jocul dintre elementele active  $j$  și lungimea conturului de tăiere  $l$ . Standul experimental a fost alcătuit din: presa mecanică PAI-6 cu 160 cd/min, ștanță dinamometrică cu elemente active schimbabile rapid, traductor inductiv de deplasare TIC10, traductor de putere electrică activă trifazată tip 2TPT-79, trusă wattmetrică QN10, tensometru electronic tip N2321 cu două canale, oscilograf cu memorie tip S8-13, sistem computerizat de achiziție de date tip AT-MIO-16L-9.

Valoarea maximă a puterii electrice active  $P_{e\max}$  [W] a fost obținută prin determinarea maximului șirului valorilor puterii electrice măsurate.

Randamentul  $\eta$  a fost determinat ca raport dintre puterea utilă la berbecul presei  $P_u = L/t$  și  $P_{e\max}$ .

$$\eta = \frac{P_u}{P_{e\max}} = \frac{L}{t \cdot P_{e\max}} \quad (2.84)$$

Lucrul mecanic de ștanțare  $L$  [J] s-a determinat prin integrarea forței de ștanțare  $F(h)$  în funcție de cursa activă  $h$ . Durata  $t$  a cursei active a fost considerată ca timpul de variație a forței de ștanțare.

Energia electrică specifică  $E_{es}$  a fost definită ca raport dintre energia electrică consumată de la rețea  $E_s$  și aria suprafeței  $A$  obținute prin ștanțare.

$$E_{es} = \frac{E_s}{A} = \frac{P_{e\max} \cdot t}{A} \quad (2.85)$$

Concluziile obținute în urma experimentărilor și a determinării modelelor polinomiale cercetate, sunt:

- Puterea electrică activă maximă absorbită din rețea arată că aceasta variază în funcție de parametrii ștanțării, depășind cu mult valoarea puterii nominale a presei, lucru posibil datorită energiei cedate de volant.
- Randamentului  $\eta$  poate lua valori între 0,182 și 0,496 pentru presa PAI-6.
- Energia electrică specifică la ștanțare  $E_{es}$ , definită conform relației (2.85) are valori extrem de mici ( $\cong 183,4 \cdot 10^{-6}$  Wh/mm<sup>2</sup>), ceea ce evidențiază avantajele prelucrărilor prin ștanțare.

În studiul de față ne vom referi la consumul specific de energie ca și în lucrarea [43], adică acesta reprezentând cuantumul de energie consumată pentru realizarea unei bucăți de produs, în diverse condiții de lucru.

De interes major în diferențierea condițiilor de lucru în care se desfășoară procesul ștanțării, este regimul de lucru cu care lucrează presa în procesul dat. Din acest punct de vedere diferențierea se concretizează în valorile diferite ale numerelor de curse duble pe minut (cd/min) ale loviturilor de berbec.

Presa lucrând în regim de lovituri repetate realizează numărul maxim de curse duble pe minut ale berbecului, anume  $n_{nom}$  dat prin caracteristicile tehnice nominalizate ale presei de uz general, - referindu-ne la prese care nu dispun de posibilitatea reglării numărului de curse duble pe minut ale berbecului în condițiile lucrului lor în regim de lovituri repetate -.

Lucrând în regim de lovituri singulare, numărul acestor lovituri poate obține valori  $n$  foarte diferite între ele, dar în toate cazurile  $n < n_{nom}$ .

Pentru analiza consumului energetic specific este util a defini diversele etape ale mișcării berbecului în corelare cu acțiunile ce intervin în procesul de ștanțare.

Un ciclu complet, definit prin durata  $T$  dintre două lovituri succesive de berbec, în general, poate fi socotit compus din următoarele etape care se succed unele după altele:

I. Poansonul coboară din poziția de punct mort superior până în poziția în care începe atacul semifabricatului supus prelucrării - figura 2.38 a ; în cazuri particulare de construcție a ștanței - figura 2.38 b se consideră coborârea poansonului doar până într-o poziție anterioară față de momentul atacului de către poanson, spre exemplu când începe să fie acționate arcurile unei plăci de fixare.

II. Etapa acțiunii poansonului asupra semifabricatului (figura 2.39).  
- la coborâre: tăierea materialului semifabricatului, împingerea materialului de sub poanson prin orificiul plăcii active, frecarea dintre poanson și materialul din jurul acestuia în care acesta pătrunde (forța de desprindere), deformarea elastică a componentelor presei încărcate prin forța de ștanțare.

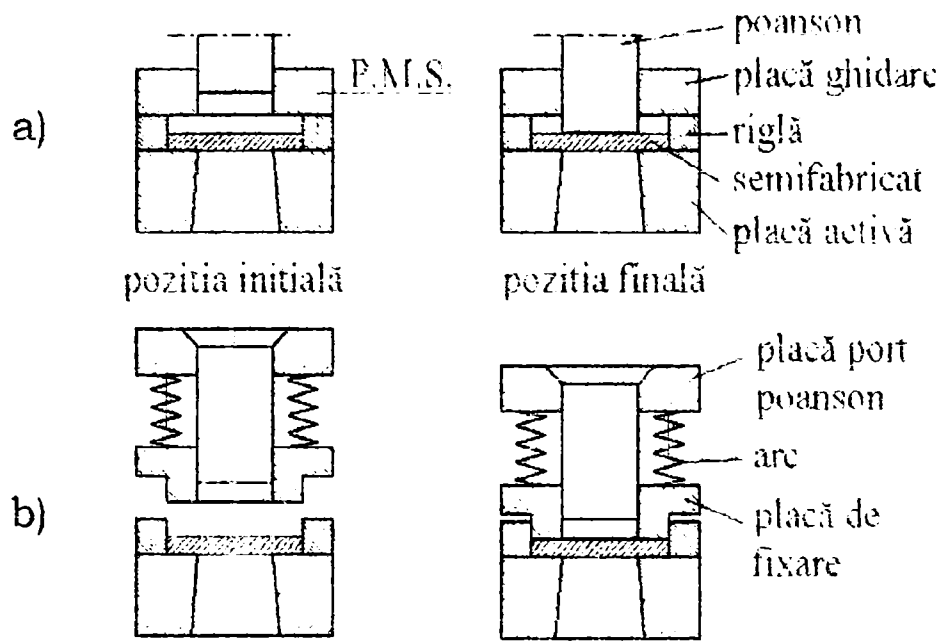


Fig. 2.38

- la ridicare: mișcarea cu frecarea poansonului, din poziția de punct mort inferior până la desprinderea completă a materialului de pe poanson (cu o eventuală întârziere ca și la construcții de ștanțe din figura 2.38 b .

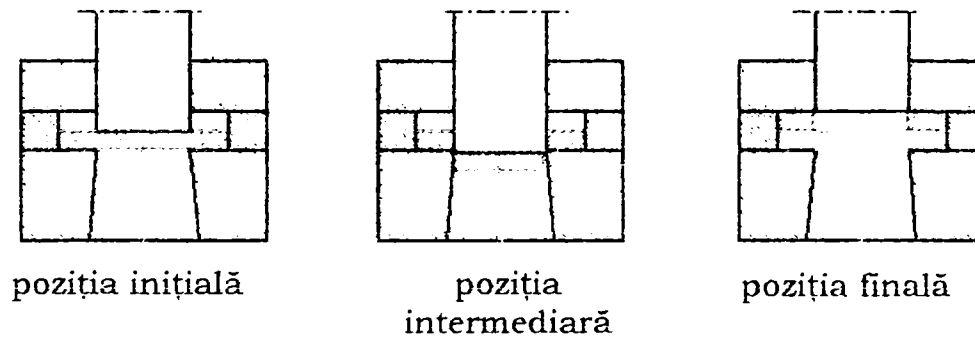


Fig. 2.39

III. Ridicarea poansonului după desprinderea materialului din jur, până în poziția de punct mort superior ca în figura 2.40.

IV. Eventual timp de staționare, până la începerea următoarei curse duble a berbecului preseii.

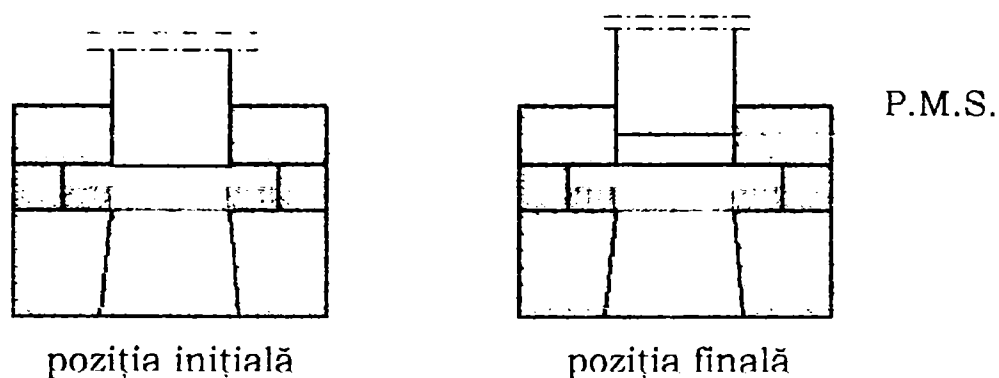


Fig. 2.40

Desigur, în afara energiei consumate  $E_1$  pentru acțiunile indicate pentru etapele I + II + III (deci procesul complex al ștanțării și deformația elastică a componentelor preseii în decursul efectuării acestui proces), mai trebuie luată în considerație și consumul de mers în gol al preseii  $E_{g1}$  pe durata unei curse duble a berbecului.

Rezultă astfel un consum energetic total  $E_{t1}$  aferent unei curse duble, de

$$E_{t1} = E_1 + E_{g1} \quad (2.86)$$

Mai avem în vedere, pentru o eventuală etapă IV, energia consumată pentru mersul în gol al utilajului pe durata staționării berbecului preseii.

Durata acestei staționări este

$$t_{st} = T - t_1 \quad (2.87)$$

unde:  $T$  este durata unui ciclu complet al lucrului berbecului preseii

$t_1$  - durata efectuării etapelor I + II + III ale ciclului.

Energia consumată la mersul în gol  $E_{st}$  aferentă duratei de staționare  $t_{st}$  a berbecului fiind direct proporțională cu durata acestui mers, poate fi exprimată prin relația

$$E_{st} = \frac{t_{st}}{t_1} \cdot E_{g1} \quad (2.88)$$

Astfel energia totală aferentă executării întregului ciclu  $E_{tot}$  va fi:

$$E_{tot} = E_{t1} + E_{st} = E_1 + E_{g1} \cdot \left(1 + \frac{t_{st}}{t_1}\right) \quad (2.89)$$

fiind redată și prin schița din figura 2.41.

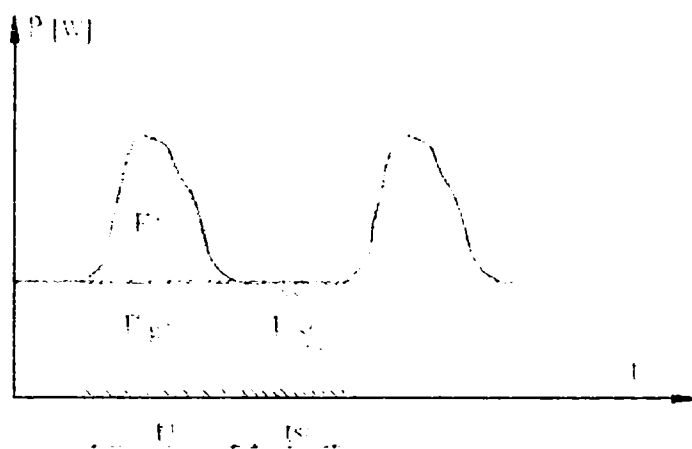


Fig. 2.41

Din relația (2.89) rezultă în mod evident că pentru  $t_{st} = 0$ , deci pentru funcționarea presei în regim de lovituri repetate consumul energetic total  $E_{tot}$  aferent unui ciclu complet, are valoare minimă.

În cazul lucrului în regim de lovituri singulare  $t_{st} \neq 0$ , această energie consumată va fi mai mare, creșterea consumului fiind funcție de durata de staționare a berbecului presei în punctul mort superior, din decursul unui ciclu complet.

Asigurarea condițiilor de lucru ale presei în regim de lovituri repetate, cu utilizarea în fabricație a fiecărei lovituri de berbec, pretinde ca acțiunile de alimentare cu semifabricate a sculei de pe presă, cât și evacuarea din sculă a produsului obținut cât și a deșeurilor rezultate în proces, să se facă într-un timp limitat și corelat cu timpii în care se efectuează coborârea și ridicarea berbecului presei în decursul unei curse duble a acestuia.

În lucrarea [76],[77] se deduce condiția pentru care presa să poată lucra în regim de lovituri repetate, respectiv și a timpului minim de staționare a berbecului pentru cazul lucrului în regim de lovituri singulare. În acest scop se segmentează cursa dublă a berbecului presei (figura 2.42) după cum urmează:

⇒ la coborârea berbecului:

- segmentul  $h_a$  de apropiere a poansonului ștanței de semifabricat, până într-o poziție care încă să permită avansul semifabricatului (sau introducerea lui) în sculă -parcurs în timpul  $t_{ha}$  ;



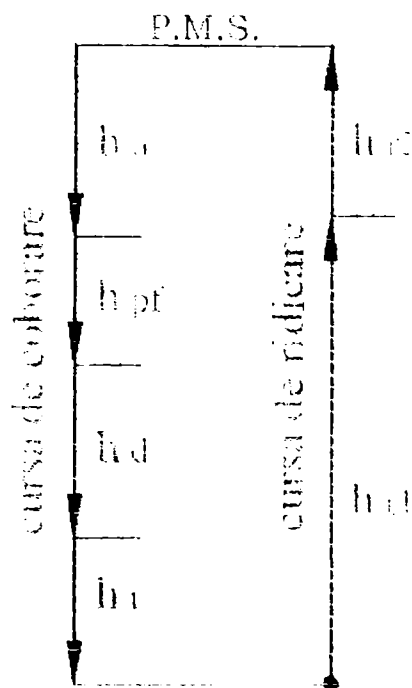


Fig. 2.42

- segmentul  $h_{pf}$  de pătrundere (la semifabricate cu adâncituri) și fixare a semifabricatului, - parcurs în timpul  $t_{hpf}$  ;
  - segmentul  $h_d$  corespunzător acțiunii de deformare a semifabricatului, - parcurs în timpul  $t_{hd}$  ;
  - segmentul  $h_i$  de împingere a materialului detașat de poanson până în poziția sa de punct mort inferior, - parcurs în timpul  $t_{hi}$  .
- ⇒ la ridicarea berbecului
- segmentul  $h_{r1}$  considerat din punctul mort inferior până la o înălțime care să permită alimentarea sculei cu semifabricate, respectiv evacuarea produsului din sculă, - parcurs în

timpul  $t_{hr1}$  ;

- segmentul  $h_{r2}$ , ce corespunde cu ridicarea până la punctul mort superior, - parcurs în timpul  $t_{hr2}$  .

Notând durata necesară evacuării prin  $t_{ev}$ , iar cea necesară alimentării cu semifabricat prin  $t_{al}$ , condiția ca presa să poată lucra în regim de lovituri repetate este:

$$t_{ev} + t_{al} < t_{ha} + t_{hr2} \quad (2.90)$$

În lucrarea [76] sunt detaliate cazurile pentru care  $t_{ev}$  are valoare nulă.

Durata de staționare  $t_{st}$  a berbecului presei în poziția de punct mort superior va fi:

$$t_{st} > (t_{ev} + t_{al}) - (t_{ha} + t_{hr2}) \quad (2.91)$$

iar durata ciclului  $T$ , într-un asemenea caz cu staționarea berbecului între două lovituri succesive de berbece este

$$T = \frac{1}{n_{nom}} \cdot q + t_{st} \quad (2.92)$$

unde  $q$  reprezintă coeficientul de majorare a timpului unei curse duble, funcție de tipul cuplajului de antrenare a arborelui principal al presei.

## 3.0 PRODUCTIVITATEA SISTEMULUI DE PRELUCRARE PRIN PRESARE LA RECE

### 3.1 Productivitatea sistemului de fabricație

Productivitatea este unul din principalii indicatori prin care se exprimă eficiența din cursul fabricației produselor.

Definirea termenului de productivitate este cvasi unanim acceptată sub forma în care aceasta este redată în “Manualul de inginerie industrială” a lui H. B. Maynard [48]: “*Productivitate = cantitatea efectivă de produse realizate sau fabricate în unitatea de timp lucrată*”. În esență, la fel este și definiția dată de “Lexiconul tehnic român” .

Așa cum derivă evident din definiția ei, productivitatea are raportare obligatorie la un sistem încheșat capabil de a realiza un produs și ea reprezintă rezultatul unui proces de producție concret. Exemplu al unui asemenea sistem de maximă simplitate este constituit dintr-o presă echipată cu o ștanță și deservit de un operator uman. Sistem de complexitate superioară apare dacă sistemul anterior menționat se completează cu un dispozitiv de alimentare cu semifabricate. Tot așa, un sistem și mai complex este o linie automată de presare, cu mai multe posturi de lucru, fiecare dintre acestea fiind clădit pe câte o presă.

În cadrul general al sistemelor de producție, productivitatea este o rezultată a performanțelor mijloacelor de producție și ale operatorilor umani [87] care se folosesc de aceste mijloace în procesul de producție al bunurilor materiale (figura 3.1).

În cazul particular, al unor sisteme de producție complet automatizate, cantitatea de produse realizate în unitatea de timp, depinde exclusiv de mijloacele de producție care compun sistemul.

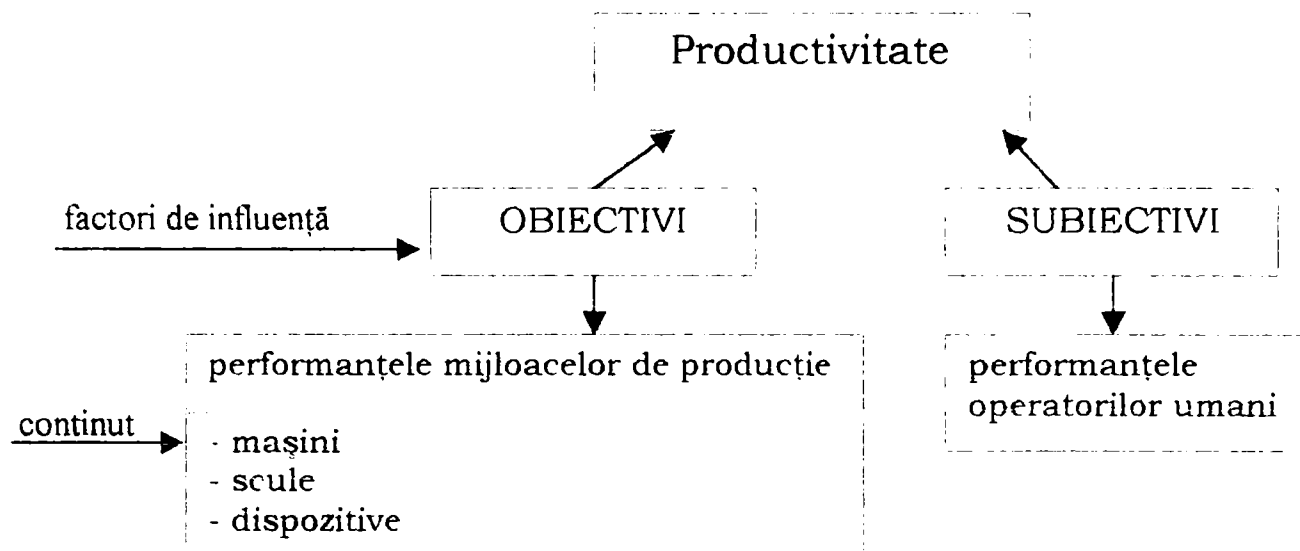


Fig.3.1

Performanțele operatorilor umani depind de pregătirea profesională a lucrătorilor, interesul pe care-l manifestă în desfășurarea activității, starea lor de oboseală, etc. Deci avem de-a face cu un factor subiectiv, cu efecte variabile în funcție de subiecți și lipsită de constanță în timp.

Performanțele mijloacelor de producție sunt strâns corelate cu caracteristicile constructiv-funcționale ale acestora [97] și astfel ele se constituie într-un factor obiectiv care concurează la realizarea unei anumite productivități. Mijloacele de producție sunt constituite din mașinile de lucru, sculele și dispozitivele aferente acestora.

Pentru studiul de față prezintă interes doar factorul de influență obiectiv și acesta restrâns la performanțele mașinii de lucru, - în cazul nostru presa.

Productivitatea -  $P_r$  - [3],[21],[50] unui sistem simplu de producție prin presare, având componenta tehnică redusă la o mașină de lucru, -presa-, echipată cu o sculă, -ștanță-, se exprimă prin relația

$$P_r = n_{ef} \cdot j \quad \text{buc/minut} \quad (3.1)$$

unde  $n_{ef}$  este numărul efectiv de curse duble pe minut al presei,

$j$  - numărul de bucăți de produse pe care le realizează ștanța în decursul unei curse duble a berbecului presei

$$j = N \setminus \{0\} \quad (3.2)$$

Vom supune analizei factorii care apar în relația (3.1) a productivității sistemului.

a.1 Factorul  $n_{ef}$  din relația (3.1) are o raportare nemijlocită la mașina de lucru, presa. Acest factor poate înregistra diferite valori, în funcție de:

- $n_{nom}$  parametru nominalizat printre caracteristicile tehnice ale presei, indicând numărul maxim de curse duble pe minut pe care le poate realiza berbecul presei, definit de lanțul cinematic dat al utilajului. Această valoare maximă a numărului de curse duble pe minut se obține în cazul funcționării presei în regim de lovituri repetate;
- reglajul regimului de funcționare al presei, ținându-se seama de condițiile concrete de exploatare a sistemului (deservire prin operator uman, lucru automat);
- eventuală corelare impusă de legături funcționale ale presei cu alte mijloace de producție din sistem, cum ar fi spre exemplu un dispozitiv de alimentare automată cu semifabricate, sau, în cadrul unei linii automate de presare, legătura dintre presa dată și alte prese constitutive ale liniei automate.

Dacă presa este reglată să lucreze în regim de lovituri singulare, fiecare lovitură fiind aparte comandată, numărul efectiv al acestor lovituri va fi mai mic decât  $n_{nom}$ . Deci, în general luat

$$n_{ef} \leq n_{nom} \quad (3.3)$$

Scăderea ritmului loviturilor de berbec, dacă acestea sunt comandate fiecare în parte, rezultă ca și consecință a timpilor care se scurg între momentul comenzii și realizarea cuplării mișcării arborelui principal și volantul presei. Această pierdere de timp depinde de tipul cuplajului dintre arborele principal și volant, și se evidențiază în calcule printr-un coeficient  $q$  a cărei valoare variază între 1,05 ... 1,45 [9],[42],[69]. În această situație, cu pierderile minimale ce pot interveni vom avea un număr de curse duble pe minut efectiv realizabile de

$$n_{ef \max} = \frac{n_{nom}}{q} \quad (3.4)$$

De regulă, depinzând de intervalul de timp care se scurge între două comenzi succesive de cuplare, se ajunge la valori efective ale numărului de curse duble pe minut mai mic decât cel dat de (3.4)

Ținând seama de relațiile (3.1) și de (3.3) valoarea maximală a productivității  $P_{r \max}$ , pe care o poate realiza o presă dată este de

$$P_{r \max} = n_{\text{nom}} \cdot j \quad (3.5)$$

aceasta în situația că lucrează în regim de lovituri repetate, și desigur fructificându-se în fabricație fiecare lovitură de berbec.

a.2 Factorul  $j$ , numărul de bucăți de produse pe care le realizează ștanța în decursul unei curse duble a berbecului preseii, are o valoare care ține cont de următoarele considerații:

- din punct de vedere energetic, trebuie avut în vedere că forța cu care se încarcă presa este limitată superior la valoarea forței nominale de presare  $F_{\text{nom}}$  de care aceasta dispune. În consecință, dacă ștanțarea unei singure bucăți de produs necesită o forță  $F_1$  evident că

$$j_{\max} = \frac{F_{\text{nom}}}{F_1} \quad (3.6)$$

respectiv

$$F_{\text{nom}} \geq F_1 \cdot j \quad (3.7)$$

Deci chiar și numai pentru ca  $j$  să fie egal cu 2 (doi), se impune ca  $F_1 \leq F_{\text{nom}}/2$ . Astfel cu excepția ștanțării produselor mărunte, - când  $F_1$  are valori reduse -, în majoritatea covârșitoare a cazurilor, în practica industrială se ajunge la  $j = 1$ .

- din punct de vedere gabaritic se va ține seama de faptul că multiplicarea numărului de posturi de lucru, conduce la un spor al extensiunii sculei. Or extensiunea aceasta este limitată, de dimensiunile mesei preseii, pe care trebuie așezată și fixată ștanța. Întrucât însă problema multiplicării posturilor de lucru intervine doar în cazul ștanțării pieselor mărunte, considerentul gabaritic prezintă doar interes teoretic, nu și practic;
- trebuie luat în considerare că, complexitatea constructivă a ștanței cu multe posturi de lucru, implică probleme, respectiv costuri ridicate atât la execuția ei, cât și pentru mentenanța în decursul duratei ei de viață. Apar eventual dificultăți sporite și la alimentarea sculei cu benzi sau fâșii late (ca și urmare a croirii pe mai multe rânduri a semifabricatului) cât și cu pași de avans de valoare mărită.

Dintre cele de mai sus, de interes practic cu referire la mașina de lucru, - presa-, rămân doar considerațiunile de natură energetică, prin intermediul caracteristicii acesteia de forță nominală de presare  $F_{nom}$ .

### 3.2 Despre posibilitatea sporirii productivității sistemului de fabricație

Analiza factorilor relației (3.1) de determinare a productivității unui sistem de fabricație prin presare, a permis să se deducă existența a două caracteristici tehnice ale mașinii de lucru, -presa-, prin care aceasta poate influența asupra nivelului productivității sistemului, anume:

- $n_{nom}$ , numărul maxim de curse duble pe minut (cd/min) pe care berbecul presei îl poate realiza, și
- $F_{nom}$ , forța nominală de presare a utilajului

Cu raportare la aceste două caracteristici tehnice, se impune să evidențiem:

- dacă există vreo legătură între ele și anume care este aceasta, și
- care este modalitatea și utilitatea de a acționa pentru modificarea valorii acestor caracteristici ale presei, pe utilaje existente în dotarea unităților industriale.

#### 3.2.1 Corelația dintre caracteristicile $n_{nom}$ și $F_{nom}$ ale presei

Aceste două caracteristici indică valori maxime,  $n_{nom}$  pentru ritmul bătăilor berbecului iar  $F_{nom}$  pentru încărcarea maxim admisibilă a presei. Corelația dintre ele se stabilește prin intermediul expresiei [9],[69] puterii motorului de acționare cu care trebuie să fie echipată presa:

$$P_{mot} = \frac{a_o \cdot A \cdot n}{60 \cdot \eta \cdot \eta_t} \quad (3.8)$$

unde  $A$  este lucrul mecanic al forței cerute de realizarea procesului de deformare;

$n$  - numărul de curse duble pe minut cu care lucrează presa;

$a_o$  - coeficient de neuniformitate a mersului presei;

$\eta$  - randamentul presei

$\eta_t$  - randamentul transmisiei

Valoarea lucrului mecanic A este

$$A = \lambda \cdot F_{\text{tot}} \cdot g \quad (3.9)$$

unde  $\lambda$  este coeficientul de corelare dintre forța maximă și cea medie de tăiere.

Introducând valoarea lui A din (3.9) în (3.8) avem:

$$P_{\text{mot}} = \frac{a_o \cdot \lambda \cdot g}{60 \cdot \eta} \cdot \frac{F_{\text{tot}} \cdot n}{\eta_t} = C_1 \cdot \frac{F_{\text{tot}} \cdot n}{\eta_t} \quad (3.10)$$

ceea ce înseamnă că menținând nemodificată puterea necesară (și instalată) pentru acționarea presei, se impune ca

$$\frac{F_{\text{tot}} \cdot n}{\eta_t} = \text{constan t} \quad (3.11)$$

Pentru a se trece de la o valoare a lui  $n_{\text{nom}}$  la o altă valoare  $n'_{\text{nom}}$  trebuie acționat asupra transmisiei dintre motor și presă, intervenind astfel o modificare de randament  $\eta_t$  la  $\eta'_t$ . Astfel, pornind de la (3.11) rezultă:

$$n'_{\text{nom}} = n_{\text{nom}} \cdot \frac{F_{\text{tot}}}{F'_{\text{tot}}} \cdot \frac{\eta'_t}{\eta_t} \quad (3.12)$$

Ținând seama că modificarea transmisiei se rezolvă prin intercalarea unui angrenaj de roți dințate, iar randamentul acestuia [7] este de ordinul 0,96...0,99, avem

$$\eta'_t = \frac{\eta_t}{0,96...0,99} \cong \eta_t \quad (3.13)$$

aproximare pe care o admitem dată fiind diferență valorică foarte mică între  $\eta_t$  și  $\eta'_t$ . În acest caz se poate pune, ca și cerință pentru ca puterea cerută de proces pentru acționarea presei să fie nemodificată și ca atare corespunzătoare și pentru noile condiții, ca

$$n_{\text{nom}} \cdot F_{\text{nom}} = n'_{\text{nom}} \cdot F'_{\text{nom}} = \text{constant} \quad (3.14)$$

Deci provocând modificarea valorii unuia dintre factorii  $n_{\text{nom}}$  și  $F_{\text{nom}}$  ai utilajului, se impune să se modifice și valoarea celuilalt factor, în același procentaj de variație, dar în sens opus.

Notăm că deducțiile (3.14) au fost făcute impunându-se ca puterea necesară acționării presei în noile condiții ale ștanțării să aibe valoare nemodificată față



de cea cerută pe presa cu caracteristicile sale inițiale, deci, care rezulta și în situația că presa lucra cu  $n_{nom}$  și forța de ștanțare avea valoare de  $F_{max}$ .

Pe de altă parte este știut că puterea cerută de procesele de ștanțare au valori mult sub cea a puterii instalate, adică a motorului de acționare a presei. Această diferență dintre cele două puteri răspunde cerinței ca presa să poată să aibe caracterul mașinii de lucru de uz universal, adică să se creeze posibilitatea ca pe acest utilaj să se poată efectua și alte lucrări decât de ștanțare, lucrări care să necesite forțe maxime tot de valoarea lui  $F_{max}$ , dar puteri superioare. Asemenea lucrări intervin în numeroase prelucrări de matrițare.

În vederea menținerii aceleași posibilități de uz general ale presei, și pentru noile condiții de lucru ale acestei mașini de lucru și în cazul modificării pe care o propunem în studiul de față (cap. 3.2.3), menținem sus-amintita rezervă de putere a presei.

### 3.2.2 Posibilitatea și utilitatea modificării valorii lui $F_{nom}$

Acțiunea de mărire a  $F_{nom}$ , conform (3.14) va impune micșorarea lui  $n_{nom}$ .

Mărirea valorii lui  $F_{nom}$ , deci a forței maxime cu care s-ar încărca presa, aduce după sine creșterea solicitărilor din structura de rezistență a utilajului, - cu posibilitatea să apară solicitări inadmisibile, și oricum superioare celor avute în vedere la proiectarea presei. În noua situație pot apare probleme de deformații prea mari, sau chiar pericole de rupere al unor componente ale structurii.

Realizarea unor întăriri suplimentare ale structurii de rezistență, - chiar și dacă sunt posibile -, implică lucrări de anvergură.

Mărirea valorii lui  $F_{nom}$  este lipsită însă și de sens logic, deoarece, - după cum s-a văzut mai sus la punctul a.2 -, asta ar putea conduce la sporirea productivității numai prin creșterea numărului  $j$  de produse simultan realizabile la o singură lovitură de berbec. Ori această situație prezintă un interes aplicativ prea redus, anume exclusiv la ștanțarea pieselor mărunte. Un alt mare neajuns practic constă în faptul că s-ar necesita execuții de ștanțe noi cu mai multe posturi de lucru, în locul ștanțelor cu care s-a lucrat înainte.

Modificarea valorii lui  $F_{nom}$  în sensul micșorării acesteia, respectiv a modifica structura de rezistență a presei făcând-o mai suplă, este și ea lipsită de sens logic.

În acest fel, rațional este doar să se mențină neatinsă structura de rezistență existentă, servindu-ne de presă doar la prelucrări de ștanțare care necesită în proces forțe  $F_{tot} \leq F_{nom}$ .

În practica industrială situații de subîncărcare a presei,  $F_{tot} < F_{nom}$ , intervin cu foarte mare frecvență și chiar în măsuri ridicate, -după cum acest lucru va fi arătat la subcapitolul 4.1 din studiul de față.

În cazul lucrului cu  $F_{tot} < F_{nom}$ , se poate accepta să se lucreze cu un număr sporit  $n$  de curse duble pe minut (cd/min) al berbecului presei, în scopul obținerii unei productivități superioare.

### 3.2.3 Posibilitatea și utilitatea modificării valorii lui $n_{nom}$

Conform relației (3.14), acțiunea de mărire a lui  $n_{nom}$  se poate face micșorând valoarea lui  $F_{nom}$ . Întrucât însă în producția industrială, chiar în condițiile unui nivel normal de încărcare a utilajelor se lucrează cu forțe cerute de proces  $F_{tot}$  incluse într-un interval de valori

$$F_{tot} = F_{nom} \cdot \frac{F_{nom}}{1,6} \quad (3.15)$$

(ținându-se seama de rația 1,6 după care sunt definite treptele de forțe nominale ale preselor de uz general), se lucrează mai întotdeauna în condițiile  $F_{tot} < F_{nom}$  (capitol 4.1). Deci, în toate aceste cazuri există posibilitatea de a lucra cu  $n > n_{nom}$  și pe această cale să se obțină productivitate mai ridicată în fabricația realizată de sistem.

Modificarea lanțului cinematic al presei, pentru exploatarea integrală a posibilităților de sporire a productivității pentru oricare valoare efectivă a lui  $F_{tot}$ , ar pretinde reglarea continuă a numărului de curse duble pe minut (cd/min) ale berbecului, - astfel, pentru cazurile precizate de (3.15), o reglare în intervalul

$$n' = n_{nom} \dots 1,6 \cdot n_{nom} \quad (3.16)$$

Fără a atinge un asemenea optim, se poate ajunge totuși la o substanțială sporire a productivității sistemului de fabricație. Aceasta, efectuându-se o

unică modificare a presei anume incluzând în lanțul cinematic al acesteia o cutie de viteze cu două trepte de turații care să permită lucrul cu

$$n'_{\text{nom}} = n_{\text{nom}} \text{ respectiv } n''_{\text{nom}} = 1,3 \cdot n_{\text{nom}} \quad (3.17)$$

Pe această cale s-ar diviza în două grupe prelucrările efectuate în mod normal pe presa dată.

Treapta întâia ar servi, prelucrărilor pentru care forța necesară în proces  $F_{\text{tot}}$  ar fi de:

$$F'_{\text{tot}} = F_{\text{nom}} \dots \frac{F_{\text{nom}}}{1,3} \quad (3.18)$$

iar treapta a doua, pentru prelucrările unde forța necesară în proces  $F''_{\text{tot}}$  ar fi de

$$F''_{\text{tot}} = \frac{F_{\text{nom}}}{1,3} \dots \frac{F_{\text{nom}}}{1,6} \quad (3.19)$$

În baza acestei unice modernizări ale preselor de uz general din dotarea întreprinderii, ar apare:

- pe prima treaptă: condiții de lucru nemodificate față de presa de bază, deci aceeași productivitate și posibilități de încărcare până la  $F'_{\text{tot}} = F_{\text{nom}}$  ;
- pe a doua treaptă: condiții de lucru modificate în sensul creșterii productivității cu 30%, la încărcări de maxim  $F''_{\text{tot}} = F_{\text{nom}} / 1,3$  ;

Aproximând volumul de producție al presei repartizat aproximativ egal pe cele două trepte de lucru create, rezultă că, pe ansamblul său, sistemul de fabricație în cauză asigură lucrul cu o creștere substanțială de productivitate, de aproximativ 15%.

Economiile ce s-ar obține în acest fel ar duce la amortizarea, într-un timp scurt, a cheltuielilor legate de modernizarea presei prin montarea cutiei de viteze menționate.

## 4.0 ANALIZA STATISTICĂ A ÎNCĂRCĂRII PRESELOR ÎN PRACTICA INDUSTRIALĂ

### 4.1 Cauzele subîncărcării preselor

Presele de uz general se fabrică după o gamă definită a forțelor de presare [51],[81],[82].

Corelat cu forțele nominale de presare, se stabilește un anumit număr de curse duble pe minut după care să lucreze berbecul [85],[94], (construcțiile moderne dispun de posibilitatea de a lucra, după caz, cu mai multe valori ale numerelor de curse duble pe minut [44],[63],[67]).

Forțele nominale de presare și numărul maxim de curse duble pe minut cu care poate lucra presa determină puterile motoarelor de acționare cu care se echipează presele.

Corelat cu forțele nominale de presare se stabilesc și elementele constructive ale utilajului. Apreciindu-se limitele dimensionale ale sculelor de deformare care se consideră că se vor monta pe ele, se precizează distanțele minime și maxime dintre masă și berbec, cât și extensiunile mesei preselor.

Raportându-se la presele cu excentric tip PAI, în tabelul 4.1-a și 4.1-b se redă gama de forțe nominale de presare, numerele de curse duble pe minut ale berbecilor cât și puterile motoarelor electrice de acționare cu care acestea se construiesc.

Urmărind activitatea din secțiile de presare ale unităților industriale [13],[18], un observator cât de cât inițiat în domeniu, este frapat de o evidentă și foarte substanțială neutilizare a preselor, la nivelul capacităților constructive ale acestora. O asemenea stare de lucru este generată de cauze obiective cât și subiective, prezentate schematizat în figura 4.1.

Tabel 4.1-a

PARAMETRU	U.M.	TIPUL PRESEI - cuplaj cu pană rotitoare -					
		PAI-06	PAI-10	PAI-16	PAI-25	PAI-40	PAI-63
Forța nominală de presare	kN	63	100	160	250	400	630
Numărul curselor duble	min <sup>-1</sup>	160	150	140	120	110	90
Domeniul de reglare a cursei	mm	8..48	8..60	8..76	10..100	10..120	10..120
Distanța dintre axa berbecului și batiu	mm	130	140	165	200	220	250
Dimensiunile mesei (lățime x profunzime)	mm	360x250	400x270	450x310	560x400	630x450	710x500
Diametrul orificiului din masă	mm	120	150	150	160	200	250
Distanța maximă dintre masă și berbec (fără placă)	mm	180	200	225	250	280	315
Reglarea lungimii bielei	mm	40	45	50	75	80	85
Puterea motorului electric	kW	0,75	1,5	1,5	2,2	4	5,5

Tabel 4.1-b

PARAMETRU	U.M.	TIPUL PRESEI - cuplaj cu fricțiune electropneumatic -			
		PAI-16A	PAI-25A	PAI-40A	PAI-63A
Forța nominală de presare	kN	160	250	400	630
Numărul curselor duble	min <sup>-1</sup>	180	180	1160	140
Domeniul de reglarea a cursei	mm	8..76	10..100	10..120	10..120
Distanța dintre axa berbecului și batiu	mm	165	200	220	250
Dimensiunile mesei (lățime x profunzime)	mm	450x310	560x400	630x450	710x500
Diametrul orificiului din masă	mm	150	160	200	250
Distanța maximă dintre masă și berbec (fără placă)	mm	225	250	280	315
Reglarea lungimii bielei	mm	50	75	80	85
Puterea motorului electric	kW	2,2	3	5,5	7,5

Cauzele subiective sunt cele care privesc o programare eronată a efectuării prelucrărilor definite de planul de producție, în raport cu posibilitățile utilajelor din dotarea unităților industriale. Acestea sunt legate de calitatea profesională a personalului, iar analiza lor este în afara cadrului de interes pentru studiul de față.

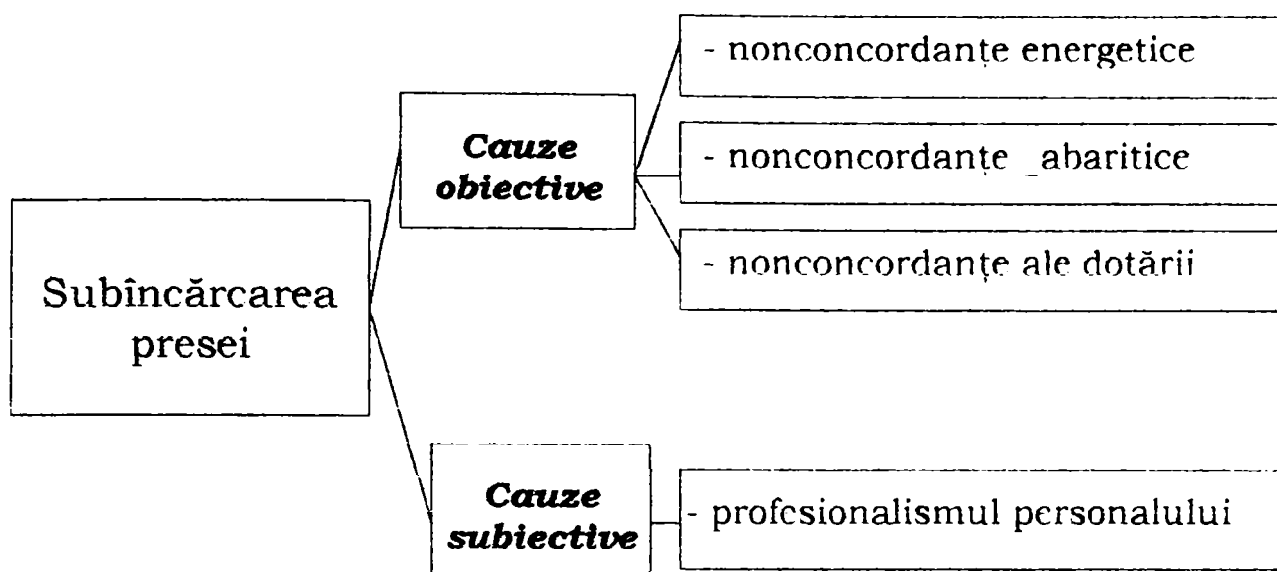


Fig. 4.1

Ne vom ocupa însă de cauzele obiective, care se raportează la:

- neconcordanțe de ordin energetic;
- neconcordanțe de ordin gabaritic;
- neconcordanțe legate de dotarea secțiilor de presare.

## 4.2 Nonconcordanțe de ordin energetic

Fiecare operație de ștanțare-matrițare ce intervine la realizarea fiecărui reper component al unui produs obținut în cadrul unei fabricații diversificate, pretinde exercitarea unei anumite forțe de deformare. Valoarea acestei forțe este definită de datele caracteristice ale prelucrării (natura acestora și elementele dimensionale ce intervin în procesul deformării), precum și de caracteristicile fizico-mecanice ale materialului semifabricatului. Ori această forță de deformare numai în cazuri rare ajunge să fie de o valoare mult apropiată forței nominale de presare a vreunei prese. *Astfel o anumită subîncărcare a preselor de uz general, folosite într-o producție diversificată, la realizarea diferitelor prelucrări de ștanțare-matrițare, este de neînlăturat.*

Subîncărcarea preselor din punctul de vedere al forțelor pe care ele sunt chemate să le exercite într-un proces dat, - în situația că presa poate lucra doar cu un singur anumit număr de curse duble pe minut -, determină ca și puterea necesară prelucrării să fie simțitor sub valoarea puterii instalate pe utilaj prin motorul de acționare cu care este echipat presa. Derivă de aici și



pierderi energetice corespunzătoare acționării prin motoare electrice de mare putere a unor procese consumatoare de putere redusă. (vezi fig. 2.26, cap. 2.2.2.1)

Totodată, în situația că presa întotdeauna lucrează cu același număr de curse duble pe minut ale berbecului, subîncărcarea presei nu deschide calea spre o modificare favorabilă a capacității productive efective a acesteia. Producția orară de piese presate se menține la valoare constantă, ea fiind determinată exclusiv de parametrul număr de curse duble pe minut.

### 4.3 Nonconcordanțe de ordin gabaritic

Diversitatea nelimitată a formelor și dimensiunilor produselor obținute prin prelucrări de ștanțare-matrițare, determină să intervină și cerințe de presare a unor produse care au dimensiuni ce ies din cadrul limitelor dimensionale întâlnite cu mare frecvență în practică. Realizarea unor asemenea produse poate pretinde, în raport cu caracteristicile constructiv-funcționale ale preselor adecvate din punctul de vedere al forțelor nominale de presare:

- sculă cu suprafața de așezare care depășește dimensiunile mesei presei; situație de această natură poate apărea și la scule cu acțiune succesivă, cu un număr mai mare de posturi de lucru, și care servesc realizării unor produse de dimensiuni medii;
- sculă cu înălțime mai mare decât distanța maximă dintre berbecul și masa presei;
- sculă care să necesite, din considerente tehnologice, o lungime mai mare a cursei berbecului decât cea pe care o poate realiza presa.

În aceste cazuri, considerente gabaritice impun montarea sculei pe o presă de tonaj superior față de cea care ar fi suficientă dacă s-ar considera, în mod exclusiv, cerința dezvoltării forței necesare efectuării prelucrării date. Derivă astfel subîncărcarea presei, ea fiind inevitabilă și în acest caz.

Desigur, produse să le zicem agabaritice, pot fi atât cele cu dimensiuni prea mari, cât și cele cu dimensiuni mult prea reduse. Dintre acestea numai produsele cu dimensiuni prea mari prezintă interes pentru problema în cauză,



întrucât posibilitatea de montaj ale sculelor mici - și pe presele de tonaj mai ridicat -, nu ridică probleme insurmontabile.

#### 4.4 Nonconcordanțe legate de dotarea secțiilor de presare

Este de importanță majoră, în scopul obținerii unei ridicate eficiențe tehnico economice în cursul procesării produselor unei producții date, - precizată prin sortimente și cantități-, ca să existe o bună corelare dintre:

- dotarea prin utilajele de prelucrare, -precizate ca tipodimensiuni de prese și numărul lor-, pe de o parte și
- procesele tehnologice definite, -precizate ca natură a prelucrărilor și volumele acestora-, pe de altă parte.

În cazul unei fabricații diversificate și flexibile totodată, soluția cea mai adecvată acestei corelări constă într-o dotare bazată în mare măsură pe utilaje de lucru de uz general, existând completare a acestora prin utilaje de lucru speciale care să servească pentru efectuarea unor prelucrări nerealizabile sau nu în mod rațional realizabile pe utilajele de uz general.

Se cere să scoatem în evidență că pentru prelucrările de presare corelarea mai sus menționată a acestora cu utilajele de prelucrare, se asigură cu mult mai ușor decât la prelucrările prin așchiere. Așchiera se realizează pe tipuri de utilaje mult diversificate între ele cum ar fi: strungurile, mașinile de frezat, de rectificat, de găurit, etc. cu diversificări multe și în cadrul tipurilor menționate.

Spre deosebire de aceasta, aceleași utilaje de presare de uz general servesc la execuția a foarte felurite prelucrări, schimbându-se doar scula (ștanța-matrița) cu care se echipează utilajul, în corelare cu natura prelucrării de efectuat. Această diversificare foarte largă a prelucrărilor realizabile pe aceeași presă, impune însă în mod evident acceptul încărcării acestor utilaje și sub valoarea forței nominale de presare de care acestea dispun.

Data fiind complexitatea optimizării corelării de precizie a utilajului din dotare cu cerințele procesării în cadrul unei fabricații diversificate și flexibile totodată, decizia privind dotarea devine o rezultată a unor aprecieri subiective. Un principiu de care se ține seama în această apreciere constă în a

alege prese de uz general de tonaje ușor superioare celor presupuse că vor fi necesare în concretul fabricației. Avem de a face în consecință cu o subîncărcare prevăzută cu anticipație.

## 4.5 Date statistice

În lumina considerațiilor de mai sus, prezintă mare interes cunoașterea stării de fapt a subîncărcării preselor de uz general, în baza unor date furnizate de practica industrială.

Datele sunt culese din evidențele de producție ale secțiilor de presare dintr-o unitate reprezentativă din zonă și redau valorile medii ale câte unor grupe de cinci prese tip PAI, pentru o perioadă de funcționare cu durată de două săptămâni.

Datele primare, în baza cărora au rezultat valorile înscrise în tabelul 4.2 sunt pentru repere care se execută conform planului de producție a unității industriale, pentru operații care se execută în cursul procesării acestor repere, fiind precizate, forțele necesare efectuării operațiilor date, normele de timp aferente acestor operații și mărimile loturilor puse în fabricație.

Pentru o ilustrare cât mai bună a situației, datele tabelului 4.2 se prezintă și sub forma graficelor din figura 4.2

Tabel 4.2

PRESA	Prelucrări cu forțe de deformare de:		% cazuri din total operații procesate	% din timpul total de lucru al presei
	kN	% din forța de presare nominală a presei		
PAI 16	< 63	< 37,5	58,3	69,4
	63...100	37,5...62,5	8,3	7,4
	100...160	62,5...100	33,4	23,2
PAI 63	< 250	< 39,7	16,7	35,7
	250...400	39,7...63,5	16,7	5,9
	400...630	63,5...100	66,6	58,7

Analiza acestor date o vom face delimitând situațiile ce intervin după trei niveluri de încărcare ale utilajelor. Delimitarea se face în funcție de valoarea forței cerute de efectuarea operației în cauză în raport cu forța nominală de presare a utilajului pe care se execută operația dată. Astfel avem:

-1. nivel de încărcare normală, corespunzător cazurilor în care forțele cerute se situează între valorile forței nominale de presare a presei date și forța nominală a presei din treapta imediat inferioară a acesteia ( spre exemplu raportându-ne la o presă PAI 16, procesul pretinde o forță care valoric se plasează între forța nominală de presare a preselor PAI 16 și PAI 10 ).

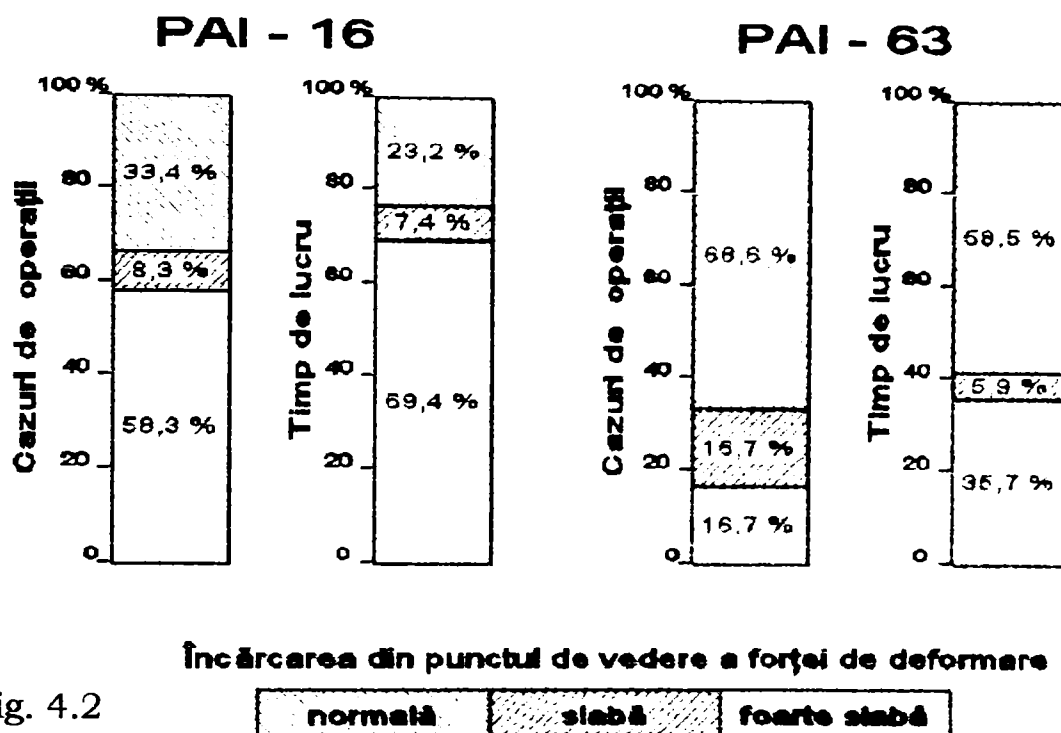


Fig. 4.2

-2. nivel de încărcare slabă, în cazurile când forțele cerute în procesele de deformare au valorile cuprinse între forțele nominale ale preselor din prima și a doua treaptă mai în jos decât presa în cauză (spre exemplu lucrând tot pe o presă PAI 16, forțele cerute în procese se găsesc între forțele nominale de presare ale preselor PAI 10 și PAI 6).

-3. nivel de încărcare foarte slabă, în cazurile când forțele cerute în procese sunt sub nivelul forței nominale de presare ale presei situate cu două trepte mai în jos decât a presei în cauză ( de exemplu tot la lucrul pe presa PAI 16, cazurile în care forța cerută de procese este mai mică decât forța nominală a preselor PAI 6 ).

Ținându-se seama de aceste niveluri de încărcare, datele din tabelul 4.2, respectiv figura 4.2, permit a se face următoarele constatări:

A.a Nivelul de încărcare normală este foarte redus în cazul preșelor de tonaj redus (23,2% în timp la preșele PAI 16) și substanțial mai mare, deși încă tot nemulțumitoare, la preșele de tonaj mai ridicat (58,7% în timp la PAI 63).

A.b Nivelul de încărcare slabă înregistrează în general, volume reduse din timpul de lucru (7,4% la PAI 16 și 5,9% la PAI 63).

A.c Nivelul de încărcare foarte slabă atinge valori extrem de ridicate la preșele de tonaj redus (69,4% la PAI 16) și o valoare sensibil mai redusă la preșele de tonaj mai ridicat (35,7% la PAI 63), valoare încă tot nesatisfăcătoare de mică.

B. Timpul foarte redus în care preșele de mic tonaj lucrează cu încărcări normale, respectiv a valorii extrem de mari în care acestea lucrează cu încărcări foarte slabe, este un indiciu al nonconcordanței legate de dotarea secțiilor de presare. Această situație precară evidențiază faptul că dotarea s-a realizat în mare măsură prin preșe supradimensionate, ca și tonaj, față de cele care ar fi fost adecvate situației unităților industriale. Numărul insuficient de preșe de tonaj mic (de 100 kN și 63 kN) a determinat ca operațiile ce ar fi fost normale să se prelucreze pe aceste preșe chiar într-un volum de timp foarte mare, să fie transpuse ca și execuție pe preșe de tonaj mai ridicat (160 kN).

Merită de menționat că, în situația dată a dotării, în 56,6% din timpul total de 69,4% când preșele au lucrat la un nivel de încărcare foarte slab, încărcarea reală a fost de sub 5% din forța nominală de presare a preșelor PAI 16, ceea ce se poate considera drept o încărcare catastrofal de slabă.

C. Nonconcordanțele de ordin gabaritic intervin în cazuri relativ rare în practică. Se impune, în baza acestor nonconcordanțe, montarea sculelor în cauză pe preșe de tonaj superior, și ele cauzează bună parte din situațiile de încărcare slabă a utilajelor.

D. În cadrul oricărui nivel de încărcare, ținându-se seama de rația de 1,6 după care este definită gama forțelor nominale de presare ale preșelor PAI, apar inevitabile și totodată valoric semnificative nonconcordanțe energetice, care duc la exploatare cu parametrii energetici inferiori față de cei care se obțin în condițiile încărcării presei la valoarea forței sale nominale, respectiv forțe apropiate de acest maxim admisibil.

## 5.0 CONCLUZII ȘI O SOLUȚIE ÎN SCOPUL CREȘTERII CAPACITĂȚII PRODUCTIVE A PRESELOR ȘI A REDUCERII CONSUMURILOR SPECIFICE ENERGETICE

Studiul din capitolele anterioare, privind consumul specific energetic la prelucrările de ștanțare (capitolul 2.0) și privind productivitatea sistemelor de prelucrare prin presare la rece (capitolul 3.0), au evidențiat liniile de acțiune în vederea optimizărilor din domeniu [18].

În strânsă corelare cu problematica menționată, analiza statistică a încărcării preselor în practica industrială, raportată îndeosebi la situația întreprinderilor de profil din țara noastră (capitolul 4.0), a prezentat date care reflectă neajunsuri de ordin major cu privire la nivelul exploatării preselor.

Ținând seama de condițiile prezente, ale unor activități industriale concurențiale care se extind de acum chiar pe plan internațional, a devenit o cerință a supraviețuirii întreprinderilor de profil, de a efectua optimizări care să conducă la o desfășurare a producției în condiții superioare celor actuale, atât sub raport tehnic cât și economic. Pentru a se obține asemenea efecte, în principiu se pot concepe diverse soluții. Dintre acestea viabile însă sunt doar acelea care se pot transpune în practică într-un timp delimitat, pentru care se dispune de necesarul de mijloace ce servesc acestui scop, fie ele de natură tehnică, financiară sau umană.

Înainte de a aborda conținutul unor soluții, să rememorăm în primul rând, câteva din datele și concluziile studiilor capitolelor mai sus amintite.

a. Presele cu construcție clasică, de uz general, reprezintă 60 ...86 % din totalul utilajelor de presare din dotarea unităților industriale din țară. Majoritatea covârșitoare a acestor prese dispun de o unică valoare a numărului de curse duble pe minut cu care pot funcționa în regim de lovituri repetate.

Noile dotări care se fac, vizează și ele în mod predominant prese de uz general, dar în baza modificărilor structurale ale acestora, ele pot asigura un

număr sporit și totodată reglabil de numere de curse duble pe minut de lovituri de berbece. (capitolul 1.0)

b. Randamentele motoarelor electrice asincrone utilizate la acționarea preselor mecanice, obțin valori care sunt funcție de nivelul lor de încărcare în raport cu puterea nominală de care dispun. Randamentul motorului se îmbunătățește odată cu creșterea nivelului său de încărcare datorat forțelor de deformare necesitate în proces, înregistrând sporuri de până circa 15 % la motoarele de puteri reduse (2...6 kW) și de circa 10...12 % la puteri mai mari (20...24 kW) – (figura 2.26 și 2.37).

c. Creșterea cadenței loviturilor de berbec a preselor care dispun de o unică valoare a numărului de curse duble pe minut ale berbecului, - deci lucrând în regim de lovituri singulare, - determină o scădere substanțială a consumului specific energetic  $E_t$ .

Valorile minimale de consum specific energetic se obțin în condițiile lucrului preseii în regim de lovituri repetate, și aceste valori pot scădea chiar de câteva ori în raport cu consumul înregistrat la lucrul în regim de lovituri singulare.

Totodată se înregistrează și creșterea randamentului preseii, caracterizat prin raportul dintre energia utilă  $E_u$  și cea totală  $E_t$  consumată în proces (pentru cazul experimentat PAI - 40, s-a obținut o creștere de la 0,19 până la 0,48) (figura 2.36 și tabel 2.4).

d. Productivitatea unui sistem de producție prin presare la rece, depinde într-o măsură foarte mare de performanțele mijloacelor de producție, și în acest cadru de performanța utilajului de presare.

În ce privește performanța unei prese de uz general, în contextul de interes, sunt determinante caracteristicile tehnice ale acestui utilaj privind numărul ( $n_{nom}$ ) de curse duble pe minut cu care lucrează berbecul și forța sa nominală de presare ( $F_{nom}$ ).

În condițiile menținerii nemodificate a puterii instalate pe presă, - prin motorul de acționare cu care aceasta este echipată -, se impune o corelație dintre aceste două caracteristici tehnice, în sensul că produsul lor trebuie să fie constant (relația 3.14). Respectându-se această corelație, derivă ca și unică soluție, posibilă și utilă totodată, crearea posibilității lucrului preseii și



cu un număr  $n_{CD}$  sporit de curse duble pe minut ale berbecului față de  $n_{nom}$  inițial (subcapitolul 3.2 punctele b.2 și b.3). Lucrul cu număr  $n_{CD}$  sporit de curse duble pe minut ale berbecului este acceptabil pentru cazul proceselor la care intervine o subîncărcare a presei privind forța cerută de proces.

e. Subîncărcarea preselor, sub raportul forțelor cerute de procese reprezintă situație inevitabilă aproape în toate cazurile de fabricație.

În practica industrială, se constată însă, în proporții foarte ridicate, nivele de încărcare inadmisibil de slabe.

Mare parte a acestor subîncărcări mult pronunțate au cauze obiective, derivând din rația de 1,6 după care este definită gama forțelor nominale ale preselor, inclusiv pentru utilajele care sunt prevăzute doar cu un unic număr de curse duble pe minut după care se execută loviturile de berbec. Astfel apar inevitabile și totodată valoric semnificative neconcordanțe energetice, care duc la o exploatare a preselor cu randamente mult scăzute ( punctul 4.5).

# # # # #

Neajunsurile mai sus evidențiate cu privire la capacitatea productivă a utilajelor de presare, cu privire la consumul specific energetic, la lucrul pe aceste utilaje, cât și în mare măsură chiar și subîncărcarea foarte slabă a utilajelor, sunt generate de dotarea secțiilor de presare cu prese de uz general de construcție învechită.

Pe drept cuvânt se va considera în această situație, că o secție oarecare de presare trebuie să fie dotată cu utilaje noi, cât mai noi, cât mai performante.

Dotarea cvasi-totală prin utilaje de presare de ultimă generație se impune categoric pentru unitățile industriale care se nasc în prezent.

Pentru unitățile industriale vechi, lipsite de posibilitățile financiare de a realiza investiții noi de mari proporții, - situație valabilă pentru majoritatea unităților industriale din țara noastră -, pentru momentul de față, rămâne doar o altă cale de urmat:

- reîmprospătarea, pas cu pas, a dotării existente prin câte un utilaj nou de înaltă tehnicitate, și
- de a acționa în același timp, pentru ridicarea eficienței tehnice și economice a activității de producție bazată pe utilajele din dotarea existentă.



Pentru utilajele în construcția lor clasică, în concret raportată la preșele de tip PAI realizate după o gamă de forțe nominale cu rația de 1,6 și care dispun de un unic număr de curse duble pe minut după care intervin loviturile de berbec, o soluție de ameliorare a eficienței în exploatare a acestora pare să rezulte din studiul de până acum a prezentei teze, și anume: să se dividă în două (poate eventual în trei) intervalul valoric dintre forțele nominale ale două preșe PAI cu caracteristici de forță învecinate și introducându-se o modificare în lanțul de acționare al presei, să se creeze posibilitatea exploatării utilajului prin lucrul cu două (eventual trei) valori ale numerelor de curse duble pe minut aferente treptelor de forțe acceptate. Problema găsește rezolvare prin intercalarea unei corespunzătoare cutii de viteze în lanțul cinematic inițial.

Pentru a certifica viabilitatea soluției se cere să se dovedească:

1. posibilitatea includerii unei cutii de viteze în lanțul cinematic al presei, fără de complicații deosebite;
2. Confirmarea că utilajul modificat răspunde și noilor condiții de lucru cu cadență sporită a loviturilor de berbec, asta atât din punct de vedere energetic cât și al construcției mecanice a presei
3. justificarea economică a soluției.

## 6.0 PRESA PAI 16 CU CARACTERISTICILE TEHNICE MODIFICATE

### 6.1. Modificarea structurii lanțului cinematic

Presele mecanice cu manivelă, cu simplă acțiune, constituie în prezent cea mai importantă grupă de utilaje din cadrul parcului de mașini utilizate la prelucrarea prin presare la rece a metalelor. Aceasta se datorează atât execuției lor într-o gamă largă de tipodimensiuni și forțe cât și datorită posibilității utilizării lor pentru o mare diversitate de operații, simplității constructive și productivității ridicate.

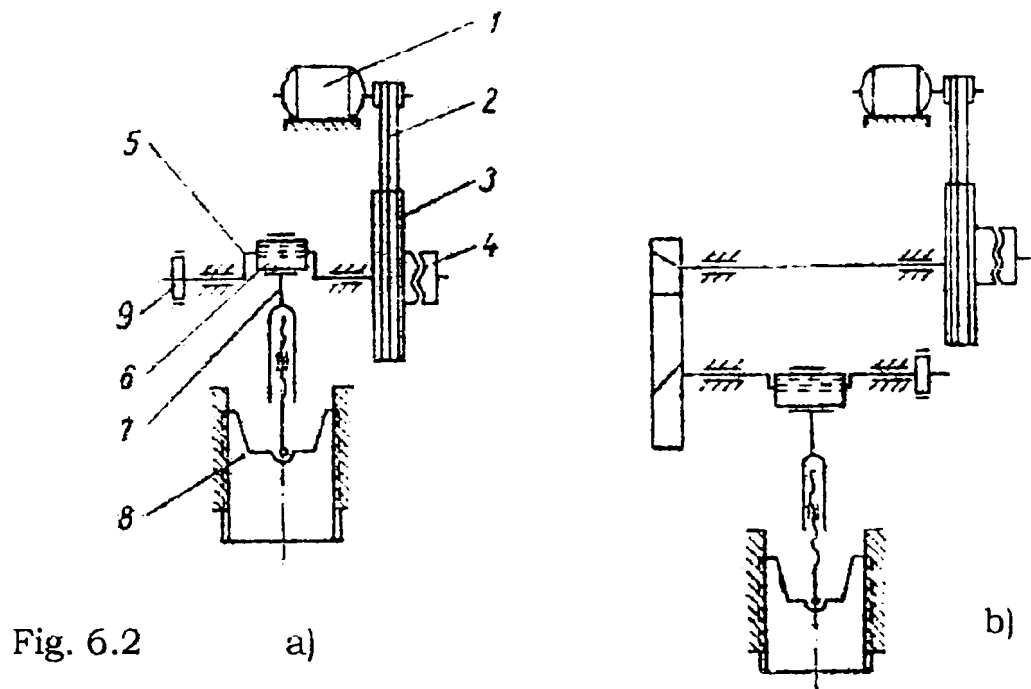
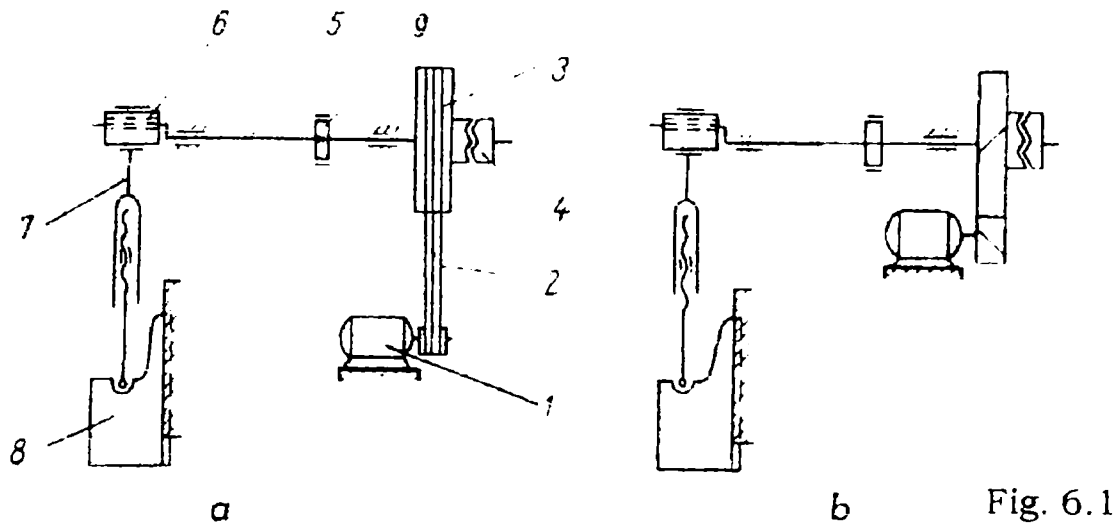
Structura cinematică a preselor mecanice cu simplă acțiune, ținând seama de o clasificare după unele particularități constructive ca:

- forma batiului, - de tip deschis sau închis -, sau
  - acționarea berbecului, - cu una, două sau patru manivele -,
- este asemănătoare, diferența între ele constând din punct de vedere cinematic doar în viteza de lucru mult mai mică a preselor de tip închis.

La presele de tip deschis, indiferent de dispunerea arborelui principal, care poate să fie montat perpendicular pe fața frontală sau așezat în lungul feței frontale, lanțul cinematic principal de acționare se poate considera ca fiind cel prezentat în figura 2.24 (capitol 2.2.2), între ele apărând doar diferențe datorate particularităților constructive.

Presele mecanice cu simplă acțiune includ în lanțul cinematic principal prezentat sub forma unei scheme cinematice, în figura 6.1 - cu arbore principal perpendicular pe fața frontală, respectiv în figura 6.2 - cu arborele principal în lungul feței frontale, mai multe elemente (numerotate) ca:

- 1) Motorul electric de antrenare; 2) transmisia (prin curele - fig. 6.1-a sau prin roți dințate - fig. 6.1-b); 3) volantul; 4) cuplajul; 5) arborele (cu excentric sau



cotit); 6) bucașa excentrică; 7) biela; 8) berbecul (culisorul); 9) frâna.

În figura 6.2 b se prezintă o variantă constructivă cu două trepte de reducere.

La elementele componente nu se remarcă nici o posibilitate de modificare a raportului de transmisie de la motorul de antrenare la organul executor, numărul maxim de curse duble ale berbecului fiind din acest motiv limitat la valoarea din caracteristicile tehnice ale utilajului stabilite de producător.

La utilajele de construcție clasică, o soluție de ameliorare a acestei situații, este o modificare în lanțul cinematic inițial al preseii prin introducerea unei cutii de viteze cu două sau trei trepte.

Trebuie menționat aici că există și alte variante prin care se poate efectua modificarea raportului transmisiei dintre motorul de antrenare și

berbec. Un exemplu este acela în care se acționează prin modificări aduse diametrelor roților de curea, mai exact roții de pe axa motorului, modificare mai puțin costisitoare într-o primă fază - cea a execuției roților -, dar cu efecte negative în timp datorate deselor intervenții de montare-demontare a acestora în funcție de necesitățile de exploatare ale presei.

Printre posibilitățile mai complexe de modificare a raportului transmisiei dintre motorul de antrenare și berbec amintim:

- comandarea turației motorului electric printr-un convertizor de frecvență;
- adaptarea unui variator de turații comandat mecanic sau hidraulic;
- alte soluții de acționare, spre exemplu prin motoare de curent continuu și automate programabile; etc...

Având însă în vedere efectul economic urmărit, prin reducerea costurilor pe unitatea de produs (reflectată nu doar prin consumul specific energetic), apoi de faptul că utilajele din dotarea întreprinderilor sunt în general mai vechi și prezintă o uzură fizică pronunțată, o asemenea soluție se elimină datorită costurilor pe care le implică.

În contextul în care pentru partea de cercetare experimentală necesară aprofundării tezei de doctorat, am primit spre a fi modificată o presă tip PAI 16 executată în anii 80 și aflată în exploatare, posibilitățile tehnice de exprimare susținute și de cele economice, m-au condus la alegerea soluției bazate pe introducerea unei cutii de viteze cu trei trepte care să-mi permită efectuarea măsurărilor aferentă părții experimentale.

### 6.1.1 DESCRIEREA POZIȚIONĂRII PE UTILAJ A CUTIEI DE VITEZE REALIZATE

Cutia de viteze propusă a fi utilizată se compune dintr-o carcasă care are o placă de bază extinsă în partea laterală a presei, prevăzută cu urechi de prindere pe batiul presei în locul inițial al suportului motor care se îndepărtează (demontează). Pe placa de bază extinsă se montează motorul electric de antrenare, prinderea lui făcându-se în mod identic ca pe suportul inițial. Între motorul electric și roata de curea, care își păstrează poziția inițială

pentru a utiliza curelele trapezoidale originale, se interpune cutia de viteze care are intrarea în dreptul axului motorului și de care este legată printr-un cuplaj cu flanșă. Arborele de ieșire din cutia de viteze va avea același diametru cu diametrul arborelui motorului pentru a utiliza roata de curea existentă.

Prin această dispunere a cutiei de viteze ca în figura 6.3 s-a urmărit obținerea următoarelor avantaje:

- utilizarea sistemului de prindere a motorului, deja existent pe batiu;
- micșorarea diametrului roților dințate utilizate, prin scăderea distanței între axele cutiei deci și a gabariturii cutiei de viteze prin dispunerea ei într-un loc în care avem momentul de torsiune transmis minim, adică cât mai aproape de motorul electric;

- refolosirea cât mai multor elemente din compunerea transmisiei preseii;

- evitarea ca solicitările dinamice care

apar la cuplarea arborelui principal să fie preluate în permanență de aceeași dinți ai roților cutiei de viteze.

Comanda treptelor de viteze ale cutiei se face manual, și este ușor accesibilă în momentul în care se necesită schimbarea treptelor de turații ca urmare a modificării condițiilor de lucru datorate instalării unei noi scule.

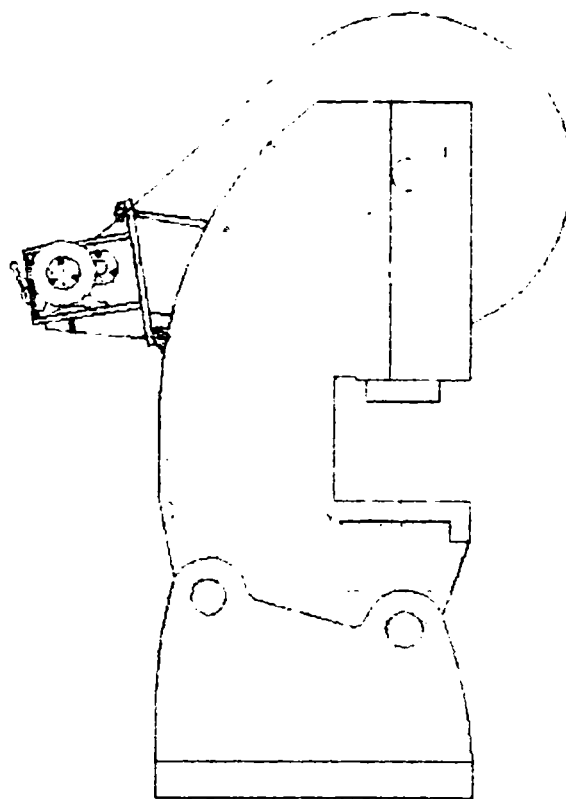


Fig. 6.3

### 6.1.2. CONCEPȚIA ȘI FUNCȚIONAREA CUTIEI DE VITEZE

Având în vedere necesitatea de a obține la berbecul preseii pe care s-au efectuat experimentările (tip PAI 16) a unui număr de curse duble pe minut egal cu numărul de curse pe care le are berbecul la un utilaj cu forța nominală imediat inferioară (PAI 10), s-a conceput o cutie de viteze care trebuie să

permite obținerea a minimum două trepte de viteze, păstrând și caracteristica de bază a presei prin raportul de transmitere a primei trepte  $i_1 = 1$ .

Din caracteristicile tehnice ale preselor de tip PAI având cuplajul cu pană rotitoare, prezentate în tabelul 4.1 a, s-a luat în considerare numărul curselor duble corespunzător preselor PAI-6, PAI-10 și PAI-16. În baza acestor date s-a stabilit raportul de transmitere pentru treptele cutiei de viteze.

Astfel pentru treapta a doua avem raportul  $i_2 = \frac{n_{PAI-16}}{n_{PAI-10}} = \frac{140}{150}$  adică  $i_2 = 0,933$

iar pentru treapta a treia avem raportul  $i_3 = \frac{n_{PAI-16}}{n_{PAI-6}} = \frac{140}{160}$  adică  $i_3 = 0,875$ .

Dimensiunile minime determinate pe baza calculelor de rezistență, luând în considerare momentul maxim dezvoltat la arborele motorului electric (cu puterea de 1,5 kW și o turație nominală de 940 rot/min) , au condus la adoptarea unor perechi de roți dințate, cu dinți drepți, conform tabelului 6.1.

Tabel 6.1

Treapta	Nr. dinți a roții $z_2$	Nr. dinți a pinionului $z_1$	modulul [mm]	raportul de transmitere	$Tr_{CV} = \frac{n_{iesCV}}{n_{intrCV}}$
1	30	30	3	$i_1 = 1$	1,00
2	29	31	3	$i_2 = 0,935$	1,068
3	24	28	3,5	$i_3 = 0,857$	1,166

Ca soluție constructivă, prezentată în figura 6.4, pentru micșorarea lățimii cutiei de viteze s-a ales varianta cu dispunere pe rulmenți și angrenare permanentă a roților pinion periferice. Roata baladoare 1 aflată pe mijlocul arborelui de intrare, care preia momentul de torsiune transmis, antrenează în mișcare după ieșirea din angrenare cu roata conjugată 2 printr-un cuplaj frontal, după caz fie roata 3 din dreapta sa realizând astfel raportul  $i_1 = 1$ , fie roata 4 din stânga sa realizând astfel raportul  $i_2 = 0,935$ . Raportul de transmitere a cutiei de viteze  $i_3 = 0,857$  corespunde poziției de mijloc a roții baladoare, soluția datorându-se gabaritului maxim al roții cu 28 de dinți și modulul normal  $m_n = 3,5$  mm a cărei poziție este comandată printr-o manetă 5 care se indexează în poziția cerută printr-o tijă acționată de un arc.

În urma modificării efectuate în lanțul cinematic al presei prin introducerea cutiei de viteze descrisă mai sus, caracteristicile tehnice ale presei

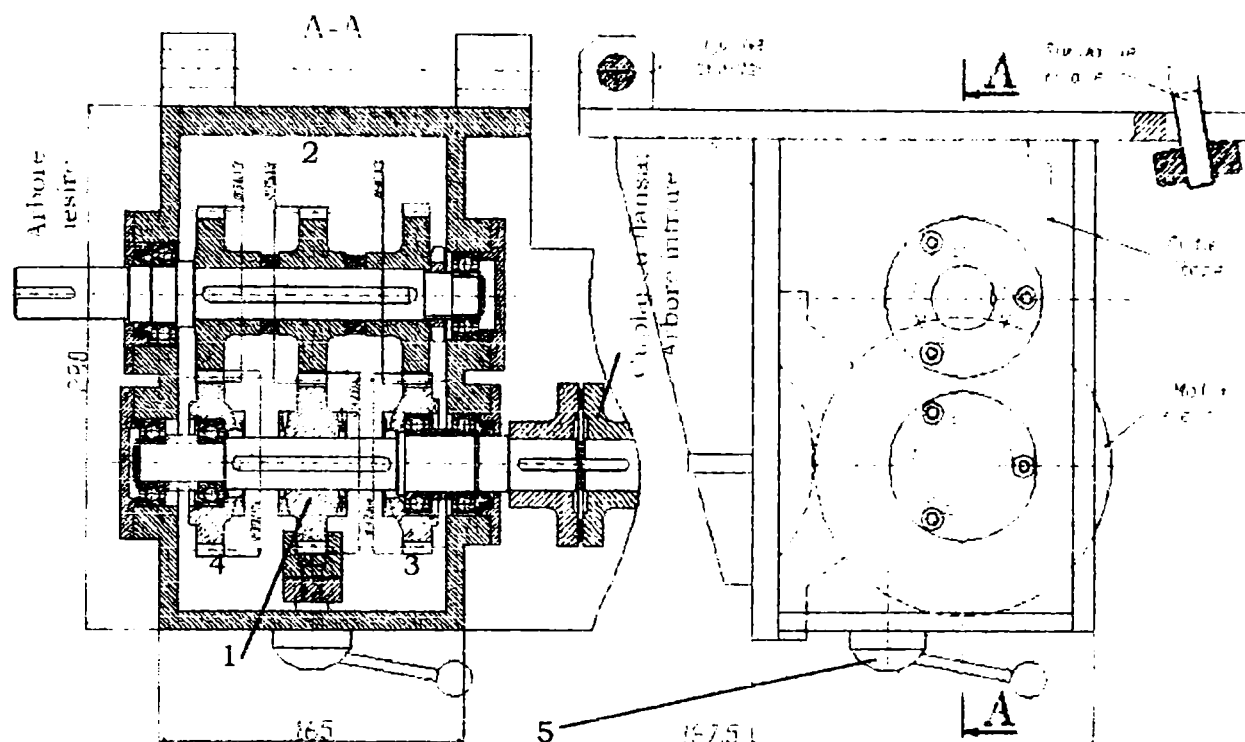


Fig. 6.4

sunt modificate și anume numărul curselor duble pe minut diferă față de cele oferite de producător, restul parametrilor rămânând aceleași. Pentru o mai bună evidențiere a acestor caracteristici ale preseii PAI 16 modificate, se redă comparativ în tabelul 6.2 parametrii tehnici ale preseii în varianta de bază și în varianta modificată.

Tabelul 6.2

PARAMETRU	U.M.	TIPUL PRESEII			
		PAI-16	PAI-16 modificată		
			-	$i_1 = 1,00$	$i_2 = 0,935$
Forța nominală de presare	kN	160	160	< 139,8	< 117,5
Numărul curselor duble	min <sup>-1</sup>	<u>140</u>	<u>140</u>	<u>149,7</u>	<u>163,3</u>
Domeniul de reglare a cursei	mm	8..76	8..76	8..76	8..76
Distanța dintre axa berbecului și batiu	mm	165	165	165	165
Dimensiunile mesei (lățime x profunzime)	mm	450 x 310	450 x 310	450 x 310	450 x 310
Diametrul orificiului din masă	mm	150	150	150	150
Distanța maximă dintre masă și berbec (fără placă)	mm	225	225	225	225
Reglarea lungimii bielei	mm	50	50	50	50
Puterea motorului electric	kW	1,5	1,5	1,5	1,5



## 6.2. Studii analitice

### 6.2.1 SOLICITĂRI ALE PRESELOR ÎN NOILE CONDIȚII DE LUCRU

Din elementele tratate în capitolele anterioare s-au desprins o serie de concluzii cu aplicabilitate practică, dintre acestea evidențiindu-se sporirea numărului de piese prelucrate pe unitatea de timp, prin creșterea numărului de curse duble pe minut a berbecului presei, când utilajul este solicitat la forțe din procesul de lucru mult mai mici decât forța nominală a presei.

Sporirea numărului de lovituri ale berbecului presei se poate obține în funcție de modul de exploatare a presei, distingându-se două cazuri, în funcție de regimul de funcționare a utilajului, anume:

- a) cazul funcționării în regim de curse singulare
- b) cazul funcționării în regim de curse repetate

a) În primul mod de funcționare a presei, durata unui ciclu cinematic este variabilă ca timp, această stare datorându-se condițiilor de lucru în care operatorul uman are un rol primordial. Ea se întâlnește mai ales în cazul alimentării manuale a sculei cu semifabricate individuale dar poate să apară și în cazul alimentării cu semifabricate tip bandă sau fâșii dacă este ridicată durata deplasării acestora în procesul de alimentare a sculei sau de evacuare a deșeurilor respectiv a pieselor din ștanță. Majoritatea acestor cauze țin de profesionalismul operatorului dar apar și în cazul unei concepții neperformante a sculei de ștanțare.

b) În cel de-al doilea caz, când presa funcționează în regim de lovituri repetate, cursele organului executor au loc la intervale de timp regulate, frecvența acestora fiind determinată de lanțul cinematic al presei.

Introducerea mecanizării și automatizării în fazele procesului tehnologic de prelucrare prin deformare plastică la rece, duce la scăderea duratei intervalului de timp între cursele berbecului, ajungându-se până la utilizarea a 90...95 % din capacitatea productivă a utilajului. Dar această condiție este

posibilă doar dacă încărcarea presei se face într-un domeniu care să necesite forțe de deformare apropiate forței nominale a presei.

Pentru cazul de interes analizat, de încărcare a preselor cu forțe cerute de procesele de deformare la valori mult sub forța nominală a utilajului, pentru a ajunge să folosim cât mai eficient capacitatea productivă a presei, este necesară o creștere a frecvenței loviturilor repetate. În acest caz apare posibilitatea ca numărul de curse ale berbecului să ajungă să depășească valoarea înscrisă de producător în caracteristicile funcționale ale presei.

Creșterea numărului de curse ale berbecului peste limita impusă de producător determină o creștere a vitezei de lucru la sculă, motiv pentru care trebuie să verificăm implicațiile pe care aceasta o are asupra procesului de ștanțare .

Viteza de tăiere la operațiile de ștanțare influențează în principal asupra rezistenței materialului prelucrat supus la tăiere. Conform cercetărilor efectuate de I. S. Gubkin, rezistența la tăiere a materialului variază conform relației 2.43 și [9],[37]:

$$\tau_v = \tau_{v_0} \cdot \left( \frac{v}{v_0} \right)^{\beta v} = \alpha_v \cdot \tau_{v_0} \quad (6.1)$$

unde: -  $\tau_{v_0}$  și  $\tau_v$  sunt rezistența la tăiere la viteza  $v_0$  măsurată static, respectiv la viteze mai mari ( $v$ );

-  $\beta$  exponent care se determină în funcție de rezistența reală la tracțiune corespunzătoare apariției găturii la viteze mici de tăiere

-  $\alpha_v$  coeficient ce depinde de viteza de tăiere (pentru  $v = 5..10$  m/min,  $\alpha_v = 1,1$ )

Trebuie să amintim că alți cercetători susțin că rezistența la tăierea materialelor pe prese rapide este mai mică decât rezistența măsurată static.

În procesul de ștanțare, reglarea presei se face astfel încât în punctul mort inferior poansoanele să depășească suprafața superioară a plăcii active, intrând în orificiile acesteia cu o adâncime de 0,5...1,5 mm. Acest fapt corelat cu reglajul cursei berbecului, a poziției reglate a berbecului, a grosimii materialului de ștanțat, determină valoarea unghiului  $\alpha$  de poziție a manivelei pentru care are loc prelucrarea [83],[84]. Se consideră că o presă mecanică dezvoltă forța nominală pentru o valoare  $\alpha \leq 30^\circ$ . Dacă berbecul este reglat

pentru o cursă de mărime mai mare, forța de deformare se va obține pentru un unghi  $\alpha$  corespunzător mai mic. Viteza de deplasare a berbecului se determină în funcție de unghiul de poziție  $\alpha$  a manivelei cu relația [85]:

$$v = R \cdot \omega \cdot \left( \sin \alpha + \frac{R}{L} \cdot \sin 2\alpha + \frac{e}{L} \cdot \cos \alpha \right) \quad (6.2)$$

unde: R s-a notat raza manivelei;

L lungimea bielei

e excentricitatea dintre centrul de rotație a manivelei și berbec

$\omega$  viteza unghiulară a manivelei,  $\omega = \pi \cdot n / 30$  [rad/s ]

Raportul dintre vitezele obținute la muchiile tăietoare ale sculei pentru cazul funcționării preseii cu un număr de curse  $n$  obișnuit și cu un număr de curse  $n_1$  crescut ale berbecului va fi:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{R \cdot \omega \cdot \left( \sin \alpha + \frac{R}{L} \cdot \sin 2\alpha + \frac{e}{L} \cdot \cos \alpha \right)}{R \cdot \omega_1 \cdot \left( \sin \alpha + \frac{R}{L} \cdot \sin 2\alpha + \frac{e}{L} \cdot \cos \alpha \right)} = \frac{n}{n_1} \quad (6.3)$$

Prin limitarea numărului de cd/min  $n_1$  la numărul de cd/min al preseii cu forță nominală de presare imediat inferioară, vom putea stabili valoarea raportului  $n/n_1$ .

Pentru gama de prese tip PAI unde  $n$  aparțin intervalului 90...160 rot/min, rația de creștere a numărului de curse ale berbecului deci implicit a turației manivelei este cuprinsă între 1,06 (PAI 6 - PAI 10 și 1,22 (PAI 40 -PAI 63).

Mergând mai departe, pentru cazul unei prese PAI 16 la care s-au efectuat măsurători pentru valorile R, L și e, în cazul particular cel mai dezavantajos de reglare  $R = 38$  mm,  $L = 360$  mm, când se obțin vitezele maxime ale berbecului, pe intervalul în care are loc prelucrarea,  $\alpha \in [0^\circ, 30^\circ]$  se vor obține viteze cuprinse între 0...0,329 m/sec . Cum coeficientul  $\alpha_v$  din (6.1) variază pentru  $v = 5...15$  m/min de la 1,1...1,4, rezultă că și variația rezistenței la tăiere determinată cu relația 6.1, se va modifica și ea în limite reduse. Deci forța de ștanțare care este dependentă de  $\tau$  și  $\sigma$  va prezenta doar o ușoară creștere.

## 6.2.2 VERIFICĂRI ALE SUBANSAMBLELOR PRESELOR CU EXCENTRIC LA FUNCȚIONARE, AVÂND CARACTERISTICI TEHNICE MODIFICATE

Folosirea utilajelor de prelucrare prin deformări plastice, cazul preselor cu manivelă, se poate face în limitele impuse de caracteristicile tehnice și funcționale date de producător pentru utilajul considerat, prezentate anterior la capitolul 4.1, în tabelele 4.1 pentru preșele tip PAI. Dintre aceste caracteristici, hotărâtoare pentru alegerea utilajului corespunzător unui anumit caz sunt:

- forța nominală de presare  $F_N$  ;
  - lucrul mecanic  $L_m$  disponibil (determinat prin puterea motorului  $P_m$  ;
  - numărul de cicluri efectuate de organul executor ( $n_{CD/min}$ ) pe unitatea de timp;
- De asemenea trebuie să luăm în considerare gabaritul sculelor folosite (prin dimensiunea mesei și distanța de la suprafața berbecului presei la masa utilajului și cursa organului executor (prin domeniul de reglare  $S_{min}$  și  $S_{max}$  )

Analiza statistică a încărcării preselor (capitol 4.1) indică faptul că apare o prea redusă exploatare a capacității de utilizare a preselor prin folosirea lor la prelucrări ce necesită valori mult mai mici ale forțelor de deformare decât forța nominală disponibilă.

Prin această redusă exploatare a capacității de care dispun este influențată productivitatea presei, care însă poate să fie mărită prin modificarea raportului de transmisie total dintre motor și organul executor.

Pentru îmbunătățirea performanțelor s-a propus introducerea în ansamblul cinematic al presei a unei cutii de viteze care să permită mărirea numărului de curse duble ale berbecului când forțele cerute de procesul prelucrării sunt mici și revenirea la numărul de cicluri stabilit de producător când forțele de ștanțare necesitate sunt apropiate de forța nominală  $F_N$  a utilajului.

În urma modificării raportului de transmisie se schimbă turația arborelui principal în sensul creșterii numărului de rotații al acestuia ceea ce face că unele organe ale utilajului să fie solicitate mai intens, motiv pentru care se

impune verificarea lor din punct de vedere al rezistenței [19],[20]. Calculele vor avea în vedere că organele componente ale utilajului au fost dimensionate pentru a rezista exploatării preseii în condițiile solicitării la o forță de deformare maximă egală cu forța nominală ( $F_{D \max} = F_N$ ) în condițiile unui regim de lucru continuu corespunzător loviturilor repetate ale berbecului, adică ( $n_{CD/ \min} = n_{\max}$ ). Pentru comparație se va considera încărcarea utilajului la o forță maximă  $F_{N1} < F_N$  iar numărul de curse duble ale organului executor  $n_{\max 1} > n_{\max}$  unde,  $F_{N1}$  și  $n_{\max}$  corespund unei prese de capacitate imediat inferioare adică:

$$(F_{N1} = F_N / R_5 = F_N / 1.6) \text{ iar } (n_{\max 1} = R_{10} n_{\max} = 1,25 \cdot n_{\max}).$$

### 6.2.2.1 Verificarea mecanismului bielă-manivelă

Calculul forței principale din mecanismul bielă-manivelă se poate efectua luând în considerație apariția în articulațiile ei a unui cuplu de frecare care se opune mișcării. Astfel forța din bielă acționează după tangenta comună la cercurile de frecare corespunzător lagărelor din articulațiile bieiei având valoarea razelor  $\mu_A = \mu R_A$  și respectiv  $\mu_B = \mu R_B$  unde  $\mu$  este coeficientul de frecare iar  $R_A$  și  $R_B$  sunt razele lagărelor sau articulațiile bieiei. Din poligonul forțelor, din figura 6.5, și considerând unghiul  $\gamma$  ca fiind de valoarea:

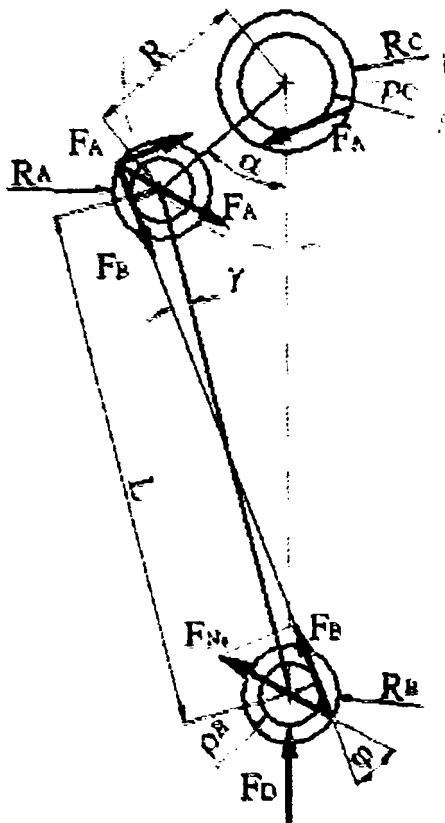


Fig. 6.5

$$\gamma = \frac{\mu(R_A - R_B)}{L} \text{ va rezulta expresia}$$

forței principale din bielă [85] pentru fiecare din  $F_N$  și  $F_{N1}$  - cele două cazuri de încărcare considerate:

$$F_B = \frac{F_N}{\left[1 - \left(\frac{R_A + R_B}{L} + 1\right)\mu\lambda \sin \alpha - \mu^2 \left(\frac{R_A + R_B}{L}\right)\right]} \quad (6.4)$$

$$F_{B1} = \frac{F_{N1}}{\left[1 - \left(\frac{R_A + R_B}{L} + 1\right)\mu\lambda \sin \alpha - \mu^2 \left(\frac{R_A + R_B}{L}\right)\right]}$$

Deoarece numitorii fracțiilor din relația (6.4) sunt aceeași, rezultă că dacă  $F_{N1} < F_N$  și forțele la care biela este solicitată sunt  $F_{B1} < F_B$ .

Calcululele pentru verificarea bieiei se efectuează și pentru presiunea specifică  $q$  în zona articulațiilor cu formula :

$$q = \frac{F_B}{d_i \cdot l_m} \leq q_{\max} \quad (6.5)$$

unde s-a notat :  $d_i$  - diametrul alezajului bieiei;

$l_m$  -lungimea manetonului;

$F_B$  și  $F_{B1}$  - sarcina din bielă corespunzătoare lui  $F_N$  respectiv lui  $F_{N1}$ .

Va rezulta :

$$q_1 = \frac{F_{B1}}{d_i \cdot l_m} < \frac{F_B}{d_i \cdot l_m} \leq q_{\max} \quad (6.5 a)$$

deci solicitarea la presiunea specifică  $q$  în zona articulațiilor este mai mică în cazul încărcării presei cu forța  $F_{N1} < F_N$ .

Verificarea dimensiunilor bieiei - se face în secțiunile periculoase folosindu-se în acest scop relația:

$$\sigma_a \geq \frac{F_{Bax}}{A} + \frac{M_{iB}}{W} \quad (6.6)$$

unde forța axială ce solicită biela  $F_{Bax}$  are forma pentru  $F_N$  și respectiv  $F_{B1ax}$  pentru  $F_{N1}$ :

$$F_{Bax} \approx \frac{F_N \cdot \cos \gamma}{\left[1 - \left(\frac{R_A + R_B}{L} + 1\right) \cdot \mu \cdot \lambda \cdot \sin \alpha - \mu^2 \cdot \left(\frac{R_A + R_B}{L}\right) - \mu \cdot \lambda \cdot \sin \alpha\right]} \quad (6.7)$$

$$F_{B1ax} \approx \frac{F_{N1} \cdot \cos \gamma}{\left[1 - \left(\frac{R_A + R_B}{L} + 1\right) \cdot \mu \cdot \lambda \cdot \sin \alpha - \mu^2 \cdot \left(\frac{R_A + R_B}{L}\right) - \mu \cdot \lambda \cdot \sin \alpha\right]}$$

Momentului de încovoiere  $M_{iB}$  și  $M_{iB1}$  corespunzător forței  $F_N$  respectiv  $F_{N1}$  este:

$$M_{iB} = F_{Bav} \cdot \{R_B \cdot \sin(\varphi + \gamma) - (R_A + R_B)[R_B \cdot \cos(\varphi + \gamma) + x]\} = \mu \cdot F_{Bav} \cdot (R_B - x \cdot \frac{R_A + R_B}{L}) \quad (6.8)$$

$$M_{iB1} = F_{Bav1} \cdot \{R_B \cdot \sin(\varphi + \gamma) - (R_A + R_B)[R_B \cdot \cos(\varphi + \gamma) + x]\} = \mu \cdot F_{Bav1} \cdot (R_B - x \cdot \frac{R_A + R_B}{L})$$

Din relațiile (6.7) și (6.8) prin înlocuire în (6.6) rezultă raportul pentru cele două cazuri de încărcare:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{a1}} = \frac{F_B \left\{ \frac{\cos \gamma}{A} + \mu [R_B - x(R_A + R_B)] / W \right\}}{F_{B1} \left\{ \frac{\cos \gamma}{A} + \mu [R_B - x(R_A + R_B)] / W \right\}} \quad (6.9)$$

sau după simplificare, deoarece  $F_B > F_{B1}$  și  $\sigma_a > \sigma_{a1}$

unde: A - aria secțiunii considerate;

W - modulul de rezistență;

x - distanța la secțiunea A-A.

Pentru capetele bieiei, în zona lagărului vom face verificările conform relațiilor specifice plăcilor curbe.

În secțiunea diametrală, perpendicular pe axa bieiei relația de calcul va fi pentru  $F_N$  :

$$\sigma_{tr} = \frac{l}{L_1 \cdot 1} \left( \frac{F_N}{2} - \frac{M_A}{R_1} \right) \pm \frac{M_A \cdot R_1}{I_1} \cdot \frac{l_1}{R_1 + l_1} \quad (6.10 a)$$

unde: l este lățimea capului bieiei;

$2L_1$  este grosimea ochiului în secțiunea considerată ;

$R_1 = r + L_1$  este distanța de la axa alezajului la fibra medie ;

$I_1$  este momentul de inerție convențional ;

$M_A$  - momentul încovoietor ce acționează în secțiune ( $M_A = 0,164 F_N R$ ).

Raportându-ne la forța  $F_{N1}$ , relația (6.21 a) devine:

$$\sigma_{tr1} = \frac{l}{L_1 \cdot 1} \left( \frac{F_{N1}}{2} - \frac{M_{A1}}{R_1} \right) \pm \frac{M_{A1} \cdot R_1}{I_1} \cdot \frac{l_1}{R_1 + l_1} \quad (6.10 b)$$

Înlocuind  $M_A$  și  $M_{A1}$  cu valorile exprimate în funcție de forțe, se obține după efectuarea raportului dintre relațiile (6.10 a) și (6.10 b):  $\sigma_{tr} / \sigma_{tr1} = F_N / F_{N1}$  sau mai evident  $\sigma_{tr1} = \sigma_{tr} / 1,6$ .

În secțiunea axială, în zona ochiului corespunzător forțelor  $F_N$  și  $F_{N1}$  considerate ca forțe din procesul de lucru rezultă :



$$\sigma_{ax1} = \sigma_{ax} \cdot \frac{F_{N1} (0,164 \cdot R_1 - 0,03 \cdot R_a) \cdot \left( \frac{l}{2 \cdot R_2 \cdot l \cdot L_2} \pm \frac{R_2 \cdot l_2}{l_2 \cdot (R_2 - L_2)} \right)}{F_N (0,164 \cdot R_1 - 0,03 \cdot R_a) \cdot \left( \frac{l}{2 \cdot R_2 \cdot l \cdot L_2} \pm \frac{R_2 \cdot l_2}{l_2 \cdot (R_2 - L_2)} \right)} = \sigma_{ax} \cdot \frac{F_{N1}}{F_N} \quad (6.11)$$

adică tensiunile care apar la solicitarea cu  $F_{N1}$  comparativ cu  $F_N$  sunt mai mici.

### 6.2.2.2 Verificarea arborelui principal

Solicitarea de încovoiere se datorează acțiunii forței principale din bielă iar torsiunea este determinată de momentul transmis de volant la arbore prin intermediul cuplajului în vederea realizării cursei de deformare și care, ignorând pierderile prin frecările din lagărele arborelui principal va avea valoarea momentului indus de forța de deformare.

Calculul momentului de torsiune la care este solicitat arborele presei, luând în considerare momentul dat de forța din bielă în maneton, are în forma sa cea mai generală conform [85] expresia:

$$M_{tr} = F_D \cdot \left[ m_t + \mu \cdot R \cdot \cos \alpha \cdot \frac{R_A + R_B}{L} + \mu \left( R_A + \frac{F_{01} \cdot r_{01}}{F_D} + \frac{F_{02} \cdot r_{02}}{F_D} \right) \right] \quad (6.12)$$

unde :  $m_t = R \cdot (\sin \alpha + 0,5 \lambda \sin 2\alpha + k \lambda \cos \alpha)$ ;

$F_{01}$  și  $F_{02}$  reacțiunile din lagăre ;

$\mu F_{01} r_{01}$  ;  $\mu F_{02} r_{02}$  momentele de frecare datorate reacțiunilor din lagăre ;

$\mu (R_A + R_B) / L = \sin \gamma$  , unghiul  $\gamma$  fiind unghiul dintre axa bielei și direcția forței principale din bielă;  $R_A$  și  $R_B$  razele lagărelor bielei ;

Forța de deformare  $F_D$  va avea valoarea maximă corespunzător unghiului  $\alpha = 0^\circ \dots 30^\circ$  al manivelei, fiind considerată egală pe rând cu  $F_N$  și respectiv  $F_{N1}$  .

Deoarece încărcarea utilajului conform studiului prezentat se face la o valoare  $F_{N1} < F_N$  obținem  $M_{tr1} < M_{tr}$  .

Cum  $\tau_{ef} = M_{tr} / W_{pef}$  unde  $W_{pef}$  este modulul de rezistență polar care depinde de configurația și dimensiunea secțiunilor arborelui, aceleași pentru cazul nostru, avem efortul unitar rezultat din calcule  $\tau_{ef} (M_{tr1}) < \tau_{ef} (M_{tr})$  indiferent de secțiunea cercetată.

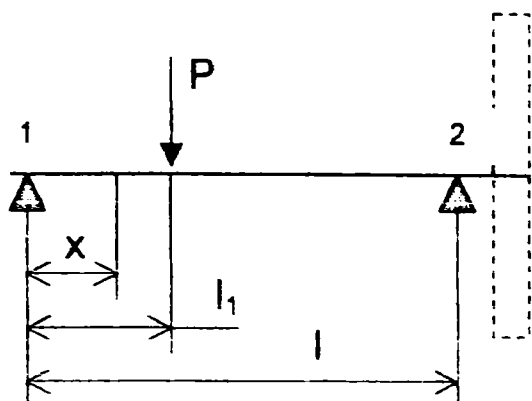


Fig. 6.6

Momentul de încovoiere rezultat din calculele schemei de încărcare și având dispunerea identică a forței exterioare și a reazemelor va fi proporțional cu forța care soliciță arborele. Ca exemplu se poate da schema de încărcare din figura 6.6 unde 1 și 2 sunt lagărele arborelui aflate la distanța  $l$  între ele iar  $P$  este forța cu care acționează biela, poziționată la distanța  $l_1$  de reazemul 1.

Va rezulta [5],[25] pentru o secțiune oarecare X-X aflată la distanța  $x$  de reazemul 1 valoarea:

$$M_{(X)} = \frac{P \cdot x \cdot (l - x)}{l} \quad (6.13)$$

Înlocuind pe rând valorile forței  $P$  din relație cu valorile forțelor induse de  $F_N$  și respectiv  $F_{N1}$  va rezulta logic că:  $M_{X1} (F_{N1}) < M_{Xi} (F_N)$  independent de turația a arborelui presei. Deci creșterea numărului de curse duble nu implică modificări ale dimensiunilor arborelui principal (AP) deoarece efortul  $\tau_{ief}$  este mai mic [ $M_{i1} (F_{N1}) < M_i (F_N)$ ] la același modulul de rezistentă la încovoiere  $W_{ef}$ .

### 6.2.2.3 Verificarea ghidajelor preselor

Stabilirea dimensiunilor ghidajelor se face pe baza verificării presiunii de contact rezultate din condițiile funcționale ale presei [46]. Presiunea maximă din ghidajele presei se calculează cu relația:

$$p_{max} = p_n + p_m < p_{adm} \quad (6.14)$$

unde:  $p_n$  -presiunea datorată mecanismului principal, normală pe ghidaje ;

$p_m$  -presiunea datorată momentului din legătura bieii la culisor

Valoarea lor se determină cu relațiile [85]:

$$p_n = \frac{F_n}{l_g \cdot a} \quad (6.15 a) \quad \text{și} \quad p_m = \frac{6 \cdot M_{\kappa}}{l_g^2 \cdot a} \quad (6.15 b)$$

termenii relațiilor fiind:  $l_g$  -lungimea de ghidare a culisorului ;

$a$  -lățimea ghidajului.

Cum valoarea componentei normale pe ghidaje  $F_n$  este :

$$F_n = F_D \operatorname{tg} \beta = F_D \lambda (\sin \alpha + k) / [1 - \lambda^2 (\sin \alpha + k)^2]^{1/2} \quad (6.16)$$

iar momentul care acționează asupra culisorului determinând o încărcare suplimentară a ghidajelor se exprimă cu relația :

$$M_{ic} = F_n \{ \operatorname{tg} (\beta + \gamma) [(l_g / 2) - b \pm R_B \cos(\gamma + \beta)] + R_B [\sin(\beta + \gamma) - \mu] \} \quad (6.17)$$

cu termenii :  $b$  - distanța dintre axa articulației și suprafața frontală superioară a ghidajului;  $R_B$  - raza articulației;  $\beta, \gamma$  - unghiurile de înclinare ale bielei și direcției forței principale din bielă . Din înlocuirea forței  $F_D$  cu valorile  $F_N$  și  $F_{N1}$  se obține independent de numărul curselor duble pe minut inegalitatea:

$$|p_{n1} + p_{m1}| < |p_n + p_m| \quad (6.18)$$

deci ghidajele rezistă din acest punct de vedere.

Un factor restrictiv este ca viteza maximă la deplasarea relativă dintre părțile ghidajului să nu depășească valorile admise pentru materialele folosite. Cea mai utilizată combinație de materiale pentru ghidaje [55],[57],[104], este oțel cu fontă care permit viteze de 1,5 - 3 m/secundă, valori mult superioare vitezei relative din ghidaje (0,5 ..1) m/sec .

#### 6.2.2.4 Verificarea batiului preselor mecanice cu manivelă

Deoarece calculul batiului preselor mecanice cu manivelă se bazează pe determinarea tensiunilor și deformațiilor care apar la încărcarea maximă corespunzătoare forței de presare nominale  $F_N$  , pe baza relațiilor date în [85] se va efectua doar o verificare comparativă corespunzătoare încărcării la forța  $F_{N1}$  considerată ca ipoteză de lucru.

În cazul batiului deschis, prezentat schematic în figura 6.7, este necesar să se ia în considerare variația secțiunii coloanei datorită ghidajelor precum și a diferitor deschideri funcționale. Ca urmare, este necesar să se determine schema cadrului redus, determinat de punctele de aplicare ale forței și linia centrelor de greutate specifică diferitelor suprafețe corespunzătoare secțiunilor prin batiu.

Din schema cadrului redus rezultă că în secțiune oarecare A-A, batiul este solicitat la încovoiere de un moment care se determină cu relația:

$$M_i = F_{Dn} \cdot Y \quad (6.19)$$

în ---e

$F_{Dn}$  - este forța nominală de deformare; iar

$Y$ - distanța de la axa de aplicare a forței la centrul de greutate corespunzător secțiunii de calcul.

În consecință se determină tensiunile limită în secțiunea considerată:

- pentru solicitările compuse de încovoiere și tracțiune:

$$\sigma_{il} = \frac{M_i \cdot x_c}{I} + \frac{F_{Dn}}{A} \quad (6.20)$$

iar pentru încovoiere și compresiune:

$$\sigma_{iC} = \frac{M_i \cdot (H - x_c)}{I} + \frac{F_{Dn}}{A} \quad (6.21)$$

unde:  $I$  [ $cm^4$ ] reprezintă momentul de inerție al secțiunii,

$A$  - suprafața secțiunii considerate;

$H$  - lățimea secțiunii,

$x_c = \frac{\sum A_i \cdot x_i}{\sum A_i}$  - distanța de la centrul de greutate la suprafața limită a secțiunii de calcul ;

Deoarece pentru batiul considerat  $I$ ,  $A$ ,  $x_c$ ,  $H$  sunt constante ale secțiunilor de verificare, va rezulta după înlocuirea forței  $F_{Dn}$  cu  $F_N$  respectiv  $F_{N1}$  că tensiunile limită pentru cele două cazuri de încărcare satisfac relația:  $\sigma_{il} > \sigma_{il1}$  iar  $\sigma_{iC} > \sigma_{iC1}$  adică, tensiunile corespunzătoare încărcării cu  $F_{N1}$  sunt mai mici decât cele corespunzătoare încărcării utilajului la forța  $F_N$  .

Pentru determinarea deformației batiului se consideră cadrul redus la care deplasarea totală a punctelor de aplicare a forțelor conform [85] poate fi exprimată prin relația :

$$\Delta = \frac{F_{Dn}}{E} \left( \frac{l_1^3}{3I_1} + \frac{l_1^3}{3I_2} + \frac{l_1^2 l_2}{I_2} + \frac{l_2}{A_2} \right) + \frac{KF_{Dn}}{G} \left( \frac{l}{A_1} + \frac{l}{A_2} \right) \quad (6.22)$$

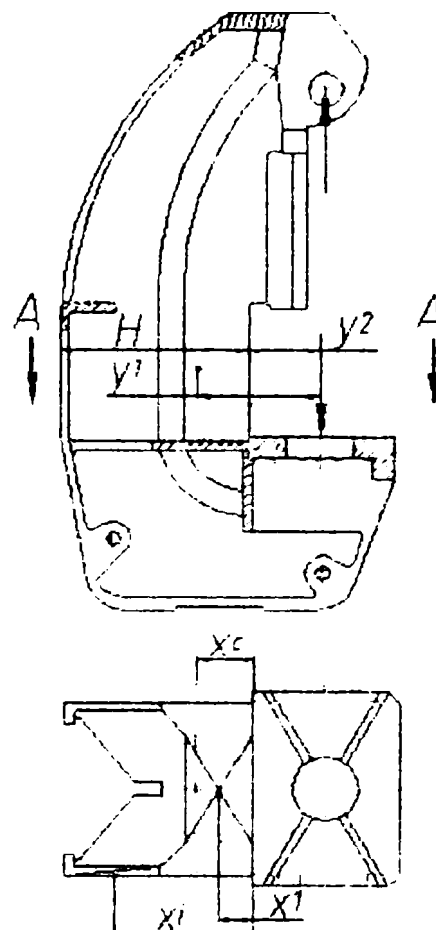


Fig. 6.7

unde:  $I_i$ ,  $A_i$ ,  $L_i$  sunt caracteristici funcție de poziția și dimensiunile secțiunilor, constante pentru același batiu iar  $E$  și  $G$  sunt constantele modulelor de elasticitate longitudinal respectiv transversal al materialului,  $K$  fiind factorul de influență a formei secțiunilor. Deoarece conform relației avem  $\Delta_i(F_{N1}) < \Delta(F_N)$ , săgeata batiului în punctele de aplicare a forței  $F_{N1}$  este mai scăzută ca valoare, deformarea se verifică.

În general, pentru analiza fenomenelor fizice supuse studierii, ecuațiile de guvernare prin care acestea se descriu, se exprimă din punct de vedere matematic sub formă de ecuații diferențiale. Integrarea acestora în condiții la limită date conduc la obținerea soluției exacte a problemei. Datorită complexității termenilor care descriu alcătuirea fizică-geometrică a pieselor, a condițiilor la limită, a condițiilor de încărcare, rezolvarea ecuațiilor diferențiale implică multe dificultăți, uneori fiind chiar imposibilă. De aceea, în practică, pentru surmontarea acestor dificultăți se folosesc modele simplificate, la care rezolvarea ecuațiilor diferențiale să fie realizabilă. Deseori însă este mai avantajos ca în locul unei soluții exacte a unui model simplificat să dispunem de o soluție aproximativă a problemei reale.

Un instrument adecvat în analiza structurilor de rezistență este metoda elementului finit (MEF), care este un procedeu de rezolvare aproximativă a unor probleme ingineresti, cu ajutorul calculatorului electronic. În aceste probleme se urmărește determinarea, într-un domeniu considerat, a valorilor uneia sau mai multor funcții necunoscute [26],[27],[52] ca presiuni, viteze, tensiuni mecanice, deformații specifice, deplasări, etc.

Relația care descrie principiul cauză-efect și care stă la baza aplicării MEF (folosind un principiu variațional), specifică pe subdomenii (elemente finite) legate între ele în puncte numite noduri, ale domeniului studiat se poate transcrie matricial [35], [40]:

$$\{P\} = [K] \cdot \{\delta\} \quad (6.23)$$

unde:  $\{P\}$  - reprezintă vectorul forțelor nodale ale elementului considerat

$\{\delta\}$  - reprezintă vectorul deplasărilor nodale;

[K]- este matricea ce exprimă proprietățile elementului considerat, fiind uzual denumită „matrice de rigiditate”, chiar și în probleme de câmp vectorial, altele decât cele ale elasticității.

Principalul avantaj al acestei metode este acela de a fi înlăturat bariera legată de nivelul de complexitate al problemei studiate, analiza corpului complex fiind redusă la studiul elementului finit ca parte a domeniului studiat, comportamentul întregii structuri rezultând din asamblarea pe tot domeniul a efectelor obținute pe elementele finite. În același timp metoda elementului finit permite analiza nu doar sub forma statică ci și în regim dinamic, termic, a curgerii fluidelor, etc.

Deci, pentru investigarea unui anumit fenomen prin MEF este necesară parcurgerea unor etape bine precizate și anume [14],[35]:

- Discretizarea structurii (împărțirea domeniului de analiză în elemente finite). Alegerea tipului de element finit cu care se va lucra, care are loc în această etapă, prezintă o importanță majoră în limitarea necesarului de memorie internă și a capacității de calcul a computerului.
- Alcătuirea matricei de rigiditate sau flexibilitate a elementului finit (constituirea ecuațiilor elementelor finite prin care se descrie comportarea materialului din cuprinsul elementului finit)
- Asamblarea ecuațiilor elementale în sistemul de ecuații al structurii analizate. Prin aceasta, definim comportarea întregii structuri, care este modelată prin asamblarea sistemelor de ecuații ale elementelor finite în sistemul de ecuații ale structurii.
- Rezolvarea sistemului de ecuații al structurii va permite obținerea funcțiilor sau gradelor de libertate din noduri, adică a necunoscutelor primare. Spre exemplu în probleme mecanice de elasticitate, necunoscutele primare sunt deplasările nodale.
- Calculele auxiliare sunt necesare pentru determinarea necunoscutelor secundare adică în cazul nostru deformații specifice și tensiuni.

Beneficiind de un suport matematic solid dezvoltat cu precădere în a doua parte a secolului XX, metoda elementului finit și-a găsit o largă aplicabilitate în domeniul proiectare-cercetare [65],[66]. Totodată au apărut și comercializat o serie de pachete cu programe de analiză prin MEF dintre care



amintim: NASTRAN, ANSYS, ALGOR..., care au în componența lor subrutine destinate pre și post procesarea datelor, pentru discretizarea automată, respectiv interfețe grafice interactive. O nouă etapă a apărut prin includerea acestor pachete de analiză prin MEF în programele CAD dintre care cităm PRO/ENGINEER, CATIA, MTD care permit modelarea precisă, spațială, a structurilor (solidelor) de studiat.

Figura 6.8 prezintă tridimensional batiul presei PAI-16 generat în baza măsurătorilor efectuate pe piesa reală, prin programul MTD-4, care urmează a fi supus analizei prin MEF.

Deoarece volumul datelor de intrare și în egală măsură a datelor de ieșire sunt mari datorită mărimilor caracteristicilor corpului studiat și complexității

fizice și geometrice ale acestuia, se recomandă reducerea acestor date de procesat prin utilizarea proprietăților de simetrie și antisimetrie a structurilor [12].

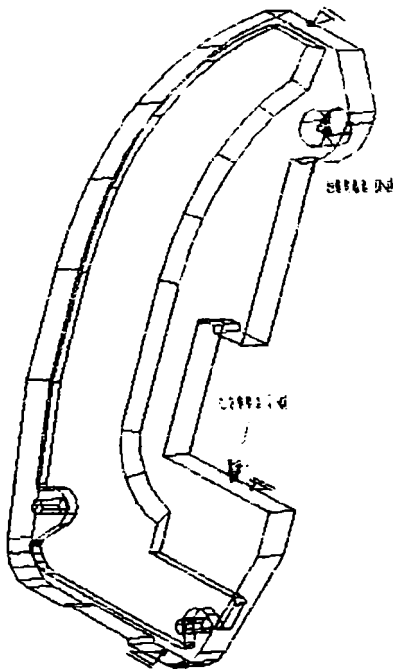


Fig. 6.9

Fig. 6.8



În cazul nostru, cel al analizei batiului presei PAI-16 se are în vedere simetria fizico-geometrică a structurii batiului studiat în raport de planul de simetrie determinat de forțele de încărcare și care are direcția paralelă cu pereții laterali ai cadrului batiului. Aceste forțe de încărcare se consideră ca având valoarea egală cu forța de deformare  $F_D$  generată de procesul de presare la  $c$ , fiind concentrată în mijlocul orificiului din masa presei și în corespondență, în axa orificiului



dispozitivului de prindere a cepului sculei din berbecul presei. Planul de simetrie este dispus la egală distanță de pereții laterali ai cadrului batiului, motiv pentru care se consideră că  $F_D$  este egal distribuită pe cei doi pereți laterali.

Modelul analizat în acest caz este simplificat, rămânând de efectuat o analiză a unei jumătăți de batiu materializat printr-un peretele lateral, conform desenului din figura 6.9. Trebuie menționat că pentru a simula situația cât mai reală, în locul pereților de legătură dintre pereții batiului s-au introdus prin reazeme, restricții ale gradelor de libertate a mișcării plăcii de analizat.

Rezultate privind tensiunile și deplasările *minime* și *maxime*, obținute în urma analizei statice prin MEF cu programul MTD-4 pentru material Fc250 sunt prezentate în tabelul 6.3, iar în figura 6.10 este prezentată interfața grafică (captura pozei) pentru interpretarea rezultatelor.

Tabel 6.3

Values max./min.			Nodes
Displacement	Max dx [mm]	0.0072904	760
Displacement	Max dy [mm]	0.2339145	40
Displacement	Max dz [mm]	0.0350695	95
Displacement	Max d [mm]	0.3947313	42
Tresca Stress	Max sTr [N/mm <sup>2</sup> ]	55.1253	195
	Min sTr [N/mm <sup>2</sup> ]	0.3085	4
Von Mises	Max svM [N/mm <sup>2</sup> ]	54.3839	195
	Min svM [N/mm <sup>2</sup> ]	0.2781	605
in direct.	Max sx [N/mm <sup>2</sup> ]	28.4000	195
	Min sx [N/mm <sup>2</sup> ]	-20.3734	37
in direct.	Max sy [N/mm <sup>2</sup> ]	49.7316	305
	Min sy [N/mm <sup>2</sup> ]	-51.5770	677
in direct.	Max sz [N/mm <sup>2</sup> ]	12.8927	33
	Min sz [N/mm <sup>2</sup> ]	-23.5920	37
Max Shear	Max maxT[N/mm <sup>2</sup> ]	27.5627	195
	Min maxT[N/mm <sup>2</sup> ]	0.1542	4

Shear Stress	Max $t_{xy}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	26.5932	195
	Min $t_{xy}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	-7.2726	677
Shear Stress	Max $t_{yz}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	9.1730	37
	Min $t_{yz}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	-7.7770	7
Shear Stress	Max $t_{xz}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	6.4196	33
	Min $t_{xz}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	-5.3732	51
Main Stress	Max $s_1$ [N/mm <sup>2</sup> ]	58.4929	195
	Min $s_1$ [N/mm <sup>2</sup> ]	-10.7898	37
Main Stress	Max $s_2$ [N/mm <sup>2</sup> ]	19.5338	33
	Min $s_2$ [N/mm <sup>2</sup> ]	-27.1253	37
Main Stress	Max $s_3$ [N/mm <sup>2</sup> ]	5.7750	305
	Min $s_3$ [N/mm <sup>2</sup> ]	-53.2760	677

Comparativ cu valorile recomandate pentru tensiunile admisibile la batiul preselor cu simplă acțiune și montant de tip deschis, executate din Fc 250 care sunt cuprinse între 120...250 N/mm<sup>2</sup> [85], valorile rezultate din analiza efectuată cu MEF confirmă faptul că din punct de vedere al rezistenței și rigidității, batiul presei PAI 16 va corespunde.

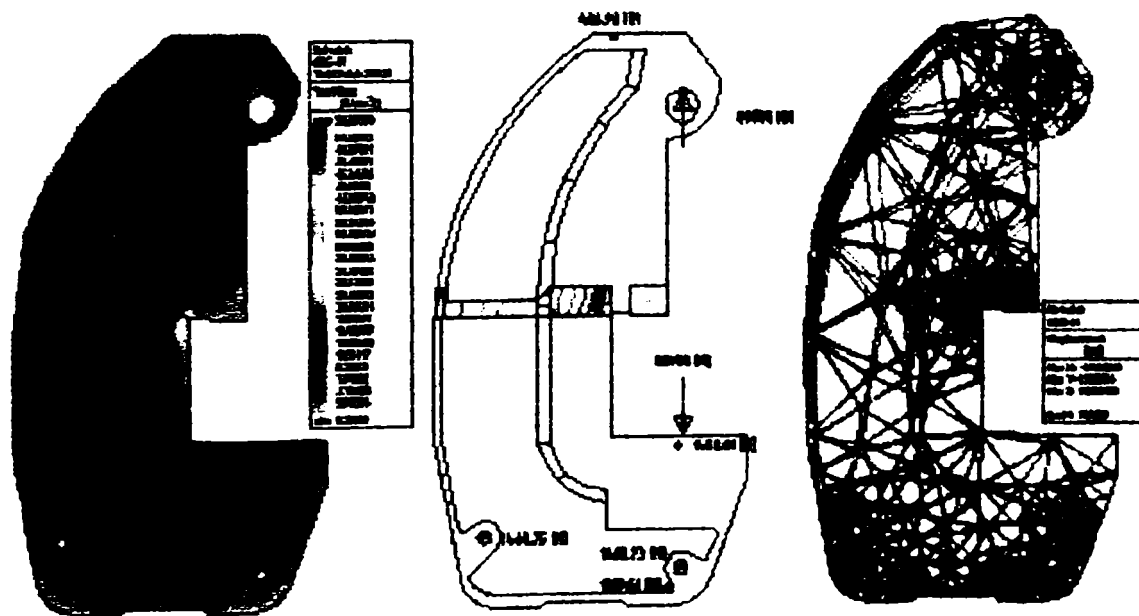


Fig. 6.10

În conformitate cu cele prezentate rezultă că nu există probleme din punctul de vedere al rezistenței organelor verificate, funcționarea la parametrii tehnico-funcționali conform modificărilor propuse putându-se efectua fără probleme.

### 6.2.3. VERIFICĂRI ALE SUBANSAMBLELOR PRESEI DIN PUNCT DE VEDERE ENERGETIC

În urma modificării efectuate, raportul de transmisie se schimbă, turația arborelui principal variind în sensul creșterii numărului de rotații al acestuia ceea ce duce la concluzia că unele organe ale utilajului vor fi solicitate mai intens, motiv pentru care se impune verificarea lor din punct de vedere energetic și al rezistenței [19],[20]. Calculele de verificare au în vedere că organele componente ale utilajului au fost dimensionate pentru a rezista exploatării preseii în condițiile solicitării la o forță de deformare maximă  $F_D$  egală cu forța nominală  $F_N$  în condițiile unui regim de lucru continuu corespunzător loviturilor repetate ale berbecului, adică ( $n_{CD}/\omega_{in} = n_{max}$ ). După modificare, se consideră ca ipoteză de lucru, încărcarea utilajului la o forță maximă  $F_{N1} < F_N$ , iar numărul de curse duble ale organului executor  $n_{max1} > n_{max}$  unde,  $F_{N1}$  și  $n_{max1}$  corespund preseii de capacitate imediat inferioare adică :

$$F_{N1} = F_N / R_5 = F_N / 1,6 \text{ iar } n_{max1} = R_{10} \cdot n_{max} = 1,25 n_{max} .$$

Verificările din punctul de vedere energetic se efectuează la următoarele subansamble:

- Motor electric de acționare
- Cuplajul
- Frâna și
- Volantul preseii

### 6.2.3.1. Verificarea frânelor

Frânele se utilizează în principal pentru oprirea berbecului atunci când acesta se află retras în poziția de plecare și în orice situație când cuplajul este decuplat. Oprirea berbecului în poziția sa de plecare este foarte importantă căci în caz contrar poate duce la funcționarea nedorită a presei și deci la posibilitatea accidentării personalului care deserveste utilajul. În principiu indiferent de tipul frânei (cu bandă sau cu discuri de fricțiune) rezultă că frânele trebuie să consume integral energia pe care o posedă mecanismul presei în urma decuplării, deci se poate scrie din [85] :

$$\beta \cdot E = M_b \cdot \varphi \quad (6.24)$$

unde:  $\beta$  - coeficient de siguranță = 1.2 ... 1.3

$\varphi$  - unghiul de frânare (al arborelui) = 15°... 20°

$M_b$  - momentul de frânare

$E$  - energia cinetică a maselor în mișcare care trebuiesc frânate, de valoare:

$$E = J \frac{\omega^2}{2} \quad (6.25)$$

cu notațiile:

$J$  = momentul de inerție a maselor în mișcare redus la axa arborelui frânei ;

$\omega$  = viteza unghiulară a arborelui frânei.

Dacă se consideră că  $M_b$  și  $\varphi$  sunt constante pentru utilajul considerat, (ipoteză falsă după cum se va vedea din cele ce urmează), va rezulta că :

$$\beta \cdot E = \beta \cdot E_1 \quad (6.26)$$

unde energia  $E$  corespunde vitezei unghiulare  $\omega = \pi \cdot n / 30$  și energia  $E_1$

corespunde vitezei unghiulare  $\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{1,26 \cdot \pi \cdot n}{30} = 1,26 \cdot \omega$  al arborelui frânei

care este chiar AP al presei . După înlocuire se obține:

$$\beta \cdot J \frac{\omega^2}{2} = \beta \cdot J \frac{\omega_1^2}{2} \quad (6.27)$$

Deoarece momentul de inerție a maselor în mișcare reduse la o axă se poate scrie sub forma [103],[104] :

$$J_{\Delta} = \sum_{i=1}^n m_i \rho_i^2 \quad (6.28)$$

unde:  $m_i$  sunt masele punctelor corpului;

$\rho_i$  = distantele de la aceste mase la axa dată

rezultă deci că  $J_{\Delta}$  este aceeași pentru un corp. Momentul de inerție  $J_{red}$  echivalent al maselor în mișcare de translație redus la axa arborelui frânei care se rotește se determină cu relația [1]:

$$J_{red} = G D^2_{red} / 4 g = m v^2 / \omega^2 \quad (6.29)$$

Cum însă viteza elementului de translație se poate scrie și sub forma cunoscută  $v = R\omega(\sin\alpha + (\lambda/2) \sin 2\alpha + k \lambda \cos\alpha)$ , prin substituirea în (6.29) rezultă că  $J_{red}$  nu depinde de  $\omega$  ci doar de poziția momentană a corpurilor.

Dar coeficientul  $\beta$  din relația (6.27) este și ea o constantă, după simplificare va rezulta că  $\omega^2 = \omega_1^2$  lucru neadevărat deci ipoteza că  $M_b \varphi = \text{constantă}$  este falsă.

În concluzie este necesară modificarea frânei utilajului și anume prin mărirea momentului  $M_b$  sau mărirea unghiului  $\varphi$  de frânare conform relației

$$M_b \cdot \varphi \left( \frac{\omega_1}{\omega} \right)^2 = M_{b1} \varphi_1 \quad (6.30).$$

Cum momentul de frânare se calculează cu relația [55]:

$$M_b = F_{st} \cdot r \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (6.31)$$

unde :  $F_{st}$  - forța de strângere a benzii;

$r$  - raza tamburului de frânare;

$\mu$  - coeficient de frecare;

$\alpha$  - unghiul de înfășurare a benzii;

Dacă considerăm  $\varphi = \varphi_1$  constant, modificarea lui  $M_b$  se poate face, funcție de construcție, fie prin înlocuirea tamburului cu un tambur de rază mai mare, fie prin creșterea lui  $F_t$  prin modificarea presiunii din cilindrul pneumatic de acționare al frânei (care este mai greu de făcut), sau la acționare mecanică modificând rigiditatea arcului de acționare.

Dacă considerăm  $M_b = M_{b1}$  se poate de asemenea acționa prin modificarea unghiului de frânare  $\varphi$  prin creșterea acestuia la valoarea rației  $i_r$  a raportului vitezelor unghiulare  $\varphi_1 = \left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^2 \cdot \varphi = i_r \cdot \varphi$ . Aceasta se face prin modificarea unghiului camei de comandă a frânei, schematizată în figura 6.11, care să determine acționarea în avans a frânei la un unghi  $\varphi_1$  mai mare.

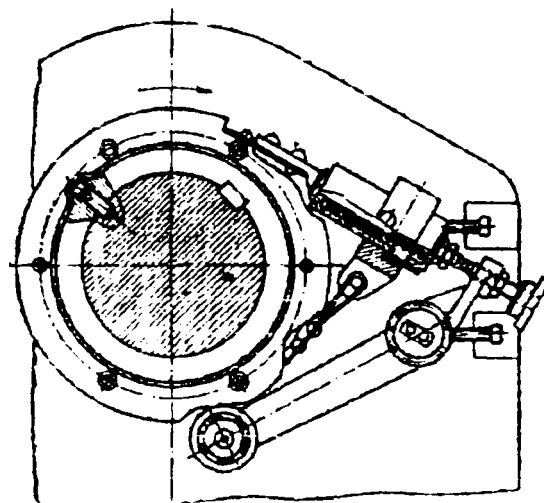


Fig. 6.11

### 6.2.3.2. Verificarea cuplajului

La construcția preselor moderne, dintre construcțiile rigide se folosesc numai cuplajele cu pană rotitoare datorită faptului că satisfac cel mai bine cerințele impuse la exploatare. În general se folosesc la presele universale cu forță nominală mică până la 400 kN putând fi întâlnite și la presele de 630 kN.

Predimensionarea penei rotitoare se face din condițiile  $D/d = 2.2 \dots 2.5$  și  $l/d = 2.9 \dots 3.2$  luând în considerare și relația :

$$M_t = 2000 d^3 \quad (6.32)$$

unde: D - diametrul arborelui;

d - diametrul penei rotitoare;

l - lungimea umărului penei ;

$M_t$  - momentul de torsiune transmis corespunzător arborelui pe care se află cuplajul. (Pentru presele cu excentric simple pe arborele principal)

Pe baza dimensiunilor obținute se impune apoi verificarea penei la forfecare și a piesei de uzură la presiunea de contact. Materialele recomandate a fi folosite la pene rotitoare sunt 41CN12, 41MoCr11, dar și OSC7, OSC8 uneori. Bucșele de uzură se execută din OLC45.

Dacă pentru exploatarea în regim normal - la  $F_N$  și  $n_n$  caracteristic utilajului - pana rezistă, este necesară să se facă verificarea în cazul exploatării

pentru o forță de deformare  $F_D = F_{N1}$  unde  $F_{N1} = \frac{F_N}{\varphi_N} = \frac{F_N}{1.6}$  și la un număr de curse duble  $n_s = \varphi_N \cdot n_N = 1.26 \cdot n_N$ .

Deoarece în formulele de verificare a penei intervine [55] momentul de torsiune  $M_t$  transmis:

$$\text{la strivire} \quad \sigma_s = \frac{4M_t}{d \cdot D \cdot l} < \sigma_{as} \quad (6.33)$$

$$\text{la forfecare} \quad \tau_f = \frac{2M_t}{d \cdot D \cdot l} < \tau_{af} \quad (6.34)$$

este suficient să comparăm momentul de torsiune  $M_t$  a arborelui determinat de forța  $F_N$  și momentul  $M_{t1}$  determinat de forța  $F_{N1}$  și care trebuie să fie de valoare mai mică. Cum relația momentului de torsiune a arborelui cu excentric indusă de forța de deformare  $F_D$  este [82],[85]:

$$M_t^* = F_N R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + k\lambda \cos \alpha \right) \quad (6.35 a)$$

respectiv

$$M_{t1}^* = F_{N1} R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + k\lambda \cos \alpha \right) \quad (6.35 b)$$

unde pentru  $M_t^*$  și  $M_{t1}^*$  s-a folosit formula simplificată fără a lua în calcul forțele de frecare din lagăre.

$$\text{Va rezulta:} \quad \frac{M_t}{M_{t1}} = \frac{F_t}{F_{t1}} = \frac{F_t}{F_t/1.6} = 1.6 > 1 \quad (6.36)$$

deci  $M_{t1} < M_t$ . Deci pana este mai puțin solicitată și va rezista.

În cazul preselor mecanice se mai utilizează și cuplaje cu discuri de fricțiune. Aceasta au avantajul unei funcționări mai liniștite, putând transmite momente de valori mari și permit oprirea berbecului în orice poziție.

Pentru calculul acestor cuplaje se pleacă de la momentul de torsiune  $M_t$  de pe arborele principal, deci pe arborele pe care sunt montate, ele trebuind să transmită momentul :

$$M_c = \frac{M_t \cdot \beta}{i \cdot \eta} \quad (6.37)$$

unde:  $\beta$  - coeficient având valoarea 1.1 ... 1.3

$i$  - raportul de transmitere dintre AP și arborele cu cuplaj



$\eta$  - randamentul transmisiei dintre cei doi arbori

Deoarece la prezele cu caracter universal cuplajul împreună cu frâna sunt montate pe AP rezultă că  $i = 1$ ,  $\eta = 1$ . Deci  $M_c = 1.1 \dots 1.3 M_t$ .

Conform (6.36)  $M_{ct} = M_t / 1.6$  rezultă că pentru condițiile impuse de noul mod de exploatare al utilajului cuplajul existent va corespunde.

### 6.2.3.3. Verificarea motorului electric

Alegerea motoarelor electrice pentru acționarea prezelor cu excentric necesită cunoașterea regimului de sarcina real, determinat pe baza ciclului de lucru al mașinii care are următoarele faze :

- Acționarea volantului in mișcare liberă
- Cuplarea arborelui si antrenarea culisorului in cursa de gol (apropierea de semifabricat)
- Efectuarea cursei de deformare
- Ridicarea culisorului in poziția inițială
- Decuplarea si frânarea arborelui

In cazul funcționării utilajului in regim de lovituri continue (repetate), faza acționării volantului in mișcare libera si faza decuplării si frânării arborelui apar doar la pornirea si oprirea utilajului , in rest acestea se pot neglija. Ca urmare a acestui ciclu schițat anterior vor exista următoarele consumuri de lucru mecanic:

- $L1$  = lucru mecanic consumat in procesul de deformare plastică a semifabricatului si învingerea forțelor de frecare existente in această fază de lucru a utilajului.
- $L2$  = lucru mecanic consumat pentru învingerea frecărilor la mersul in gol al presei.
- $L3$  = lucru mecanic consumat pentru deformarea elastică a organelor presei supuse (reacțiunii) forței de deformare  $F_D$ .
- $L4$  = lucru mecanic consumat suplimentar (prin accelerarea unor mase la cuplarea cuplajului ). Aceasta ultimă componentă este prezentă numai la lucrul presei cu curse singulare (izolate).

Suma acestor lucruri mecanice este:

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 \quad (6.38)$$

din [55] unde valoarea componentelor  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_3$  și  $L_4$  se calculează cu relațiile:

$$L_1 = M_1 \cdot \alpha_1 \quad (6.38 \text{ a})$$

$$L_2 = M_2 \cdot \alpha_2 \quad (6.38 \text{ b})$$

$$L_3 = \frac{F_N}{2 \cdot C} \quad (6.38 \text{ c})$$

$$L_4 = i \frac{\omega^2}{2} \quad (6.38 \text{ d})$$

unde: -  $M_1$  este momentul care acționează pe arborele principal în timpul cursei de lucru și are valoarea maximă calculată cu relația simplificată [55].

$$M_1 = F_D \cdot R \quad (6.39)$$

După cele prezentate la capitolul 4.1, presa rareori este încărcată la momentul maxim pe toată cursa de deformare deci se poate considera valoarea de calcul conform [55]:

$$M_{med} = \psi \cdot M_1 \quad (6.40)$$

încărcarea presei făcându-se la valoarea unui moment mediu  $M_{med}$  pe toată durata de lucru. Coeficientul  $\psi$  se consideră conform modului de variație a forței de deformare în funcție de cursa de deformare și are valoarea cuprinsă între 0,36 și 1. Pentru calculul nostru vom considera valoarea maximă  $\psi = 1$ .

-  $M_2$  este momentul care acționează pe arborele principal la mersul în gol a presei și se calculează cu :

$$\frac{M_2}{M_1} = \theta = \frac{u}{0.075p + \mu} \quad (6.41)$$

unde :  $u = t_1 / t_c$  ;

-  $t_c$  - timpul unui ciclu complet  $t_c = 60 / n_{cil/min}$  ;

-  $t_1$  - timpul procesului de lucru pe mașină  $t_1 = t_c \cdot \alpha_1 / 360^\circ$  ;

-  $\alpha_1$  - unghiul manivelei pentru care are loc procesul de deformare;

-  $p$  este gradul de utilizare a curselor presei și are valoarea  $p = 100\%$  pentru lucru cu curse repetate. Se poate menționa că valoarea lui  $\theta < 0.025 \dots 0.03$ .

În cazul lui  $L_3$  se consideră  $F_N$  forța nominală a presei, iar  $C$  este rigiditatea presei.

În cazul funcționării cu lovituri singulare în calcule va apărea și  $L_4$  care se determină cu relația [55]:

$$L_4 = I \omega^2 / 2 \quad (6.42)$$

unde:  $I$  este momentul de inerție a maselor care trebuie accelerate, reduse la arborele cuplajului iar  $\omega$  este viteza unghiulară nominală a arborelui cuplajului.

Cunoscând  $L$  din (6.38) și (6.39) se poate determina lucrul mecanic care acționează la axul motorului:

$$L_m = L \frac{\omega_{\text{mot}}}{\omega} = L \frac{n_{\text{mot}}}{n_c} \quad (6.43)$$

unde  $\omega_{\text{mot}}$  este viteza unghiulară a axului motorului electric de acționare.

Puterea medie necesară la motorul electric de acționare a presei este:

$$P = \frac{L_m}{1000} \cdot \frac{1}{t_c} \quad (6.44 \text{ a}) \text{ sau}$$

$$P = \frac{L \cdot n_{\text{mot}}}{1000 \cdot 60} \quad (6.44 \text{ b})$$

având unitățile de măsură:  $t_c$  [secunde];  $n_{\text{mot}}$  [rot/min];  $L$  [J] ;

Cum puterea motorului și turația lui pentru varianta de bază au fost calculate, le notăm cu  $P_I$  și  $n_I$  se va verifica puterea motorului necesară la varianta modificată, notat cu  $P_{II}$  și  $n_{II}$ .

Introducând datele de lucru în relațiile anterior prezentate va rezulta (pentru lucrul cu lovituri repetate când  $L_4 = 0$ , fiind neglijat):

$$F_N R \alpha_1' + F_N R \theta_1 \alpha_2' + \frac{1}{2} \frac{F_N}{C_1} = \frac{P_I}{n} \cdot 6 \cdot 10^4 \quad (6.45 \text{ a})$$

$$F_{N_I} R \alpha_1'' + F_{N_I} R \theta_{II} \alpha_2'' + \frac{1}{2} \frac{F_{N_I}}{C_{II}} = \frac{P_{II}}{n_I} \cdot 6 \cdot 10^4$$

deoarece pentru o anumită prelucrare considerată  $\alpha_1' = \alpha_1''$  iar corespunzător  $\alpha_2' = \alpha_2'' = 360^\circ - \alpha_1' = 360^\circ - \alpha_1''$  ca fiind corespunzătoare unghiului de lucru ( $\alpha_1'$  și  $\alpha_1'' \leq \alpha_{II} = 30^\circ$ ), iar  $C$  - rigiditatea presei este aceeași pentru un batiu va rezulta:

$$\begin{aligned} \frac{P_I}{n} \cdot 6 \cdot 10^4 &= F_N R \alpha_1 + F_N R \theta_I \alpha_2 + \frac{1}{2} \frac{F_N}{C} \\ \frac{P_{II}}{n_I} \cdot 6 \cdot 10^4 &= F_{N_I} R \alpha_1 + F_{N_I} R \theta_{II} \alpha_2 + \frac{1}{2} \frac{F_{N_I}}{C} \end{aligned} \quad (6.45 \text{ b})$$

Cum  $\theta = \frac{u}{0.075p + \mu}$  ; pentru  $p = 100\%$  și  $u = \alpha_n / 360^\circ$  avem  $\theta_I = \theta_{II} = 0,010989$  cu

observația că  $\theta$  depinde de raportul  $t_i / t_r$  (funcție de  $\alpha_i$ ) și nu de  $t_r = f(n_r)$  .

Înlocuind în (6.45 b)  $F_{N_I}$  cu valoarea convenită, adică  $F_{N_I} = \frac{F_N}{\phi_F} \cong \frac{F_N}{1.6}$  va rezulta

$$\text{raportul } \frac{P_I n}{P_{II} n_I} = 1.6 \text{ sau } P_{II} = \frac{P_I}{1.6} \cdot \frac{n_I}{n}$$

Deoarece caracteristica mecanică a motorului electric asincron este rigidă pentru  $n > n_{critic}$  , adică turația  $n \cong$  constantă, se poate considera că nu vor exista probleme la acționarea utilajului de motorul electric existent .

#### 6.2.3.4. Verificarea volantului

Lucrul mecanic necesar efectuării diferitelor operații pe presele mecanice cu manivelă nu este preluat direct de la motorul de antrenare.

În schema cinematică a utilajului este prevăzut un volant care să acumuleze lucrul mecanic și care în momentul efectuării operației de deformare îl cedează pe seama variației energiei sale cinetice ca urmare a micșorării vitezei sale unghiulare. Astfel lucrul mecanic pe care îl cedează volantul în timpul unei operații poate fi exprimat prin relația [85]:

$$L = J \cdot (\omega_1^2 - \omega_2^2) / 2 \quad (6.46)$$

unde:  $J$  = momentul de inerție al volantului;

$\omega_1; \omega_2$  = vitezele unghiulare la începutul și sfârșitul operației de deformare.

Ținând seama că pentru buna funcționare a presei, volantul trebuie să cedeze o cantitate limitată de energie cinetică, adică turația acestuia poate să fie micșorată numai până la o anumită limită, lucrul mecanic cedat de volant se poate scrie [85] și sub forma:

$$L = J \cdot \omega^2 (2 - K_v) K_v / 2 \quad (6.47)$$

unde:  $K_v$  este coeficientul de micșorare a turației având valoarea  $K_v = 0,13$  pentru cazul exploatării preselor în regim de lovituri repetate sau  $K_v = 0,29$  pentru cazul exploatării preselor în regim de lovituri singulare.

Alegerea necorespunzătoare a volantului se resimte prin :

- incapacitatea de a se efectua lucrul mecanic de deformare luat în considerare la proiectare
- suprasolicitarea motorului electric de acționare și distrugerea lui.

Luând în considerare cele menționate, volantul preselor mecanice trebuie calculat pe baza caracteristicilor tehnice impuse în exploatarea mașinii.

Ținând cont de ecuația energiei consumate de volant în cursa de lucru, unde se consideră în calcule și valoarea momentului motor , rezultă conform [85] :

$$L_d - \frac{M_{m1} + M_{m2}}{2} \alpha_1 = I_v \omega_{med}^2 \delta \quad (6.48)$$

cu notațiile :  $L_d$  - lucrul mecanic maxim prevăzut a se realiza pe presă;

$M_{m1}, M_{m2}$  - momentul motor, la începutul și la sfârșitul cursei de lucru;

$\alpha_1$  = unghiul maxim corespunzător cursei de lucru;

$I_v$  = momentul de inerție al volantului;

$\omega_{med}^2$  = viteza unghiulară medie a volantului;

$\delta$  = gradul de neregularitate admis la funcționare;

Prin înlocuirea vitezei unghiulare cu turația volantului, notată cu  $n_v$  și momentul de inerție cu momentul de girație conform [85] rezultă:

$$L_d - \frac{M_{m1} - M_{m2}}{2} \alpha_1 = \frac{\pi^2 \cdot n_v^2 \cdot \delta}{60^2 \cdot g} \cdot GD^2 \quad (6.49)$$

După aranjarea factorilor și reducere, deoarece  $\pi^2 \approx g$  valoarea momentului de girație devine:

$$GD^2 = \frac{1800}{n^2 \cdot \delta} [2L_d - (M_{m1} - M_{m2}) \cdot \alpha_1] \quad (6.50)$$

Exprimând momentele  $M_{m1}$  și  $M_{m2}$  ale motorului electric în funcție de lucrul mecanic de deformare  $L_d$  pe care trebuie să-l asigure presa,  $L_d$  fiind calculat pentru forța nominală  $F_N$  și numărul maxim de curse duble ale berbecului  $n$  utilajului se ajunge la relația de calcul al diametrului de girație minim și a greutății corespunzătoare volantului [85] :

$$GD^2 = \frac{3600}{n_v^2 \cdot \delta} \cdot L_d \cdot \left( 1 - \frac{\alpha_l}{\alpha_l + \alpha_g} \right) \quad (6.51)$$

unde: -  $\alpha_l$  este unghiul corespunzător cursei de lucru iar  $\alpha_g$  unghiul corespunzător cursei în gol . Din relația (6.51) se poate determina în funcție de momentul de girație al volantului, de turația lui și de gradul de neregularitate admis lucrul mecanic de deformare corespunzător unui volant de anumită dimensiune și greutate determinată:

$$L_d = \frac{G \cdot D^2 \cdot n_v^2 \cdot \delta}{3600 \cdot \left( 1 - \frac{\alpha_l}{\alpha_l + \alpha_g} \right)} \quad (6.52 a)$$

Cum valoarea unghiului maxim corespunzător cursei de lucru  $\alpha_l$  se ia de valoare:  $\alpha_l \approx 30^\circ$  și corespunde palierului din diagrama de sarcină pentru care  $F_D = F_N$  (forța nominală) iar unghiul  $\alpha_g = 360^\circ - \alpha_l$  se poate considera :

$$L_d = \frac{G \cdot D^2 \cdot n_v^2 \cdot \delta}{3300} = K \cdot G \cdot D^2 \cdot n_v^2 \cdot \delta \quad (6.52 b)$$

În cazul exploatării presei în regim de lovituri repetate, coeficientul de neuniformitate admis este  $\delta = 0,13$  deci rezultă din relația (6.52 b) că lucrul mecanic de deformare va crește proporțional cu pătratul creșterii turației arborelui principal respectiv al volantului. Deci pentru turația  $n_{lv}$  al volantului, egală cu turația arborelui principal, lucrul mecanic de deformare  $L_{d1}$  cedat de volant este :

$$L_{d1} = K G D^2 n_{lv}^2 \delta = K G D^2 n_v^2 \delta \varphi_n^2 = L_d \varphi_n^2 = R_{20} L_d \quad (6.53)$$

deoarece raportul turațiilor conform ipotezei este  $\varphi_n = n_1 / n = R_{20}$  ;

În același timp, lucrul mecanic de deformare maxim admis în cadrul prelucrărilor în condiția turației  $n_1$  căreia îi corespunde forța de lucru  $F_D = F_{N1} < F_N$  se calculează din [69] cu relația :

$$L_1 = \lambda h_m F_{N1} \quad (6.54 a)$$

Analog relația pentru cazul forței  $F_D = F_N$  are forma :

$$L = \lambda h_m F_N \quad (6.54 b)$$

Deoarece  $h_m$  - cursa reglată a sculei este aceeași pentru o anumită prelucrare iar  $\lambda$  = coeficientul de corelare dintre  $F_{medie}$  și  $F_{maximă}$  de ștanțare este o constantă caracteristică prelucrării, rezultă că  $L_1 < L$  adică lucrul mecanic de



deformare necesar în procesul considerat conform ipotezei este mai mic decât lucrul mecanic maxim admis de utilaj între ele relația fiind  $L = 1,6 L_1$ .

În concluzie prin mărirea numărului de curse duble pe minut, deci implicit a numărului de rotații ale volantului, lucrul mecanic cedat de volant crește. În același timp lucrul mecanic de deformare necesar în proces scade datorită scăderii valorii forței de deformare  $F_{1v} = F_{N1}$ . Deci volantul va avea suficientă energie pentru a compensa lucrul mecanic de deformare din procesul de prelucrare.

Pentru a verifica gradul de neuniformitate a mișcării volantului adică  $\delta \leq 0,13$  se pleacă de la egalitatea lucrului mecanic cedat de volant în cele două condiții de exploatare. Va rezulta conform egalității relația :

$$L_{d1} = K G D^2 n_{1v}^2 \delta_1 = K G D^2 n_v^2 \delta = L_d \quad (6.55)$$

sau după simplificare :  $\delta_1 = \delta (n / n_1)^2 = \delta / 1,25 \cdot 1,6$ . Cum  $\delta_{admis} = 0,13$  vom avea  $\delta_1 \in (0,08-0,10)$  adică gradul de neregularitate al volantului este mai mic decât  $\delta_{admis}$ .

Ca o măsură de siguranță pentru buna funcționare a presei trebuie să impunem ca turația motorului să nu scadă în urma consumului de energie sub valoarea turației critice  $n_{mcr}$ . Pentru aceasta cuplul maxim al motorului  $M_{m2}$  corespunzător turației  $n_{m2}$  trebuie să fie mai mic decât momentul critic  $M_{m1}$  din caracteristica motorului asincron. Vom proceda în consecință la impunerea condiției ca momentele rezistente  $M_{r1}$  date de momentul de torsiune indus de forța de deformare din proces în condițiile exploatării utilajului cu  $F_{N1}$  și  $n_1$  să fie egale sau mai mici decât momentul rezistent redus  $M_{mr}$  la axul motorului care are viteza unghiulară  $\omega_m$ , în condițiile normale de exploatare a utilajului. Între puterea introdusă și cea consumată se poate scrie relația :

$$M_{mr} \omega_m = \eta \cdot M_r \omega_r \quad (6.56)$$

unde:  $\omega_r$  este viteza unghiulară a volantului de pe arborele principal.

Cum pentru motorul asincron produsul  $M_{mr} \cdot \omega_m$  este constant, va rezulta din (6.56) și  $M_r n_r = \text{constant}$  ;

Din înlocuirea  $M_r$  cu momentul de torsiune al arborelui principal corespunzător condițiilor de exploatare ipotetic considerate, va rezulta:



$$F_N(m_t + \mu \cdot R \cdot \cos\alpha \frac{(R_A + R_B)}{L} + \mu \cdot R_A) \cdot n_1 = F_N(m_t + \mu \cdot R \cdot \cos\alpha \frac{(R_A + R_B)}{L} + \mu \cdot R_A) \cdot n \quad (6.57)$$

sau după simplificare:  $F_{N1} \cdot n_1 = F_N \cdot n$ .

Cum  $F_N = \varphi_F F_{N1} = \sqrt[5]{10} F_{N1} = 1,6 \cdot F_{N1}$  se poate deduce turația  $n_1$  maximă admisă de modificare, în condițiile respectării ipotezei de încărcare care să nu afecteze funcționarea motorului electric și anume:

$$n_1 \leq F_N n / F_{N1} = 1,6 F_{N1} / F_{N1} n = 1,6 n \quad (6.58)$$

Deoarece  $n_1$  este rotația arborelui utilajului în rotații pe minut, va rezulta din aceasta relație și numărul maxim de curse duble cu care se va putea lucra după modificare.

Verificarea turației maxime admise de volant din punctul de vedere al rezistenței materialului se face la solicitările care apar prin forțele de inerție la care acesta este supus.

Conform [5] într-un volant, considerat fără spițe și cu grosimea obezii mică în comparație cu raza, efortul unitar de întindere este dat de formula aproximativă:

$$\sigma = \frac{\gamma \cdot v^2}{g} = \frac{\gamma(R\omega)^2}{g} \leq \sigma_a \quad (6.59)$$

unde :  $\gamma$  - greutatea specifică a materialului;

$g$  - accelerația gravitațională;

$v$  - viteza centrului de greutate al secțiunii obezii;

$R$  - raza centrului de greutate al secțiunii obezii;

$\omega$  - viteza (de rotație) unghiulară;

Prin impunerea efortului unitar admisibil ca valoare maximă care este permisă a fi atinsă se poate determina în funcție de raza volantului și materialul din care este executat, turația maximă la care acesta va putea funcționa:

$$\sigma_a \geq \frac{\gamma \cdot R^2 \omega^2}{g} = \frac{\gamma \cdot R^2 \pi^2 n^2}{30^2 g} \Leftrightarrow n \leq \sqrt{\frac{\sigma_a \cdot 30^2 \cdot g}{\gamma \cdot R^2 \cdot \pi^2}} [\text{rot / min}] \quad (6.60)$$

Materialul de construcție pentru volanții preselor cu excentric având  $F_N < 630$  kN este fonta cenușie Fc 250 sau otelul turnat OT 50.

Pentru cazul concret  $\gamma = 0,00785$  [kg/cm<sup>3</sup>],  $R_{\max} = 30$  cm și  $g = 981$  cm/sec<sup>2</sup> rezultă o valoare de rotații teoretic admisă de volant de  $n_{\max\text{VOLANT}} > 2000$  rot/min >> turația de lucru, în consecință nu va exista pericolul de avarie a volantului.

CONCLUZIE: *Din cele prezentate în aceste calcule de verificare, în urma modificărilor executate pentru a putea utiliza presa în regimuri de turații mai intense,  $n_1 \leq n \cdot R_{20}$  (sau  $n \cdot R_{10}$ ) de lucru, concomitent cu scăderea forțelor de prelucrare disponibile la valoarea  $F_{N1} < F_N / R_5$  nu se vor necesita înlocuiri ale organelor componente, cele existente făcând față noilor solicitări.*

### 6.3. Cercetări experimentale privind consumul energetic specific

Valoarea consumului specific energetic așa cum a fost definită în capitolul 2.1, este după cum s-a arătat anterior, dependentă de o mare mulțime și varietate de factori. Dintre aceștia se remarcă conform celor concluzionate în Cap. 5.0, considerând un utilaj de presare oarecare, în primul rând regimul de funcționare al acestuia și raportul dintre forța nominală a presei și forța necesită de procesul de prelucrare [17],[24],[43],[79].

Cercetarea experimentală de față și-a propus determinarea variației consumului specific de energie electrică, la prelucrările de ștanțare realizate pe o presă mecanică cu excentric tip PAI-16 modificată prin adăugarea unei cutii de viteze, prezentată în figura 6.12, la diverse regimuri de funcționare și la diferite încărcări ale acesteia.

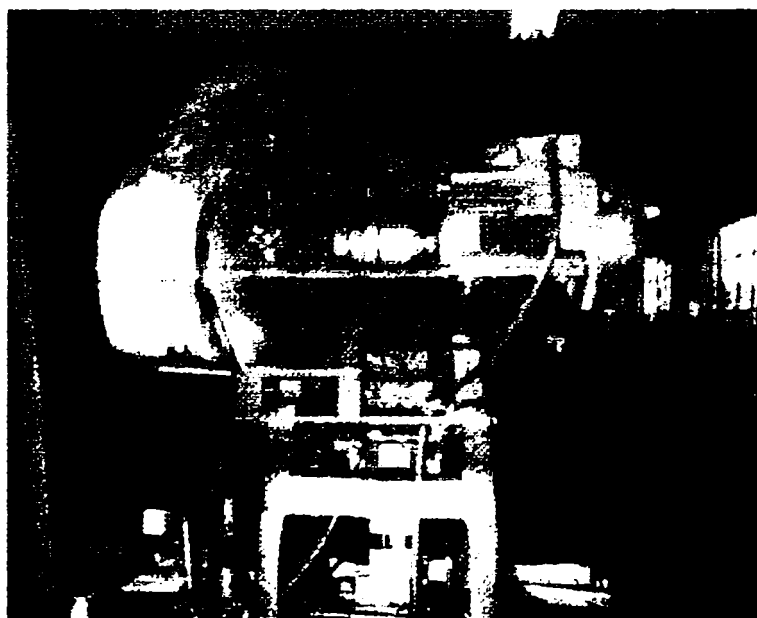


Fig. 6.12

### 6.3.1 INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

În scopul analizei variației consumului specific conform datelor anterior prezentate, s-a realizat o instalație experimentală a cărei vedere de ansamblu este prezentată în figura 6.13-a iar schema de principiu aferentă acesteia este prezentată în figura 6.13-b.

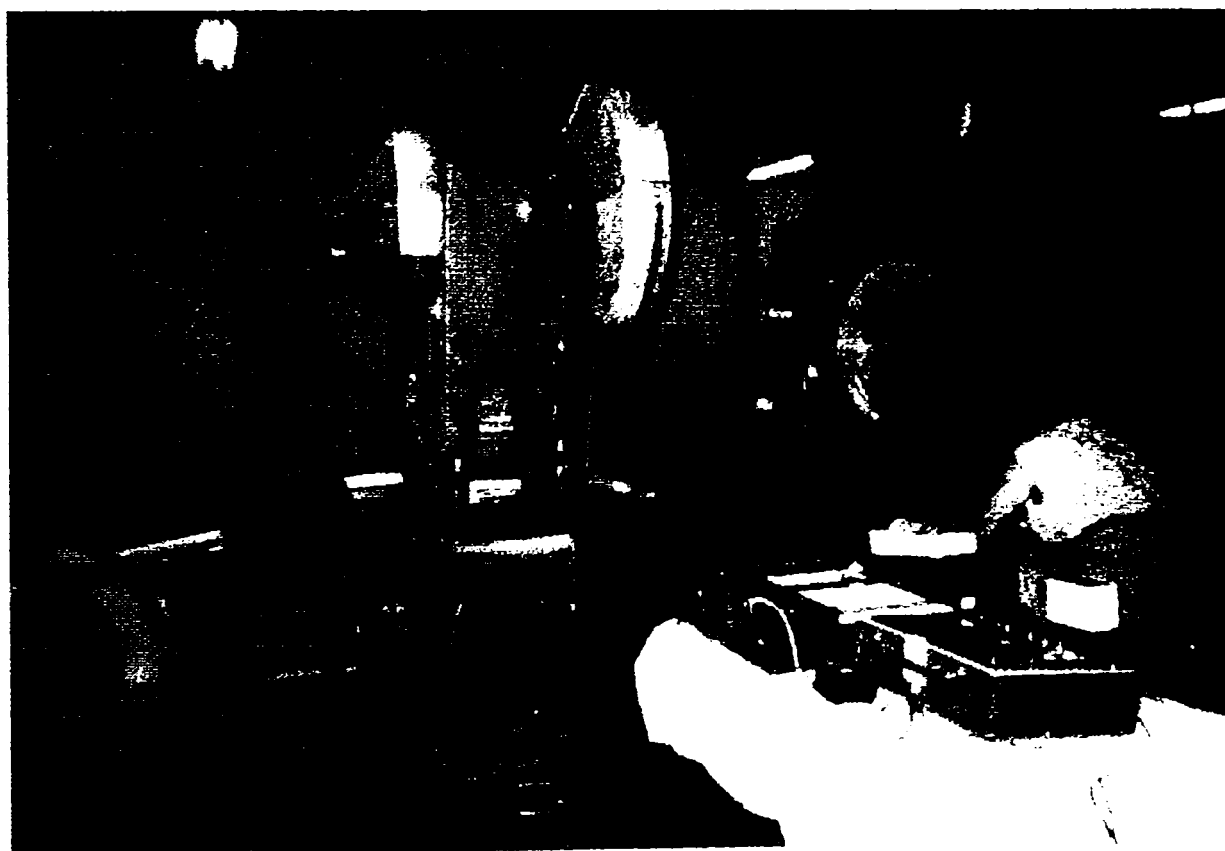


Fig. 6-13 a

Conform numerotării din figura 6.13-b, în schema de principiu apar următoarele elemente de bază: 1 – presa PAI 16 modificată; 2 – tahometru; 3 – ștanță cu acțiune succesivă, de perforat și decupat; 4 – panoul electric al presei unde s-au efectuat racordările legăturilor electrice; 5 – trusa wattmetrică; 6 – traductor trifazat de putere activă 2TPT-79; 7 – înscrisor grafic tip XY Recorder Endim 622.01; 8 – dispozitiv de comandă, de temporizare;

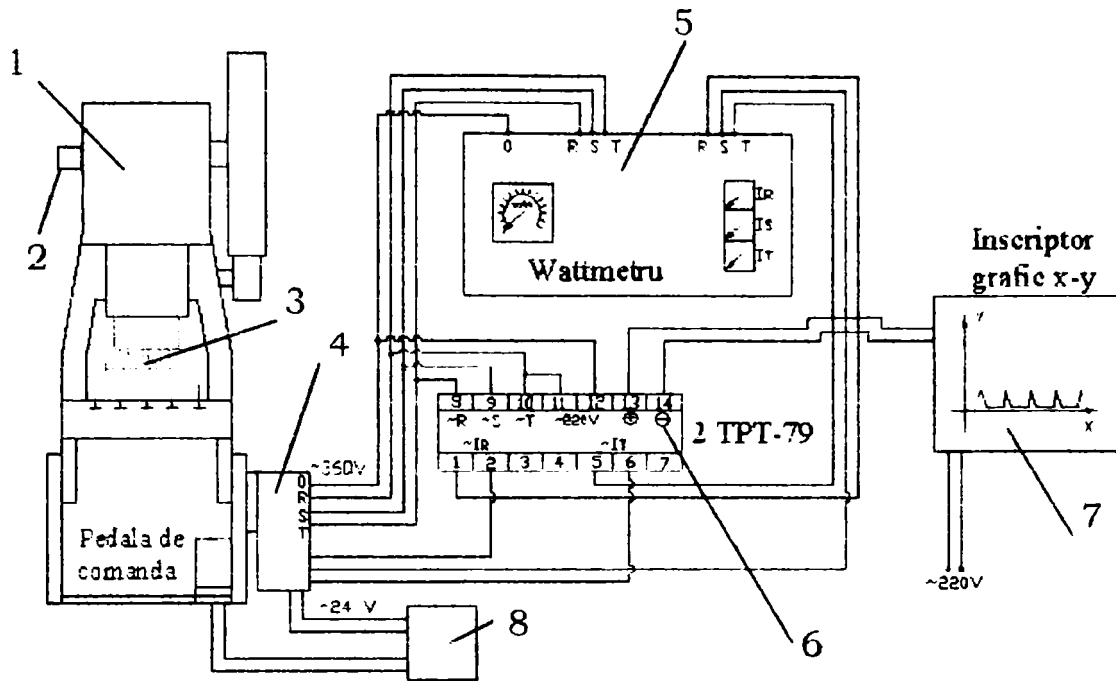


Fig. 6.13-b

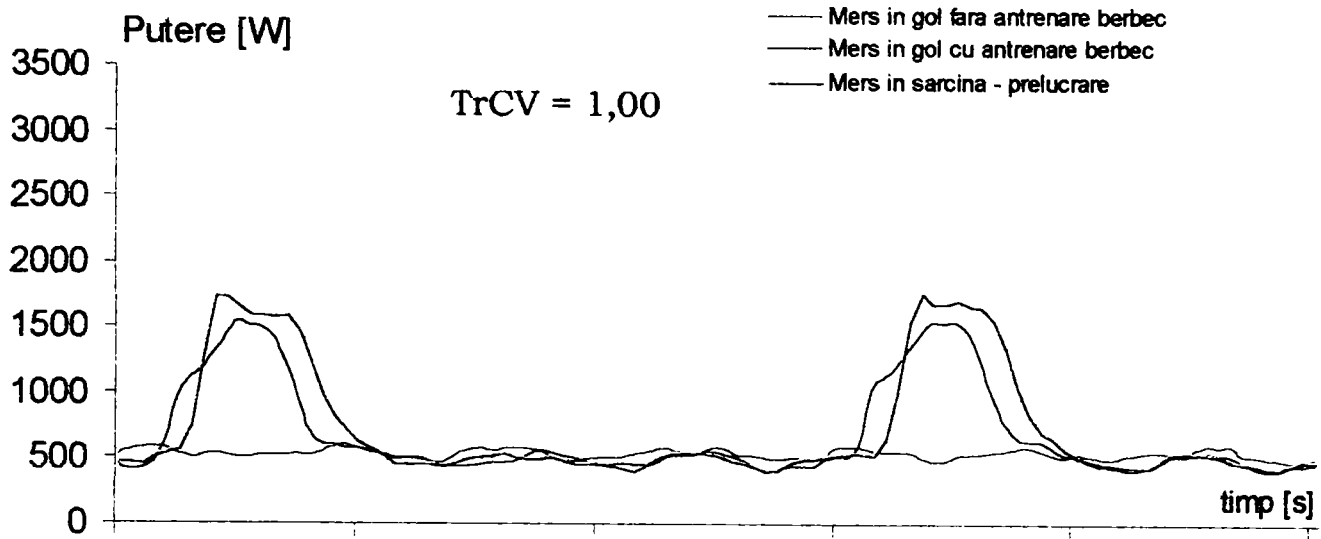
### 6.3.2. REALIZAREA ÎNCERCĂRILOR

Încercările care sunt necesitate de experimentul efectuat s-au realizat pe fâșii de bandă din material OL 37 STAS 500-88, cu lățimea de 50 mm și cu grosimea de 1,5 mm, folosind ștanța cu acțiune succesivă, de perforat și decupat din figura 2.21 a și b, având față de varianta prezentată anterior, modificarea poansoanelor care sunt toate de aceeași lungime. Variația forței necesitate în procesul de ștanțare s-a realizat prin modificarea numărului de perechi de poansoane care acționează asupra semifabricatului. Reglarea cadenței de lucru a utilajului s-a efectuat printr-un dispozitiv de temporizare electronic a cărui schemă este prezentată în figura 6.14, legat în paralel cu circuitul electric al pedalei (de acționare) presei.

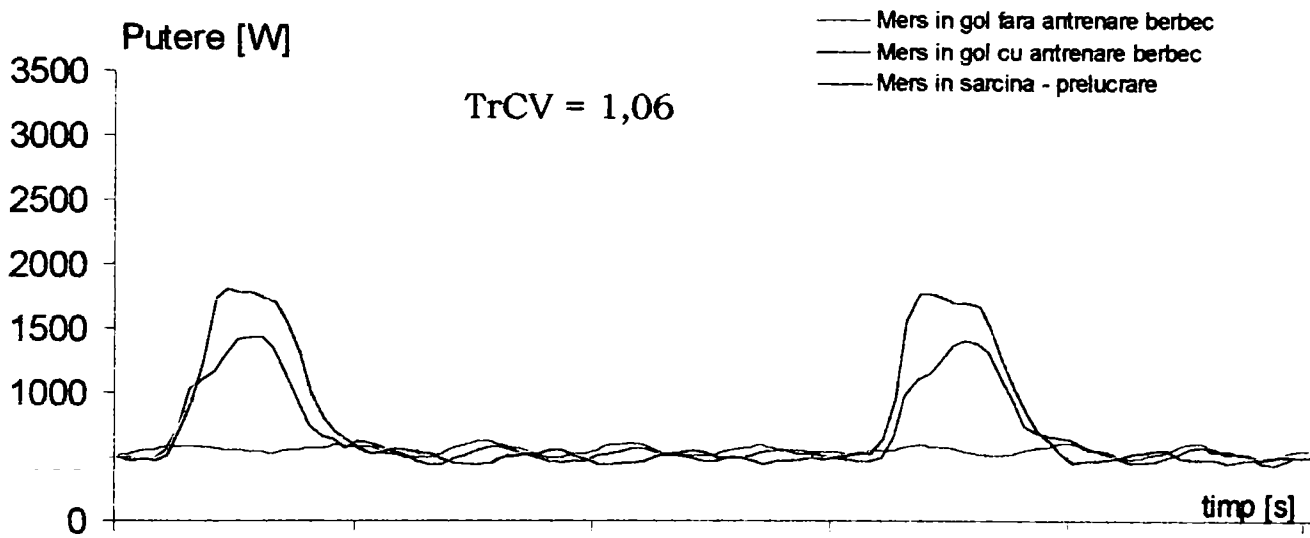
Pentru a realiza o analiză de detaliu a condițiilor reale de exploatare a presei, considerând ca ipoteză de lucru cadența mărită obținută prin intermediul cutiei de viteze atașată presei, la subîncărcări determinate ale utilajului, s-au trasat, cu ajutorul înscrisorului grafic, curbele de putere consumată de către motorul electric la:



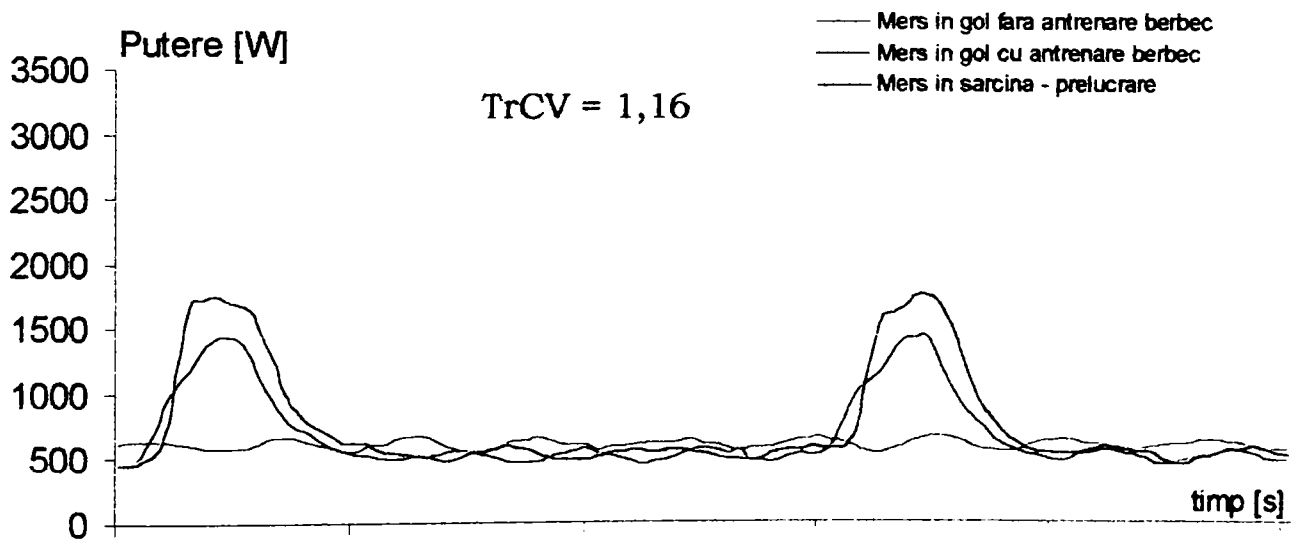
C: 20 CD/min; F = 63,8 kN;



a)



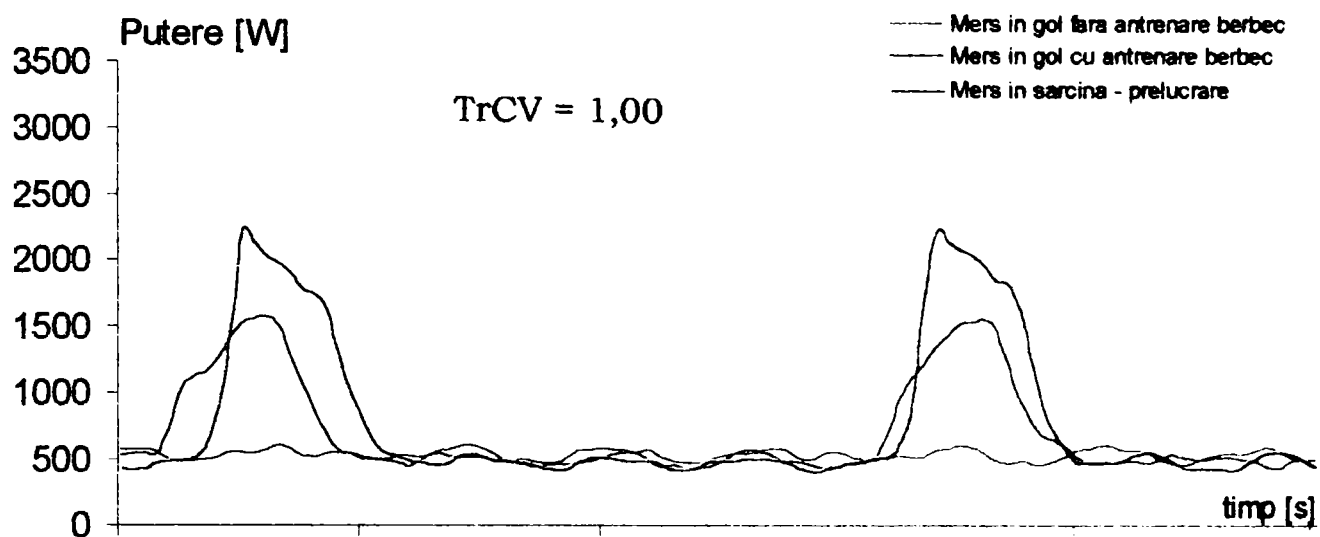
b)



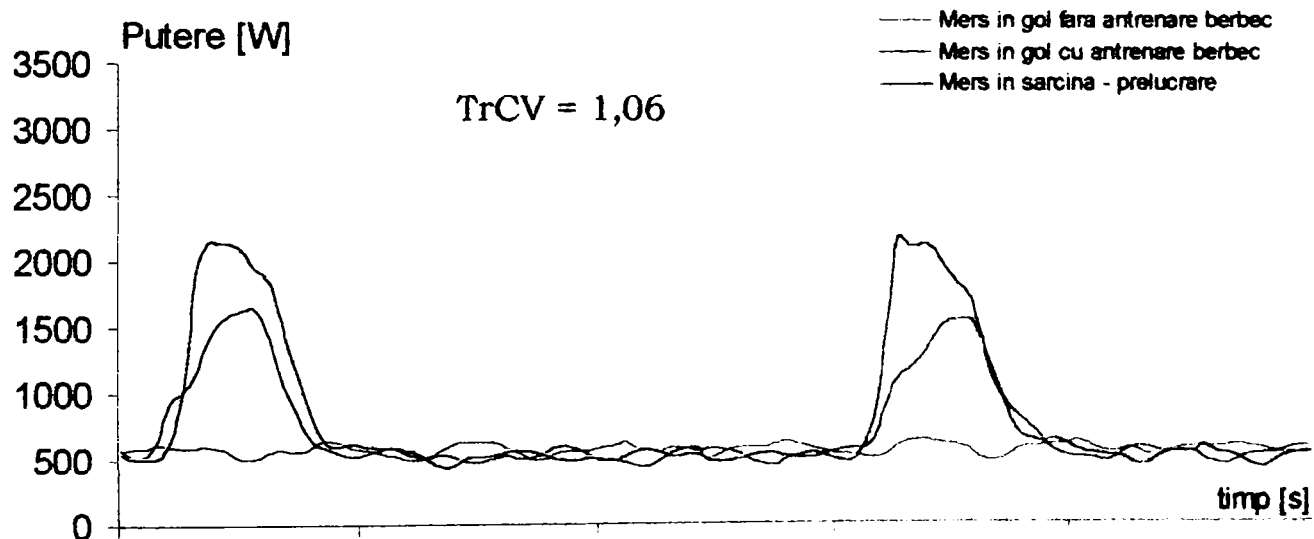
c)

Fig. 6.15

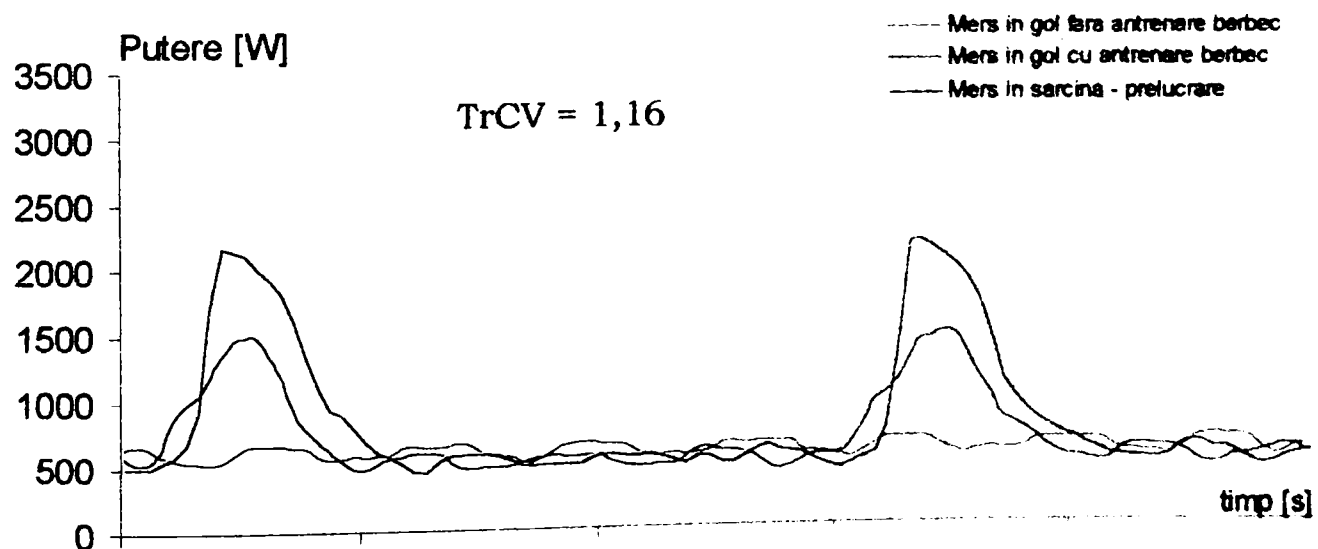
C: 20 CD/min; F = 106,5 kN;



a)



b)

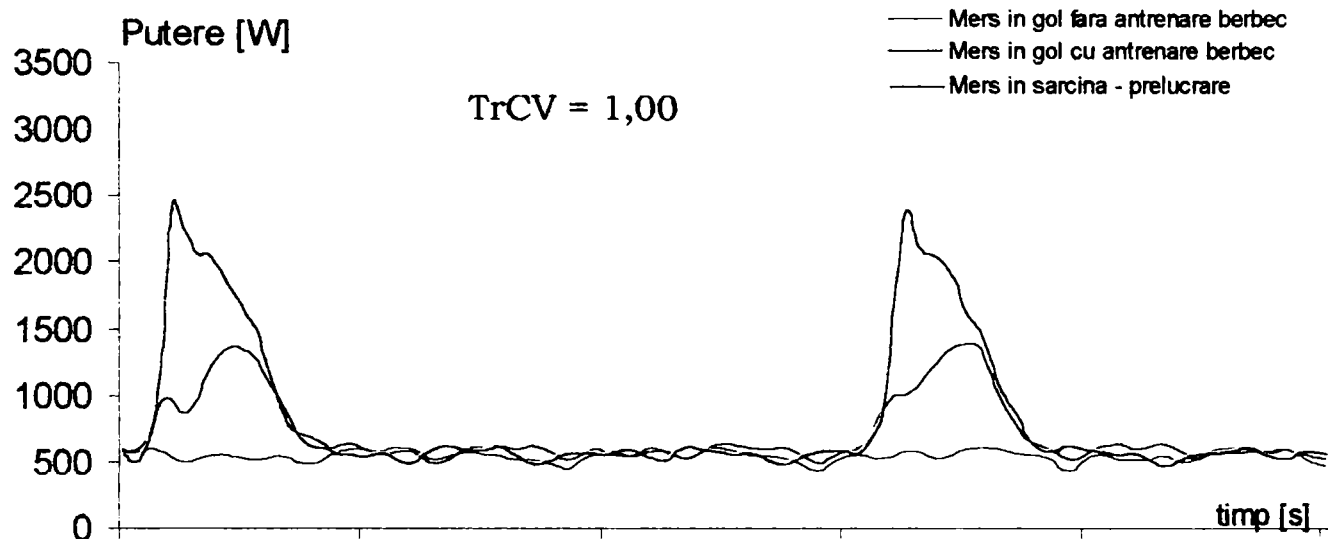


c)

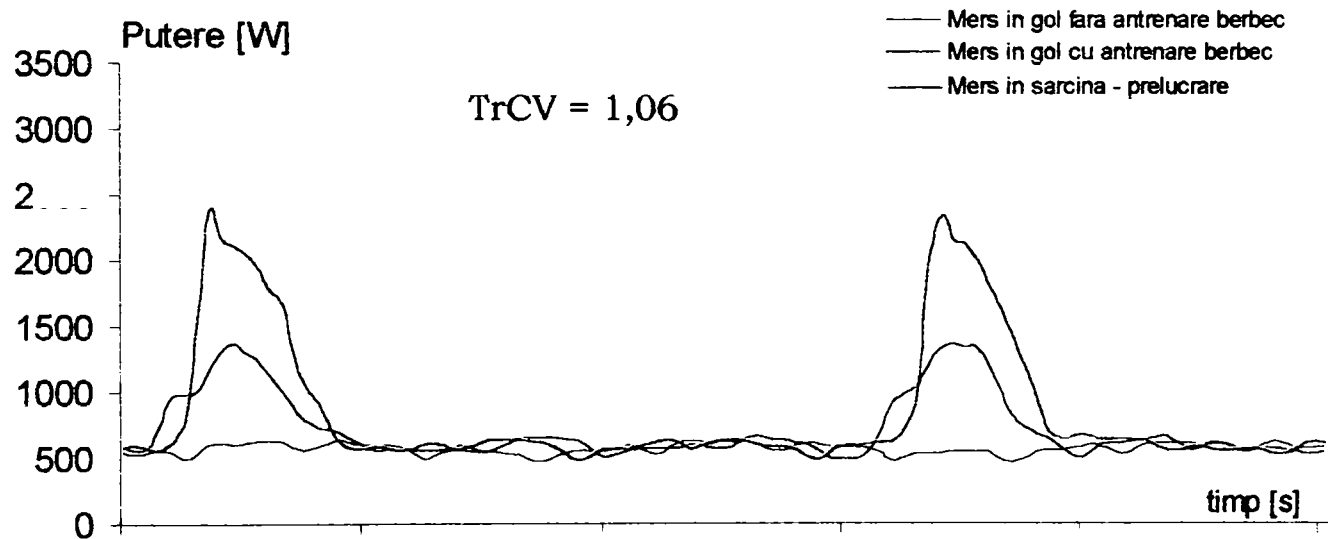
Fig. 6.16



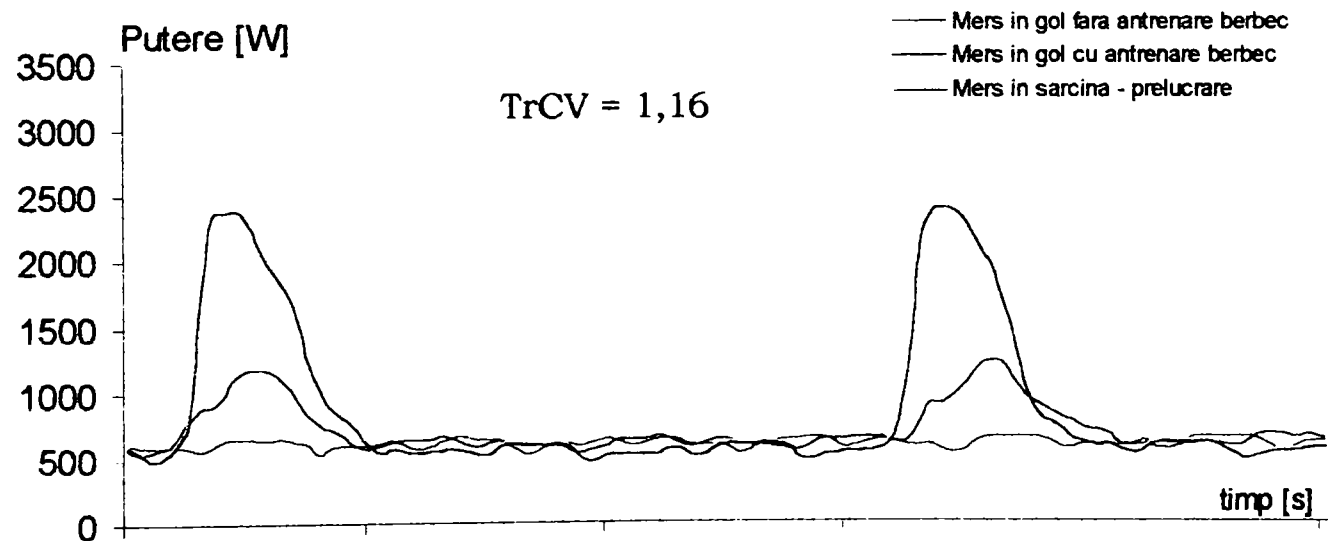
C: 20 CD/min; F = 149,2 kN;



a)



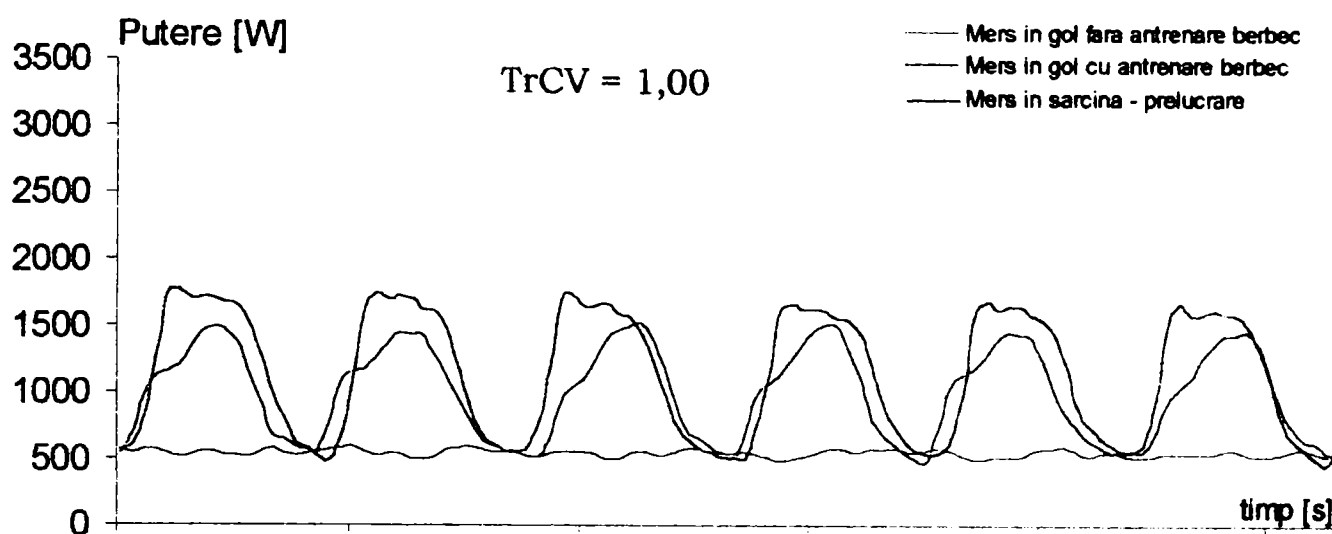
b)



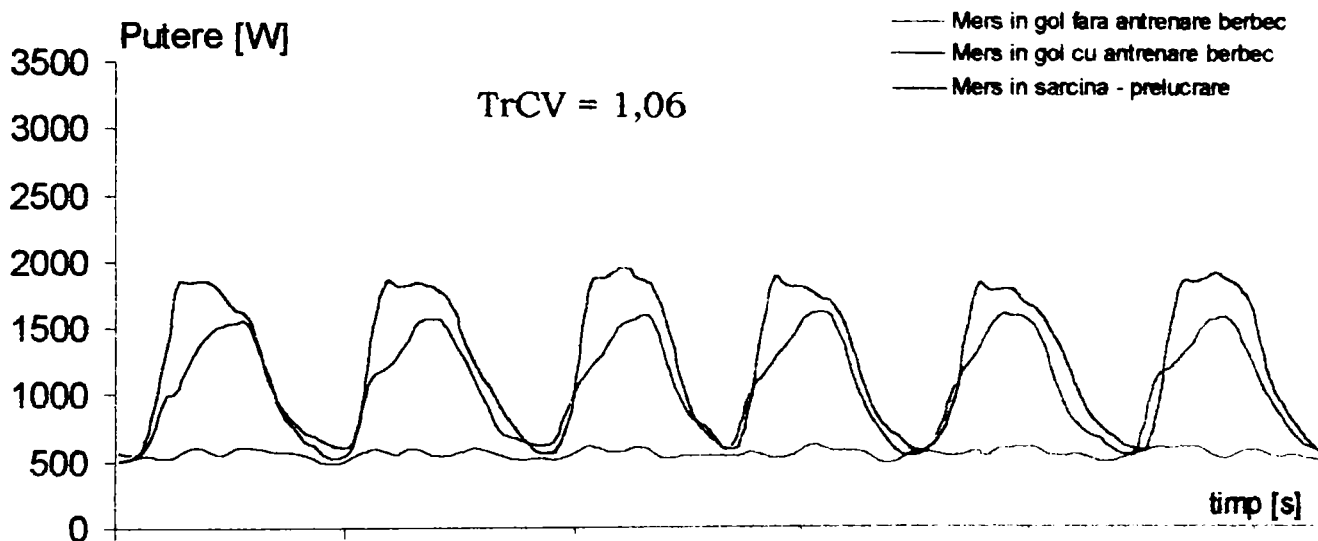
c)

Fig. 6.17

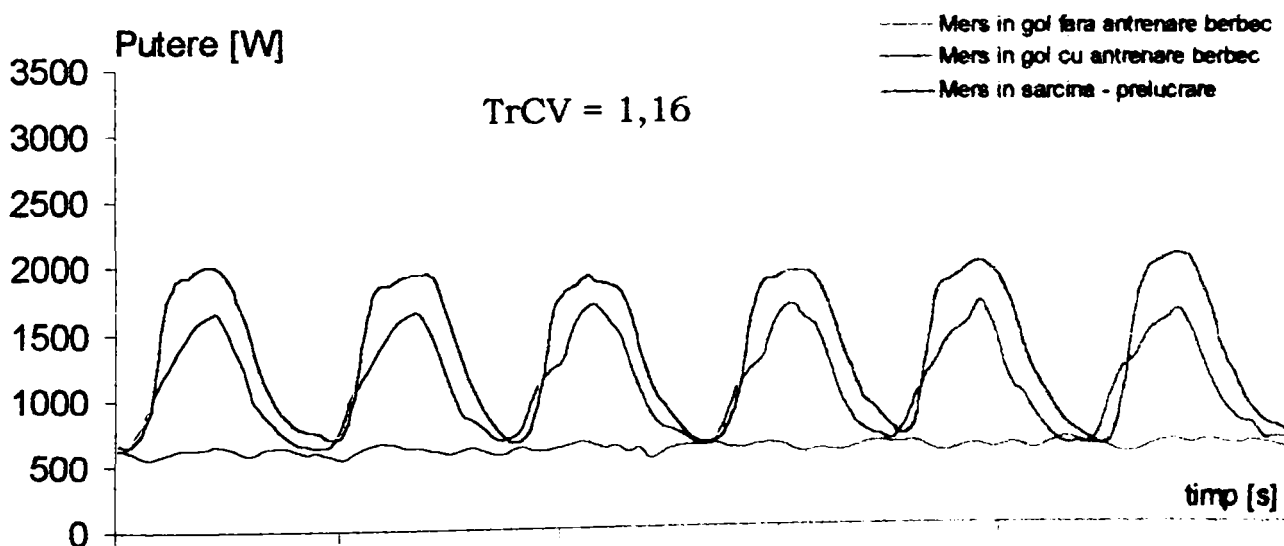
C: 68 CD/min; F = 63,8 kN



a)



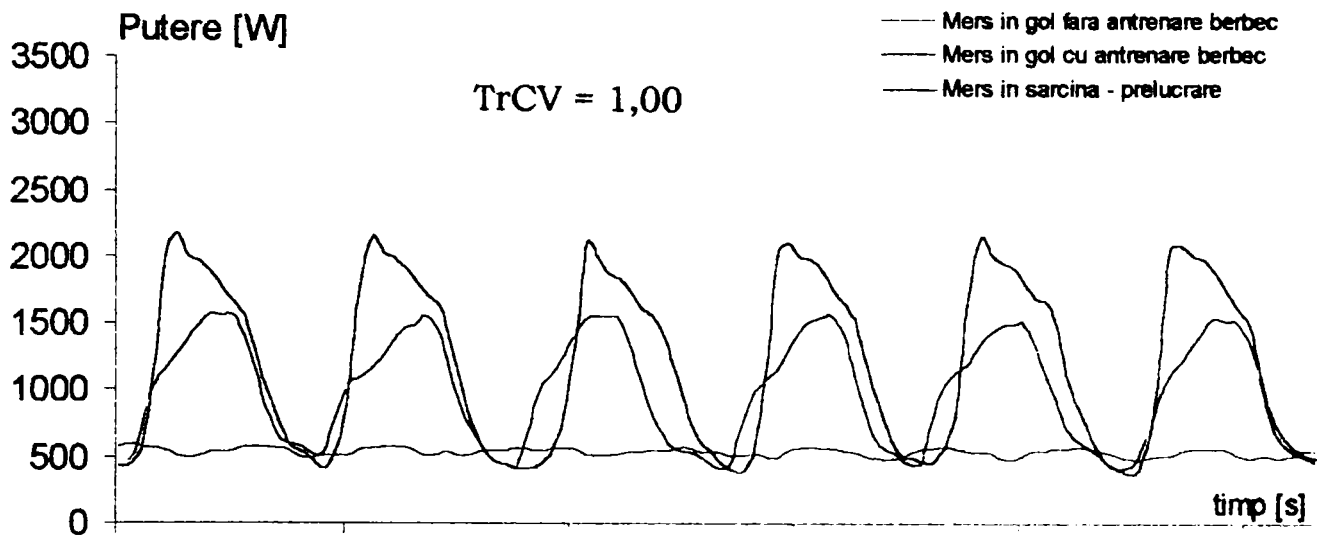
b)



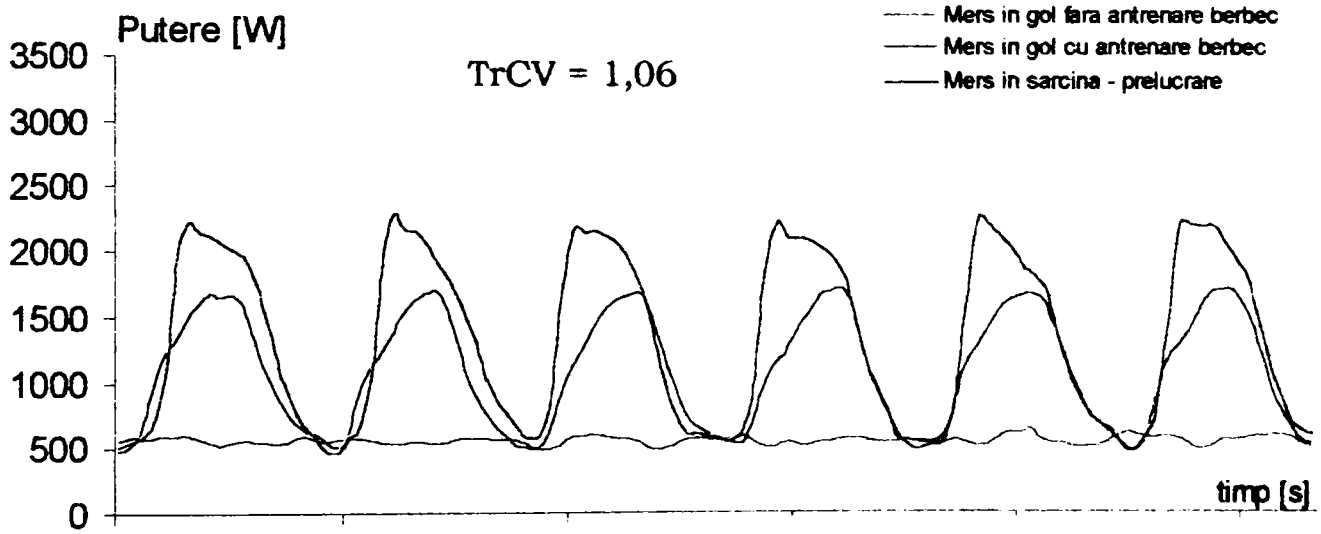
c)

Fig. 6.18

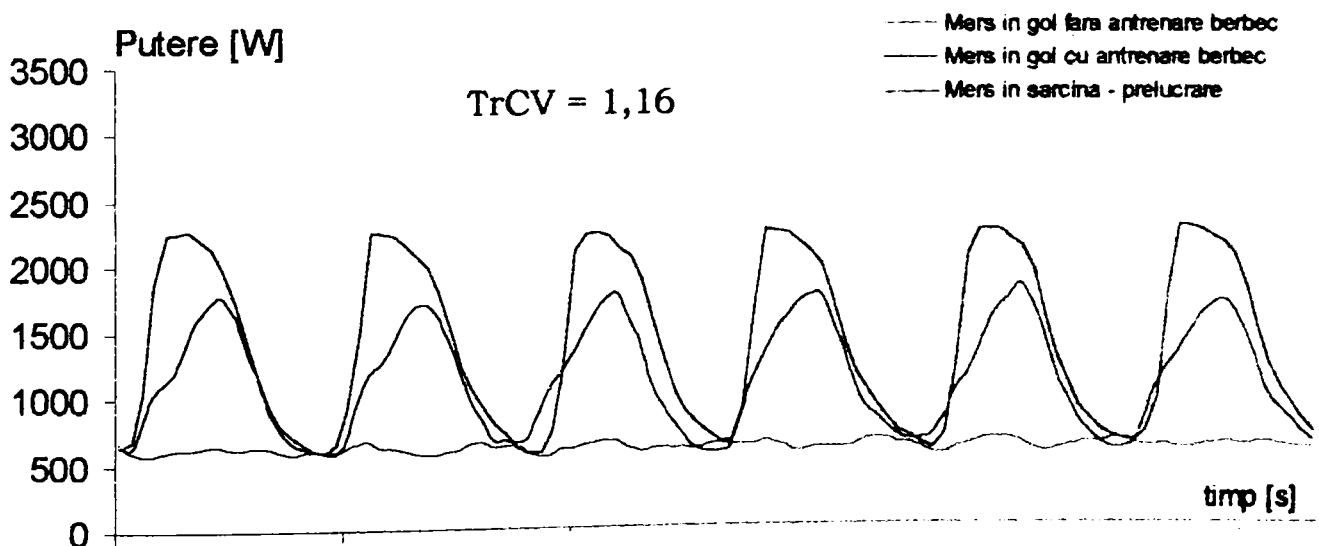
C: 68 CD/min; F = 106,5 kN



a)



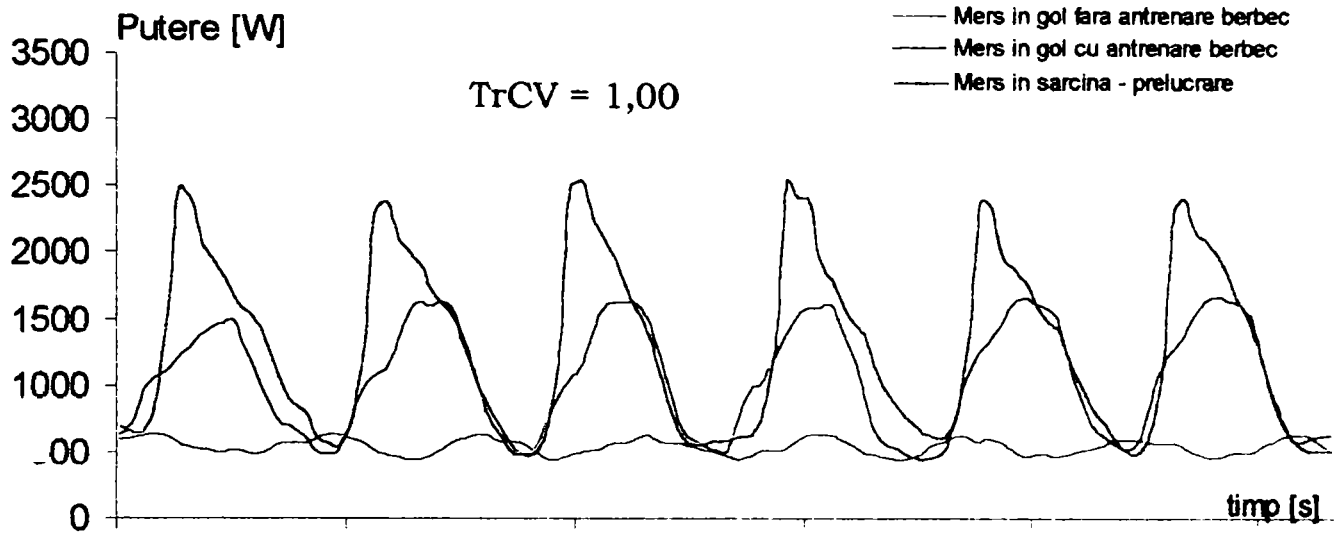
b)



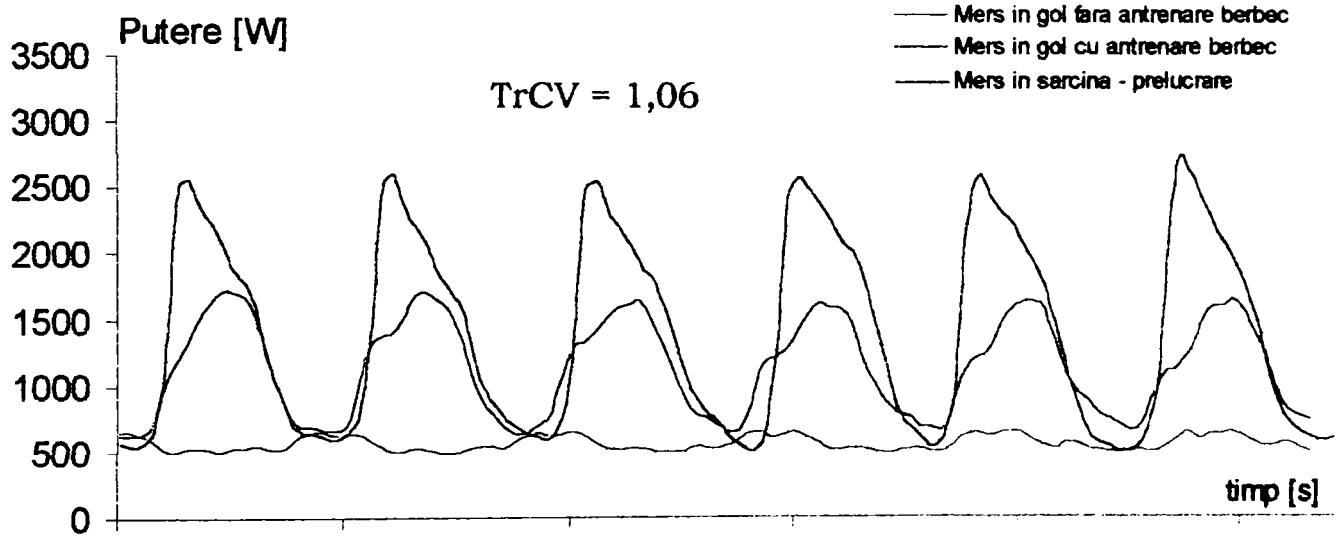
c)

Fig. 6.19

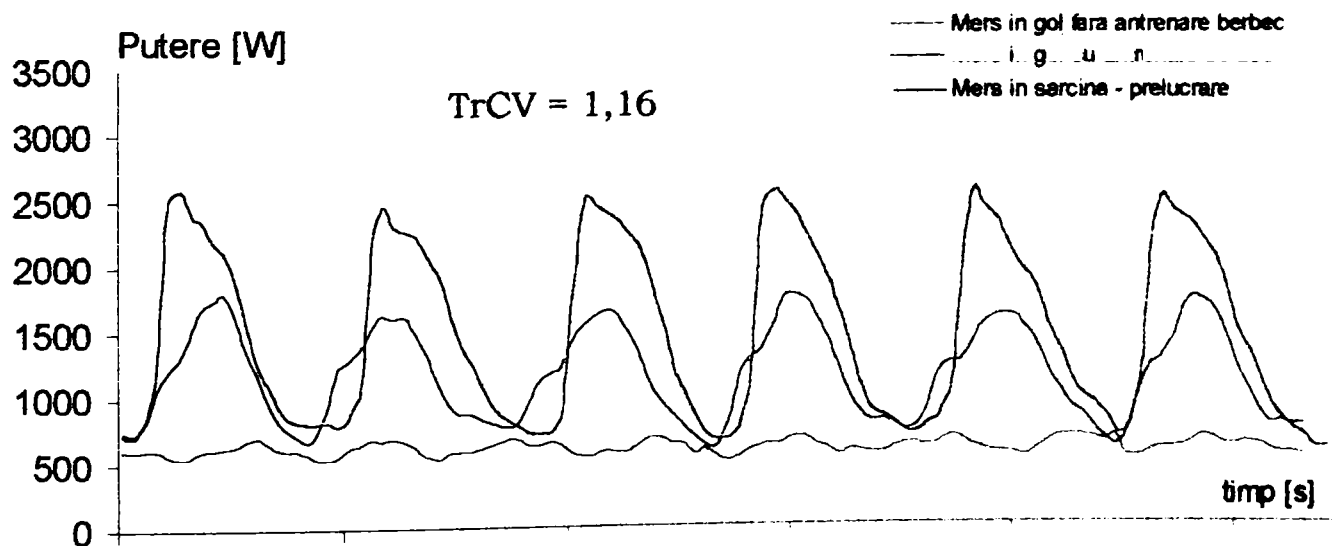
C: 68 CD/min; F = 149,2 kN



a)



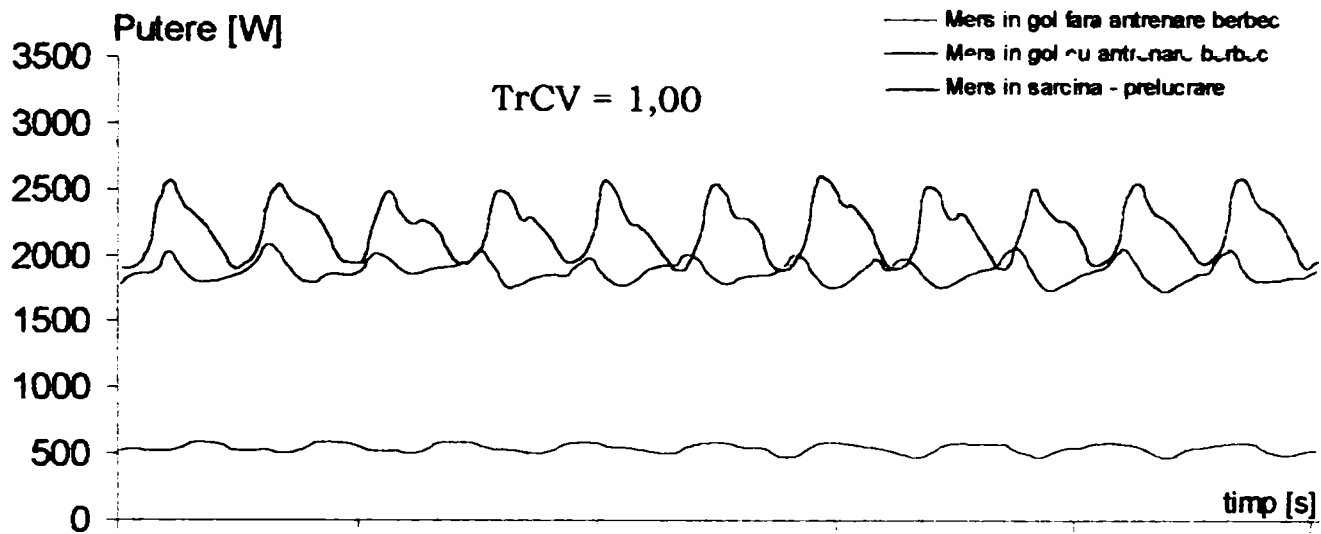
b)



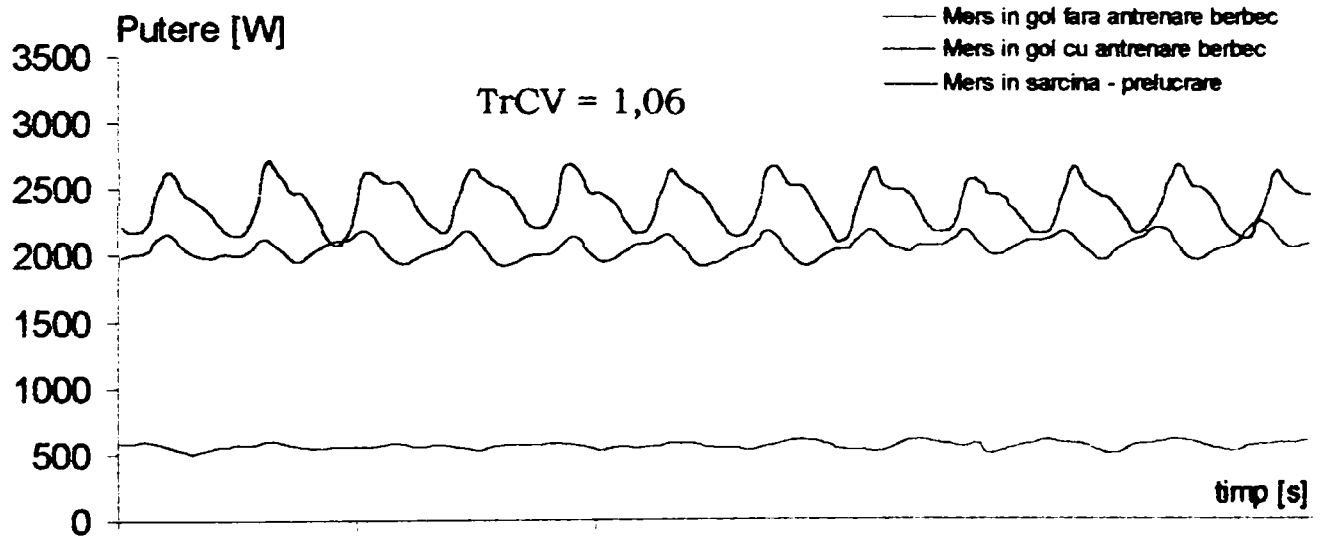
c)

Fig. 6.20

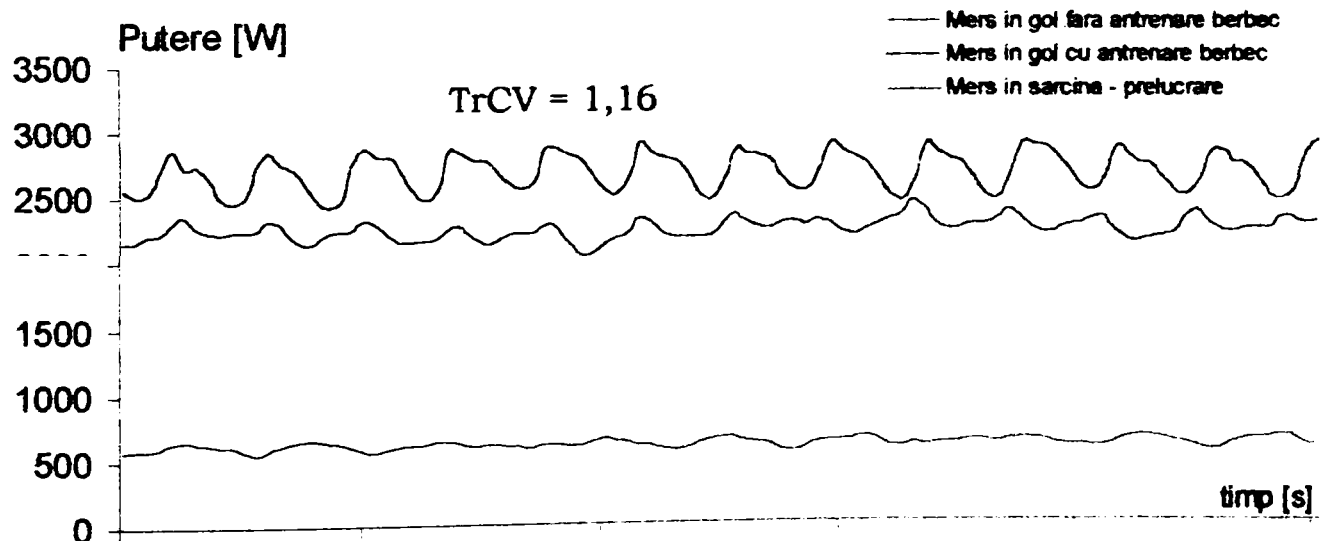
C: 134...156,5 CD/min; F = 63,8 kN



a)



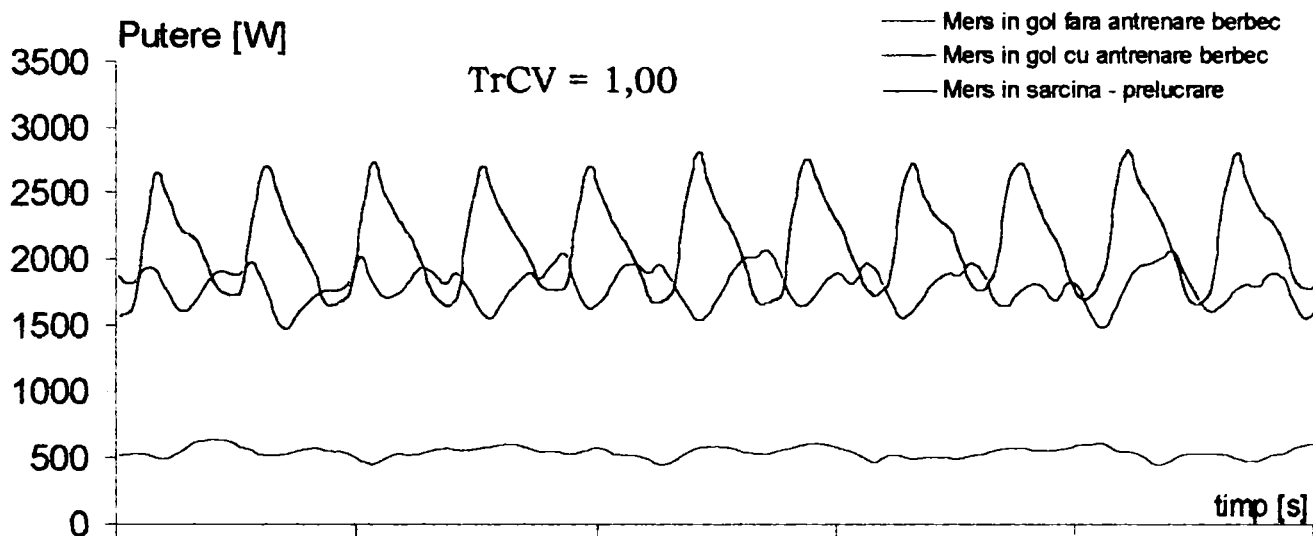
b)



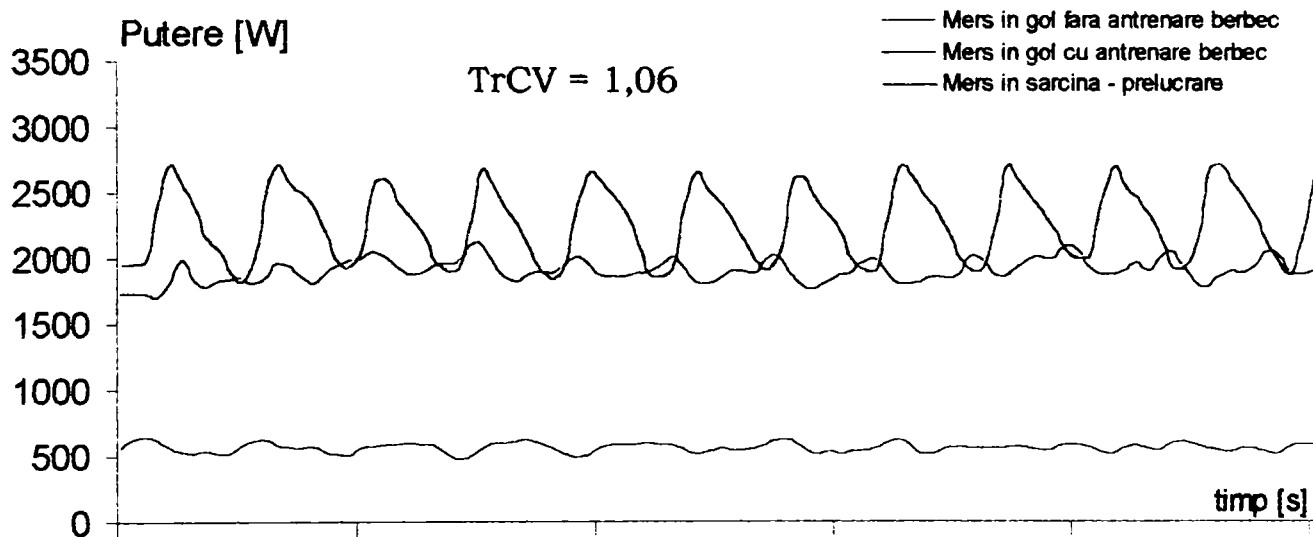
c)

Fig. 6.21

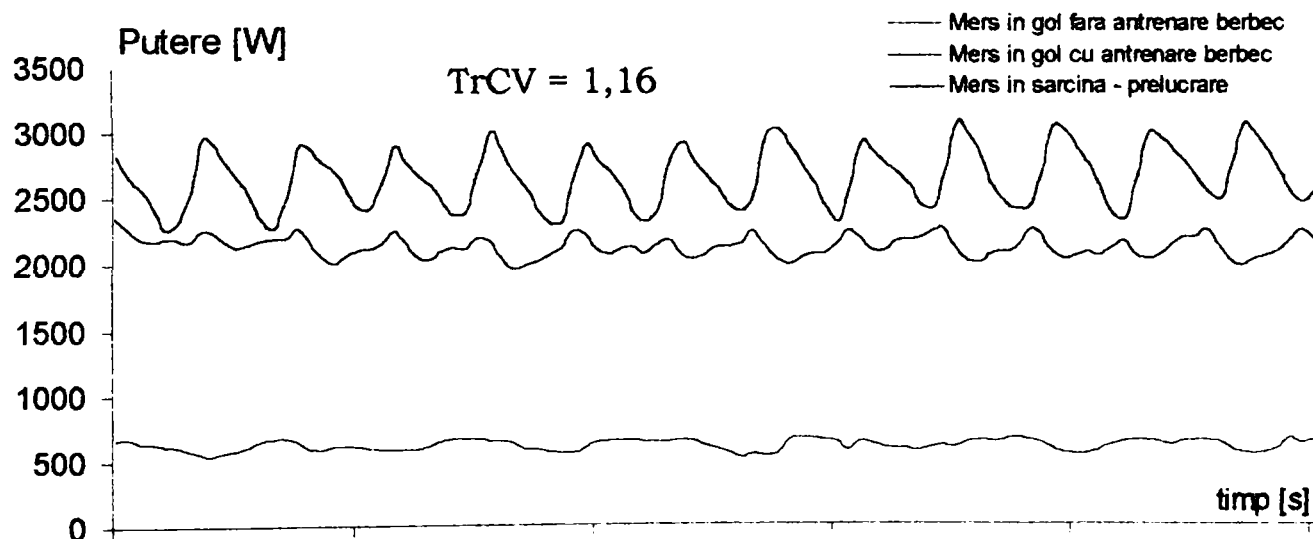
C: 134...156,5 CD/min; F = 106,5 kN



a)



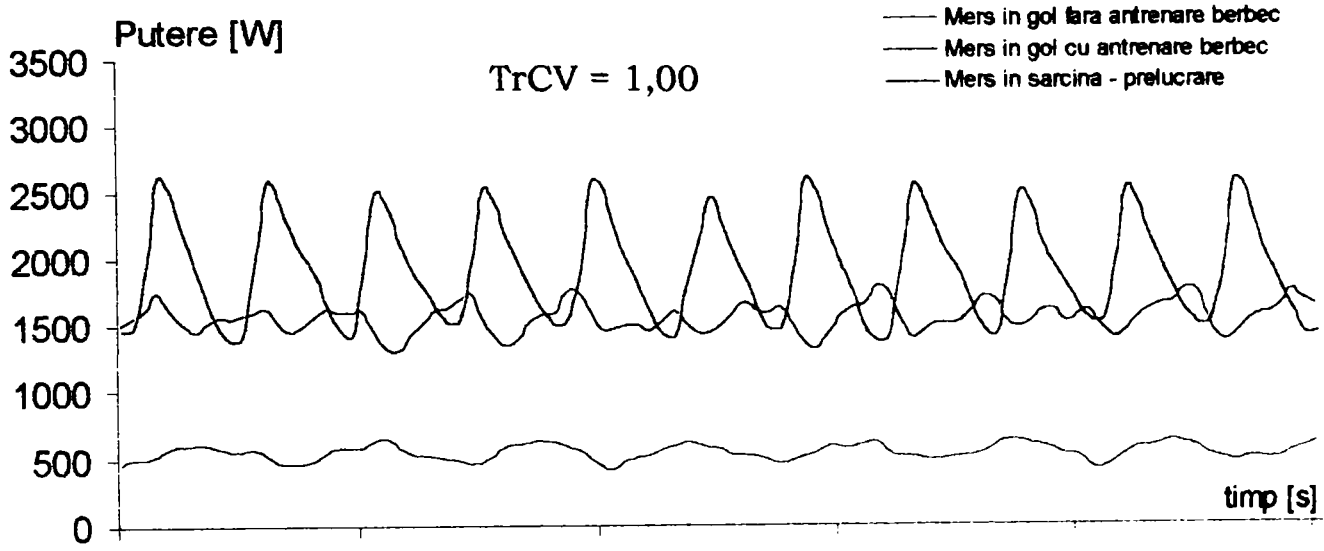
b)



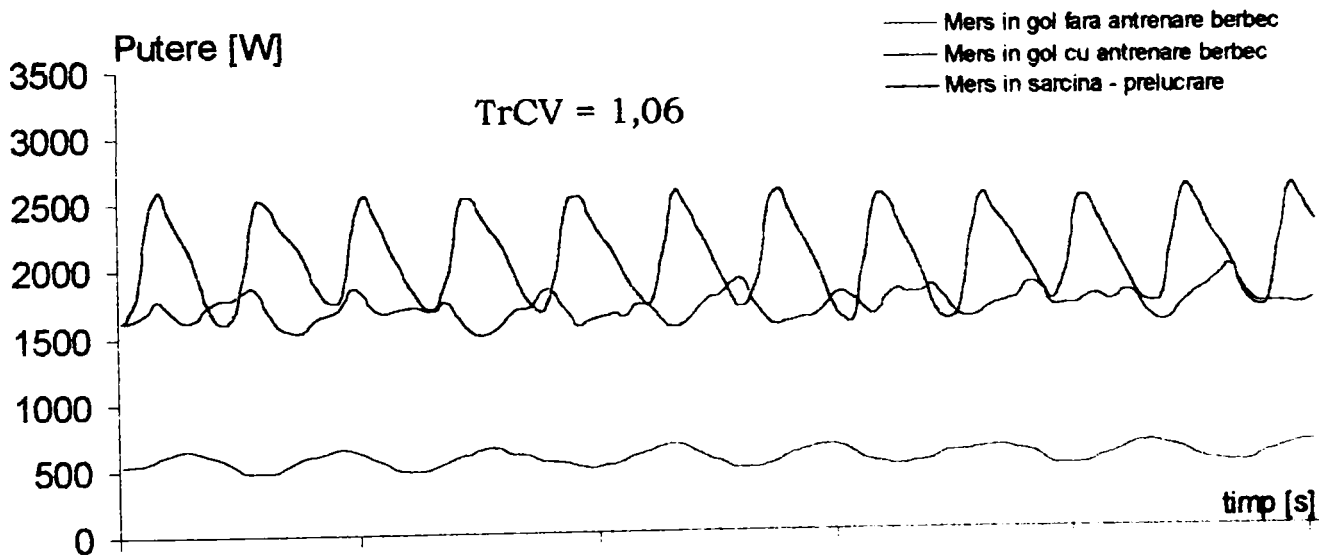
c)

Fig. 6.22

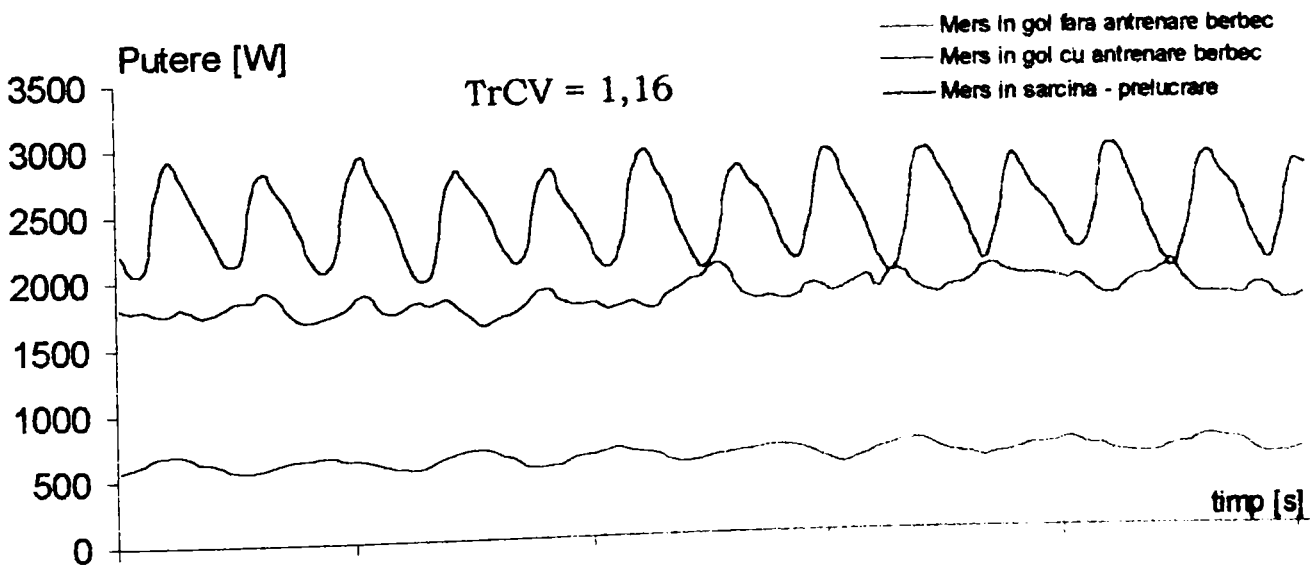
$n = 134 \dots 156,5 \text{ CD/min}; F = 149,2 \text{ kN}$



a)



b)



c)

Fig. 6.23



Pentru a micșora ponderea erorilor s-au efectuat experimentele programate, în număr de 27 (experimentul factorial  $3^3$ ), într-o ordine aleatoare, conform celor cerute de programul utilizat.

Tabel 6.4

Nr. exp.	Codificat			Valori naturale			Nr. exp.	Codificat			Valori naturale		
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	C	F	TrCV		$x_1$	$x_2$	$x_3$	C	F	TrCV
	-	-	-	CD/min	[kN]	1/i		-	-	-	CD/min	[kN]	1/i
1	-1	-1	-1	20	63.8	1.00	15	1	0	0	140	106.5	1.06
2	0	-1	-1	68	63.8	1.00	16	-1	1	0	20	149.2	1.06
3	1	-1	-1	140	63.8	1.00	17	0	1	0	68	149.2	1.06
4	-1	0	-1	20	106.5	1.00	18	1	1	0	140	149.2	1.06
5	0	0	-1	68	106.5	1.00	19	-1	-1	1	20	63.8	1.16
6	1	0	-1	140	106.5	1.00	20	0	-1	1	68	63.8	1.16
7	-1	1	-1	20	149.2	1.00	21	1	-1	1	140	63.8	1.16
8	0	1	-1	68	149.2	1.00	22	-1	0	1	20	106.5	1.16
9	1	1	-1	140	149.2	1.00	23	0	0	1	68	106.5	1.16
10	-1	-1	0	20	63.8	1.06	24	1	0	1	140	106.5	1.16
11	0	-1	0	68	63.8	1.06	25	-1	1	1	20	149.2	1.16
12	1	-1	0	140	63.8	1.06	26	0	1	1	68	149.2	1.16
13	-1	0	0	20	106.5	1.06	27	1	1	1	140	149.2	1.16
14	0	0	0	68	106.5	1.06							

### 6.3.4 ANALIZA ȘI INTERPRETAREA REZULTATELOR

Din diagramele prezentate în figurile 6.15...6.23, printr-o analiză comparativă, putem să precizăm următoarele:

a) Dacă se lucrează în regim de lovituri singulare (fig. 6.15 ...6.20), pe durata unui ciclu se observă alternanța dintre o zonă cu un consum mărit de putere, corespunzătoare mișcării arborelui principal, a berbecului și a părții mobile a sculei montate pe presă și o zonă consum de putere aproximativ egală ca mărime cu cea de la mersul în gol al presei.

b) Se observă că în momentul cuplării volantului, prin intermediul penei rotitoare, cu arborele principal, apare un vârf de putere consumată de motorul electric de la rețea. Acesta este de o valoare mică (1000 W) și este evidențiat doar la mersul în gol, la mersul în sarcină fiind mascată de creșterea bruscă a puterii ca urmare a forței necesitate de procesul de ștanțare.

c) Cel de-al doilea vârf de putere de valoare mai mare apare în momentul prelucrării, valoarea acestuia fiind proporțională cu forța necesită în proces.

Există în mod logic o asemănare între diagrama forței de ștanțare ridicată în funcție de pătrunderea poansonului în semifabricat și alura diagramei puterii absorbite de motorul electric, atât ca mod de variație cât și ca mărime. În cazul forțelor mici de ștanțare se observă apariția unui palier la maximum de putere consumată de motor pe diagramele ridicate. Acest fapt apare deși s-a lucrat cu același joc între elementele active și cu aceeași grosime de material, variația forței necesitate în proces făcându-se în baza creșterii lungimii conturului de tăiere, influența frecărilor între materialul prelucrat și sculă resimțindu-se pe o durată de timp semnificativă.

Dacă utilajul lucrează în regim de lovituri continue, de pe diagramele ridicate va dispărea vârful de putere absorbită de motor pentru accelerarea în mișcare a ansamblului arbore, bielă, berbec și sculă.

d) Pentru a pune în mișcare atât arborele principal cu biela și scula montate în presă, (acestea aflându-se în repaus), dar mai evident în momentul când avem și prelucrare de material, volantul cedează o parte din energia cinetică înmagazinată și ca o consecință a acestui fapt apare o scădere a turației acestuia deci și a motorului de antrenare cu care este în legătură. Ca urmare, cuplul electromagnetic al motorului electric crește, determinând și o creștere a puterii absorbite de la rețea. Pe măsură ce motorul revine la turația nominală, înmagazinând energie în volant, puterea consumată de acesta scade. Creșterea frecvenței cuplărilor penei odată cu mărirea cadenței de lucru a presei, nu mai permite înmagazinarea aceleiași cantități de energie în volant, ceea ce conduce la o scădere a turației medii a acestuia. În consecință puterea absorbită de către motor din rețeaua electrică se va mări.

Evidențierea influenței celor trei factori (cadența loviturilor, forța de ștanțare și cutia de viteze) care au fost luați în studiu, asupra consumului specific de energie electrică, se poate face doar după ce se definesc conform figurii 6.24, energiile consumate [28],[30],[32],[43] pentru fiecare caz în parte de funcționare a utilajului, astfel:

- **E** - energia totală (sau în sarcină) consumată pe durata unui ciclu în scopul prelucrării unui reper oarecare; ea fiind evidențiată conform relației (2.2) ca suprafața cuprinsă între curba de putere la mersul în sarcină și abscisă.

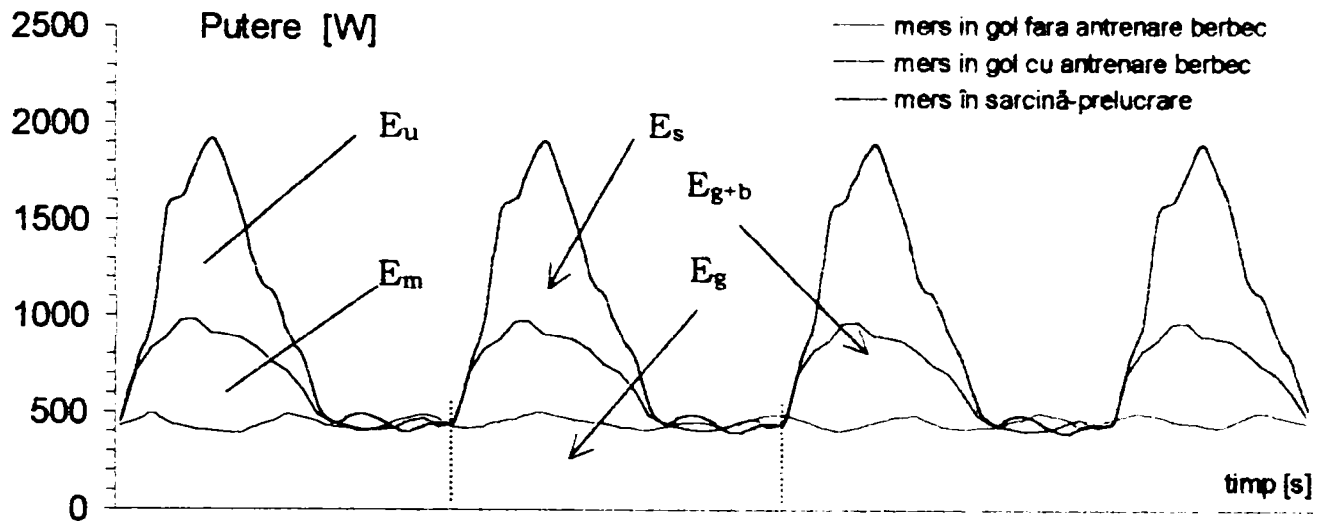


Fig. 6.24

$E_{gb}$  - energia consumată pe durata unui ciclu pentru antrenarea în mișcare a arborelui principal, bielei, a berbecului și a părții mobile a sculei, fără prelucrare de semifabricat; ea fiind evidențiată conform relației (2.2) ca suprafața dintre curba de putere absorbită la mersul în gol cu antrenarea arborelui principal, a bielei, a berbecului și a sculei și axa timpului.

$E_g$  - energia consumată la mersul în gol pe durata unui ciclu (fără antrenarea în mișcare a arborelui principal); ea corespunzând ariei suprafeței cuprinse între curba de putere absorbită la mersul în gol și abscisă.

-  $E_u$  - energia utilă consumată efectiv în procesul de ștanțare,

$$E_u = E_s - E_{gb} \quad (6.61)$$

-  $E_m$  - energia de mișcare, consumată la antrenarea în mișcare a arborelui principal, bielei, a berbecului și a sculei,

$$E_m = E_{gb} - E_g \quad (6.62)$$

Determinarea energiilor anterior descrise constă în a calcula aria suprafețelor de sub curbele de putere înregistrate pe diagrame, fig. 6.15 ...6.23, în parte pentru fiecare caz. Efectuarea calculului de integrare numerică, aferent acestora, s-a făcut în urma ridicării funcției generate prin punctele citite de pe diagramă, folosind metoda trapezelor. Spre exemplificare în anexă se prezintă o parte din experimentele efectuate, cu detalierea datelor citite prin care s-au ridicat diagramele curbilor de putere.

Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 6.5.

Tabel 6.5

Nr. exp.	Codificat			Valori naturale			Valori răspuns							
	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	C	F	1/i	E <sub>g</sub>	E <sub>gb</sub>	E <sub>s</sub>	E <sub>u</sub>	E <sub>m</sub>	E <sub>m</sub> /E <sub>gb</sub>	E <sub>u</sub> /E <sub>gb</sub>	E <sub>u</sub> /E <sub>s</sub>
	-	-	-	cd/min	kN	-	Ws	Ws	Ws	Ws	Ws	-	-	-
1	-1	-1	-1	20	63.8	1.00	1560.5	1892.8	2057.3	164.5	332.3	0.1755	0.0868	0.0799
2	0	-1	-1	68	63.8	1.00	467.6	868	1019.1	151.1	400.4	0.4613	0.1740	0.1482
3	1	-1	-1	140	63.8	1.00	231.7	846.2	994.5	148.3	614.5	0.4262	0.1752	0.1491
4	-1	0	-1	20	106.5	1.00	1560.6	1937.6	2088.8	251.2	377	0.1945	0.1296	0.1147
5	0	0	-1	68	106.5	1.00	462.8	890.1	1096.9	206.9	427.3	0.480	0.2324	0.1885
6	1	0	-1	140	106.5	1.00	231.5	772.6	958	185.4	541.1	0.7003	0.2399	0.1935
7	-1	1	-1	20	149.2	1.00	1590.6	2010.2	2331.5	321.3	419.6	0.2087	0.1598	0.1378
8	0	1	-1	68	149.2	1.00	466.6	922.1	1159.4	237.3	455.5	0.4939	0.2573	0.2047
9	1	1	-1	140	149.2	1.00	231.7	681.5	870.6	189.1	449.8	0.660	0.2774	0.2172
10	-1	-1	0	20	63.8	1.06	1620.5	1904.1	2096.6	192.6	283.6	0.1489	0.1011	0.0918
11	0	-1	0	68	63.8	1.06	477.3	925.4	1103.8	178.4	448.2	0.4842	0.1927	0.1616
12	1	-1	0	140	63.8	1.06	225.4	851.1	1021	169.9	625.7	0.7351	0.1996	0.1664
13	-1	0	0	20	106.5	1.06	1650.7	1971	2260.1	289.2	320.3	0.1624	0.1467	0.1279
14	0	0	0	68	106.5	1.06	476.8	962.1	1200	237.8	485.3	0.5044	0.2472	0.1982
15	1	0	0	140	106.5	1.06	225.5	785	997.8	212.8	559.5	0.7127	0.2710	0.2132
16	-1	1	0	20	149.2	1.06	1650.2	2030.3	2395.4	365.1	380.1	0.1872	0.1798	0.1524
17	0	1	0	68	149.2	1.06	480.7	1000.7	1273.7	273.1	519.9	0.5195	0.2728	0.2143
18	1	1	0	140	149.2	1.06	225.4	690.8	910.2	219.4	465.3	0.6736	0.3176	0.2410
19	-1	-1	1	20	63.8	1.16	1770.5	1905.6	2153.2	247.6	135.2	0.0709	0.1299	0.1149
20	0	-1	1	68	63.8	1.16	521.4	950.1	1177.8	227.8	428.7	0.4512	0.2397	0.1933
21	1	-1	1	140	63.8	1.16	226.3	866.8	1075.3	208.5	640.5	0.7389	0.2405	0.1939
22	-1	0	1	20	106.5	1.16	1769.6	1971.1	2314.0	342.9	201.5	0.1022	0.1739	0.1481
23	0	0	1	68	106.5	1.16	525.5	993.6	1258.6	264.9	468.1	0.4711	0.2666	0.2105
24	1	0	1	140	106.5	1.16	227.9	796.7	1056.7	260	568.8	0.7139	0.3263	0.2460
25	-1	1	1	20	149.2	1.16	1769.7	2033.1	2439.9	406.8	263.4	0.1295	0.2000	0.1667
26	0	1	1	68	149.2	1.16	521.9	1026	1334	307.9	504.2	0.4913	0.3001	0.2308
27	1	1	1	140	149.2	1.16	228.3	694.6	988.9	294.4	466.3	0.6713	0.4238	0.2976

Analiza statistică a datelor, ( prin ANOVA [56],[105]), care s-a efectuat cu ajutorul programului „Statgraphics” a permis analiza variației răspunsului relativ la cei trei factori principali considerați, -cadența, forța și raportul  $TrCV = 1/i$  a cutiei de viteze-, privind energia totală  $E_s$ , energia la mers în gol cu antrenare în mișcare a berbecului și sculei  $E_{gb}$ , energia utilă  $E_u$ , energia de mișcare  $E_m$  consumate pe durata unui ciclu, precum și a rapoartelor  $E_m/E_{gb}$  și  $E_u/E_s$  corespunzătoare unui ciclu.

Rezultatele obținute în raport cu cei trei factori principali care s-au codificat cu: A-cadența, B-forța și C-raportul  $1/i$  a treptelor cutiei de viteze,

precum și interacțiunile de ordin doi (-ca produse dintre- AA, AB, AC, BB, BC și CC dintre aceștia) sunt prezentate în tabelul 6.6 ...6.9.

Tabel 6.6 ANOVA pentru Egb

Efect	Suma patratelor	Numărul gradelor de libertate	Media patratelor	Valoarea calculată criteriu Fisher (F)	Prag de semnificație (P)
A:Cadenta	6325531.68	1	6325531.7	7271.24	0.0000
B:Forța	348.48	1	348.5	0.40	0.5419
C:TrCV	9637.35	1	9637.3	11.08	0.0040
AB	62828.74	1	62828.7	72.22	0.0000
AC	10.83	1	10.8	0.01	0.9136
BC	49.61	1	49.6	0.06	0.8166
AA	1059772.44	1	1059772.4	1218.22	0.0000
BB	67.11	1	67.1	0.08	0.7875
CC	615.43	1	615.4	0.71	0.4208
R-patrat = 0.998021			R-patrat (ajustat) = 0.996974		

Tabel 6.7 ANOVA pentru Es

Efect	Suma patratelor	Numărul gradelor de libertate	Media patratelor	Valoarea calculată criteriu Fisher (F)	Prag de semnificație (P)
A:Cadenta	7048510.58	1	7048510.6	6865.62	0.0000
B:Forța	56112.50	1	56112.5	54.66	0.0000
C:TrCV	83000.96	1	83001.0	80.85	0.0000
AB	116190.72	1	116190.7	113.18	0.0000
AC	1445.41	1	1445.4	1.41	0.2517
BC	361.90	1	361.9	0.35	0.5668
AA	1116060.63	1	1116060.6	1087.10	0.0000
BB	65.78	1	65.8	0.06	0.8059
CC	377.10	1	377.1	0.37	0.5589
R-patrat = 0.997932			R-patrat (ajustat) = 0.996837		

Tabel 6.8 ANOVA pentru Eu

Efect	Suma patratelor	Numărul gradelor de libertate	Media patratelor	Valoarea calculată criteriu Fisher (F)	Prag de semnificație (P)
A:Cadenta	26711.3089	1	26711.309	271.27	0.0000
B:Forța	47606.6939	1	47606.694	483.47	0.0000
C:CrTV	27667.3606	1	27667.361	280.98	0.0000
AB	8127.6075	1	8127.608	82.54	0.0000
AC	34.0033	1	34.003	0.35	0.5707
BC	142.8300	1	142.830	1.45	0.2449
AA	1651.1474	1	1651.147	16.77	0.0008
BB	734.0891	1	734.089	7.46	0.0142
CC	359.3424	1	359.342	3.65	0.0731
R-patrat = 0.985407			R-patrat (ajustat) = 0.977681		



Tabel 6.9 ANOVA pentru  $E_u/E_s$

Efect	Suma pătratelor	Numărul gradelor de libertate	Media pătratelor	Valoarea calculată criteriu Fisher (F)	Prag de semnificație (P)
A:Cadenta	0.03412143	1	0.0341214	456.17	0.0000
B:Forta	0.01763442	1	0.0176344	235.76	0.0000
C:TrCV	0.00753174	1	0.0075317	100.69	0.0000
AB	0.00048260	1	0.0004826	6.45	0.0211
AC	0.00053868	1	0.0005387	7.20	0.0157
BC	0.00000919	1	0.0000092	0.12	0.7340
AA	0.00371840	1	0.0037184	49.71	0.0000
BB	0.00026489	1	0.0002649	3.54	0.0771
CC	0.00019191	1	0.0001919	2.57	0.1276
R-patrat = 0.980631		R-patrat (ajustat) = 0.970377			

Pentru fiecare efect în parte, programul determină valoarea criteriului Fisher, iar prin comparație cu valoare dată în tabele stabilește în final pragul de semnificație pentru care factorul respectiv are o influență semnificativă. Pentru un prag de semnificație  $P \leq 0,05$ , influența factorilor analizați și interacțiunile de ordinul doi a acestora este nesemnificativă. Din diagramele PARETO prezentate în figurile 6.25-a...6.28-a reiese mai bine în evidență influența factorilor principali și a interacțiunilor acestora, pentru energiile  $E_{gb}$ ,  $E_s$ ,  $E_u$  și raportul  $E_u/E_s$ . Linia verticală vizibilă în diagramă, corespunzător la valoarea  $P = 0,05$  reprezintă pragul care separă factorii semnificativi de cei nesemnificativi. Un alt indicator, R-pătrat, prezent în tabelele 6.6 ...6.9, înainte și după ajustare este de valori subunitare foarte apropiate de unu, lucru care indică faptul că modelarea matematică a fenomenului este bună. Față de valorile estimate de modelul matematic, dispersia valorilor rezidualilor obținute experimental prezentate în figurile 6.25-h ...6.28-h, este aleatoare și nu prezintă o dispunere grupată, dovedind astfel că modelul matematic nu a introdus erori sistematice și nici că în timpul culegerii de date la experimentele efectuate nu au fost evidențiate erori de acest fel.

Expresia modelului matematic (ca funcție polinomială), în urma stabilirii coeficienților de regresie este: (notând pentru simplificare factorul TrCV cu T) pentru  $E_{gb}$ :

$$E_{gb} = 116.01 - 25.3372C + 2.11032F + 3659.8T - 0.0282429CF - 0.197917CT + 0.595238FT + 0.116742C^2 - 1.83429E^{-3}F^2 - 1582.47T^2 \quad (6.63)$$

pentru  $E_s$  :

$$E_s = -72.3381 - 23.0381C + 3.03074F + 3536.15T - 0.0384075CF - 2.28646CT + \\ + 1.60763F + 0.119802C^2 - 1.81601E-3F^2 - 1238.72T^2 \quad (6.64)$$

pentru  $E_u$  :

$$E_u = 998.137 + 0.0812645C + 2.21847F - 2201.31T - 0.0101581CF - \\ - 0.350694CT + 1.00995FT + 4.60802E-3C^2 - 6.06657E-3F^2 + 1209.2T^2 \quad (6.65)$$

pentru  $E_u/E_s$  :

$$E_u/E_s = 0.899132 + 6.09506E-5C + 1.03458E-3F - 1.792T + 2.47528E-6CF + \\ + 1.39583E-3CT + 2.56148E-4FT - 6.91512E-6C^2 - 3.64421E-6F^2 + 0.883681T^2 \quad (6.66)$$

care în urma eliminării factorilor ne semnificativi devin:

$$E_{gb} = 1922.26 - 25.551C + 2.36248F + 289.236T - 0.0282429CF + \\ + 0.116742C^2 \quad (6.67)$$

$$E_s = 1398.24 - 25.5074C + 4.38017F + 848.819T - 0.0384075CF + \\ + 0.119802C^2 \quad (6.68)$$

$$E_u = - 492.981 - 0.297486C + 3.30922F + 490.069T - 0.0101581CF + \\ + 4.60802E-3C^2 - 6.06657E-3F^2 \quad (6.69)$$

$$E_u/E_s = - 0.12038 + 6.09506E-5C + 5.34999E-4F + 0.144028T + \\ + 2.47528E-6CF + 1.39583E-3CT - 6.91512E-6C^2 \quad (6.70)$$

Analizând diagramele trasate în figurile 6.25...6.28 se constată:

a) Creșterea cadenței preseii (pusă în evidență în figurile 6.25b,c și 6.26b,c) conduce la o scădere semnificativă a energiei  $E_{gb}$  dar mai ales a lui  $E_s$ . Acest fapt se datorează micșorării intervalului de timp dintre două lovituri succesive deci duratei de funcționare în gol. Totodată, în figura 6.27b, rezultă și scăderea lui  $E_u$  ca urmare a micșorării diferenței înregistrate dintre  $E_s$  și  $E_{gb}$  mai ales la solicitări cu forțe crescute ale preseii. Raportul dintre  $E_u/E_s$  obține astfel valori mai favorabile (figurile 6.28 b,c) concretizate prin funcționarea utilajului la randamente superioare.

b) Mărirea forței necesitate de procesul de ștanțare (evidențiată în figurile 6.25b,d și 6.26b,d) determină într-o măsură mai mică creșterea lui  $E_s$ , dar sensibil mai mare decât creșterea lui  $E_{gb}$  (creștere pe care o putem considera ne semnificativă). Ca urmare apare și majorarea lui  $E_u$  cu consecințele arătate la punctul anterior și prezentate în figura 6.27 b,d.



c) Cutia de viteze, prin creșterea parametrului TrCV, care implică mărirea cadenței de lucru a presei (sesizabil doar la funcționarea utilajului cu curse continue), determină creșterea cantității de energie necesitate în proces, (subliniat în figurile 6.25c,d ...6.27c,d), ducând totuși la creșterea raportului  $E_u/E_s$ , deci la o creștere a randamentului de utilizare a utilajului după cum reiese din figurile 6.28c,d.

Ca o concluzie, din studiul referitor la consumul energetic specific, se poate spune că randamentul energetic maxim al presei se obține la exploatarea utilajului în regim de lovituri continue, chiar la cadențe mai mari decât numărul de curse duble pe minut dat de caracteristica de bază a utilajului, dacă încărcarea este inferioară capacității nominale a acesteia.

Cerințele crescânde față de mărirea productivității muncii, dependente de productivitatea utilajului, ies în evidență pentru cazul nostru, al utilajului modificat, la funcționarea presei în regim de curse continue.

Considerând relația (3.1) a productivității  $P_r$  va rezulta:

$$\text{pentru cazul presei neterminate: } P_{r.l} = n_{ef} \cdot j \quad \text{buc/minut} \quad (6.71)$$

$$\text{pentru cazul presei modificate: } P_{r.m} = n_{efm} \cdot j \quad \text{buc/minut} \quad (6.72)$$

unde  $j$  - numărul de bucăți de produse pe care le realizează ștanța în decursul unei curse duble a berbecului presei .

Raportându-ne la fabricația aceluiași produs pe aceeași sculă, din raportul celor două relații se va obține:

$$P_{r.m} = \frac{P_{r.l} \cdot n_{efm}}{n_{ef}} \quad (6.73)$$

sau, după înlocuirea numărului efectiv de curse duble pe minut cu valorile teoretice care se obțin prin noile rapoarte introduse de cutia de viteze avem:

$$P_{r.m} = \frac{P_{r.l} \cdot i}{i} = \text{TrCV} \cdot P_{r.l} = (1,16) \cdot P_{r.l} \quad (6.74)$$

adică o creștere\*\* cu până la 16 % a productivității obținute pe utilajul de presare modificat comparativ cu presa de referință neterminată. Această

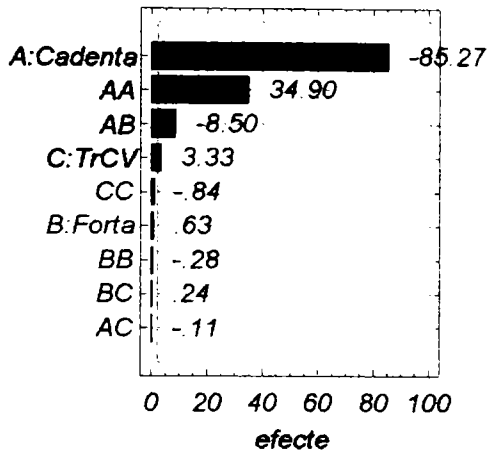
\*\* { Mergând la valorile extreme, în baza relației (3.14) și limitați prin concluziile rezultate la verificările subansamblelor, (capitolele 6.2.2 și 6.2.3), se poate ajunge (în funcție de încărcarea presei raportată la forța nominală  $F_N$ ) la o creștere maximă de până la  $\sqrt{1,6} = 1,26$  ori a productivității utilajului modificat. }

valoarea este o aproximare datorită neluării în considerație a micilor variații valorice a factorilor de funcționare a presei care intervine în urma modificării vitezei de lucru.

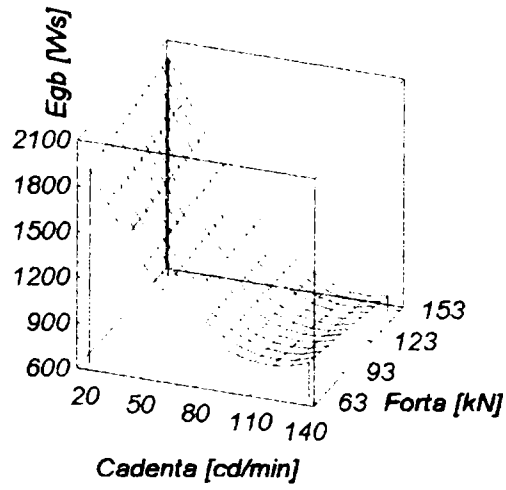
Pentru cazul concret, dacă se consideră analiza statistică a încărcării preselor prezentate (Capitol 4.5), luând în calcul doar cazul particular al preselor PAI 16, unde 58,3% din cazurile de prelucrare a reperelor sunt la încărcări foarte slabe ale utilajului, 8,3 % corespund unei încărcări slabe și doar 33,4 % din prelucrări sunt la încărcări normale ale utilajului, va rezulta în urma folosirii variantei propuse cu modificare a presei, o creștere pe ansamblu a producției de:  $(0,583 \times 1,16 + 0,083 \times 1,06 + 0,334 \times 1) \approx 1,098$  ori adică cu aproape 10 %.

Același efect, de creștere pe ansamblu cu 11,6 % a producției se regăsește și în cazul preselor PAI 63 a căror încărcare s-a analizat în paralel.

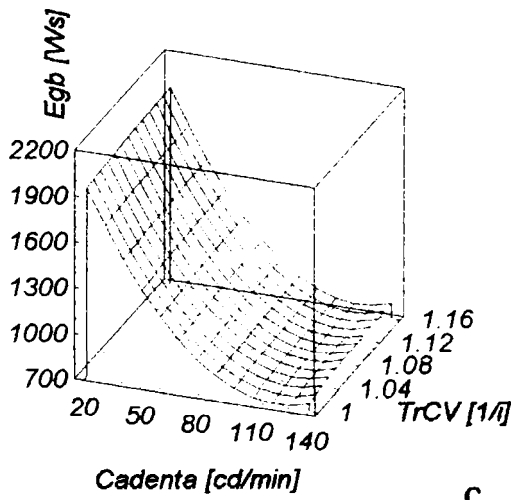
Diagrama Pareto pentru Egb



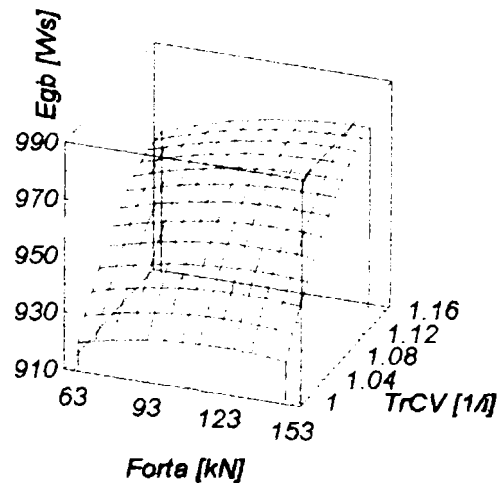
a.



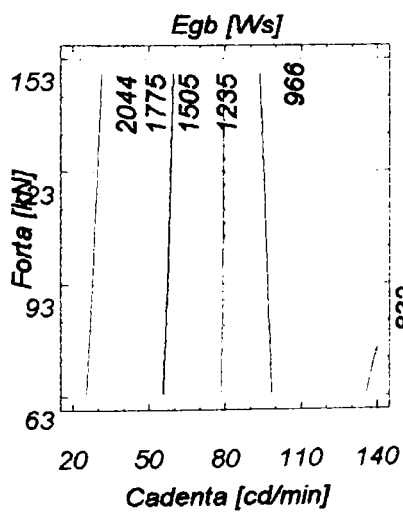
b.



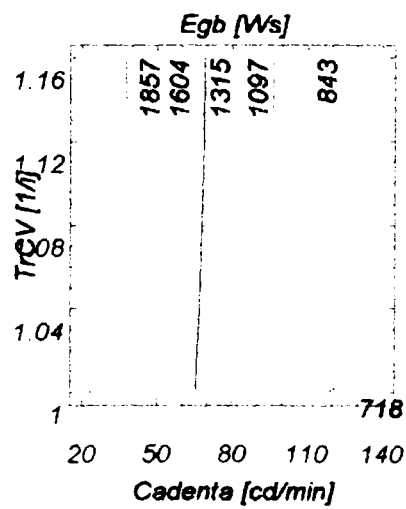
c.



d.

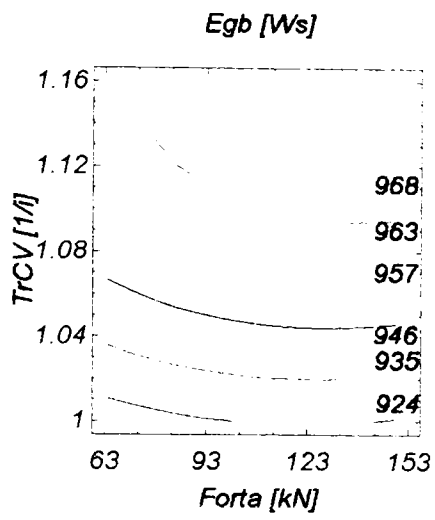


e.

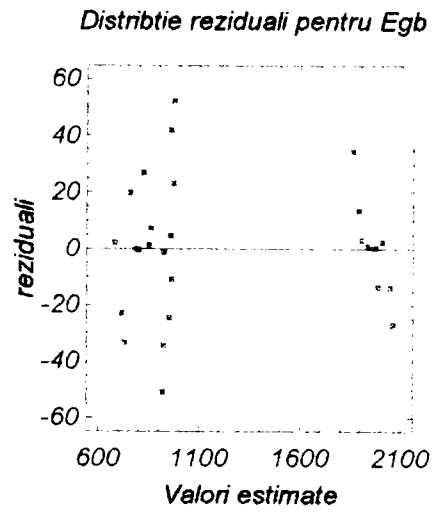


f.

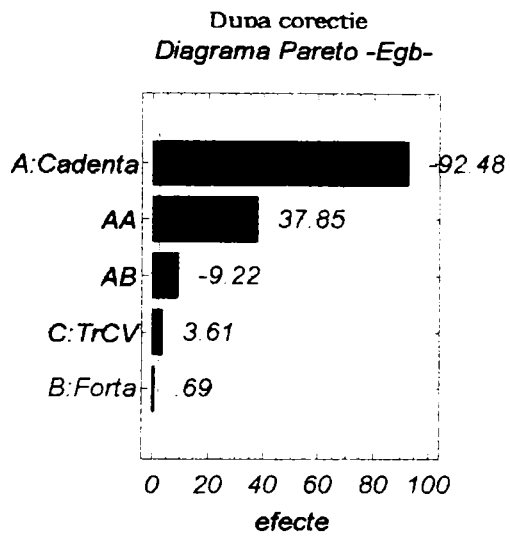
Fig. 6.25



g.

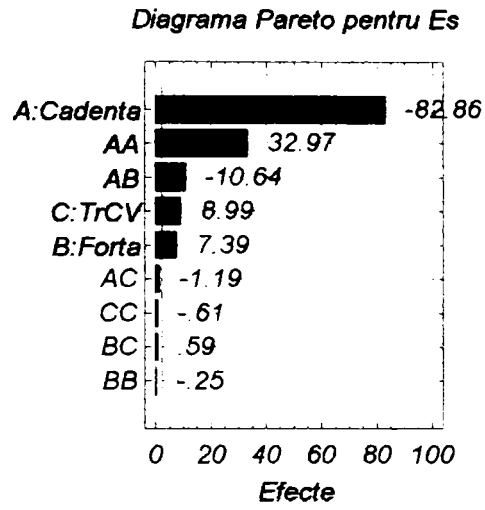


h.

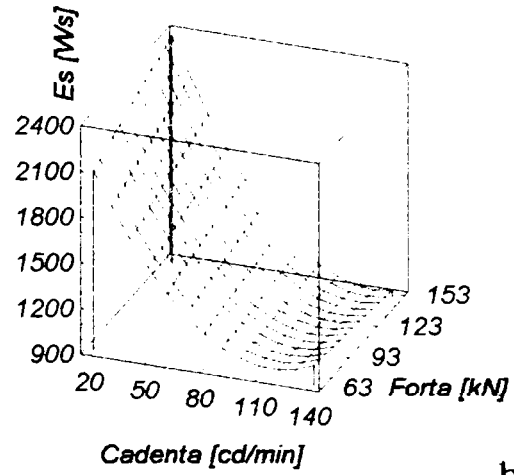


i.

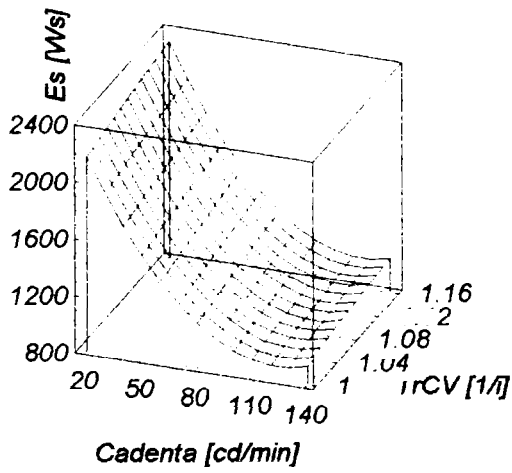
Fig. 6.25



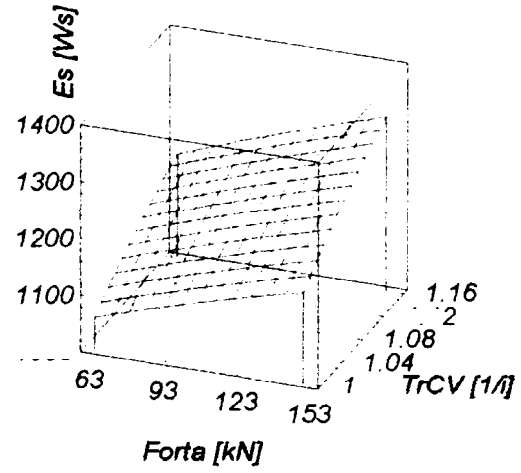
a.



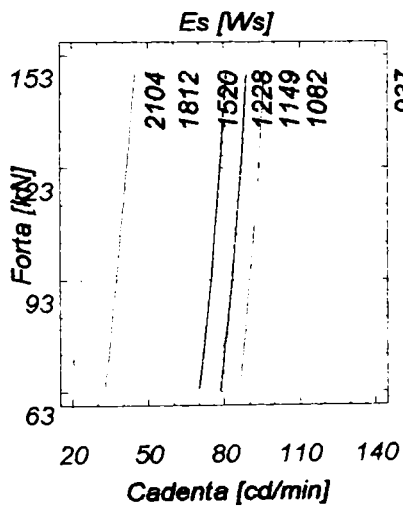
b.



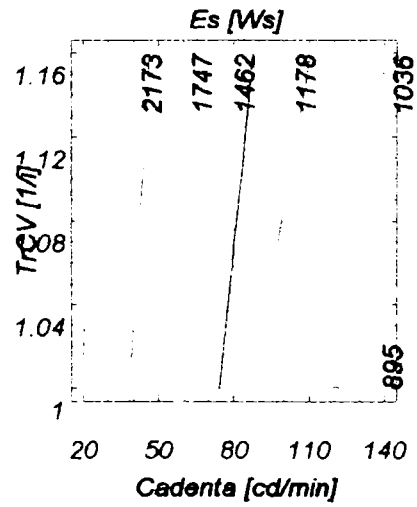
c.



d.

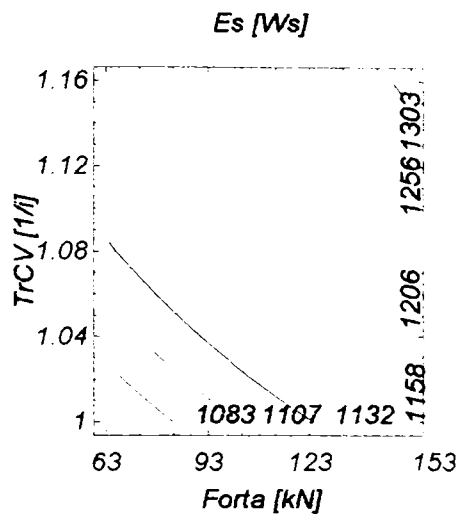


e.

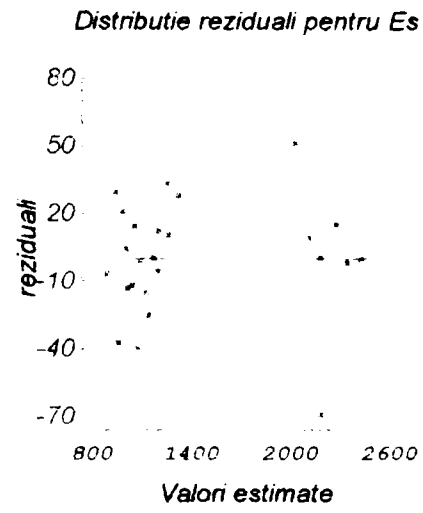


f.

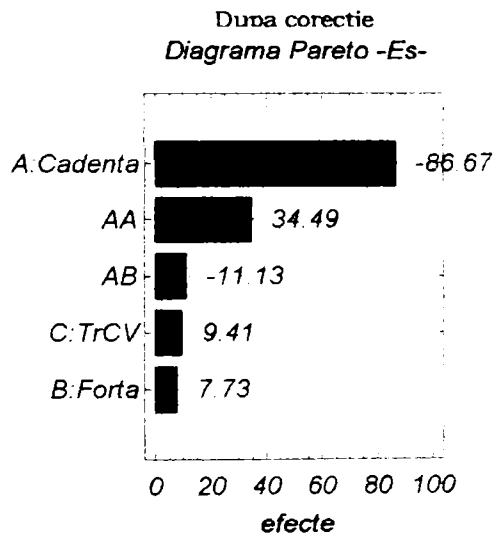
Fig. 6.26



g.

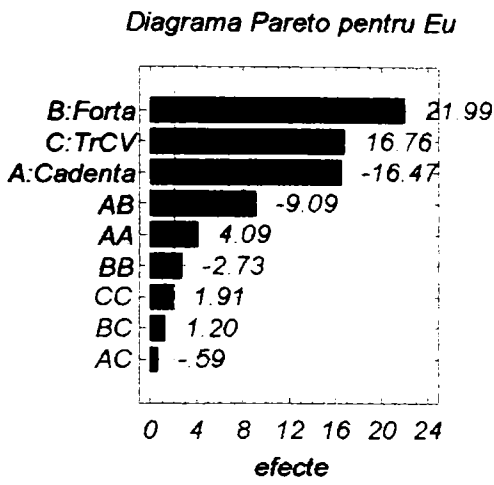


h.

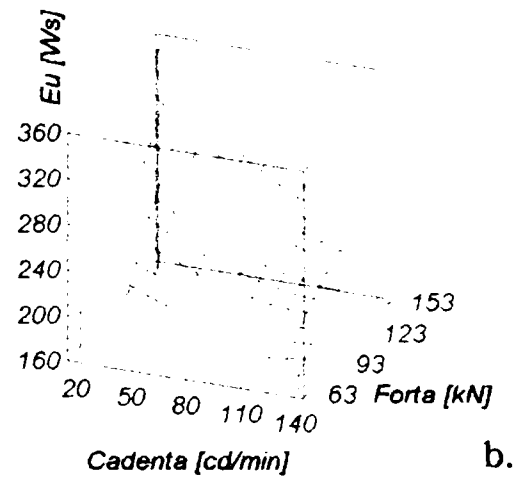


i.

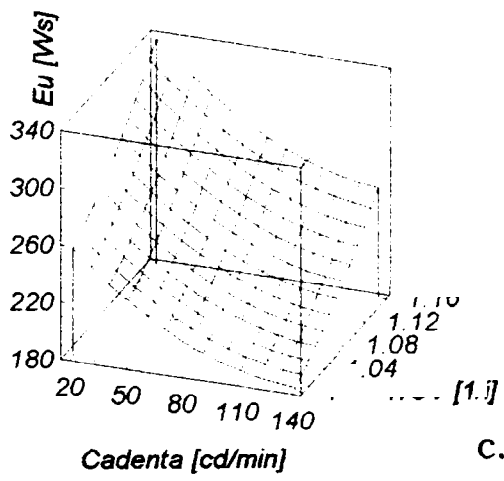
Fig. 6.26



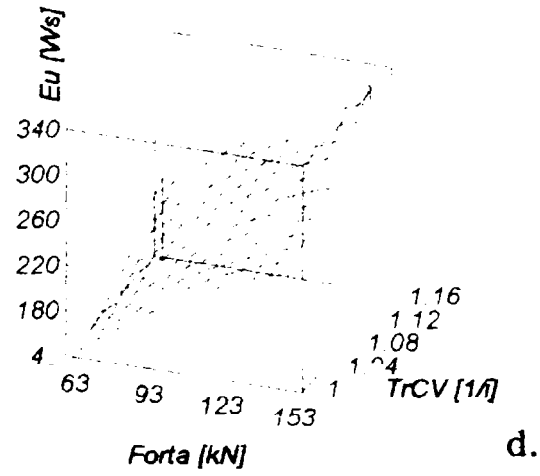
a.



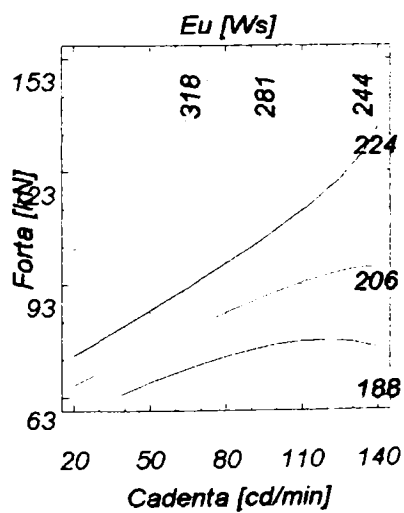
b.



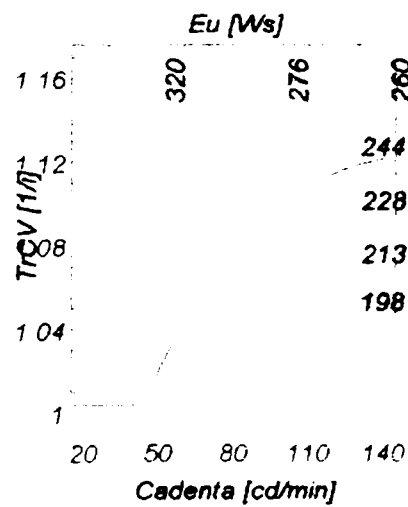
c.



d.



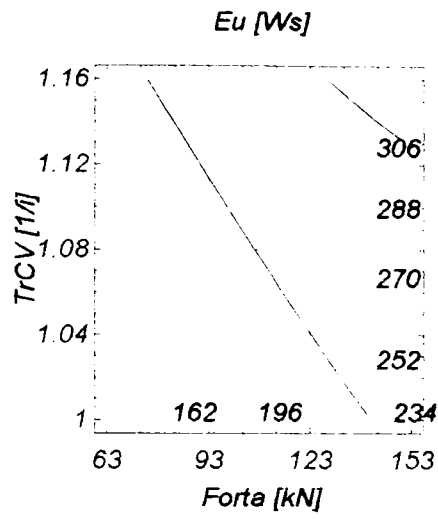
e.



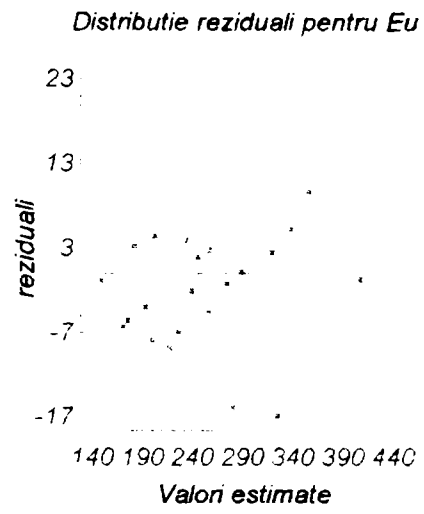
f.

Fig. 6.27

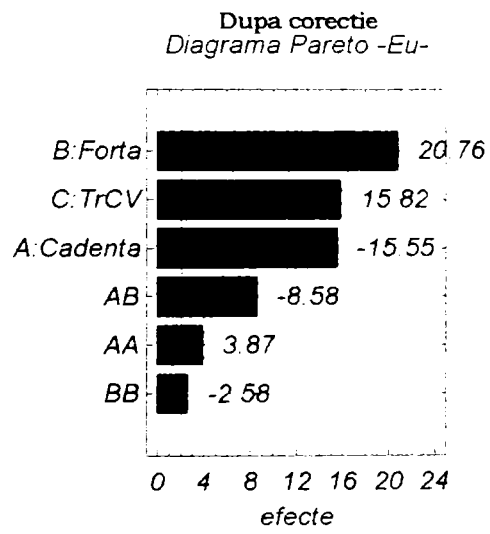




g.



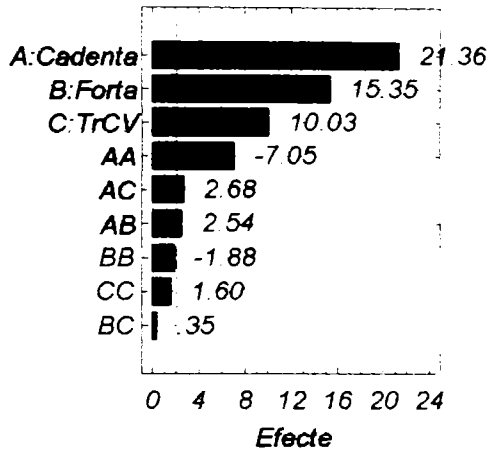
h.



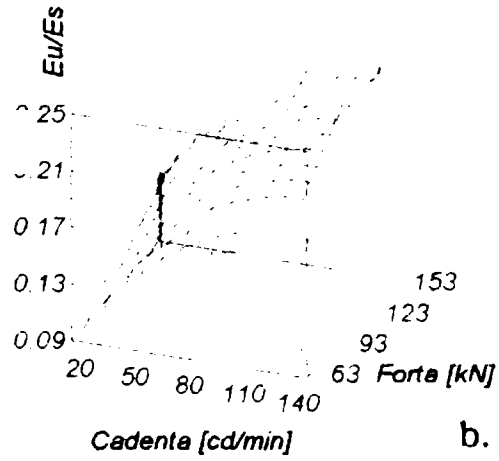
i.

Fig. 6.27

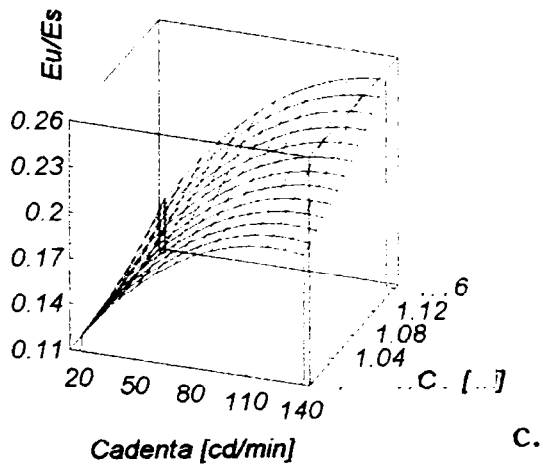
Diagrama Pareto pentru Eu/Es



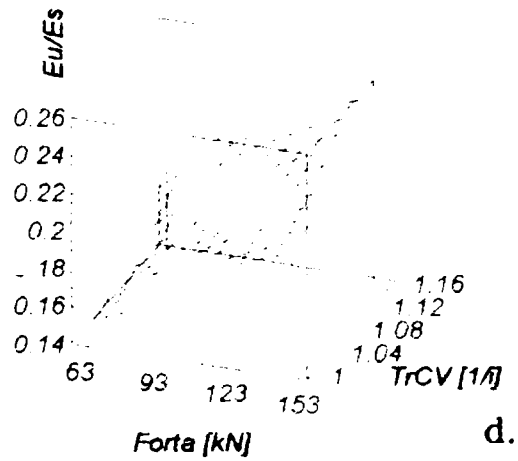
a.



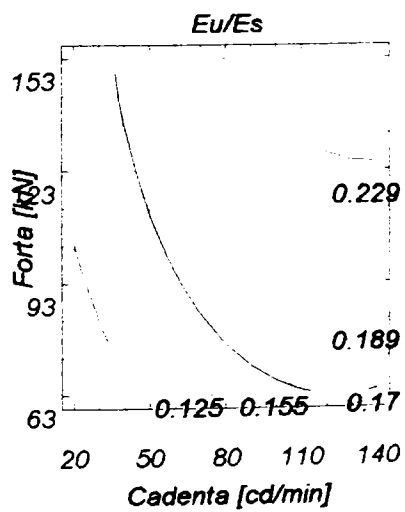
b.



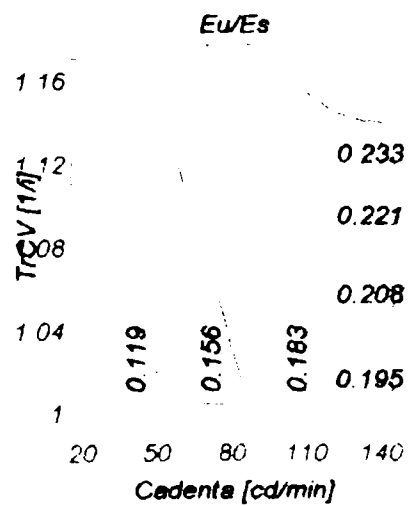
c.



d.

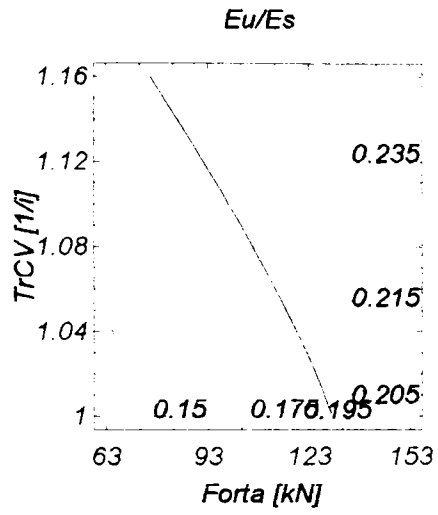


e.

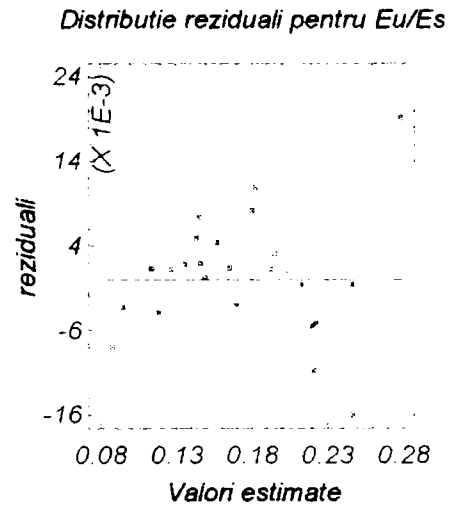


f.

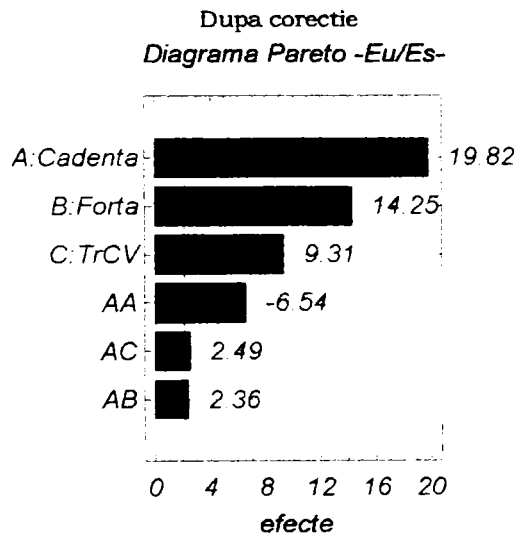
Fig. 6.28



g.



h.



i.

Fig. 6.28

## 7.0. CONTRIBUȚII ORIGINALE

Cercetările efectuate în cadrul prezentei teze de doctorat, atât din punct de vedere teoretic cât și experimental aduc o serie de contribuții apreciate de autor ca originale, ducând la aprofundarea unui domeniu relativ nou, actual și de real interes, anume cel al capacității productive și a consumului specific energetic la prelucrările de ștanțare pe presele cu excentric.

### 7.1. CONTRIBUȚII DE ORDIN FUNDAMENTAL

- Analiza consumului specific energetic, cu raportare la ansamblul sistemului de producție prin presare la rece. Natura consumurilor energetice în cadrul subsistemului ștanță-semifabricat, respectiv al subsistemului utilaj de prelucrare.
- Studiul procesului tăiere la lucrul pe ștanțe prevăzute cu poansoane de lungimi diferite.
- Determinarea analitică a valorii majorate a lucrului mecanic aferent desprinderii piesei de pe poansoane la lucrul pe ștanțe cu poansoane de lungimi diferite.
- Metodă de determinare a coeficienților  $k_i$  și  $k_d$ , de corelare dintre forța de tăiere propriu-zisă și forța de împingere a materialului prin orificiul activ, respectiv forța de desprindere a materialului de pe poanson, utilizând în acest scop ștanța cu poansoane de lungimi diferite și execuții de tăieri după contur deschis.
- Analiza și determinarea cantitativă a pierderilor energetice în funcție de frecvența loviturilor de berbece, la lucrul presei în regim de lovituri singulare.
- Construirea graficelor cu suprafețele de răspuns privind variația consumului specific energetic în funcție de numărul curselor duble pe minut (CD/min) al berbecului presei, numărul CD/min definit ca și caracteristică funcțională a presei (cu raportare la regimul de lucru prin lovituri repetate) și încărcarea reală prin forța din procesul de ștanțare.
- Deducerea expresiilor matematice ale variației consumurilor specifice energetice, în funcție de parametrii de exploatare a presei.

- Definirea capacității productive a sistemelor de producție prin presare, ca și rezultată a unor factori obiectivi și subiectivi.
- Determinarea posibilității și limitei de creștere a capacității productive a preselor, prin acțiuni corelate între numărul de CD/min al loviturilor de berbec și forța efectivă de încărcare a presei.
- Analiza cauzelor și evidențierea imposibilității obiective de evitare a subîncărcării preselor în exploatarea industrială. Definirea neconcordanțelor energetice, gabaritice și ale celor legate de dotarea existentă.
- Definirea nivelurilor de încărcare a preselor, cu delimitarea domeniilor nivelurilor - normale, slabe și foarte slabe -.

## 7.2. CONTRIBUȚII DE ORDIN APLICATIV

- Analiza statistică a încărcării preselor în practica industrială, raportată la o unitate industrială reprezentativă.
- Definirea căii de sporire a eficienței în exploatarea preselor, în condiții de efort financiar minim și de existență al unor resurse tehnice ale unităților industriale.
- Posibilitatea și oportunitatea modificării structurale a preselor cu un singur număr de CD/min, de tip PAI.
- Realizarea presei PAI-16 cu caracteristici tehnice modificate.
- Concepția și realizarea unui stand de experimentări ale presei PAI-16 cu caracteristici tehnice modificate.
- Definirea cerințelor de reglaj ale presei PAI-16 cu caracteristici tehnice modificate, în funcție de forțele cu care se încarcă prin procesul de prelucrare.
- Evidențierea efectelor tehnice și economice ale modificării caracteristicilor tehnice ale presei. Aprecierea valorică a acestor efecte, cu raportare la creșterea capacității productive și reducerea consumului specific energetic.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] Arpad Kelemen ; Acționări electrice, Editura Didactică și Pedagogică 1979
- [2] Bologa O., Tehnologia presării la rece, Editura Institut Învățământ superior, Sibiu, 1982
- [3] Brauner N., Espinouse M.-L., Finke G., Flipo C.; Méthodes de partitionement en cliques appliquées au poinçonnage de tôles, FRANCORO II, Journées Francophones de Recherche Opérationnelle, Tunis 1998
- [4] Buzdugan Gh.; Rezistența materialelor; Editura Academiei, București – 1986
- [5] Buzdugan Gh., Beleș A., ș.a.; Culegere de probleme din rezistența materialelor; Editura Didactică și Pedagogică; București 1979
- [6] Chesa I. ș.a.; Alegerea și utilizarea oțelurilor; Editura Tehnică, București, 1984
- [7] Chisuiu Al.; Organe de mașini; Editura Didactică Pedagogică București, 1983
- [8] Cioc I., Nica C.; Proiectarea mașinilor electrice; Editura Didactică și Pedagogică 1994
- [9] Ciocârdia C., Drăgănescu F., ș.a.; Tehnologia presării la rece, Editura Didactică și Pedagogică, București 1991
- [10] Cirillo A. Picos C. Bohosievici C.; Tehnologia matrițării și stantării la rece; Editura Didactica și Pedagogica, 1966
- [11] Ciudakov P. D.; Rascet ussili, rabotii i postroenie graficov rabocih usilii pri rezke listovogo metalla v stampah“ Issledovania i rasceti masin kuznecino-tamporocinogo proizvodstva, Masghiz, 1959
- [12] Constantinescu I. N.; Dăneț G. V.; Metode noi pentru calcule de rezistență Editura Tehnică; București 1989
- [13] Crama Y., Dupont L., Finke G.; Recherche opérationnelle et gestion de la production Nouvelles de la Science et des Technologies 15(2/3/4):37-45, 1997
- [14] Cuteanu E.; Marinov R.; Metoda elementelor finite în proiectarea structurilor Editura Facla; Timișoara 1980
- [15] Dellavia A. Pacagnella R.; Guida per la stampaggio; Dellavia Milano
- [16] Demian D., Rosinger St.; Modelarea matematica pentru determinarea fortei de tăiere propriuzise pe stante cu elemente active cu muchii paralele; Sesiunea de comunicări științifice Ediția 3-a Arad 1996
- [17] Demian D.; Determinarea experimentală a consumului de energie la prelucrări de stantare; Sesiunea de comunicări științifice, Ediția 3-a, Arad 1996
- [18] Demian D., Silvășan D.; Analiza privind încărcarea utilajelor în vederea stabilirii consumului energetic la prelucrarea pe presele cu excentric; Sesiunea de comunicări științifice, Ediția 4-a, Arad 1997
- [19] Demian D., Silvășan D.; Verificări ale subansamblelor preselor cu excentric cu caracteristici tehnice modificate; Sesiunea de comunicări științifice, Ediția 4-a, Arad 1997

- [20] Demian D.: Verificări ale subansamblelor din punct de vedere energetic la presele cu excentric tip PAI-16 având caracteristicile tehnice modificate; A VIII-a Conferință de inginerie managerială și tehnologică TEHNO'98, Timișoara 1998
- [21] Demian D., Rosinger Șt., Silvășan D.: Modificarea preselor cu excentric tip PAI pentru îmbunătățirea unor indicatori tehnico economici; Sesiunea jubiliară de comunicări științifice Arad 2000
- [22]\* Demian D., Rosinger Șt.: Considerații privind lucrul mecanic la ștanțe cu poansoane de lungimi diferite; Sesiunea Jubiliară de Comunicări Științifice „30 ani de învățământ superior” Arad, noiembrie 2002
- [23]\* Demian D.: Modalitate de determinare a coeficienților  $k_1$  și  $k_d$  la ștanțare; Sesiunea Jubiliară de Comunicări Științifice „30 ani de învățământ superior” Arad, noiembrie 2002
- [24]\* Demian D.: Analiza consumurilor specifice de energie electrică la prelucrări de ștanțare pe presă PAI 16 cu caracteristici modificate; Sesiunea Jubiliară de Comunicări Științifice „30 ani de învățământ superior” Arad, 2002
- [25] Deutsch I.; Rezistența materialelor; Editura Didactică și Pedagogică, București 1979
- [26] Dogariu C., Mărgărit L., Ghinea M.; Analiza nodală în domeniul structurilor pentru mașini de prelucrat prin deformare; A IV-a Conferința națională de tehnologii și utilaje pentru prelucrarea prin deformare plastică la rece. București, 1993
- [27] Dogariu C., Ghinea M., Savu T.; Cercetarea comportării dinamice a batiului unei prese pentru ștanțare utilizând metoda elementului finit; Revista Tehnologii, Calitate, Masini, Materiale; nr. 8/1994, Editura Tehnica
- [28] Drăgănescu B., Savu T., Drăgănescu F.; Achiziție de date computerizată la ștanțarea tablelor metalice pe prese mecanice cu excentric; A VI-a Conferință națională de tehnologii și utilaje pentru prelucrarea materialelor prin deformare plastică, Galați 1998
- [29] Drăgănescu B., Drăgănescu F.; Modelarea statistică a puterii consumate din rețea, a randamentului presei și a energiei specifice consumate la ștanțarea pieselor din table de oțel pe presa mecanică cu excentric PAI 6,3; Revista „Deformări Plastice” Vol. 3, nr. 1-2 1997
- [30] Drăgănescu F., Carp-Ciocârdia D., Gheorghe M.; Modelarea matematică a proceselor de prelucrare prin presare la rece cu ajutorul suprafețelor de răspuns Partea 1+2; Lucrările celei de a III-a Conferințe naționale de tehnologie și utilaje pentru prelucrarea materialelor prin deformare plastică la rece Timișoara 1991
- [31] Drăgănescu F., Drăgănescu B., Iliescu M.; Modelarea coeficientului forței medii de ștanțare; Revista Deformări plastice Nr. 1-2 (9-10) / 1998
- [32] Finke G., Espinouse M-L., Jiang H.; Extensions of the flowshop model: job dependent capacities, job overlapping and job deterioration; EURO XV, Barcelona, 1997
- [33] Fredlin A. Ia.; Rascet usilii, neobhodimo dlia rezki listovoi stali na stampah Vestnik masinostroenia nr. 6, 1951
- [34] Gafianu M., Crețu Sp. s.a.; Organe de mașini, vol. I (1981), vol. II (1983); Editura Tehnică București, 1983



- [35] Gârbea D.; Analiză cu elemente finite; Editura Tehnică; București 1990
- [36] Gáspár L.; Cercetări privind debitarea prin forfecare de precizie la rece a barelor din oțel dur aliat; Teza de doctorat- Brașov 1996
- [37] Gubkin S. I.; Teoria abrazotki metallov davleniem; Metalurgizdat, 1947
- [38] Harsch E.; Pressen auf dem Weg zur Prozessregelung; Umformtechnisches Kolloquium Hannover 1996
- [39] Hefl, K., Neugebauer, R., Klug, D., Riede, H.; Energieoptimierte Antriebsstrukturen und Bewegungssteuerung; Abschlussbericht Teilprojekt C2 des SFB 283; Chemnitz, Juli 1998
- [40] Ilea H.; Analiza numerică și determinări experimentale în inginerie Vol. 1; Editura Transilvania Press; Cluj-Napoca 1996
- [41] Iliescu C.; Tehnologia presării la rece; Editura Didactica si Pedagogica, 1984
- [42] Iliescu C.; Tehnologia ștanțării și matrițării la rece; Editura Didactică și Pedagogică 1977
- [43] Jula Gh., Seiculescu V., Rosinger Șt.; Determinarea experimentală a consumului specific de energie la prelucrări de ștanțare (I+ II); A II Conferință națională de tehnologii și utilaje pentru prelucrarea materialelor prin deformare plastică la rece, Cluj 1989
- [44] Kammüller K.; Der Verbesserungsweg-Moderne Arbeitsorganisation in einem WZM- Unternehmen; Umformtechnisches Kolloquium Hannover 1996
- [45] Keller I.; Werkstatt und Betrieb; nr. 27/1955
- [46] Kuzmowicz, P., Hupfer, P.; Gesenkschmieden auf Exzenterpressen: Optimierung der Führungssysteme; Schmiede-Journal (1998) Sept., pag 27-29
- [47] Loosli Heinz; The Press - a factor in a fine blanking success and the union of cove technologies; Feintooling-information, nr. 33/1998
- [48] Maynard H. B.; Manual de inginerie industrială, Editura Tehnică, București, 1975
- [49] Mangeron D., Irimiciuc N; Mecanica rigidelor cu aplicații in inginerie, vol. I+II; Editura Tehnică, București, 1978
- [50] Marin Gh.; Mecanizarea și automatizarea, factori principali de creștere a productivității muncii în producția de piese ștanțate și ambutisate; Rev. Deformări plastice Nr.2 (4)/ 1995
- [51] Mărgărit L.; Aspecte ale pieței internaționale în domeniul preselor mecanice; A IV-a Conferință națională de tehnologii și utilaje pentru prelucrarea prin deformare plastică la rece, București 1993
- [52] Mărgărit L., Dogariu C., Ghinea M.; Analiza comportării axului principal ai mașinilor pentru prelucrat prin deformări plastice; A IV-a Conferința națională de tehnologii și utilaje pentru prelucrare prin deformare plastică la rece, București, 1993
- [53] Merticaru, V; Probleme dinamice ale funcționării mecanismelor; Editura Junimea Iași, 1991

- [54] Mihalenko F.P.; Osobennosti şampovki vîrubki pri povîsennom cisde hodov pressa, „Novoe v tehnologii visokoproizvoditelnoi listvoi şampovki” Editura Maşghiz 1959
- [55] Moldovan V., Maniu A.; Utilaje pentru deformări plastice; Editura Didactică şi Pedagogică Bucureşti - 1982
- [56] Montgomery Douglas C.; Design and Analysis of Experiments; Third Edition 1991
- [57] Nanu A.; Tehnologia Materialelor; Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti 1983
- [58] Nazarenko E.S.; Rascet energeticeskoi haracteristiki krivoşipnih presov prostogo deistvia - “Issledovania i rasceti maşin kuznecino-şampovocinogo proizvodstva” nr. 1 Editura Maşghiz 1959
- [59] Neugebauer, R., Ullrich, J.; Modifikation mechanischer Pressen auf der Basis hybrider Antriebsstrukturen; Seminar Neuere Entwicklungen in der Blechumformung, Fellbach, mai 1998
- [60] Nichici A., Cicală E., Robert M.; Prelucrarea datelor experimentale; Litografia Universitatea “Politehnica” Timişoara, 1996
- [61] Pahl K.-J.; Hydraulische Presse mit mehrlpunktziehkissen, automatischem Werkzeugwechsel und Werkzeuglager; Umformtechnisches Kolloquium Hannover 1996
- [62] Paizi Gh., Stere N., Lazăr D; Organe de maşini şi mecanisme; Editura Didactică şi Pedagogică, 1977
- [63] Pellegrini J.; L’utilisation de machines-outils a commande numérique dans la transformation de métaux en feuilles, point en productique, vol 1; Technique & Documentation, Paris 1986
- [64] Popovici M. M.; Mecanica tehnică pentru muncitori-dinamica şi aplicaţiile ei tehnice- vol. 3; Editura Tehnică, Bucureşti, 1985
- [65] Racz G., Bologa O.; Static optimisation of the PAI 6.3 press frame using finite element method; A 7-a Conferinţă naţională de tehnologii şi utilaje pentru prelucrarea materialelor prin deformare plastică la rece, Cluj 2000
- [66] Racz G., Oleksik V.; The modal analysis of PAI 6.3 press frame using finite element method; A 7-a Conferinţă naţională de tehnologii şi utilaje pentru prelucrarea materialelor prin deformare plastică la rece, Cluj 2000
- [67] Riede, H.; Energieoptimierte Antriebsstrukturen; Berichtskolloquium des SFB 283 Prozeßketten der Massivumformung unter Aspekten der Produktivitet und Umweltvertreglichkeit, Chemnitz, sept. 1998
- [68] Romanovski V. P.; Stanţarea si matriţarea la rece; Editura Tehnică Bucureşti, 1970
- [69] Rosinger St.; Procese si scule de presare la rece; Editura Facla, 1987
- [70] Rosinger St.; Caracteristica forţei de taiere a stanţelor cu muchii tăietoare înclinate Buletinul ştiinţific si tehnic I. P. T., vol 14/28/1969
- [71] Rosinger St.; Forţa de taiere la foarfeci si stanţe cu muchii tăietoare înclinate. Tăierea după contururi poligonale; Buletinul ştiinţific si tehnic I. P. T., vol 15/29/1970

- [72] Rosinger St.: Contribuții la stabilirea legii de variație a forței de tăiere la decuparea conturilor circulare pe stanța cu muchii tăietoare înclinate; Conferința - Procese si utilaje de prelucrare la rece - 1970
- [73] Rosinger St.; Contribuții la stabilirea forței de tăiere maxime la decuparea conturilor circulare pe stanțe cu muchii tăietoare înclinate, Conferința - Procese si utilaje de prelucrare la rece - 1970
- [74] Rosinger St.; Forța de împingere a materialului prin orificiul plăcii de tăiere a stanțelor cu muchii tăietoare înclinate. Studiul lungimii liniei de contact; Conferința - Procese si utilaje de prelucrare la rece, 1970
- [75] Rosinger Șt., Iclănzan T.; Tehnologia Presării la Rece. Litografia IPTV Timișoara, 1990
- [76] Rosinger Șt.; Considerațiuni privind capacitatea productivă a instalațiilor de presare Automatizarea și Mecanizarea Proceselor de Presare la Rece - Curs UAV Arad
- [77] Rosinger Șt., Tulcan A.; Cu privire la regimurile de funcționare ale unor sisteme de fabricație prin presare la rece; A 7-a Conferința Națională de tehnologii și utilaje pentru prelucrare prin deformare plastică la rece Cluj 2000
- [78] Rovinskii G.N.; Pressovoe oborudovanie listoștampovocinihtehov; Editura Mașghiz 1960
- [79] Savu T.; Sistem de măsurare pentru determinarea variației forței de stanțare; A IV-a Conferința Națională de Tehnologii si Utilaje pentru Prelucrarea prin Deformare Plastica la Rece; București, 1993
- [80] Schärli Hans; Hohe Technik in ansprechendem Design, Feintooling-information, nr. 33/1998
- [81] Seiculescu V.; Utilaje de presare; Lito, Universitatea Tehnică Timișoara 1992
- [82] Tabără V., Catrina D., Ganea V.; Calculul, proiectarea și reglarea preselor; Editura Tehnica, 1976
- [83] Tabără I.; Studiul influenței excentricității mecanismelor preselor mecanice cu manivelă asupra încărcării utilajelor; A IV-a Conferința naționala de tehnologii si utilaje pentru prelucrarea prin deformare plastica la rece; București, 1993
- [84] Tabără I., Dogariu C., Tabără V.; Considerații privind influența unghiului nominal asupra randamentului preselor mecanice cu manivelă; A IV-a Conferința naționala de tehnologii si utilaje pentru prelucrarea prin deformare plastica la rece; București, 1993
- [85] Tabără V., Tureac I.; Mașini pentru prelucrări prin deformare; Editura Didactica si Pedagogica, 1979
- [86] Tabără V., Sandu I., Iacobescu I., ș.a; Acționarea electrică a mașinilor unelte; Editura Tehnică 1968
- [87] Taloi D.; Optimizarea proceselor tehnologice; Editura Academiei, București 1987
- [88] Tăpălagă I., Achimas Gh., Iancau H.; Tehnologia presării la rece; Editura Institutului Politehnic Cluj-Napoca, 1980
- [89] Teodorescu M., Zgura Gh., Ciocardia C. ș.a.; Prelucrări prin deformare plastică la rece, Editura Tehnica, 1987

- [90] Teodorescu M., Zgura Gh.: Tehnologia presării la rece. Editura Didactica și Pedagogica, 1980
- [91] Timmerbell F. W.: Untersuchung des Schnedvorganges bei Elech, insbesondere beim geschlossenen Schnitt; Werkstattstechnik und Maschinenbau, VII-1957
- [92] Tulcan A.; Determinarea experimentală a consumurilor specifice de energie electrică la prelucrări de ștanțare, în regim de alimentare automată a preselor (partea-ii); A VIII-a Conferință de inginerie managerială și tehnologică TEHNO'98 Timișoara 1998
- [93] Tulcan A.; Determinarea experimentală a consumurilor specifice de energie electrică la prelucrări de ștanțare, în regim de alimentare automată a preselor (partea II-a); A VIII-a Conferință de inginerie managerială și tehnologică TEHNO'98 Timișoara 1998
- [94] Tulcan A., Rosinger St.: Capacitatea productiva si consumul energetic a unor sisteme de fabricație prin presare la rece; A 7-a Conferința națională de tehnologii și utilaje pentru prelucrarea Cluj 2000
- [95] Tureac I., Cojocaru Șt., Bănică I.; Exploatarea, întreținerea și repararea utilajelor de presare la rece; Editura Tehnică 1984
- [96] Viatkin V. P., Askakov S. T.; Issledovanie deformații i napriajenii crivosipnîh kovocino-ștampovocinîh pressov "Issledovania i rasceti mașin kuznecino-ștampovocinogo proizvodstra" nr. 1 Editura Mașghiz 1959
- [97] Wegener K.; Mobilisierung der Auslastungsreserven von Pressen; Umformtechnisches Kolloquium Hannover 1996
- [98] Zgura Gh., Ciocârdia C., Bude G.; Prelucrarea metalelor prin deformare la rece; Editura Tehnica, 1977
- [99] Zubtov M. E.; Tehnologia holudnoi stampovki; Masghiz, 1950
- [100] Zubtov M. E.; Listovaia stampovka; Masinostroenie, 1957
- [101] \*\*\*\* Catalog de motoare electrice; Electromotor Timișoara 1980
- [102] \*\*\*\* Manualul inginerului mecanic vol. 3; Editura Tehnică, 1952
- [103] \*\*\*\* DUBBEL – Manualul inginerului mecanic; Editura Tehnică 1998
- [104] \*\*\*\* Îndrumător matematic și tehnic (Traducere limba rusă); Editura Tehnică; București - 1964
- [105] \*\*\*\* Statgraphics – Reference Manual Version 6; Manugistics, Inc. Maryland, 1992
- [106] \*\*\*\* Procedes flexibles de formage en continu; DIMECO Edition 1995
- [107] \*\*\*\* Trumatic Laserpress 180; CNC - Laserschneidpresse TRUMPF
- [108] Internet - \*\*\* CNC Stanzautomaten; [www.beutler-nova.ch/d](http://www.beutler-nova.ch/d)
- [109] Internet - \*\*\* Schneid-/Umformautomaten; [www.muller-weingarten.de](http://www.muller-weingarten.de)
- [110] Internet - \*\*\* Automationstechnik; [www.schulergroup.de](http://www.schulergroup.de)

[-]\* Lucrare acceptată și prevăzută în programa sesiunii de Comunicări Științifice „30 ani de învățământ superior” Arad, 2002

## Centralizator cuprinzând datele obținute în cadrul experimentelor

Energie consumată	CD/min	Regim de lucru cu lovituri: singulare															
		Forta = 63,8 kN				Forta = 106,5 kN				Forta = 149,2 kN							
		20			20			20			20						
	TrCV =	1	1,06	1,16	1	1,06	1,16	1	1,06	1,16	1	1,06	1,16	1	1,06	1,16	
Raportat la cicluri sau timp	E <sub>g</sub>	Ws [in 1sec.]	520,2	540,2	590,2	520,2	550,2	589,9	520,2	550,2	589,9	520,2	550,1	530,2	550,1	589,9	
		Ws [la ciclu]	1560,5	1620,5	1770,5	1560,6	1650,7	1769,6	1560,6	1650,7	1769,6	1590,6	1650,2	1590,6	1650,2	1769,7	
		E <sub>g+b</sub>	Ws [in 1sec.]	630,9	634,7	635,2	645,9	657,0	657,0	645,9	657,0	657,0	670,1	676,8	670,1	676,8	677,7
			Ws [la ciclu]	1892,8	1904,1	1905,6	1937,6	1971,0	1971,1	1937,6	1971,0	1971,1	2010,2	2030,3	2010,2	2030,3	2033,1
		E <sub>s</sub>	Ws [in 1sec.]	685,8	698,9	717,7	729,6	753,4	771,3	729,6	753,4	771,3	777,2	798,5	777,2	798,5	813,3
		Ws [la ciclu]	2057,3	2096,6	2153,2	2188,8	2260,1	2314,0	2188,8	2260,1	2314,0	2331,5	2395,4	2331,5	2395,4	2439,9	
	E <sub>u</sub>	Ws	164,5	192,6	217,6	251,2	289,2	342,9	251,2	289,2	342,9	371,2	365,1	371,2	365,1	406,3	
	E <sub>u</sub> / E <sub>g</sub>	-	0,10538	0,11884	0,13983	0,16093	0,17517	0,19377	0,16093	0,17517	0,19377	0,20203	0,22127	0,20203	0,22127	0,22986	
	E <sub>u</sub> / E <sub>g+b</sub>	-	0,08688	0,10114	0,12991	0,12962	0,14671	0,17397	0,12962	0,14671	0,17397	0,15986	0,17984	0,15986	0,17984	0,20007	
	E <sub>u</sub> / E <sub>s</sub>	-	0,07994	0,09185	0,11498	0,11475	0,12794	0,14819	0,11475	0,12794	0,14819	0,13783	0,15243	0,13783	0,15243	0,16672	
	E <sub>m</sub> = E <sub>g+b</sub> - E <sub>g</sub>	Ws	332,3	283,6	135,2	377,0	320,3	201,5	377,0	320,3	201,5	419,6	380,1	419,6	380,1	263,4	
	E <sub>m</sub> / E <sub>g+b</sub>	-	0,17554	0,14893	0,07093	0,19457	0,16249	0,10222	0,19457	0,16249	0,10222	0,20873	0,18724	0,20873	0,18724	0,12958	

Institutul Național de Cercetări Științifice  
 în Fizică Atomică  
 Institutul Național de Cercetări Științifice  
 în Fizică Atomică

## - ANEXA 1 -

Centralizator cu datele rezultate, obținute în cadrul experimentelor

Energie consumată	<b>Regim de lucru cu lovituri: singulare</b>											
	Forta = 63,8 kN				Forta = 106,5 kN				Forta = 149,2 kN			
	<b>68</b>											
	CD/min											
	TrCV =											
$E_g$	1	1,06	1,16	1	1,06	1,16	1	1,06	1,16	1	1,06	1,16
	Ws [in 1sec.]	529,9	540,9	590,9	524,5	540,4	595,6	528,8	544,8	591,5	521,9	521,9
	Ws [la ciclu]	467,6	477,3	521,4	462,8	476,8	525,5	466,6	480,7	521,9	466,6	480,7
$E_{g+b}$	1	1,06	1,16	1,06	1,16	1,16	1,06	1,16	1,16	1,06	1,16	1,16
	Ws [in 1sec.]	983,8	1048,8	1076,7	1008,7	1090,4	1126,1	1045,0	1134,1	1162,8	1045,0	1134,1
	Ws [la ciclu]	868,0	925,4	950,1	890,1	962,1	993,6	922,1	1000,7	1026,0	922,1	1000,7
$E_s$	1	1,06	1,16	1,06	1,16	1,16	1,06	1,16	1,16	1,06	1,16	1,16
	Ws [in 1sec.]	1155,0	1251,0	1334,9	1243,2	1360,0	1426,4	1314,0	1443,6	1511,8	1314,0	1443,6
	Ws [la ciclu]	1019,1	1103,8	1177,8	1096,9	1200,0	1258,6	1159,4	1273,7	1334,0	1159,4	1273,7
$E_u$	Ws	151,1	173,1	227,3	206,9	237,8	264,9	237,3	273,1	307,9	237,3	273,1
$E_u / E_g$	-	0,32308	0,37380	0,43684	0,44696	0,49883	0,50417	0,50866	0,56800	0,59004	0,50866	0,56800
$E_u / E_{g+b}$	-	0,17404	0,19277	0,23972	0,23241	0,24720	0,26664	0,25739	0,27288	0,30012	0,25739	0,27288
$E_u / E_s$	-	0,14824	0,16162	0,19337	0,18858	0,19820	0,21051	0,20470	0,21438	0,23084	0,20470	0,21438
$E_m = E_{g+b} - E_g$	Ws	400,4	448,2	428,7	427,3	485,3	468,1	455,5	519,9	504,2	455,5	519,9
$E_m / E_{g+b}$	-	0,46131	0,48429	0,45124	0,48003	0,50443	0,47112	0,49397	0,51957	0,49136	0,49397	0,51957



## - ANEXA 1 -

Centralizator cu datele rezultate, obținute în cadrul experimentelor

Energie consumată	Regim de lucru cu lovituri: c o n t i n u e												
	Forta = 63,8 kN				Forta = 106,5 kN				Forta = 149,2 kN				
	1	1,06	1,16	1	1,06	1,16	1	1,06	1,16	1	1,06	1,16	
TrCV =													
CD /min													
$E_g$	Ws [in 1sec.]	136/134	145/138	156/149	136/134	145/138	156/149	136/134	145/138	156/149	136/134	145/138	156/149
	Ws [la ciclu]	525,1	544,7	590,3	524,7	544,9	594,6	525,1	544,8	595,4	525,1	544,8	595,4
	Ws [in 1sec.]	231,7	225,4	226,3	231,5	225,5	227,9	231,7	225,4	228,3	231,7	225,4	228,3
$E_{g+b}$	Ws [in 1sec.]	1918,1	2056,8	2260,9	1751,2	1897,1	2078,1	1544,7	1669,3	1811,6	1544,7	1669,3	1811,6
	Ws [la ciclu]	846,2	851,1	866,8	772,6	785,0	796,7	681,5	690,8	694,6	681,5	690,8	694,6
$E_s$	Ws [in 1sec.]	2221,0	2356,9	2675,8	2139,5	2303,3	2629,5	1944,3	2101,0	2460,7	1944,3	2101,0	2460,7
	Ws [la ciclu]	994,5	1021,0	1075,3	958,0	997,8	1056,7	870,6	910,2	988,9	870,6	910,2	988,9
$E_u$	Ws	148,3	160,9	208,5	152,1	177,3	250,0	139,1	159,1	204,1	139,1	159,1	204,1
$E_u / E_g$	-	0,64014	0,75387	0,92138	0,80076	0,94381	1,14062	0,81618	0,97333	1,28955	0,81618	0,97333	1,28955
$E_u / E_{g+b}$	-	0,17525	0,19966	0,24057	0,23994	0,27108	0,32633	0,27746	0,31764	0,42381	0,27746	0,31764	0,42381
$E_u / E_s$	-	0,14912	0,16643	0,19392	0,19351	0,21327	0,24604	0,21720	0,24107	0,29766	0,21720	0,24107	0,29766
$E_m = E_{g+b} - E_g$	Ws	614,5	625,7	640,5	541,1	559,5	568,8	449,8	465,3	466,3	449,8	465,3	466,3
$E_m / E_{g+b}$	-	0,72623	0,73516	0,73890	0,70036	0,71278	0,71390	0,66005	0,67366	0,67135	0,66005	0,67366	0,67135

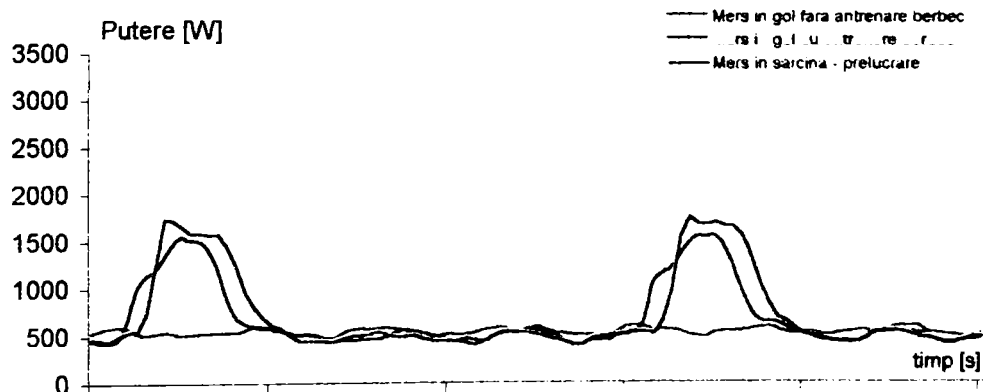


Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

Masuratori la: CD=20 /min; F=63,8[kN]; TrCV=1,00							
Grafic trasat - valori citite -				Scară aparăt	Valori rezultate		
P <sub>g</sub> [mm]	P <sub>gb</sub> [mm]	P <sub>s</sub> [mm]	P <sub>g-m</sub> [W]		P <sub>g</sub> [W]	P <sub>gb</sub> [W]	P <sub>s</sub> [W]
8,2	7	7,6	520	61,9705	508,15811	433,79351	470,97581
8,8	6,5	7,4		61,9705	545,34041	402,80826	458,58171
9,1	6,6	7,3		61,9705	563,93156	409,00531	452,38468
9,2	7,3	8,1		61,9705	570,12861	452,38466	501,96106
9,1	10,2	8,7		61,9705	563,93156	632,09912	539,14336
8,3	15,6	9		61,9705	514,35516	966,73982	557,73451
7,9	17,8	12,2		61,9705	489,56696	1103,07493	756,04012
8,1	18,8	20		61,9705	501,96106	1165,04543	1239,41003
8,4	20,9	28,1		61,9705	520,55221	1295,18348	1741,37109
8,2	23,2	27,8		61,9705	508,15811	1437,71563	1722,77994
7,9	24,7	26,7		61,9705	489,56696	1530,67139	1654,61239
7,9	24,1	25,6		61,9705	489,56696	1493,48909	1586,44484
8,1	23,9	25,6		61,9705	501,96106	1481,09499	1586,44484
8,1	22,7	25,4		61,9705	501,96106	1406,73038	1574,05074
8,2	19,5	25,5		61,9705	508,15811	1208,42478	1580,24779
8,3	15	23,5		61,9705	514,35516	929,55752	1456,30678
8,2	11,2	20		61,9705	508,15811	694,06962	1239,41003
8,6	9,8	15,6		61,9705	532,94631	607,31091	966,73982
9,2	9,5	13,1		61,9705	570,12861	588,71976	811,81357
9,4	9	11,2		61,9705	582,52271	557,73451	694,06962
9	9	10		61,9705	557,73451	557,73451	619,70501
8,6	8,8	9,3		61,9705	532,94631	545,34041	576,32566
8,4	8,2	8,3		61,9705	520,55221	508,15811	514,35516
8	7,8	7,3		61,9705	495,76401	483,36991	452,38466
7,9	8	7,2		61,9705	489,56696	495,76401	446,18761
7,8	7,9	7,3		61,9705	483,36991	489,56696	452,38466
7,4	7,4	7,2		61,9705	458,58171	458,58171	446,18761
7,3	6,9	7,1		61,9705	452,38466	427,59646	439,99056
8,1	6,9	7,6		61,9705	501,96106	427,59646	470,97581
8,8	6,9	8		61,9705	545,34041	427,59646	495,76401
9	7	8,1		61,9705	557,73451	433,79351	501,96106
8,9	7,2	8,4		61,9705	551,53746	446,18761	520,55221
9	7,2	8,7		61,9705	557,73451	446,18761	539,14336
9,1	7,5	8,2		61,9705	563,93156	464,77876	508,15811
9	8,2	7,9		61,9705	557,73451	508,15811	489,56696
8,8	8,8	8		61,9705	545,34041	545,34041	495,76401
8,2	8,6	8,1		61,9705	508,15811	532,94631	501,96106
7,7	8,2	7,7		61,9705	477,17286	508,15811	477,17286
7,5	7,9	7,3		61,9705	464,77876	489,56696	452,38466
7,7	7,6	7,2		61,9705	477,17286	470,97581	446,18761
8	7,1	7,2		61,9705	495,76401	439,99056	446,18761
7,9	6,9	7,3		61,9705	489,56696	427,59646	452,38466
8	6,6	7,6		61,9705	495,76401	409,00531	470,97581
8,3	6,2	7,3		61,9705	514,35516	384,21711	452,38466
8,7	6,9	7,2		61,9705	539,14336	427,59646	446,18761
9	7,6	8,1		61,9705	557,73451	470,97581	501,96106
9,1	8,1	8,7		61,9705	563,93156	501,96106	539,14336
8,7	8,2	8,7		61,9705	539,14336	508,15811	539,14336
8,4	8,3	8,5		61,9705	520,55221	514,35516	526,74926
8,9	8,7	8,5		61,9705	551,53746	539,14336	526,74926
9,2	8,6	8,3		61,9705	570,12861	532,94631	514,35516
8,8	8,2	7,8		61,9705	545,34041	508,15811	483,36991
8,2	7,8	7,4		61,9705	508,15811	483,36991	458,58171
8,1	7	7		61,9705	501,96106	433,79351	433,79351
7,9	6,4	6,4		61,9705	489,56696	396,61121	396,61121
7,8	6,6	6,6		61,9705	483,36991	409,00531	409,00531
7,9	6,8	7,5		61,9705	489,56696	421,39941	484,77876
7,9	6,9	7,9		61,9705	489,56696	427,59646	489,56696
7,9	6,9	8		61,9705	489,56696	427,59646	495,76401
8,2	7,8	8,1		61,9705	508,15811	483,36991	501,96106
9,2	8,1	8,4		61,9705	570,12861	501,96106	520,55221
9,3	8,2	8,7		61,9705	576,32566	508,15811	539,14336

Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

9,2	10,2	8,6	61,9705	570,12861	632,09912	532,94631
8,8	16,8	8,4	61,9705	545,34041	1041,10442	520,55221
8,7	18,2	10,7	61,9705	539,14336	1127,86313	663,08437
8,6	19,2	16	61,9705	532,94631	1189,83363	991,52802
8,5	21,3	25	61,9705	526,74926	1319,97168	1549,26254
7,9	23,4	28,4	61,9705	489,56696	1450,10973	1759,96224
7,6	24,7	27,2	61,9705	470,97581	1530,67139	1685,59764
7,4	24,5	27,1	61,9705	458,58171	1518,27729	1679,40059
8,1	24,8	27,5	61,9705	501,96106	1536,86844	1704,18879
8,4	23,1	26,9	61,9705	520,55221	1431,51858	1667,00649
8,4	20	26,7	61,9705	520,55221	1239,41003	1654,61239
8,5	15,7	25,1	61,9705	526,74926	972,93687	1555,45959
8,8	12,1	21,3	61,9705	545,34041	749,84307	1319,97168
9	10,5	17	61,9705	557,73451	650,69027	1053,49853
9,2	10	13,5	61,9705	570,12861	619,70501	836,60177
8,9	9,9	11,2	61,9705	551,53746	613,50796	694,06962
8,3	9,2	10,5	61,9705	514,35516	570,12861	650,69027
8	8,3	9,3	61,9705	495,76401	514,35516	576,32566
8,3	8,1	8,2	61,9705	514,35516	501,96106	508,15811
8,2	7,6	8	61,9705	508,15811	470,97581	495,76401
7,9	7,1	7,6	61,9705	489,56696	439,99056	470,97581
7,8	6,9	7,2	61,9705	483,36991	427,59646	446,18761
8,1	6,7	7,1	61,9705	501,96106	415,20236	439,99056
8,3	6,4	7	61,9705	514,35516	396,61121	433,79351
8,5	6,8	6,9	61,9705	526,74926	421,39941	427,59646
8,6	7,7	7,7	61,9705	532,94631	477,17286	477,17286
8,4	8,2	8,6	61,9705	520,55221	508,15811	532,94631
8,3	8,2	8,8	61,9705	514,35516	508,15811	545,34041
9	8,3	8,7	61,9705	557,73451	514,35516	539,14336
9,4	8,6	8,7	61,9705	582,52271	532,94631	539,14336
9,2	8,4	8,3	61,9705	570,12861	520,55221	514,35516
9,4	8,1	7,8	61,9705	582,52271	501,96106	483,36991
8,3	7,5	7,6	61,9705	514,35516	464,77876	470,97581
8,1	6,9	7,2	61,9705	501,96106	427,59646	446,18761
7,9	6,4	6,8	61,9705	489,56696	396,61121	421,39941
7,8	6,4	6,9	61,9705	483,36991	396,61121	427,59646
7,5	7	7,3	61,9705	464,77876	433,79351	452,38466
7,4	7,1	7,8	61,9705	458,58171	439,99056	483,36991
8	7,3	7,8	61,9705	495,76401	452,38466	483,36991



A gol	A G+B	A sarcina	E gol	E G+B	E sarcina
167,88	610,875	663,95	520,1803894	1892,811504	2057,265723
				E utila 1	168,4048378
				E utila 2	160,5035988
				E utila medie	164,4542183

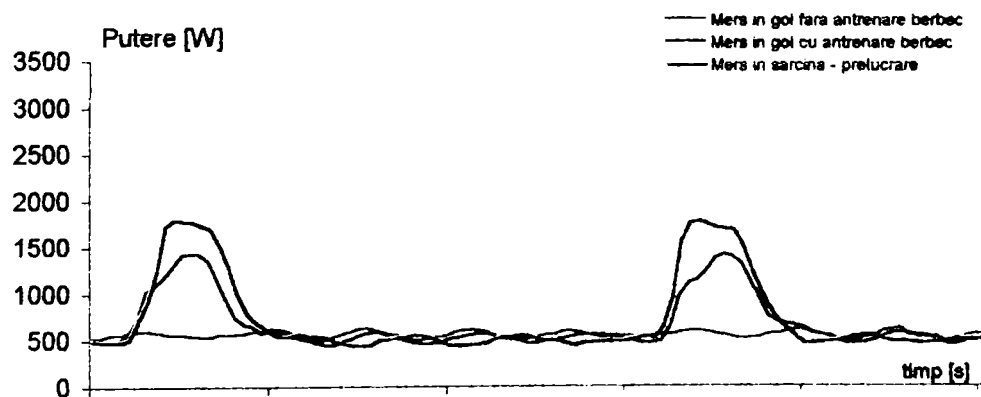
Exemple de valori pentru curbele de putere inregistrate și determinările energiilor specifice

Masuratori la: CD=20 /min ; F=63,8[kN]; TrCV=1,066							
Grafic - valori citite				Scara aparata	Valori rezultate		
Pg [mm]	Pgb [mm]	Ps [mm]	Pg-m [W]		Pg [W]	Pgb [W]	Ps [W]
8,1	7,9	8	540	61,92098	501,55995	489,17575	495,36785
8,3	7,8	7,7		61,92098	513,94414	482,98365	476,79155
8,8	7,7	7,8		61,92098	544,90463	476,79155	482,98365
8,8	7,7	7,7		61,92098	544,90463	476,79155	476,79155
9,1	8,8	8,2		61,92098	563,48093	544,90463	507,75204
9,3	11,6	11,6		61,92098	575,86512	718,28338	718,28338
9,3	16,3	14,8		61,92098	575,86512	1009,31199	916,43052
9,2	17,4	20		61,92098	569,67302	1077,42507	1238,41962
9	18,7	28		61,92098	557,28883	1157,92234	1733,78747
8,8	20,7	29,1		61,92098	544,90463	1281,76431	1801,90054
8,8	22,7	28,8		61,92098	544,90463	1405,60627	1783,32425
8,6	22,9	28,7		61,92098	532,52044	1417,99046	1777,13215
8,5	22,8	28,1		61,92098	526,32834	1411,79837	1739,97956
8,4	21,6	27,5		61,92098	520,13624	1337,49319	1702,82698
8,7	18,2	24,9		61,92098	538,71253	1126,96185	1541,83243
8,8	14,7	21		61,92098	544,90463	910,23842	1300,34060
8,9	11,8	16,3		61,92098	551,09673	730,66757	1009,31199
9	10,6	13		61,92098	557,28883	656,36240	804,97275
9,4	10,1	11,3		61,92098	582,05722	625,40191	699,70708
9,3	9	10,3		61,92098	575,86512	557,28883	637,78610
9,2	9,8	9,2		61,92098	569,67302	606,82561	569,67302
9,1	9,7	8,6		61,92098	563,48093	600,63351	532,52044
8,6	9,2	8,7		61,92098	532,52044	569,67302	538,71253
8,3	8,6	9,2		61,92098	513,94414	532,52044	569,67302
7,9	8,1	8,9		61,92098	489,17575	501,55995	551,09673
7,8	7,4	8,8		61,92098	482,98365	458,21526	544,90463
7,9	7	8,6		61,92098	489,17575	433,44687	532,52044
8,4	6,9	7,9		61,92098	520,13624	427,25477	489,17575
8,9	7,6	7,5		61,92098	551,09673	470,59946	464,40736
9,4	8	7,2		61,92098	582,05722	495,36785	445,83106
9,8	8,7	7,1		61,92098	606,82561	538,71253	439,63896
9,8	9,1	7,3		61,92098	606,82561	563,48093	452,02316
9,4	9,2	8,1		61,92098	582,05722	569,67302	501,55995
9	8,8	8,3		61,92098	557,28883	544,90463	513,94414
8,7	8,4	8,5		61,92098	538,71253	520,13624	526,32834
8,1	7,9	8,6		61,92098	501,55995	489,17575	532,52044
7,8	7,4	9		61,92098	482,98365	458,21526	557,28883
7,9	7,2	8,9		61,92098	489,17575	445,83106	551,09673
8,2	7,3	8,4		61,92098	507,75204	452,02316	520,13624
8,4	7,4	7,8		61,92098	520,13624	458,21526	482,98365
8,8	8	7,2		61,92098	544,90463	495,36785	445,83106
9,4	8,2	7,2		61,92098	582,05722	507,75204	445,83106
9,5	8,6	7,3		61,92098	588,24932	532,52044	452,02316
9,6	8,9	7,4		61,92098	594,44142	551,09673	458,21526
9,4	9	7,6		61,92098	582,05722	557,28883	470,59946
8,7	8,6	8,2		61,92098	538,71253	532,52044	507,75204
8,4	8,1	8,6		61,92098	520,13624	501,55995	532,52044
8,1	8	8,8		61,92098	501,55995	495,36785	544,90463
8	7,8	9		61,92098	495,36785	482,98365	557,28883
8,1	7,3	8,7		61,92098	501,55995	452,02316	538,71253
8,4	7,4	8,1		61,92098	520,13624	458,21526	501,55995
8,8	7,8	8		61,92098	544,90463	482,98365	495,36785
8,9	7,9	8		61,92098	551,09673	489,17575	495,36785
9,3	8,1	7,6		61,92098	575,86512	501,55995	470,59946
9,4	8,5	7,2		61,92098	582,05722	526,32834	445,83106
9	8,8	7,6		61,92098	557,28883	544,90463	470,59946
8,8	8,7	7,7		61,92098	544,90463	538,71253	476,79155
8,7	8,4	7,8		61,92098	538,71253	520,13624	482,98365
8,6	8,2	8		61,92098	532,52044	507,75204	495,36785
8,6	8,1	7,9		61,92098	532,52044	501,55995	489,17575
8,5	7,9	8		61,92098	526,32834	489,17575	485,36785
8,4	7,6	8,4		61,92098	520,13624	470,59946	520,13624

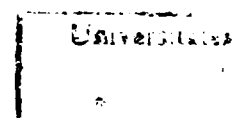
485,36785  
520,13624  
PARA  
scara centrala

Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

8,3	7,3	8,8	61,92098	513,94414	452,02316	544,90463
8,7	7,4	8,5	61,92098	538,71253	458,21526	526,32834
8,8	7,8	10,5	61,92098	544,90463	482,98365	650,17030
8,8	10,5	15,5	61,92098	544,90463	650,17030	959,77520
9,1	15,6	25,3	61,92098	563,48093	965,96730	1566,60082
9,4	17,7	28,6	61,92098	582,05722	1096,00136	1770,94005
9,3	18,4	28,8	61,92098	575,86512	1139,34605	1783,32425
9,2	20	28,2	61,92098	569,67302	1238,41962	1746,17166
8,9	22	27,7	61,92098	551,09673	1362,26158	1715,21117
8,6	22,7	27,5	61,92098	532,52044	1405,60627	1702,82698
8,3	22,3	27,2	61,92098	513,94414	1380,83787	1684,25068
8	21	24,4	61,92098	495,36785	1300,34060	1510,87193
8,1	18	20,3	61,92098	501,55995	1114,57768	1256,99591
8,2	15	16,6	61,92098	507,75204	928,81471	1027,88828
8,7	12	13,8	61,92098	538,71253	743,05177	854,50954
8,9	11,1	11,4	61,92098	551,09673	687,32289	705,89918
9,2	10,6	10	61,92098	569,67302	656,36240	619,20981
9,6	10,3	8,6	61,92098	594,44142	637,78610	532,52044
9,6	10	7,5	61,92098	594,44142	619,20981	464,40736
9	9,1	7,6	61,92098	557,28883	563,48093	470,59946
8,8	8,7	7,7	61,92098	544,90463	538,71253	476,79155
8,5	8,4	7,8	61,92098	526,32834	520,13624	482,98365
7,8	7,6	8	61,92098	482,98365	470,59946	495,36785
7,6	7,1	8,5	61,92098	470,59946	439,63896	526,32834
7,8	7,2	8,8	61,92098	482,98365	445,83106	544,90463
8,3	7,4	9,05	61,92098	513,94414	458,21526	560,38488
8,5	7,8	8,9	61,92098	526,32834	482,98365	551,09673
9,3	8,4	8,1	61,92098	575,86512	520,13624	501,55995
9,6	9	7,8	61,92098	594,44142	557,28883	482,98365
9,7	9,1	7,9	61,92098	600,63351	563,48093	489,17575
8,5	8,9	7,8	61,92098	526,32834	551,09673	482,98365
8,7	8,4	7,5	61,92098	538,71253	520,13624	464,40736
8,4	8,2	7,6	61,92098	520,13624	507,75204	470,59946
8	8,4	7,8	61,92098	495,36785	520,13624	482,98365
7,9	7,1	7,9	61,92098	489,17575	439,63896	489,17575
7,8	7	8,1	61,92098	482,98365	433,44687	501,55995
8,3	7,4	8,2	61,92098	513,94414	458,21526	507,75204
8,7	8	8	61,92098	538,71253	495,36785	495,36785
8,8	8,2	8,3	61,92098	544,90463	507,75204	513,94414



A gol	A G+B	A sarcina	E gol	E G+B	E sarcina
174,47	615	677,2	540,1676771	1904,070163	2096,644414
				E utila 1	186,3821526
				E utila 2	198,7663488
				E utila medie	192,5742507



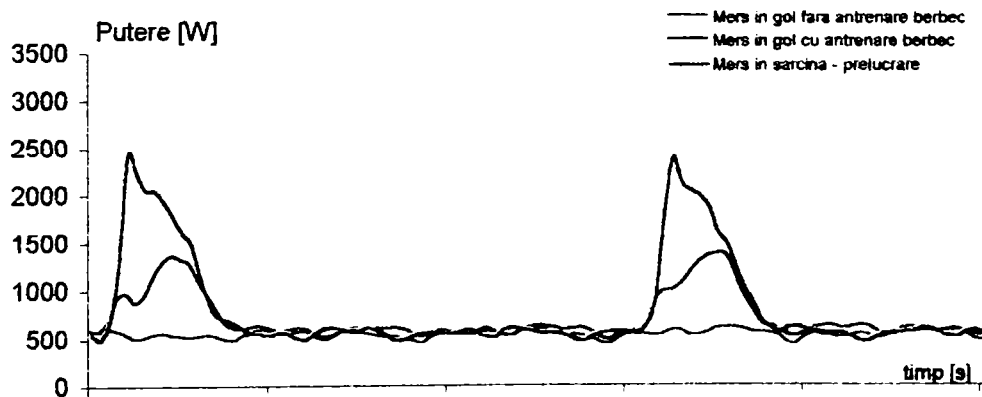
Exemple de valori pentru curbele de putere inregistrate și determinările energiilor specifice

Masuratori la: CD=20 /min ; F=149,2[kW]; TrCV=1,00							
Grafic - valori citite				Scara aparata	Valori rezultate		
P <sub>g</sub> [mm]	P <sub>gb</sub> [mm]	P <sub>s</sub> [mm]	P <sub>g-m</sub> [W]		P <sub>g</sub> [W]	P <sub>gb</sub> [W]	P <sub>s</sub> [W]
9	9,2	8,8	530	62,21525	559,93724	572,38029	547,49419
8,9	9,1	8		62,21525	553,71571	566,15876	497,72199
9,4	10,7	10,7		62,21525	584,82334	665,70316	665,70316
9,1	14,7	20		62,21525	566,15876	914,56416	1244,30497
8,5	15,3	39,1		62,21525	528,82961	951,89331	2432,61623
7,8	13,7	36		62,21525	485,27894	852,34891	2239,74895
8	15	33		62,21525	497,72199	933,22873	2053,10321
8,5	18,2	33		62,21525	528,82961	1132,31753	2053,10321
8,7	20,5	31,2		62,21525	541,27266	1275,41260	1941,11576
8,4	21,7	28,5		62,21525	522,60809	1350,07090	1773,13459
8,3	21,2	26		62,21525	516,38656	1318,96327	1617,59647
8	20,4	24,1		62,21525	497,72199	1269,19107	1499,38749
8,2	17,7	19,1		62,21525	510,16504	1101,20990	1188,31125
8,5	15,1	14,3		62,21525	528,82961	939,45026	889,67806
8,3	12,7	12		62,21525	516,38656	790,13366	746,58298
7,6	10,4	11,2		62,21525	472,83589	647,03859	696,81079
7,5	9,6	10,5		62,21525	466,61437	597,26639	653,26011
8,4	9,4	9,6		62,21525	522,60809	584,82334	597,26639
9	9,8	8,9		62,21525	559,93724	609,70944	553,71571
9,3	9,9	8,8		62,21525	578,60181	615,93096	547,49419
9,2	9,4	8,7		62,21525	572,38029	584,82334	541,27266
9	9	9,1		62,21525	559,93724	559,93724	566,15876
9,3	8,6	8,8		62,21525	578,60181	535,05114	547,49419
9,5	9	8,1		62,21525	591,04486	559,93724	503,94351
9,4	9,1	8		62,21525	584,82334	566,15876	497,72199
8,6	8,3	9,1		62,21525	535,05114	516,38656	566,15876
8,1	7,6	9,8		62,21525	503,94351	472,83589	609,70944
8,4	8,1	9,9		62,21525	522,60809	503,94351	615,93096
8,9	9,1	9,5		62,21525	553,71571	566,15876	591,04486
8,8	9,5	9,4		62,21525	547,49419	591,04486	584,82334
8,7	9,6	9,5		62,21525	541,27266	597,26639	591,04486
8,6	9,7	9,9		62,21525	535,05114	603,48791	615,93096
8,2	9,5	9,3		62,21525	510,16504	591,04486	578,60181
8,1	9,4	8,5		62,21525	503,94351	584,82334	528,82961
8,1	9,7	7,8		62,21525	503,94351	603,48791	485,27894
7,8	9,3	8		62,21525	485,27894	578,60181	497,72199
7,4	8,7	8,6		62,21525	460,39284	541,27266	535,05114
7	8,1	9		62,21525	435,50674	503,94351	559,93724
8	8,7	9,1		62,21525	497,72199	541,27266	566,15876
8,7	9,2	9		62,21525	541,27266	572,38029	559,93724
8,7	9	8,8		62,21525	541,27266	559,93724	547,49419
8,6	8,9	9,2		62,21525	535,05114	553,71571	572,38029
8,5	8,5	9,6		62,21525	528,82961	528,82961	597,26639
8,8	8,6	9,1		62,21525	547,49419	535,05114	566,15876
9,5	9	8,5		62,21525	591,04486	559,93724	528,82961
9,1	9	8,3		62,21525	566,15876	559,93724	516,38656
8,5	8,5	9,6		62,21525	528,82961	528,82961	597,26639
8,3	8,2	9,9		62,21525	516,38656	510,16504	615,93096
8,9	8,9	9,6		62,21525	553,71571	553,71571	597,26639
9,5	9,7	9,4		62,21525	591,04486	603,48791	584,82334
9,4	9,9	9		62,21525	584,82334	615,93096	559,93724
9,1	9,8	8,9		62,21525	566,15876	609,70944	553,71571
8,6	9,6	9		62,21525	535,05114	597,26639	559,93724
8,4	9,2	8,6		62,21525	522,60809	572,38029	535,05114
8,4	9,4	8		62,21525	522,60809	584,82334	497,72199
8,3	9,5	7,7		62,21525	516,38656	591,04486	479,05742
7,8	8,9	8,5		62,21525	485,27894	553,71571	528,82961
7	8	9		62,21525	435,50674	497,72199	559,93724
6,8	7,5	9,2		62,21525	423,06369	466,61437	572,38029
7,7	8,5	9,3		62,21525	479,05742	528,82961	578,60181
8,5	9,1	9,2		62,21525	528,82961	566,15876	572,38029
8,6	9,2	9,1		62,21525	535,05114	572,38029	566,15876



Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

8,5	10,3	10,5	62,21525	528,82961	640,81706	653,26011
8,2	14	14,3	62,21525	510,16504	871,01348	889,67806
8,5	15,7	29	62,21525	528,82961	976,77940	1804,24221
9,1	15,8	38,5	62,21525	566,15876	983,00093	2395,28708
9,1	16,8	34	62,21525	566,15876	1045,21618	2115,31846
8,4	18,8	33	62,21525	522,60809	1169,64668	2053,10321
8,3	20,5	32	62,21525	516,38656	1275,41260	1990,88796
8,7	21,6	30	62,21525	541,27266	1343,84937	1866,45746
9,4	22	26	62,21525	584,82334	1368,73547	1617,59647
9,5	21,8	24	62,21525	591,04486	1356,29242	1493,16597
9,6	19,1	20,5	62,21525	597,26639	1188,31125	1275,41260
9,3	15,3	16,5	62,21525	578,60181	951,89331	1026,55160
8,8	12,8	14	62,21525	547,49419	796,35518	871,01348
8,7	10,5	11	62,21525	541,27266	653,26011	684,36774
8,6	9,9	9,8	62,21525	535,05114	615,93096	609,70944
8,2	9,3	9,3	62,21525	510,16504	578,60181	578,60181
7	8,4	9,9	62,21525	435,50674	522,60809	615,93096
6,8	8,1	10	62,21525	423,06369	503,94351	622,15249
8	8,7	9,5	62,21525	497,72199	541,27266	591,04486
8,6	9,5	9,3	62,21525	535,05114	591,04486	578,60181
8,4	9,8	9	62,21525	522,60809	609,70944	559,93724
8,1	9,9	8,9	62,21525	503,94351	615,93096	553,71571
7,9	9,4	9	62,21525	491,50046	584,82334	559,93724
8,1	9,5	8,4	62,21525	503,94351	591,04486	522,60809
8,5	9,9	7,6	62,21525	528,82961	615,93096	472,83589
8,4	9,8	7,6	62,21525	522,60809	609,70944	472,83589
7,8	9	8,4	62,21525	485,27894	559,93724	522,60809
8	8,2	8,9	62,21525	497,72199	510,16504	553,71571
8,7	8,5	9	62,21525	541,27266	528,82961	559,93724
9,4	9	9,1	62,21525	584,82334	559,93724	566,15876
9,5	9,1	9,2	62,21525	591,04486	566,15876	572,38029
9,6	8,9	9,8	62,21525	597,26639	553,71571	609,70944
9,3	9	9,7	62,21525	578,60181	559,93724	603,48791
9	8,9	8,9	62,21525	559,93724	553,71571	553,71571
9,2	9	8,4	62,21525	572,38029	559,93724	522,60809
9,3	9,2	8,5	62,21525	578,60181	572,38029	528,82961
8,6	8,9	9,2	62,21525	535,05114	553,71571	572,38029
7,7	8,5	9,4	62,21525	479,05742	528,82961	584,82334
7,4	8,3	9	62,21525	460,39284	516,38656	559,93724



A gol	A G+B	A sarcina	E gol	E G+B	E sarcina
170,44	646,2	749,5	530,1983496	2010,174686	2331,516446
				E utila 1	338,6064912
				E utila 2	304,0770281
				E utila medie	321,3417596

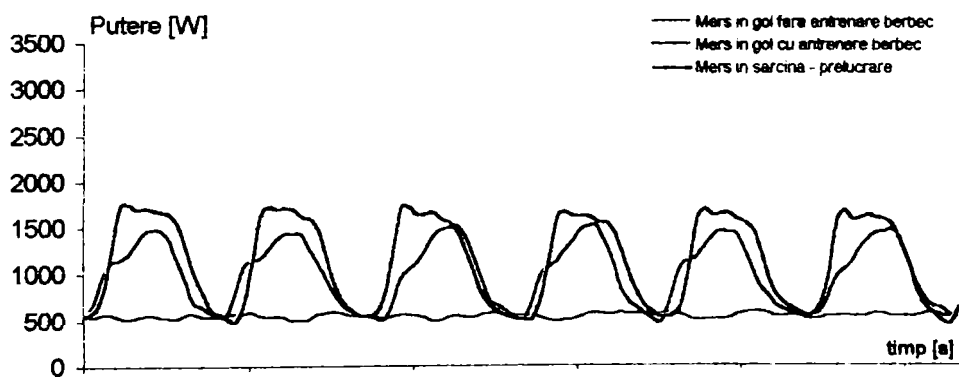
Exemple de valori pentru curbele de putere inregistrate și determinările energiilor specifice

Masuratori la. CD=68 /min, F=63,8[kN], TrCV=1,00							
Grafic - valori citite				Scara aparatură	Valori rezultate		
P <sub>g</sub> [mm]	P <sub>gb</sub> [mm]	P <sub>s</sub> [mm]	P <sub>g-m</sub> [W]		P <sub>g</sub> [W]	P <sub>gb</sub> [W]	P <sub>s</sub> [W]
8,9	8,5	9,1	530	62,2913	554,39257	529,47605	586,85083
8,4	10,8	9,9		62,2913	523,24892	672,74605	616,68388
8,8	15,2	13,5		62,2913	548,16344	946,82777	840,93256
8,9	17,8	21,3		62,2913	554,39257	1108,78515	1326,80470
8,4	18,2	28		62,2913	523,24692	1133,70167	1744,15641
8	19	28,1		62,2913	498,33040	1183,53471	1750,38554
8,2	20,9	27,3		62,2913	510,78866	1301,88818	1700,55250
8,6	22,9	27,5		62,2913	535,70518	1426,47078	1713,01076
8,7	23,5	27,2		62,2913	541,93431	1463,84556	1694,32337
8,3	23,4	26,8		62,2913	517,01779	1457,61643	1669,40685
8,2	21,8	26,3		62,2913	510,78866	1357,95035	1638,26120
8,1	18,3	24,3		62,2913	504,55953	1139,93080	1513,67860
8,7	14,7	20		62,2913	541,93431	915,68212	1245,82601
9	10,9	15,8		62,2913	560,62170	678,97518	984,20255
8,5	10,2	12,7		62,2913	529,47605	635,37127	791,09952
8,3	9,2	9,9		62,2913	517,01779	573,07996	616,68388
8,4	8,8	9,2		62,2913	523,24692	548,16344	573,07996
8,7	8,9	8,3		62,2913	541,93431	554,39257	517,01779
8,8	12	8		62,2913	548,16344	747,49561	498,33040
9	17	11,5		62,2913	560,62170	1058,95211	716,34996
9,2	18,1	18,3		62,2913	573,07996	1127,47254	1139,93080
8,6	18,5	26,5		62,2913	535,70518	1152,38906	1650,71946
8,3	19,9	27,8		62,2913	517,01779	1239,59688	1731,69815
8,5	21,6	27,3		62,2913	529,47605	1345,49209	1700,55250
8,4	22,8	27,6		62,2913	523,24692	1420,24165	1719,23989
7,8	22,7	27,2		62,2913	485,87214	1414,01252	1694,32337
7,7	22,7	26		62,2913	479,64301	1414,01252	1619,57381
7,9	20,4	25,7		62,2913	492,10127	1270,74253	1600,88642
8,8	17,9	23,5		62,2913	548,16344	1115,01428	1463,84556
9,1	15,2	18,5		62,2913	566,85083	946,82777	1152,38906
9,3	12,7	14		62,2913	579,30909	791,09952	872,07821
9,1	10,6	11,3		62,2913	566,85083	660,28779	703,89170
8,6	9,5	9,9		62,2913	535,70518	591,76736	616,68388
8,6	9	9		62,2913	535,70518	560,62170	560,62170
8,7	8,7	8,9		62,2913	541,93431	541,93431	554,39257
8,3	8,2	9,5		62,2913	517,01779	510,78866	591,76736
8,1	7,9	12,7		62,2913	504,55953	492,10127	791,09952
8,4	10	19,5		62,2913	523,24692	622,91301	1214,68036
8,7	14,6	27,8		62,2913	541,93431	909,45299	1731,69815
8,7	16,4	27,7		62,2913	541,93431	1021,57733	1725,46902
8,6	17,6	26,3		62,2913	535,70518	1096,32689	1638,26120
8,4	19,7	26,5		62,2913	523,24692	1227,13862	1650,71946
7,8	22	26,7		62,2913	485,87214	1370,40861	1663,17772
7,7	23,4	25,5		62,2913	479,64301	1457,61643	1588,42816
8,4	23,7	25		62,2913	523,24692	1476,30382	1557,28251
8,6	24,1	23		62,2913	535,70518	1501,22034	1432,69991
8,4	22,4	19,7		62,2913	523,24692	1395,32513	1227,13862
8,2	18,8	15,6		62,2913	510,78866	1171,07645	971,74429
8,7	14,7	12,1		62,2913	541,93431	915,68212	753,72474
9	11,2	10,4		62,2913	560,62170	697,66257	647,82953
9,1	10,3	9,3		62,2913	566,85083	641,60040	579,30909
8,8	9,4	8,8		62,2913	548,16344	585,53822	548,16344
8,6	8,3	8,3		62,2913	535,70518	517,01779	517,01779
8,5	8	8,2		62,2913	529,47605	498,33040	510,78866
8,6	10,3	8,3		62,2913	535,70518	641,60040	517,01779
8,4	15,1	12		62,2913	523,24692	940,59864	747,49561
7,9	16,9	18,3		62,2913	492,10127	1052,72298	1139,93080
7,6	17,7	25,9		62,2913	473,41388	1102,55602	1613,34488
7,7	19,7	26,8		62,2913	479,64301	1227,13862	1669,40685
7,9	21,3	26,1		62,2913	492,10127	1326,80470	1625,80294
8,4	23,3	26,1		62,2913	523,24692	1451,38730	1625,80294
8,9	24	26		62,2913	554,39257	1494,99121	1619,57381
9	24	25		62,2913	560,62170	1494,99121	1557,28251
8,8	21,3	24,9		62,2913	548,16344	1326,80470	1551,05338
8,7	18	23,1		62,2913	541,93431	1121,24341	1438,92904



Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

9,1	13,3	19,5	62,2913	566,85083	828,47430	1214,68036
8,9	11	15,2	62,2913	554,39257	685,20431	946,82777
9	9,8	12	62,2913	560,62170	610,45475	747,49561
8,9	8,7	10,2	62,2913	554,39257	541,93431	635,37127
8,6	7,7	9,1	62,2913	535,70518	479,64301	566,85083
8,8	7,5	8,6	62,2913	548,16344	467,18475	535,70518
9	11,6	8,8	62,2913	560,62170	722,57909	548,16344
8,8	16,5	10,5	62,2913	548,16344	1027,80646	654,05866
8,3	18	16,5	62,2913	517,01779	1121,24341	1027,80646
7,8	18,5	25,5	62,2913	485,87214	1152,38906	1588,42816
7,8	20,2	27,3	62,2913	485,87214	1258,28427	1700,55250
7,9	22	26,2	62,2913	492,10127	1370,40861	1632,03207
7,9	23,1	26,6	62,2913	492,10127	1438,92904	1656,94859
8	22,9	26,5	62,2913	498,33040	1426,47078	1650,71946
8,6	22,6	25,4	62,2913	535,70518	1407,78339	1582,19903
9	20	24,8	62,2913	560,62170	1245,82601	1544,82425
9,1	16,6	23,3	62,2913	566,85083	1034,03559	1451,38730
9,2	13,5	19,4	62,2913	573,07996	840,93256	1208,45123
8,9	11,9	14,5	62,2913	554,39257	741,26648	903,22386
8,3	10,2	12	62,2913	517,01779	635,37127	747,49561
8,4	9,5	10,7	62,2913	523,24692	591,76736	666,51692
8,7	8,7	9,8	62,2913	541,93431	541,93431	610,45475
8,4	8,8	9,1	62,2913	523,24692	548,16344	566,85083
7,9	8,8	9	62,2913	492,10127	548,16344	560,62170
7,9	8,9	10,5	62,2913	492,10127	554,39257	654,05866
8,3	10,9	15,5	62,2913	517,01779	678,97518	965,51516
8,4	14,7	25	62,2913	523,24692	915,68212	1557,28251
8,5	16,2	27	62,2913	529,47605	1009,11907	1681,86511
8,5	17,6	25,5	62,2913	529,47605	1096,32689	1588,42816
8,4	19,9	25,7	62,2913	523,24692	1239,59688	1600,88642
8,5	21,6	26,2	62,2913	529,47605	1345,49209	1632,03207
8,8	22,8	25,7	62,2913	548,16344	1420,24165	1600,88642
8,9	23	25,4	62,2913	554,39257	1432,69991	1582,19903
8,4	23,4	24,1	62,2913	523,24692	1457,61643	1501,22034
8,3	21,7	21	62,2913	517,01779	1351,72122	1308,11731
8,3	18	17,2	62,2913	517,01779	1121,24341	1071,41037
8,5	14,2	12,8	62,2913	529,47605	884,53647	797,32865
8,9	11,6	10,3	62,2913	554,39257	722,57909	641,60040
9,1	10,2	9,2	62,2913	566,85083	635,37127	573,07996
8,6	9,8	7,9	62,2913	535,70518	610,45475	492,10127
8,2	8,7	7,5	62,2913	510,78866	541,93431	467,18475
8,2	8,3	10,2	62,2913	510,78866	517,01779	635,37127



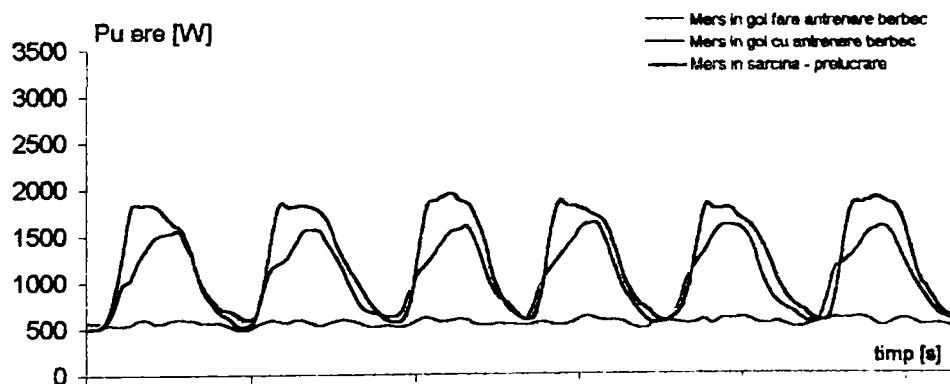
A gol	A G+B	A sarcina	E gol	E G+B	E sarcina
170,15	278,7	327,2042	529,9432392	868,0292728	1019,098654
				E utia 1	162,9177056
				E utia 2	142,9066253
				E utia 3	151,1342679
				E utia 4	145,1387302
				E util med.	150,5243323

## Exemple de valori pentru curbele de putere inregistrate și determinările energiilor specifice

Masuratori la: CD=68 /min, F=63,8[kN]; TrCV=1,068							
Grafic - valori citite				Scara aparat	Valori rezultate		
Pg [mm]	Pgb [mm]	Ps [mm]	Pg-m [W]		Pg [W]	Pgb [W]	Ps [W]
7,9	9	8,2	540	61,55977	486,32218	554,03793	504,79011
8,2	8,8	8,4		61,55977	504,79011	541,72597	517,10207
8,5	8,9	9,7		61,55977	523,25804	547,88195	597,12977
8,5	11,1	14,5		61,55977	523,25804	683,31345	892,61666
8,3	15,4	22		61,55977	510,94609	948,02046	1354,31494
8,6	16,3	29,7		61,55977	529,41402	1003,42425	1828,32517
9,3	19,7	29,8		61,55977	572,50586	1212,72747	1834,48114
9,5	22	30		61,55977	584,81781	1354,31494	1846,79310
8,9	23,8	29,6		61,55977	547,88195	1465,12252	1822,16919
8,8	24,4	28		61,55977	541,72597	1502,05838	1723,67356
9,4	24,7	26,5		61,55977	578,66184	1520,52632	1631,33390
9,5	24,9	25,6		61,55977	584,81781	1532,83827	1575,93011
9,4	22	22,3		61,55977	578,66184	1354,31494	1372,78287
9,2	18	17,3		61,55977	566,34988	1108,07586	1064,98402
8,9	14,2	14,6		61,55977	547,88195	874,14873	898,77264
8,9	12,2	12,8		61,55977	547,88195	751,02919	787,96505
8,8	10,5	11,5		61,55977	541,72597	646,37758	707,93735
8,3	9,7	11,2		61,55977	510,94609	597,12977	689,46942
7,7	8,4	10,3		61,55977	474,01023	517,10207	634,06563
7,6	8,2	9,7		61,55977	467,85425	504,79011	597,12977
8,2	9,2	10,3		61,55977	504,79011	566,34988	634,06563
8,9	14	15,5		61,55977	547,88195	861,83678	954,17643
9,3	18,1	24,8		61,55977	572,50586	1114,23183	1526,68229
9,2	19,2	30		61,55977	566,34988	1181,94758	1846,79310
8,8	20,2	29,4		61,55977	541,72597	1243,50735	1809,85723
9,3	22,5	29,7		61,55977	572,50586	1385,09482	1828,32517
9,4	24,9	29,8		61,55977	578,66184	1532,83827	1834,48114
8,8	25,2	29,4		61,55977	541,72597	1551,30620	1809,85723
8,4	25	28,5		61,55977	517,10207	1538,99425	1754,45344
8,7	22,8	26,5		61,55977	535,57000	1403,56275	1631,33390
9,2	20,4	22,3		61,55977	566,34988	1255,81931	1372,78287
9,5	17,6	19,6		61,55977	584,81781	1083,45195	1206,57149
9,2	14,5	17,3		61,55977	566,34988	892,61666	1064,98402
8,7	11,8	14,8		61,55977	535,57000	726,40528	911,08459
8,2	10,9	12,6		61,55977	504,79011	671,00149	775,65310
8,1	10,5	11		61,55977	498,63414	646,37758	677,15747
8,3	10	9,6		61,55977	510,94609	615,59770	590,97379
8,2	9,8	9,2		61,55977	504,79011	603,28574	566,34988
8,1	10,7	9,7		61,55977	498,63414	658,68954	597,12977
8,5	14,3	13,6		61,55977	523,25804	880,30471	837,21287
9,2	17,5	22,8		61,55977	566,34988	1077,29597	1403,56275
9,7	19,1	30,1		61,55977	597,12977	1175,79160	1852,94907
9,3	21	30,5		61,55977	572,50586	1292,75517	1877,57298
9	23,1	31,4		61,55977	554,03793	1422,03068	1932,97677
9,2	24,8	31,8		61,55977	566,34988	1526,68229	1957,60068
9,5	25,2	30,5		61,55977	584,81781	1551,30620	1877,57298
9,3	25,7	29,9		61,55977	572,50586	1582,08609	1840,63712
8,6	23,2	27,2		61,55977	529,41402	1428,18666	1674,42574
8,3	19	23,1		61,55977	510,94609	1169,63563	1422,03068
8,5	15,2	17,2		61,55977	523,25804	935,70850	1058,82804
8,6	13,1	13,6		61,55977	529,41402	806,43299	837,21287
8,5	12,2	11,5		61,55977	523,25804	751,02919	707,93735
8,5	10,6	10,4		61,55977	523,25804	652,53356	640,22161
8,4	9,3	9,6		61,55977	517,10207	572,50586	590,97379
8,5	11,3	10,2		61,55977	523,25804	695,62540	627,90965
8,9	15,8	15,5		61,55977	547,88195	972,64436	954,17643
8,7	18	25		61,55977	535,57000	1108,07586	1538,99425
8,3	19,8	30,4		61,55977	510,94609	1218,88344	1871,41700
8,3	21,7	29,7		61,55977	510,94609	1335,84701	1828,32517
8,8	23,5	29,5		61,55977	541,72597	1446,65459	1816,01321
9,6	25,5	29,1		61,55977	590,97379	1569,77413	1791,38930
9,9	26,2	28,2		61,55977	609,44172	1612,86597	1735,98551
9,4	26	27,6		61,55977	578,66184	1600,55402	1699,04965
9,1	23	25,5		61,55977	560,19391	1415,87471	1569,77413
9,1	18,9	21,8		61,55977	560,19391	1163,47965	1342,00298

Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

9	15	17	61,55977	554,03793	923,39655	1046,51609
8,2	12,7	14	61,55977	504,79011	781,80908	861,83678
7,7	10,9	12,2	61,55977	474,01023	671,00149	751,02919
7,9	9,2	11,2	61,55977	486,32218	566,34988	689,46942
8,7	8,6	9,9	61,55977	535,57000	529,41402	609,44172
8,9	8,8	9,3	61,55977	547,88195	541,72597	572,50586
9	9,7	10	61,55977	554,03793	597,12977	615,59770
8,7	12,5	11,7	61,55977	535,57000	769,49712	720,24931
8,5	16,8	15,8	61,55977	523,25804	1034,20413	972,64436
8,7	19,2	24	61,55977	535,57000	1181,94758	1477,43448
9,2	21,1	29,8	61,55977	566,34988	1298,91114	1834,48114
8,5	23,8	29	61,55977	523,25804	1465,12252	1785,23333
9,3	25,7	29,2	61,55977	572,50586	1582,08609	1797,54528
9,4	25,8	29,2	61,55977	578,66184	1588,24206	1797,54528
9,5	25,7	27,6	61,55977	584,81781	1582,08609	1699,04965
9,6	24,7	26,7	61,55977	590,97379	1520,52632	1643,64586
9	21,9	25,2	61,55977	554,03793	1348,15896	1551,30620
8,5	17,5	22,7	61,55977	523,25804	1077,29597	1397,40678
8,5	14,1	19,5	61,55977	523,25804	867,99276	1200,41551
8,8	12,3	16	61,55977	541,72597	757,18517	984,95632
8,3	11,2	13,5	61,55977	510,94609	689,46942	831,05689
7,9	10,6	12,1	61,55977	486,32218	652,53356	744,87322
7,8	9,4	11,2	61,55977	480,16620	578,66184	689,46942
8,3	8,8	10	61,55977	510,94609	541,72597	615,59770
8,8	9,2	9,5	61,55977	541,72597	566,34988	584,81781
9,2	13,4	9,7	61,55977	566,34988	824,90092	597,12977
9,5	18,3	15	61,55977	584,81781	1126,54379	923,39655
9,4	19,2	25	61,55977	578,66184	1181,94758	1538,99425
9,5	20,4	30	61,55977	584,81781	1255,81931	1846,79310
9,6	22,3	30	61,55977	590,97379	1372,78287	1846,79310
9,3	24,4	30,6	61,55977	572,50586	1502,05838	1883,72896
8,5	25,2	31,1	61,55977	523,25804	1551,30620	1914,50884
8	25,5	30,3	61,55977	492,47816	1569,77413	1865,26103
8,7	24,2	29,7	61,55977	535,57000	1489,74643	1828,32517
9,2	21,2	27,5	61,55977	566,34988	1305,06712	1692,89367
9,2	18,1	22,5	61,55977	566,34988	1114,23183	1385,09482
8,6	15,3	17,2	61,55977	529,41402	941,86448	1058,82804
8,2	13,3	15,1	61,55977	504,79011	818,74494	929,55253
8,4	11,2	12,7	61,55977	517,10207	689,46942	781,80908
8,3	9,8	10,8	61,55977	510,94609	603,28574	664,84551
8	9,3	9,6	61,55977	492,47816	572,50586	590,97379
7,9	8,9	8,7	61,55977	486,32218	547,88195	535,57000



A gol	A G+B	A sarcina	E gol	E G+B	E sarcina
175,73	300,665	358,625	540,894918	925,4434104	1103,843623

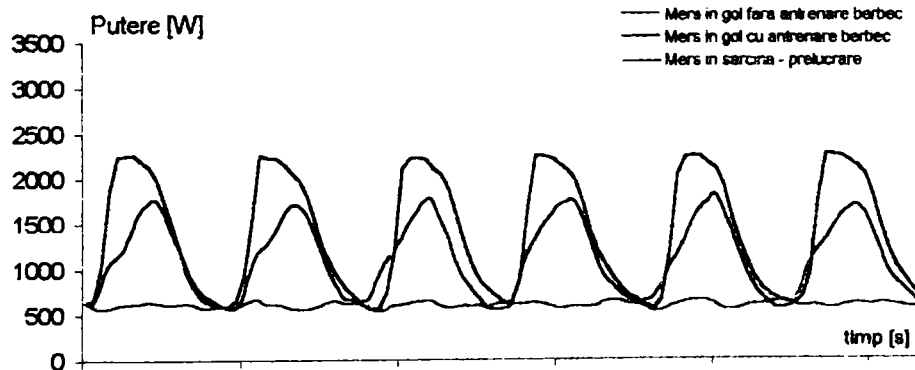
E utia 1	196,6834647
E utia 2	184,1406616
E utia 3	175,9839921
E utia 4	170,135814
E util med.	181,7359831

Exemple de valori pentru curbele de putere inregistrate și determinările energiilor specifice

Masuratori la: CD=68 /min, F=106,5[kN], TrCV=1,16							
Grafic - valori citite				Scara apararat	Valori rezultate		
P <sub>g</sub> [mm]	P <sub>gb</sub> [mm]	P <sub>s</sub> [mm]	P <sub>g-m</sub> [W]		P <sub>g</sub> [W]	P <sub>gb</sub> [W]	P <sub>s</sub> [W]
10,5	10,3	10,3	595	62,02703	651,28378	638,87838	638,87838
9,5	10	11		62,02703	589,25676	620,27027	682,29730
9	12,8	17		62,02703	558,24324	793,94595	1054,45946
9,1	16,5	30		62,02703	564,44595	1023,44595	1860,81081
9,5	17,9	36,1		62,02703	589,25676	1110,28378	2239,17568
9,7	19,5	36,3		62,02703	601,66216	1209,52703	2251,58108
9,8	22,6	36,5		62,02703	607,86486	1401,81081	2263,98649
9,9	26	35,4		62,02703	614,06757	1612,70270	2195,75676
10,2	27,5	34,3		62,02703	632,67568	1705,74324	2127,52703
10,1	28,3	32		62,02703	626,47297	1755,36486	1984,86486
9,8	26,4	28		62,02703	607,86486	1637,51351	1736,75676
9,7	23	23,8		62,02703	601,66216	1426,62162	1476,24324
9,9	19	19		62,02703	614,06757	1178,51351	1178,51351
10	15	15,4		62,02703	620,27027	930,40541	955,21622
9,6	12,5	13		62,02703	595,45946	775,33784	806,35135
9,1	10,6	11,5		62,02703	564,44595	657,48649	713,31081
9,2	10	10,7		62,02703	570,64865	620,27027	663,68919
9,5	9,7	9,8		62,02703	589,25676	601,66216	607,86486
9,5	9,2	9,6		62,02703	589,25676	570,64865	595,45946
9,4	9,1	10,7		62,02703	583,05405	564,44595	663,68919
9,7	10,9	15		62,02703	601,66216	676,09459	930,40541
10,4	15,7	24,5		62,02703	645,08108	973,82432	1519,66216
10,6	18,9	36,3		62,02703	657,48649	1172,31081	2251,58108
9,8	20,2	36		62,02703	607,86486	1252,94595	2232,97297
9,7	22,3	35,9		62,02703	601,66216	1383,20270	2226,77027
9,6	25	34,9		62,02703	595,45946	1550,67568	2164,74324
9,1	27	33,3		62,02703	564,44595	1674,72973	2065,50000
8,9	27,3	32		62,02703	552,04054	1693,33784	1984,86486
8,8	25,9	29		62,02703	545,83784	1606,50000	1798,78378
9,2	22,7	24,5		62,02703	570,64865	1408,01351	1519,66216
9,6	19	19,8		62,02703	595,45946	1178,51351	1228,13514
10,2	15,5	17		62,02703	632,67568	961,41892	1054,45946
10,4	12,9	14,7		62,02703	645,08108	800,14865	911,79730
9,8	10,7	12,8		62,02703	607,86486	663,68919	793,94595
10	10,6	11,5		62,02703	620,27027	657,48649	713,31081
9,9	10,4	10		62,02703	614,06757	645,08108	620,27027
9,3	10,8	9,2		62,02703	576,85135	669,89189	570,64865
8,6	14,2	9,4		62,02703	533,43243	880,78378	583,05405
8,7	17	11,9		62,02703	539,63514	1054,45946	738,12162
9,5	18,8	19,5		62,02703	589,25676	1166,10811	1209,52703
9,6	21,1	34		62,02703	595,45946	1308,77027	2108,91892
9,9	23,8	35,8		62,02703	614,06757	1476,24324	2220,56757
10,2	25,9	36		62,02703	632,67568	1606,50000	2232,97297
10,4	27,9	35,7		62,02703	645,08108	1730,55405	2214,36486
10,3	28,3	34,1		62,02703	638,87838	1755,36486	2115,12162
9,6	25	33		62,02703	595,45946	1550,67568	2046,89189
9,1	22	30,2		62,02703	564,44595	1364,59459	1873,21622
9,2	17,5	25,5		62,02703	570,64865	1085,47297	1581,68919
9,5	14,4	20,3		62,02703	589,25676	893,18919	1259,14865
9,3	12,5	16,5		62,02703	576,85135	775,33784	1023,44595
9,5	10,8	14		62,02703	589,25676	669,89189	868,37838
9,2	9,2	12,6		62,02703	570,64865	570,64865	781,54054
9,7	8,8	11,5		62,02703	601,66216	545,83784	713,31081
9,9	8,9	10,4		62,02703	614,06757	552,04054	645,08108
9,8	9,5	10,5		62,02703	607,86486	589,25676	651,28378
9,7	13,5	14,5		62,02703	601,66216	837,36486	899,39189
9,8	18	27		62,02703	607,86486	1116,48649	1674,72973
10,1	20,8	36,4		62,02703	626,47297	1290,16216	2257,78378
9,9	23,3	36,2		62,02703	614,06757	1445,22973	2245,37838
9,5	25,3	35,8		62,02703	589,25676	1569,28378	2220,56757
8,9	27,1	34,8		62,02703	552,04054	1680,93243	2158,54054
9,1	27,8	33,7		62,02703	564,44595	1724,35135	2090,31081
9,4	28	32		62,02703	583,05405	1736,75676	1984,86486
9,2	25,5	28		62,02703	570,64865	1581,68919	1736,75676
9,2	21,7	22,8		62,02703	570,64865	1345,98649	1414,21622
9,5	17,5	19		62,02703	589,25676	1085,47297	1178,51351

Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

10,2	14,5	16,8	62,02703	632,67568	899,39189	1042,05405
10,4	13,2	14,7	62,02703	645,08108	818,75676	911,79730
10,4	11,8	12,9	62,02703	645,08108	731,91892	800,14865
9,8	10,9	11,5	62,02703	607,86486	676,09459	713,31081
9,7	10,1	10,8	62,02703	601,66216	626,47297	669,89189
9,4	10,4	9,9	62,02703	583,05405	645,08108	614,06757
8,6	10,7	9,2	62,02703	533,43243	663,68919	570,64865
8,4	12,8	11	62,02703	521,02703	793,94595	682,29730
9	15,9	19	62,02703	558,24324	986,22973	1178,51351
9,6	18	33	62,02703	595,45946	1116,48649	2046,89189
10	20,7	36,1	62,02703	620,27027	1283,95946	2239,17568
10,3	24	36,3	62,02703	638,87838	1488,64865	2251,58108
10,4	26,5	36,2	62,02703	645,08108	1643,71622	2245,37838
10,3	27,8	35	62,02703	638,87838	1724,35135	2170,94595
9,9	29,2	34,1	62,02703	614,06757	1811,18919	2115,12162
9	26,8	30,9	62,02703	558,24324	1662,32432	1916,63514
8,7	23,4	25,5	62,02703	539,63514	1451,43243	1581,68919
8,8	19	21	62,02703	545,83784	1178,51351	1302,56757
9,3	15,5	17,5	62,02703	576,85135	961,41892	1085,47297
9,6	12,9	14,4	62,02703	595,45946	800,14865	893,18919
9,7	11,1	12,8	62,02703	601,66216	688,50000	793,94595
9,8	9,8	11,5	62,02703	607,86486	607,86486	713,31081
10,2	9	10,8	62,02703	632,67568	558,24324	669,89189
10,3	9,1	10,4	62,02703	638,87838	564,44595	645,08108
9,8	9,7	10,1	62,02703	607,86486	601,66216	626,47297
9,2	12,5	11,2	62,02703	570,64865	775,33784	694,70270
9,4	16,9	15,6	62,02703	583,05405	1048,25676	967,62162
9,5	19,1	29	62,02703	589,25676	1184,71622	1798,78378
9,1	20,8	36,7	62,02703	564,44595	1290,16216	2276,39189
9	23,2	36,5	62,02703	558,24324	1439,02703	2263,98649
9,2	25,4	36,2	62,02703	570,64865	1575,48649	2245,37838
9,6	26,5	35,3	62,02703	595,45946	1643,71622	2189,55405
9,8	27,3	34,5	62,02703	607,86486	1693,33784	2139,93243
9,7	26,1	33	62,02703	601,66216	1618,90541	2046,89189
9,6	23,3	29	62,02703	595,45946	1445,22973	1798,78378
9,8	19,8	24	62,02703	607,86486	1228,13514	1488,64865
9,8	16	19,8	62,02703	607,86486	992,43243	1228,13514
9,6	14	16,8	62,02703	595,45946	868,37838	1042,05405
9,4	12,8	14,9	62,02703	583,05405	793,94595	924,20270
9,1	11,3	12,9	62,02703	564,44595	700,90541	800,14865
9,1	10	11,3	62,02703	564,44595	620,27027	700,90541
9,2	9,3	10,2	62,02703	570,64865	576,85135	632,67568



A gol	A G+B	A sarcina	E gol	E G+B	E sarcina
192,04	320,39	405,82	595,5835135	993,6419595	1258,590405
				E utila 1	290,5966216
				E utila 2	278,6564189
				E utila 3	256,1716216
				E utila 4	247,797973
				E utila 5	251,5195946
				E util med.	264,9484459

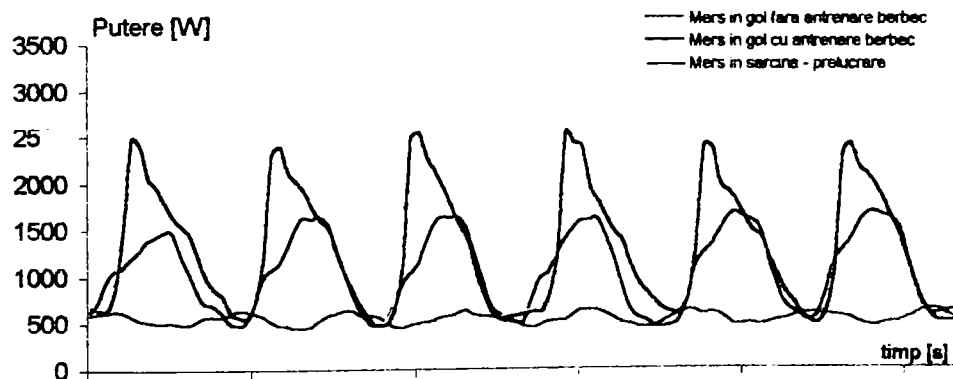


## Exemple de valori pentru curbele de putere inregistrate și determinările energiilor specifice

Masuratori la. CD=68 /min, F=149,2[kN]; TrCV=1,00							
Grafic - valori citite				Scara aparāt	Valori rezultate		
P <sub>g</sub> [mm]	P <sub>gb</sub> [mm]	P <sub>s</sub> [mm]	P <sub>g-m</sub> [W]		P <sub>g</sub> [W]	P <sub>gb</sub> [W]	P <sub>s</sub> [W]
9,3	10	11	530	62,00525	576,64881	620,05248	682,05773
9,6	11,3	10,5		62,00525	595,25038	700,65930	651,05511
9,7	15	10,6		62,00525	601,45091	930,07872	657,25563
9,9	16,8	14		62,00525	613,85196	1041,68817	868,07347
9,8	17,5	25		62,00525	607,65143	1085,09184	1550,13120
9,2	19	40		62,00525	570,44828	1178,09972	2480,20993
8,5	20,3	38,7		62,00525	527,04461	1258,70654	2399,60311
8,2	22	33,5		62,00525	508,44304	1364,11546	2077,17581
8	22,7	31,5		62,00525	496,04199	1407,51913	1953,16532
7,9	23,5	29		62,00525	489,84146	1457,12333	1798,15220
8	23,6	26,5		62,00525	496,04199	1463,32386	1643,13908
7,8	20	25		62,00525	483,64094	1240,10496	1550,13120
7,6	17	23,5		62,00525	471,23989	1054,08922	1457,12333
8,2	13,5	19,5		62,00525	508,44304	837,07085	1209,10234
8,8	11,3	16		62,00525	545,64618	700,65930	992,08397
9	10,9	13,9		62,00525	558,04723	675,85721	861,87295
8,9	9,8	12,9		62,00525	551,84671	607,65143	799,86770
9,3	8	10		62,00525	576,64881	496,04199	620,05248
9,9	7,5	9,2		62,00525	613,85196	465,03936	570,44828
10	8	9		62,00525	620,05248	496,04199	558,04723
9,6	11,1	11,7		62,00525	595,25038	688,25825	725,46140
9,1	15,2	20		62,00525	564,24776	942,47977	1240,10496
8,2	16,9	37		62,00525	508,44304	1047,88869	2294,19418
7,5	17,9	38,5		62,00525	465,03936	1109,89394	2387,20206
7,4	20,4	34,2		62,00525	458,83884	1264,90706	2120,57949
7	24	32,5		62,00525	434,03674	1488,12596	2015,17057
7	26	30,8		62,00525	434,03674	1612,13645	1909,76164
7,3	25,7	27,7		62,00525	452,63831	1593,53488	1717,54538
8,3	26,1	25,8		62,00525	514,64356	1618,33698	1599,73540
9,1	25	24,2		62,00525	564,24776	1550,13120	1500,52701
9,5	21	20		62,00525	589,04986	1302,11021	1240,10496
9,9	16,5	16,2		62,00525	613,85196	1023,08660	1004,48502
10	13,8	12,3		62,00525	620,05248	855,67243	762,66455
9,2	11	10		62,00525	570,44828	682,05773	620,05248
9,1	8,9	8		62,00525	564,24776	551,84671	496,04199
9	7,5	7,9		62,00525	558,04723	465,03936	489,84146
8,1	7,9	8		62,00525	502,24251	489,84146	496,04199
7,2	10,8	10,5		62,00525	446,43779	669,65668	651,05511
7	14,3	19		62,00525	434,03674	886,67505	1178,09972
7,4	16,2	40		62,00525	458,83884	1004,48502	2480,20993
7,8	18	41		62,00525	483,64094	1116,09447	2542,21518
8	21,5	36,7		62,00525	496,04199	1333,11284	2275,59261
8,3	25	34,2		62,00525	514,64356	1550,13120	2120,57949
8,8	26,1	31,5		62,00525	545,64618	1618,33698	1953,16532
9	26	28		62,00525	558,04723	1612,13645	1736,14695
9,6	25,9	25		62,00525	595,25038	1605,93593	1550,13120
9,9	24	22,2		62,00525	613,85196	1488,12596	1376,51651
9,2	19,6	17		62,00525	570,44828	1215,30286	1054,08922
9	15	12,7		62,00525	558,04723	930,07872	787,46665
8,9	10,8	9,8		62,00525	551,84671	669,65668	607,65143
8,5	9,4	8,8		62,00525	527,04461	582,84933	545,64618
8	8,7	9,1		62,00525	496,04199	539,44566	564,24776
7,9	8	9,3		62,00525	489,84146	496,04199	576,64881
7,3	8,1	9,6		62,00525	452,63831	502,24251	595,25038
7	12	9,9		62,00525	434,03674	744,06298	613,85196
7,4	15,5	10,1		62,00525	458,83884	961,08135	626,25301
8	16,3	13,2		62,00525	496,04199	1010,68555	818,46928
8,1	19,4	21		62,00525	502,24251	1202,90182	1302,11021
8,3	22	41		62,00525	514,64356	1364,11546	2542,21518
9,1	24	39		62,00525	564,24776	1488,12596	2418,20468
9,9	25,3	38,6		62,00525	613,85196	1568,73278	2393,40258
10	25,5	31,4		62,00525	620,05248	1581,13383	1946,96479
9,9	25,8	29		62,00525	613,85196	1599,73540	1798,15220
9,3	23	26,1		62,00525	576,64881	1428,12071	1618,33698
8,7	19,5	23,7		62,00525	539,44566	1209,10234	1469,52438

Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

7,9	14,5	22	62,00525	489,84146	899,07610	1364,11546
7,6	10,5	18	62,00525	471,23989	651,05511	1116,09447
7,1	8,7	14,9	62,00525	440,23726	539,44566	923,87820
7	8,3	13,3	62,00525	434,03674	514,64356	824,66980
7,1	7,3	11,7	62,00525	440,23726	452,63831	725,46140
7,7	7	10,4	62,00525	477,44041	434,03674	644,85458
8,6	7,2	10	62,00525	533,24513	446,43779	620,05248
9,2	8	9,9	62,00525	570,44828	496,04199	613,85196
9,8	12	12,5	62,00525	607,65143	744,06298	775,06560
9,8	17,2	22	62,00525	607,65143	1066,49027	1364,11546
9,2	19,7	38,7	62,00525	570,44828	1221,50339	2399,60311
9,5	21,2	38,2	62,00525	589,04986	1314,51126	2368,60048
9,2	23,5	32	62,00525	570,44828	1457,12333	1984,16794
8,3	25,9	30,7	62,00525	514,64356	1605,93593	1903,56112
7,4	26,8	28,9	62,00525	458,83884	1661,74065	1791,95167
7,5	26	26	62,00525	465,03936	1612,13645	1612,13645
7,6	25,5	23,8	62,00525	471,23989	1581,13383	1475,72491
7,4	24	22,8	62,00525	458,83884	1488,12596	1413,71966
7,6	19	19,1	62,00525	471,23989	1178,09972	1184,30024
8,1	14,5	16,1	62,00525	502,24251	899,07610	998,28450
8,2	11,2	13,3	62,00525	508,44304	694,45878	824,66980
8,7	9,8	11,6	62,00525	539,44566	607,65143	719,28088
9,3	9	9,5	62,00525	576,64881	558,04723	589,04986
9,4	8,2	8,3	62,00525	582,84933	508,44304	514,64356
9,3	9	8	62,00525	576,64881	558,04723	496,04199
9,2	12,9	10,5	62,00525	570,44828	799,86770	651,05511
9	18	17,5	62,00525	558,04723	1116,09447	1085,09184
8,8	20,2	37,3	62,00525	545,64618	1252,50601	2312,79576
8,6	21,8	39	62,00525	533,24513	1351,71441	2418,20468
7,9	24,5	35	62,00525	489,84146	1519,12858	2170,18369
7,4	26,3	33,8	62,00525	458,83884	1630,73803	2095,77739
7,1	26,9	31,9	62,00525	440,23726	1667,94118	1977,96742
7,5	26,3	29	62,00525	465,03936	1630,73803	1798,15220
7,8	25,8	25,9	62,00525	483,64094	1599,73540	1605,93593
7,9	23,2	24	62,00525	489,84146	1438,52176	1488,12596
8,5	18,8	19	62,00525	527,04461	1165,69867	1178,09972
9,1	14	14,2	62,00525	564,24776	868,07347	880,47452
9,8	10,8	11	62,00525	607,65143	669,65668	682,05773
10	9,2	8,9	62,00525	620,05248	570,44828	551,84671
9,9	9,3	8,3	62,00525	613,85196	576,64881	514,64356
9,1	9,7	8,2	62,00525	564,24776	601,45091	508,44304
8,1	9,9	8,3	62,00525	502,24251	613,85196	514,64356



A gol	A G+B	A sarcina	E gol	E G+B	E sarcina
170,57	297,4208	373,975	528,8117592	922,0826295	1159,420635
				E utia 1	255,5649646
				E utia 2	235,6845319
				E utia 3	223,1155514
				E util med.	238,1216827

Universitatea Tehnică

10/10/14

10/10/14

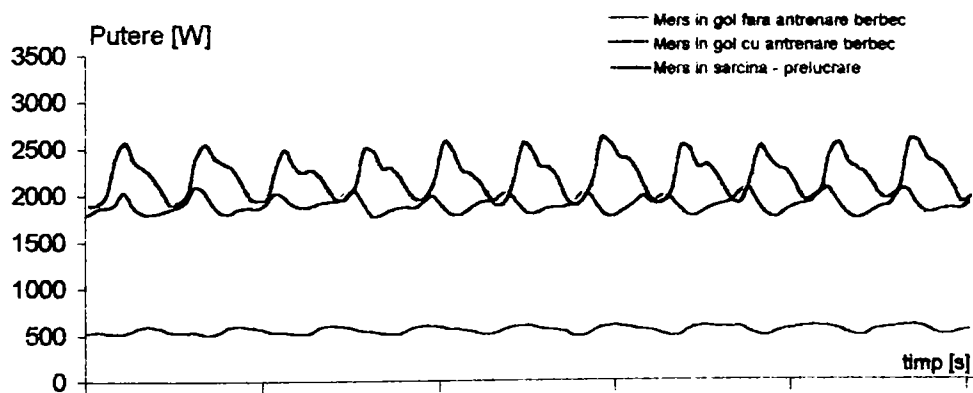


Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

Masuratori la: CD=140(~133rot) /min; F=63,8[kN]; TrCV=1,00							
Grafic - valori citite				Scara aparata	Valori rezultate		
P <sub>g</sub> [mm]	P <sub>gb</sub> [mm]	P <sub>s</sub> [mm]	P <sub>g-m</sub> [W]		P <sub>g</sub> [W]	P <sub>gb</sub> [W]	P <sub>s</sub> [W]
8,2	28,6	30,6	525	61,9017	507,59398	1769,16247	1892,96650
8,4	29,6	31,0		61,9017	519,97432	1835,13124	1917,00417
8,2	29,8	32,8		61,9017	507,59398	1847,12557	2031,18310
8	30,3	39,0		61,9017	495,21364	1877,11137	2415,78582
8	32,5	41,5		61,9017	495,21364	2009,04891	2566,02126
8,5	30,2	38,2		61,9017	526,16449	1871,11421	2367,71048
9,1	28,9	37,1		61,9017	563,30551	1787,15396	2295,59747
9,2	28,7	35,7		61,9017	569,49568	1775,15963	2211,46563
9	28,9	33,3		61,9017	557,11534	1787,15396	2061,23019
8,4	29,4	30,9		61,9017	519,97432	1817,13976	1910,99475
8,1	29,8	31,2		61,9017	501,40381	1847,12557	1929,02301
8,2	30,8	32,6		61,9017	507,59398	1907,09717	2019,16427
8,3	33,3	38,8		61,9017	513,78415	2063,02336	2403,76699
7,9	32,7	41,1		61,9017	489,02346	2027,04039	2541,98359
7,8	30,4	38,8		61,9017	482,83329	1883,10853	2403,76699
8,3	28,9	37,9		61,9017	513,78415	1787,15396	2343,67281
9,1	28,8	37,0		61,9017	563,30551	1781,15680	2289,58805
9,3	29,5	34,8		61,9017	575,68585	1829,13408	2151,37145
9,1	29,7	31,9		61,9017	563,30551	1841,12840	1977,09835
8,9	29,5	31,4		61,9017	550,92517	1829,13408	1941,04184
8,5	30,3	31,8		61,9017	526,16449	1877,11137	1971,08893
8,2	32,2	37,1		61,9017	507,59398	1991,05743	2295,59747
8,1	31,7	40,1		61,9017	501,40381	1961,07162	2481,88941
8	30,4	37,4		61,9017	495,21364	1883,10853	2313,62572
7,9	29,7	36,1		61,9017	489,02346	1841,12840	2235,50330
8	29,9	36,7		61,9017	495,21364	1853,12273	2271,55980
8,9	30,5	35,4		61,9017	550,92517	1889,10569	2193,43737
9,3	30,7	33,2		61,9017	575,68585	1901,10001	2055,22077
9,3	30,8	31,4		61,9017	575,68585	1907,09717	1941,04184
9,1	32,1	31,9		61,9017	563,30551	1985,06027	1977,09835
8,8	32,7	34,1		61,9017	544,73500	2027,04039	2109,30553
8,4	30,7	40,1		61,9017	519,97432	1901,10001	2481,88941
8,3	28,3	39,9		61,9017	513,78415	1751,17099	2489,87058
8	28,4	36,9		61,9017	495,21364	1757,16815	2283,57864
7,9	29,2	37,0		61,9017	489,02346	1805,14544	2289,58805
7,8	29,6	35,4		61,9017	482,83329	1835,13124	2193,43737
8,4	29,7	33,0		61,9017	519,97432	1841,12840	2043,20194
9	29,6	31,5		61,9017	557,11534	1835,13124	1947,05126
9,3	30,8	32,0		61,9017	575,68585	1907,09717	1983,10776
9,1	31,7	34,9		61,9017	563,30551	1961,07162	2163,39029
9	30,0	41,4		61,9017	557,11534	1859,11989	2560,01184
8,6	28,7	40,3		61,9017	532,35466	1775,15963	2493,90825
8,6	28,4	36,7		61,9017	532,35466	1757,16815	2271,55980
8,4	29,3	36,0		61,9017	519,97432	1811,14260	2229,49388
8	30,4	34,7		61,9017	495,21364	1883,10853	2145,36203
7,8	30,8	32,4		61,9017	482,83329	1907,09717	2007,14543
7,9	30,9	30,6		61,9017	489,02346	1913,09434	1892,96650
8,5	32,3	31,1		61,9017	526,16449	1997,05459	1923,01359
9	31,8	34,7		61,9017	557,11534	1967,06878	2145,36203
9,1	29,7	41,1		61,9017	563,30551	1841,12840	2541,98359
9,2	28,7	40,3		61,9017	569,49568	1775,15963	2493,90825
8,9	28,9	37,3		61,9017	550,92517	1787,15396	2307,61631
8,6	29,6	37,1		61,9017	532,35466	1835,13124	2295,59747
8,5	29,7	35,2		61,9017	526,16449	1841,12840	2181,41854
8,3	29,8	31,6		61,9017	513,78415	1847,12557	1959,07009
7,5	30,5	30,6		61,9017	464,26278	1889,10569	1892,96650
7,4	32,2	31,7		61,9017	458,07261	1991,05743	1965,07951
8	31,8	34,9		61,9017	495,21364	1967,06878	2163,39029
8,9	29,5	42,1		61,9017	550,92517	1829,13408	2608,08718
9,1	28,2	41,4		61,9017	563,30551	1745,17383	2560,01184
9,2	28,5	38,8		61,9017	569,49568	1763,16531	2403,76699
9	29,5	38,5		61,9017	557,11534	1823,13692	2385,73873
8,8	30,6	36,5		61,9017	544,73500	1895,10285	2259,54097

Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

8,5	31,7	33,3	61,9017	526,16449	1961,07162	2061,23019
8,4	30,5	31,1	61,9017	519,97432	1889,10569	1923,01359
7,9	31,8	31,1	61,9017	489,02346	1967,06878	1923,01359
7,4	31,4	33,3	61,9017	458,07261	1943,08014	2061,23019
7,5	29,8	40,8	61,9017	464,26278	1847,12557	2523,95534
8,4	28,5	40,5	61,9017	519,97432	1763,16531	2505,92708
9	28,4	37,1	61,9017	557,11534	1757,16815	2295,59747
9,2	29,3	37,7	61,9017	569,49568	1811,14260	2331,65398
9	30,0	35,9	61,9017	557,11534	1859,11989	2223,48446
8,9	30,4	33,5	61,9017	550,92517	1883,10853	2073,24903
8,9	31,0	31,2	61,9017	550,92517	1919,09150	1929,02301
9	32,6	31,4	61,9017	557,11534	2021,04323	1941,04184
8,2	33,0	35,4	61,9017	507,59398	2045,03188	2193,43737
7,6	30,5	40,8	61,9017	470,45295	1889,10569	2523,95534
7,4	28,6	38,8	61,9017	458,07261	1769,16247	2403,76699
8	28,0	37,0	61,9017	495,21364	1733,17951	2289,58805
8,5	29,0	36,6	61,9017	526,16449	1793,15112	2265,55038
8,6	29,8	34,5	61,9017	532,35466	1847,12557	2133,34320
9	30,3	31,6	61,9017	557,11534	1877,11137	1953,06068
9,1	30,7	31,8	61,9017	563,30551	1901,10001	1971,08893
9,1	32,2	33,6	61,9017	563,30551	1991,05743	2079,25844
9	33,1	39,8	61,9017	557,11534	2051,02904	2463,86116
8,7	30,9	41,4	61,9017	538,54483	1913,09434	2560,01184
8	28,9	38,2	61,9017	495,21364	1787,15396	2361,70106
7,5	27,9	37,1	61,9017	464,26278	1727,18235	2295,59747
7,4	28,2	36,0	61,9017	458,07261	1745,17383	2229,49388
8,3	29,1	34,0	61,9017	513,78415	1799,14828	2103,29611
8,6	29,9	31,8	61,9017	532,35466	1853,12273	1971,08893
8,8	30,2	32,0	61,9017	544,73500	1871,11421	1983,10776
9	32,5	34,0	61,9017	557,11534	2009,04891	2103,29611
9,1	32,8	41,7	61,9017	563,30551	2033,03755	2584,04951
9,2	30,5	41,8	61,9017	569,49568	1889,10569	2590,05893
8,9	29,1	38,7	61,9017	550,92517	1799,14828	2397,75757
8	29,1	38,0	61,9017	495,21364	1799,14828	2349,68223
7,7	29,5	36,4	61,9017	476,64312	1823,13692	2253,53155
7,6	29,6	33,8	61,9017	470,45295	1835,13124	2091,27728
8,2	29,5	31,1	61,9017	507,59398	1829,13408	1923,01359
8,4	30,5	31,9	61,9017	519,97432	1889,10569	1977,09835



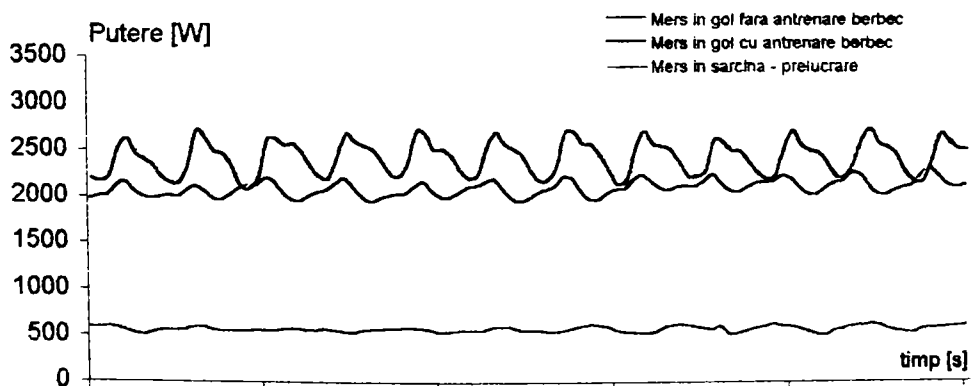
A gol	A G+B	A sarcina	E gol	E G+B	E sarcina
169,66	273,401	321,3154	525,1121585	846,1994068	994,4984962
				E utia 1	156,4691394
				E utia 2	133,5060986
				E utia 3	143,6960632
				E utia 4	151,0551483
				E utia 5	156,7689975
				E utii med.	148,2990894

Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

Masuratori la: CD=140(~140rot) /min; F=63,8[kN]; TrCV=1,068							
Grafic - valori citite				Scara aparata	Valori rezultate		
Pg [mm]	Pgb [mm]	Ps [mm]	Pg-m [W]		Pg [W]	Pgb [W]	Ps [W]
9,1	31,5	35,4	545	62,16262	565,67984	1960,11534	2201,91325
9,2	32,0	34,9		62,16262	571,89610	1988,77200	2170,90039
9,3	32,2	35,7		62,16262	578,11237	2000,23466	2220,52097
9,2	33,7	40,2		62,16262	571,89610	2097,66729	2499,63674
8,7	34,4	42,3		62,16262	540,81479	2137,78661	2629,89076
8,2	33,0	39,7		62,16262	509,73348	2051,81664	2468,62387
7,9	32,0	38,7		62,16262	491,08470	1988,77200	2406,59815
8,3	31,6	37,6		62,16262	515,94975	1965,84667	2338,36985
8,7	31,9	35,7		62,16262	540,81479	1983,04066	2220,52097
8,7	32,1	34,7		62,16262	540,81479	1994,50333	2158,49525
8,8	31,9	34,6		62,16262	547,03106	1983,04066	2152,29267
8,9	32,8	37,5		62,16262	553,24732	2040,35398	2332,16728
9,3	33,7	43,5		62,16262	578,11237	2097,66729	2704,32163
9,3	32,8	42,1		62,16262	578,11237	2040,35398	2617,48561
8,8	31,6	39,9		62,16262	547,03106	1965,84667	2481,02902
8,6	31,3	39,6		62,16262	534,59853	1942,92134	2462,42130
8,5	32,2	37,4		62,16262	528,38227	2000,23466	2325,96471
8,5	33,2	34,1		62,16262	528,38227	2063,27930	2121,27981
8,6	33,7	33,4		62,16262	534,59853	2091,93596	2077,86180
8,7	33,8	35,3		62,16262	540,81479	2103,39862	2195,71068
8,7	34,9	41,9		62,16262	540,81479	2172,17460	2605,08047
8,7	34,4	42,1		62,16262	540,81479	2137,78661	2617,48561
8,9	32,5	40,9		62,16262	553,24732	2017,42865	2543,05474
9	31,3	41,1		62,16262	559,46358	1942,92134	2555,45989
8,9	31,1	39,7		62,16262	553,24732	1931,45868	2468,62387
8,7	31,9	37,1		62,16262	540,81479	1983,04066	2307,35699
8,8	32,5	35,5		62,16262	547,03106	2017,42865	2208,11583
8,9	32,8	35,1		62,16262	553,24732	2040,35398	2183,30554
8,7	33,9	38,9		62,16262	540,81479	2109,12996	2419,00329
8,4	34,9	42,7		62,16262	522,16601	2166,44327	2654,70105
8,3	33,4	41,5		62,16262	515,94975	2074,74197	2580,27018
8,7	31,6	40,7		62,16262	540,81479	1965,84667	2530,64960
8,8	30,8	40,0		62,16262	547,03106	1914,26469	2487,23159
8,8	31,3	38,2		62,16262	547,03106	1942,92134	2375,58529
8,9	31,8	35,9		62,16262	553,24732	1977,30933	2232,92612
8,9	32,0	35,4		62,16262	553,24732	1988,77200	2201,91325
9	32,2	37,5		62,16262	559,46358	2000,23466	2332,16728
9	33,4	43,1		62,16262	559,46358	2074,74197	2679,51134
8,9	34,1	42,6		62,16262	553,24732	2120,59262	2648,49848
8,7	32,5	39,9		62,16262	540,81479	2017,42865	2481,02902
8,3	31,3	39,9		62,16262	515,94975	1948,65268	2481,02902
8,4	31,4	38,7		62,16262	522,16601	1954,38401	2406,59815
8,6	32,2	36,4		62,16262	534,59853	2000,23466	2263,93898
8,5	33,1	34,9		62,16262	528,38227	2057,54797	2170,90039
8,6	33,3	35,5		62,16262	534,59853	2069,01064	2208,11583
8,7	33,9	39,9		62,16262	540,81479	2109,12996	2481,02902
9,1	34,5	42,7		62,16262	565,67984	2143,51794	2654,70105
9,2	32,8	40,9		62,16262	571,89610	2040,35398	2543,05474
9,1	31,3	40,0		62,16262	565,67984	1942,92134	2487,23159
8,7	30,7	39,0		62,16262	540,81479	1908,53336	2425,20587
8,5	31,2	36,4		62,16262	528,38227	1937,19001	2263,93898
8,5	32,0	34,6		62,16262	528,38227	1988,77200	2152,29267
8,4	32,6	34,7		62,16262	522,16601	2028,89132	2158,49525
8,3	33,2	36,9		62,16262	515,94975	2063,27930	2294,95184
8,6	34,9	42,7		62,16262	534,59853	2166,44327	2654,70105
8,9	34,4	42,8		62,16262	553,24732	2137,78661	2660,90362
9,3	32,3	40,8		62,16262	578,11237	2005,96599	2536,85217
9,5	30,9	40,6		62,16262	590,54489	1919,99602	2524,44703
9,4	30,9	38,7		62,16262	584,32863	1919,99602	2406,59815
9,1	32,0	36,1		62,16262	565,67984	1988,77200	2245,33126
8,5	32,6	33,8		62,16262	528,38227	2028,89132	2102,67209
8,3	32,7	34,7		62,16262	515,94975	2034,62265	2158,49525
8,2	34,3	39,9		62,16262	509,73348	2132,05528	2481,02902

Exemple de valori pentru curbele de putere înregistrate și determinările energiilor specifice

8,1	35,0	42,9	62,16262	503,51722	2177,90593	2667,10620
8,1	33,9	40,8	62,16262	503,51722	2109,12996	2536,85217
8,7	32,8	40,3	62,16262	540,81479	2040,35398	2505,83931
9,3	32,5	39,8	62,16262	578,11237	2023,15998	2474,82645
9,5	33,1	37,7	62,16262	590,54489	2057,54797	2344,57242
9,4	33,2	35,3	62,16262	584,32863	2063,27930	2195,71068
9,2	33,1	35,1	62,16262	571,89610	2057,54797	2183,30554
8,9	33,9	36,1	62,16262	553,24732	2109,12996	2245,33126
8,7	35,1	41,4	62,16262	540,81479	2183,63726	2574,06761
9,1	33,7	41,2	62,16262	565,67984	2091,93596	2561,66246
7,8	32,4	39,6	62,16262	484,86844	2011,69732	2462,42130
8,1	32,1	39,4	62,16262	503,51722	1994,50333	2450,01616
8,4	33,0	37,7	62,16262	522,16601	2051,81664	2344,57242
8,9	33,7	35,8	62,16262	553,24732	2097,66729	2226,72354
9,2	33,8	34,8	62,16262	571,89610	2103,39862	2164,69782
9,5	33,9	35,2	62,16262	590,54489	2109,12996	2189,50811
9,2	34,9	39,9	62,16262	571,89610	2172,17460	2481,02902
9,1	34,5	43,0	62,16262	565,67984	2143,51794	2673,30877
8,8	33,0	40,7	62,16262	547,03106	2051,81664	2530,64960
8,3	31,7	39,6	62,16262	515,94975	1971,57800	2462,42130
7,8	31,7	39,2	62,16262	484,86844	1971,57800	2437,61101
7,7	32,9	37,5	62,16262	478,65217	2046,08531	2332,16728
8,6	33,7	35,1	62,16262	534,59853	2097,66729	2183,30554
8,8	34,1	35,2	62,16262	547,03106	2120,59262	2189,50811
9,1	35,4	37,3	62,16262	565,67984	2200,83126	2319,76213
9,3	35,0	41,6	62,16262	578,11237	2177,90593	2586,47275
9,5	33,1	43,2	62,16262	590,54489	2057,54797	2685,71391
9,4	31,7	40,8	62,16262	584,32863	1971,57800	2536,85217
8,8	31,7	40,2	62,16262	547,03106	1971,57800	2499,63674
8,4	32,5	38,7	62,16262	522,16601	2023,15998	2406,59815
8,2	33,0	35,8	62,16262	509,73348	2051,81664	2226,72354
8,1	33,5	34,3	62,16262	503,51722	2080,47330	2133,68496
8,7	35,2	34,3	62,16262	540,81479	2189,36859	2133,68496
8,8	36,2	37,9	62,16262	547,03106	2252,41324	2356,97757
8,9	34,9	42,4	62,16262	553,24732	2166,44327	2636,09333
9	33,3	41,2	62,16262	559,46358	2069,01064	2561,66246
9,1	33,0	39,9	62,16262	565,67984	2051,81664	2481,02902
9,3	33,4	39,7	62,16262	578,11237	2074,74197	2468,62387



A gol	A G+B	A sarcina	E gol	E G+B	E sarcina
175,26	273,828	328,5	544,731039	851,0931607	1021,020973
				E utia 1	173,0240055
				E utia 2	185,5582658
				E utia 3	178,5034765
				E utia 4	159,8303231
				E utia 5	152,7229922
				E util med.	169,9278126