

**LUCIAN CONSTANTIN HANGANU**

# **MAȘINI PENTRU FILATURĂ**



**Aplicații practice**

**Editura TEHNOPRESS**

**Iași 2002**

**LUCIAN CONSTANTIN HANGANU**

**MAȘINI PENTRU FILATURĂ**

• • •

**Aplicații practice**

**Editura TEHNOPRESS  
IAȘI 2002**

---

---

**Editura TEHNOPRESS**  
**Str. Zimbrului, nr. 17,**  
**6600, Iași, România**  
**Tel/Fax: 0232-260092**

**Director editură:**  
**Ing. Ionel Săcăleanu**

**Referenți științifici:**

**Prof. dr. ing. Liviu Hostiuc**  
**Prof. dr. ing. Dumitru Olaru**  
**UNIVERSITATEA TEHNICĂ „GH. ASACHI” IAȘI**

**Tehnoredactare computerizată și copertă:**  
**Lucian Constantin Hanganu**

**ISBN 973-8048-86-9**

---

---

## PREFAȚĂ

Aplicațiile prezentate în această lucrare urmăresc să pună la dispoziția viitorilor ingineri metode și mijloace de investigare experimentale a unor fenomene legate de calitatea utilajelor, fenomene care intervin în operațiile și procesele tehnologice realizate de organe și mecanisme specifice mașinilor pentru filatură. Rezultatele experimentale sunt prelucrate în vederea determinării legilor de variație a unor parametrii caracteristici, a unor indici privind funcționarea și exploatarea optimă a utilajelor.

Acest mod de abordare a problematicii complexe privind multitudinea aspectelor specifice funcționale ale mașinilor pentru filatură, contribuie în primul rând la completarea și aprofundarea pregătirii ingineresti de specialitate. Astfel, apar noi posibilități de modernizare însoțite de soluții tehnice concrete capabile să ofere performanțe net superioare cu privire la vitezele de lucru, producție, productivitate, consum de energie, calitate.

Fiecare aplicație este structurată în așa fel încât să poată fi prezentate obiectivele urmărite, fundamentele fizice, schemele instalațiilor experimentale, modul de lucru și rezultatele experimentale.

Determinările experimentale se realizează pe standuri de testare echipate cu senzori și traductoare specifice, dispozitive electrice și electronice adecvate și instrumente de măsură și control.

În cadrul fiecărei aplicații se urmărește înlăturarea factorilor perturbatori, astfel încât rezultatele experimentale obținute să aibă o precizie ridicată.

Forma de prezentare a lucrării permite înscrierea datelor experimentale direct pe tabelele prevăzute în text, trasarea graficelor necesare și formularea interpretărilor și concluziilor pe spațiile rezervate în acest scop.

De asemenea, lucrarea constituie un important suport științific pentru specialiștii care doresc continuarea studiilor prin cursuri postuniversitare sau abordarea unor probleme de cercetare fundamentală în cadrul stagiilor de pregătire la doctorat.

*Autorul*

---

---

## CUPRINS

<b>Determinarea coeficienților de frecare specifici tribosistemelor textile</b>	<b>7</b>
<b>Influența excentricității inelelor de la mașinile de filat asupra forței de întindere din fir</b>	<b>13</b>
<b>Determinarea forței de apăsare aplicată pe cilindrii trenului de laminat</b>	<b>25</b>
<b>Repartiția consumului de putere la mașinile textile</b>	<b>31</b>
<b>Curbe de rezonanță la fuse textile</b>	<b>39</b>
<b>Echilibrarea dinamică a tamburilor de cardă</b>	<b>47</b>
<b>Factorii care influențează consumul de putere la fusele textile</b>	<b>57</b>
<b>Testarea furcilor de flaier în regim dinamic</b>	<b>65</b>
<b>Alunecarea curelelor de antrenare a fuselor textile</b>	<b>73</b>
<b>Echilibrarea cilindrilor defibratori de la mașinile de filat cu rotor și capăt liber</b>	<b>81</b>
<b>Determinarea consumului de putere la furcile de flaier</b>	<b>87</b>
<b>Încărcarea rulmenților la fusele textile</b>	<b>93</b>
<b>Bibliografie</b>	<b>101</b>

---



---

## **Determinarea coeficienților de frecare specifici tribosistemelor textile**

Specific mașinilor textile este contactul între triboelementele formate din structuri textile în mișcare pe organe de conducere fixe la care apare frecarea de alunecare sau pe organe rotative de conducere la care mișcarea relativă este rostogolirea sau rostogolirea cu alunecare.

Urmărirea aspectelor tribologice specifice utilajelor textile are drept scop furnizarea de informații necesare la proiectarea și execuția organelor de conducere a structurilor textile, a frânelor de fir și la evaluarea unor parametri funcționali și de exploatare cum sunt forțele de întindere, vitezele maxime de lucru, durabilitatea, modificările structurii produselor prelucrate, etc.

Parametrul tribologic de bază urmărit în cadrul acestei aplicații este coeficientul de frecare fir-conducător de fir cu ajutorul căruia se stabilesc forțele de frecare, eforturile unitare în fir, consumurile energetice pe baza cărora se poate determina durabilitatea organelor de ghidare.

### **1. Elemente teoretice**

O caracteristică a tribosistemelor textile constă în faptul că unul dintre triboelemente este reprezentat de o structură textilă sub formă de bandă, semitort, fir, țesătură, tricot, iar elementul pereche este reprezentat de un organ de lucru.

În anumite procese tehnologice intervin atât elemente intermediare cum sunt apa, aerul, diverse substanțe chimice, cât și diferite niveluri de temperatură care influențează comportarea cuplei tribologice.

Se definesc ca triboelemente ale mașinilor textile acele organe componente care conduc structurile textile în mișcarea lor în procesul tehnologic de la un loc de prelucrare către alt loc de prelucrare până la realizarea formatului final – bobină, țesătură, tricot.

Triboelementele mașinilor textile se grupează în:

- triboelemente staționare (organe de conducere fixe),

- triboelemente rotative (organe de conducere cu mișcare de rostogolire sau rostogolire și alunecare).

În ceea ce privește parametrii triboelementului textil, cei mai importanți sunt:

- natura materiei prime,
- structura produsului,
- densitatea și dimensiunile structurii,
- orientarea fibrelor în structură.

Creșterea gradului de fiabilitate a mașinilor și instalațiilor de fabricare și prelucrare a structurilor textile, cât și calitatea acestora depinde și de alegerea corespunzătoare a elementelor de ghidate.

În zona contactului dintre triboelemente apar solicitări mari îndeosebi la unele mașini moderne care lucrează cu viteza firelor de ordinul 2000 m/min.

Elementele de ghidare ale structurilor textile trebuie să corespundă anumitor condiții tehnice pentru a se obține produse de bună calitate și fiabilitate ridicată a mașinilor:

- rezistență la uzură,
- rugozitate mică a suprafețelor de lucru,
- rezistență la coroziune,
- rezistență la solicitări mecanice,
- stabilitate dimensională.

Formele constructive ale organelor de ghidare diferă funcție de locul unde sunt folosite. După materialul din care se execută aceste organe, pot fi:

- metalice,
- ceramice,
- metalo-ceramice,
- din mase plastice.

Metalul, sticla, porțelanul, masele plastice se utilizează acolo unde vitezele de lucru sunt relativ scăzute.

Odată cu dezvoltarea producției de fire sintetice, unde și vitezele de lucru sunt foarte mari, conducătorii de fir metalici, de sticlă, sau porțelan au o durată de funcționare foarte scăzută (2-3 zile).

În asemenea condiții de solicitare, rezultate foarte bune se obțin cu ajutorul conducătorilor de fir metalo-ceramici pe bază de aluminiu sinterizat, precum și pe bază de oxizi de titan; durata de funcționare este de 150.....200 ori mai mare în aceleași condiții de solicitare. Rezistența

---

ridicată la uzură se explică prin faptul că micropulberea de alumina are duritatea 9 pe scara Mohs.

Alegerea conducătorilor de fir din materiale metalo-ceramice este determinată pe lângă rezistența la uzură ridicată și de asigurarea unui coeficient de frecare redus cu firul. La o granulație fină a aluminei sinterizate, neregularitățile de pe suprafața conducătorului de fir favorizează formarea unei perne de aer (la viteze mari de deplasare) pe care alunecă firul, reducându-se frecarea.

La deplasarea firului 1 pe suprafața organului de ghidare 2 apare o forță de frecare – figura 1, care conduce la creșterea forței de întindere în fir de la valoarea  $F_2$  (înainte de conducător) la valoarea  $F_1$  (după conducător).

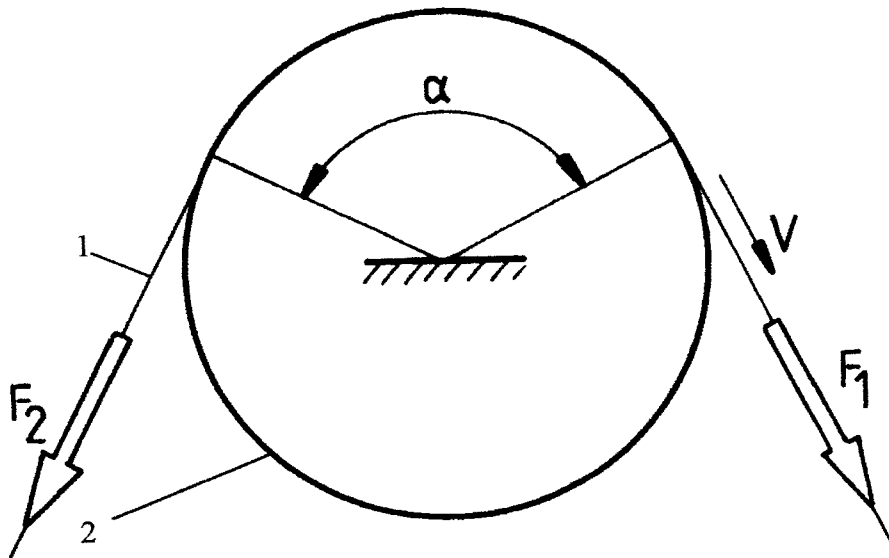


Figura 1

Legătura între cele două forțe și coeficientul de frecare  $\mu$  este realizată cu relația lui Euler:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha} \quad (1)$$

în care  $\alpha$  reprezintă unghiul de înfășurare al firului pe organul de ghidare.  
Prin logaritmare se obține:

$$\mu = \frac{\ln F_1 - \ln F_2}{\alpha} \quad (2)$$

Determinarea experimentală a forțelor  $F_1$  și  $F_2$  permite stabilirea valorilor coeficientului de frecare  $\mu$  în condiții date cu privire la elementele cuplei tribologice și a regimurilor de funcționare.

## 2. Descrierea instalației

Instalația pentru determinarea coeficientului de frecare  $\mu$  fir-conducător de fir este alcătuită conform schemei bloc din figura 2.

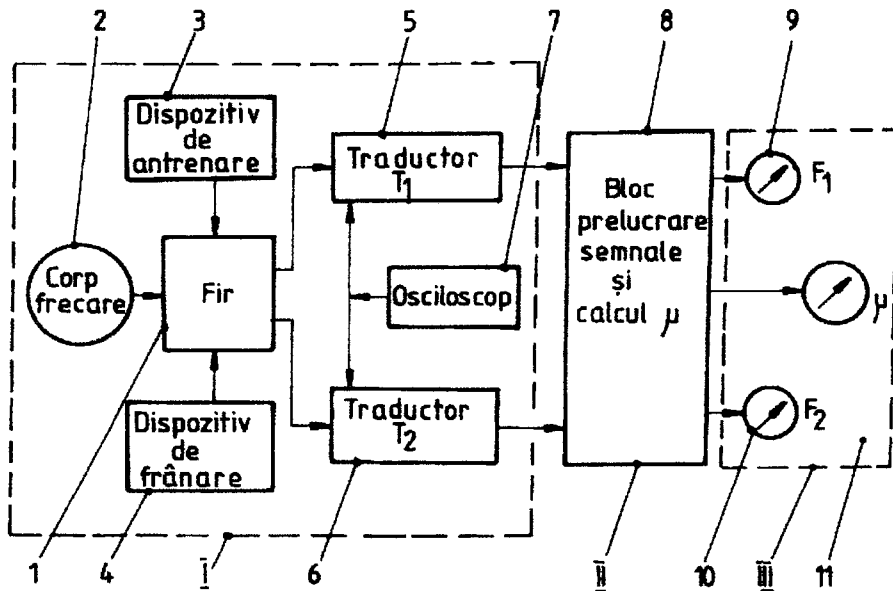


Figura 2

I – Blocul traductor destinat obținerii semnalelor electrice corespunzătoare forțelor  $F_1$  și  $F_2$  din fir;

II – Blocul electronic pentru prelucrarea semnalelor în vederea stabilirii valorilor coeficienților de frecare;

III – Blocul indicatoarelor pentru  $F_1$ ,  $F_2$  și  $\mu$ .

a) *Blocul traductor I* are schema funcțională prezentată în figura 3. Firul 1 desfășurat de pe bobina B este trecut prin dispozitivul de tensionare 4 și condus spre traductorul 5, corpul de frecare 2, traductorul

6 și dispozitivul de antrenare 3; pe traseu sunt așezate în condiții convenabile, rolele de ghidare 12 montate pe rulmenți.

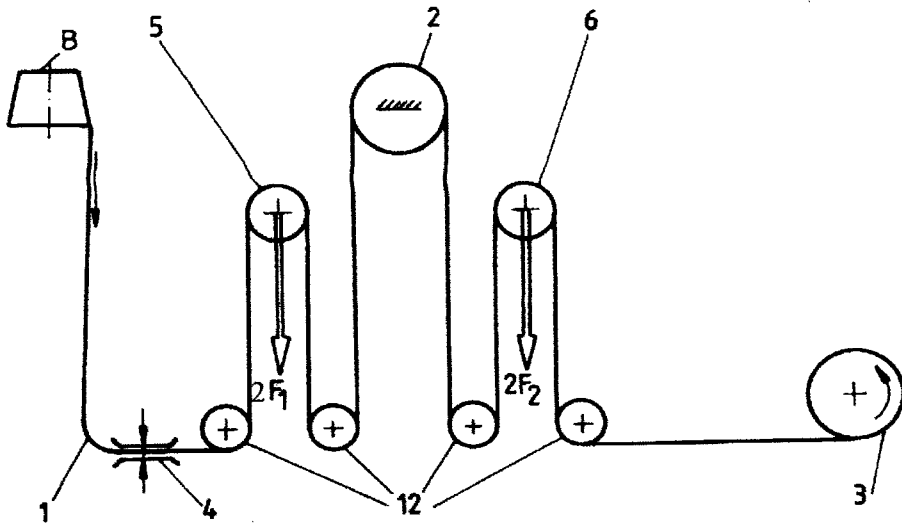


Figura 3

Traductoarele de forță 5 și 6 pot fi rezistive, capacitive sau electromagnetice alimentate de la un oscilator cu frecvență ridicată.

În figura 4 este prezentată soluția care utilizează mărci tesometrice (montaj semipunte); pe lamelele elastice 1 sunt aplicate mărcile  $R_1$  și  $R_2$ .

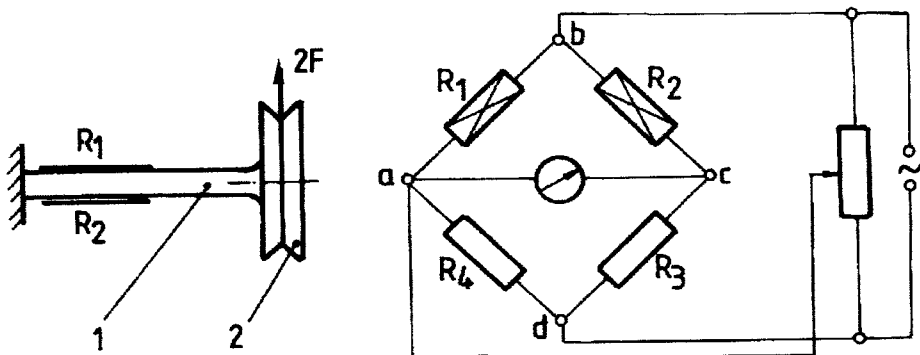


Figura 4

Când firul trecut pe rola 2 acționează asupra lamelei cu forța  $2F$ , rezistențele ohmice  $R_1$  și  $R_2$  își modifică valoarea, iar pe diagonala punții

de măsurare (echilibrată în prealabil) apare o tensiune proporțională cu forța aplicată.

Dispozitivul de antrenare **3** este acționat de un variator de viteză cu comandă electronică, în vederea reglării vitezei de deplasare a firului pe corpul de frecare **2**.

Dispozitivul de frânare **4** poate fi reglat pentru diferite valori de tensionare a firului.

b) *Blocul electronic II* are rolul de prelucrare a semnalelor primite de la traductoarele  $T_1$  și  $T_2$  și de a calcula coeficientul de frecare  $\mu$ , în așa fel încât valorile mărimilor respective ( $F_1$ ,  $F_2$  și  $\mu$ ) să fie afișate pe display-ul unui computer sau tipărite la imprimantă.

### **3. Modul de lucru**

a) Se realizează conexiunile între blocurile componente ale instalației de măsură.

b) Se închide circuitul de alimentare de la rețea.

c) Se verifică și se efectuează eventualele reglaje de zero, în lipsa semnalelor electrice de la traductoare, prin intermediul potențioometrelor corespunzătoare.

d) Se verifică etalonarea instalației folosindu-se greutateți etalon aplicate traductoarelor.

e) Se stabilesc condițiile experimentale: corp de frecare, viteză de înfășurare, forță de frânare, efectuându-se reglajele corespunzătoare pe aparat.

f) Se introduce proba de fir în blocul traductor.

g) Se pune în mișcare electromotorul de antrenare.

### **4. Interpretarea rezultatelor**

Cu ajutorul datelor experimentale obținute se vor trasa o serie de grafice pentru a fi evidențiată influența unor factori asupra valorilor coeficientului de frecare: viteza de deplasare, forța de frânare (tensionare), densitatea liniară, torsiunea firului, natura fibrelor din care este realizat firul, substanțele chimice cu care au fost tratate firele, materialul și rugozitatea suprafeței corpului de rostolgolire, unghiul de înfășurare  $\alpha$  pe organul de ghidare.

---

## **Influența excentrității inelelor de la mașinile de filat asupra forței de întindere din fir**

Frecvența ruperilor de fir la mașinile de filat este influențată în special de:

- forța de întindere din fir,
- starea tehnică a utilajului,
- caracteristicile materialului prelucrat,
- calitatea deservirii mașinii.

Forța de întindere din fir este la rândul său influențată de numeroși factori dintre care se menționează:

- turația fuselor,
- masa cursorului,
- coeficienții de frecare în tribosistemele textile inel - cursor și fir - cursor,
- structura și calitatea mecanismului de torsionare – înfășurare,
- diametrul de înfășurare,
- structura firelor prelucrate.

Referitor la calitatea mecanismului de torsionare – înfășurare, s-a constatat că așezarea excentrică a inelului față de fus provoacă majorări ale valorilor forței de întindere a firului.

În cadrul acestei aplicații se vor determina valorile forței de întindere din fir în zona cilindru debitor – conducător de fir, în funcție de excentricitatea inelului față de fus și de turația acestuia.

### ***1. Fundamente fizice***

Pentru situația în care inelul este așezat corect față de fus, adică fără excentricitate, la viteză de debitare, turație a fuselor și rază de înfășurare constante, teoretic rezultă la cursor viteză tangențială și accelerație normală constante și accelerație tangențială zero; la o așezare excentrică a inelului apar variații ale vitezelor și accelerațiilor menționate. În consecință forța de întindere din fir devine variabilă, valorile maxime având influență negativă asupra frecvenței de rupere.

---



Valorile și variațiile forței de întindere se pot determina atât pe cale teoretică, cât și prin încercări experimentale.

În figura 1 este reprezentat inelul cu centrul în  $O_I$ , așezat excentric față de fus, care are centrul în  $O_f$  ( $e =$  excentricitatea); poziția cursorului  $C$  la un moment dat este determinată de unghiul  $\varphi$  măsurat de la axa  $O_f O$ , iar poziția punctului de înfășurare  $A$  de unghiul  $\alpha$ . Se notează cu:

$R$  – raza inelului,

$r$  – raza de înfășurare pe bobină,

$\omega$  – viteza unghiulară a fusului,

$\mu$  – coeficientul de frecare cursor – inel,

$m$  – masa cursorului,

$a_c^n$  și  $a_c^t$  accelerațiile normală și tangențială ale cursorului.

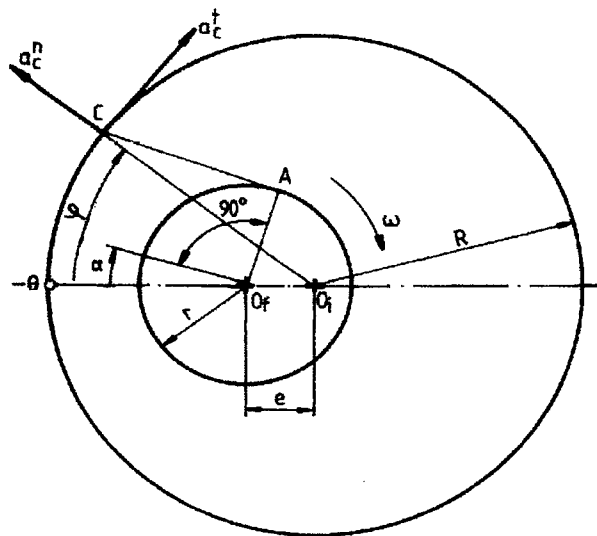


Figura 1

Acestea din urmă se calculează cu relațiile (1) și (2), iar variațiile lor cu relațiile (3) și (4).

$$a_c^n = R \cdot \omega \left( \omega \frac{d^2 \varphi}{d\alpha^2} + \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \frac{d\varphi}{d\alpha} \right) \quad (1)$$

$$a_c^t = R \cdot \omega^2 \left( \frac{d\varphi}{d\alpha} \right)^2 \quad (2)$$

$$e \neq 0 \left\{ \begin{array}{l} \Delta a_c^n = R \cdot \omega^2 \left[ \left( \frac{d\varphi}{d\alpha} \right)^2 - 1 \right] \quad (3) \\ \Delta a_c^t = a_c^t \quad (4) \end{array} \right.$$

Luând în considerație variațiile forței de frecare cursor – inel  $\Delta F_f$  – relația (5), variațiile forței centrifuge a cursorului  $\Delta F_c$  – relația (6) și legăturile exprimate de relațiile (7) și (8) se poate stabili variația forței de întindere din fir  $\Delta F$  – relația (9) și figura 2.

$$\Delta F_f = \mu \cdot (\Delta F_c - \Delta F_n) \quad (5)$$

$$\Delta F_c = m \cdot \Delta a_c^n \quad (6)$$

$$m \cdot a_c^t = \Delta F_t - \Delta F_f \quad (7)$$

$$\sin(\varphi - \alpha) = \frac{1}{R}(r - e \cdot \sin \alpha) \quad (8)$$

$$\Delta F = \pm \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{\mu \left( 1 - \frac{r^2}{R^2} \right) + \frac{r}{R} \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{R^2}}} \quad (9)$$

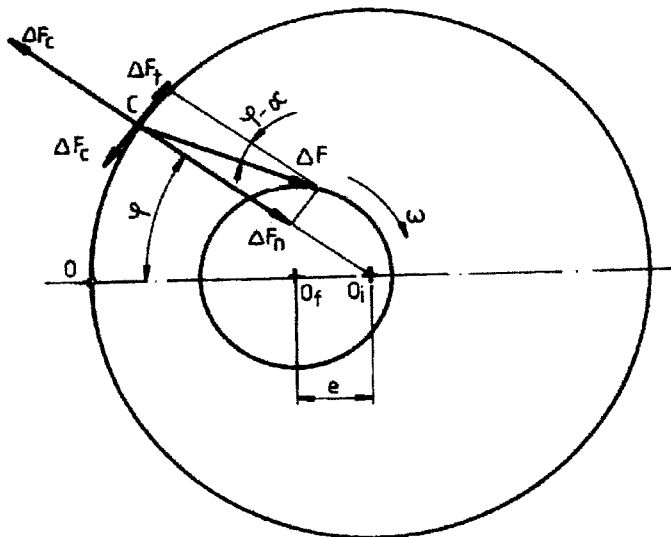


Figura 2

Forța  $F$  de întindere a firului - figura 3a, este măsurată cu ajutorul unui traductor rezistiv, legat la o punte tensometrică conform schemei din figura 3b - principiul punții Wheatstone.

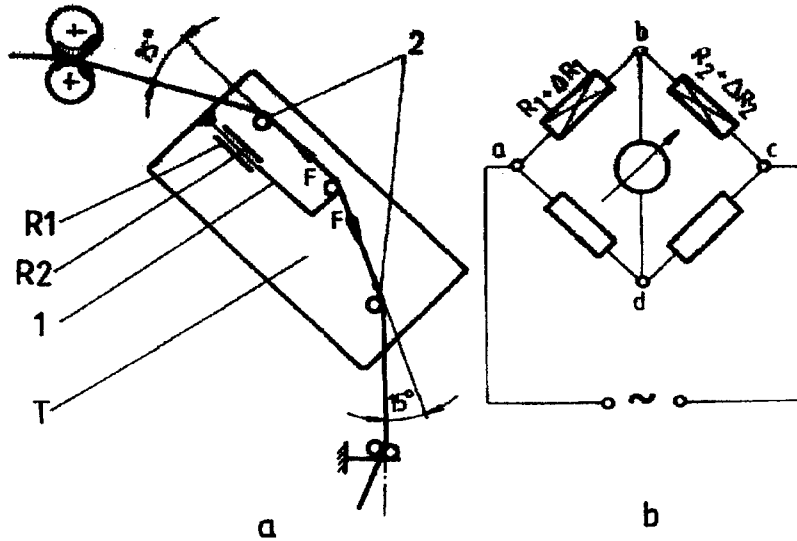


Figura 3

Traductorul  $T$  este alcătuit din lamela elastică  $1$  pe care sunt aplicate mărcile rezistive  $R_1$  și  $R_2$ ; rezultanta forțelor  $F$  de întindere a firului ghidat de piesele  $2$  provoacă solicitări de încovoiere în lamela  $1$ ; efortul unitar  $\sigma_1$  din lamelă ca și deformațiile elastice ale mărcilor sunt direct proporționale cu forța  $F$ ; sub influența deformațiilor elastice apar variații  $\Delta R_1$  și  $\Delta R_2$  ale rezistențelor ohmice  $R_1$  și  $R_2$ . Traductorul fiind legat la puntea tensometrică, valoarea forței  $F$  se citește pe instrumentul de măsură al punții etalonat corespunzător.

Variațiile forței de întindere din fir  $\Delta F$  pot fi urmărite pe ecranul unui osciloscop legat în punctele  $b$  și  $d$  ale punții.

## 2. Schema instalației. Modul de lucru

Pentru încercări se folosește un spinntester ce oferă posibilitatea antrenării fusului cu turații cuprinse între 5000 – 15 000rot/min - figura 4 în care apar: fusul  $3$ , inelul  $4$ , cursorul  $5$ , cilindrii debitori ai trenului de laminat  $6$ , conducătorul din fir  $7$ , banca inelelor  $8$ , care este modificată pentru a se putea regla valoarea excentricității inelului cu ajutorul șurubului micrometric  $9$ .

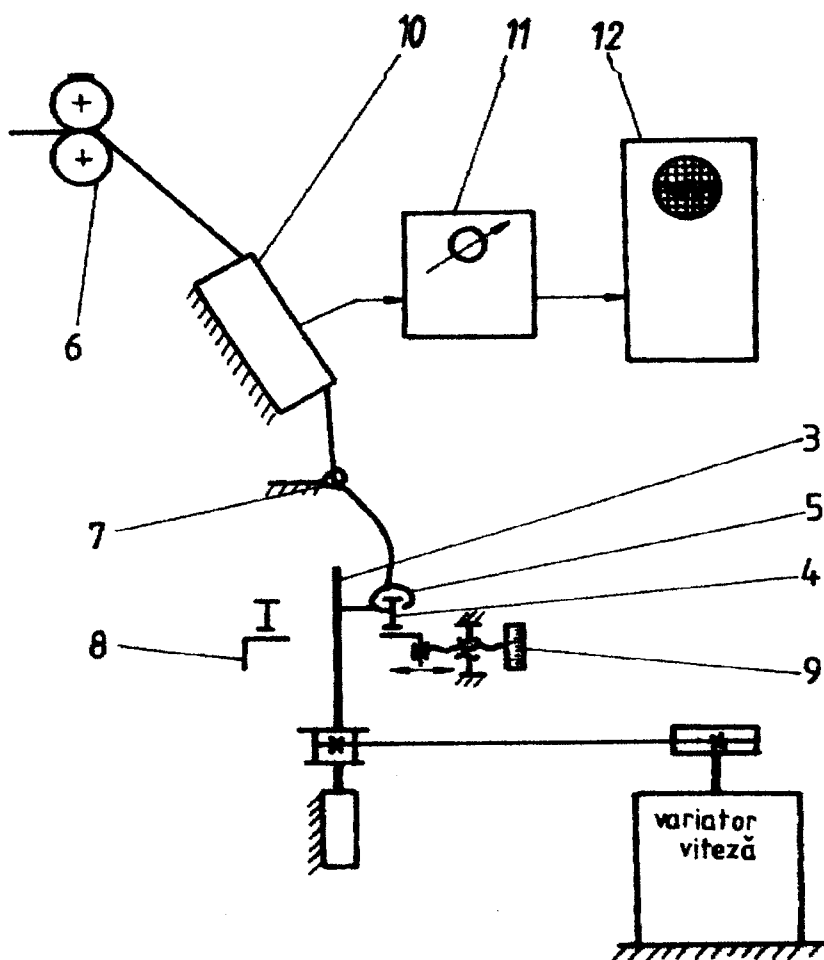


Figura 4

Valoarea forței de întindere din fir detectată de traductorul 10 cuplat la puntea tensometrică prin intermediul amplificatorului 11, este citită atât la instrumentul de măsură al punții ca valoarea medie  $F_{med}$ , cât și pe ecranul osciloscopului 12 unde, în plus, se obțin și variațiile  $\Delta F$  ale forței menționate.

Pentru înlăturarea influenței parazite asupra forței de întindere a firului este necesar să se asigure:

- perpendicularitatea tijei la banca fuselor și a inelelor,
- inel cu abateri minime de la cilindricitate,
- conducător de fir bine centrat,

- fir uniform,
- fixare rigidă a băncii inelelor,
- înfășurarea firului direct pe tija fusului
- citirea forțelor atunci când banca inelelor trece prin aceeași poziție.

Etalonarea instalației se realizează aplicând asupra unui fir trecut prin conducător o forță constantă de valoare cunoscută de 20...30 cN. Astfel, la ieșirea 11 a amplificatorului apare o tensiune constantă care reprezintă valoarea forței  $F$  din fir care, dacă este aplicată și la intrarea de curent continuu a osciloscopului deplasează linia de baleiaj proporțional cu forța aplicată la traductor; se reglează atât amplificatorul 11 cât și osciloscopul pentru a se obține scări convenabile pentru citirea forțelor.

Pentru ușurință se reglează osciloscopul când traductorul nu este încărcat astfel încât linia de baleiaj să fie situată la baza ecranului, reprezentând linia de "zero".

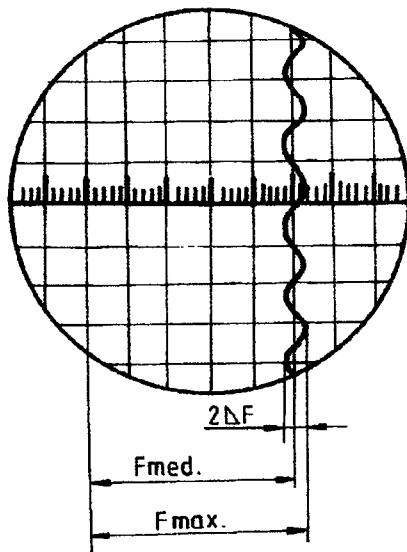


Figura 5

Dacă firul se înfășoară pe fus, se obține pe ecranul oscilatorului 12 imaginea din figura 5, care oferă posibilitatea determinării forței  $F_{med}$  și a variației forței  $\Delta F$ .

$$\Delta F = \Delta F' - \Delta F_0 \quad (10)$$

$\Delta F_0$  reprezintă eventuala variație a forței din fir când inelul este centrat provocată de exemplu de ovalitatea inelului sau de vibrațiile cursorului.

Forța maximă din fir  $F_{max}$ , considerându-se numai influența excentricității inelului, este:

$$F_{max} = F_{med} + \Delta F \quad (11)$$

### 3. Date experimentale

Încercările experimentale vor fi efectuate pe un fus FR 220 – Cugir, un inel cu diametrul de 42 mm și un cursor 9/0.

Măsurătorile vor fi realizate la turații ale fuselor în intervalul 7000...13000rot/min, iar pentru fiecare treaptă de turație stabilindu-se excentricitatea la valorile:  $e = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1$  mm.

Viteza de debitare a cilindrilor trenului de laminat se va regla astfel ca torsiunea firului să rămână aceeași pentru toate determinările.

Rezultatele obținute vor fi înregistrate în tabelul 1. Cu datele furnizate de acest tabel vor fi trasate graficele din figurile 6 și 7.

Tabelul 1

Forțe în fir (cN) la diferite valori ale excentricității inelului  $e$  (mm)

$e = 0$  mm

Turația fuselor (rot/min)	$F_{med}$	$\Delta F_0$
7000		
8000		
9000		
10000		
11000		
12000		
13000		

$e = 0,2$  mm

Turația fuselor (rot/min)	$F_{med}$	$\Delta F'$	$\Delta F$	$F_{max}$
7000				
8000				
9000				
10000				
11000				
12000				
13000				

$e = 0,4 \text{ mm}$ 

Turația fuselor (rot/min)	$F_{med}$	$\Delta F'$	$\Delta F$	$F_{max}$
7000				
8000				
9000				
10000				
11000				
12000				
13000				

 $e = 0,6 \text{ mm}$ 

Turația fuselor (rot/min)	$F_{med}$	$\Delta F'$	$\Delta F$	$F_{max}$
7000				
8000				
9000				
10000				
11000				
12000				
13000				

$e = 0,8 \text{ mm}$ 

Turația fuselor (rot/min)	$F_{med}$	$\Delta F'$	$\Delta F$	$F_{max}$
7000				
8000				
9000				
10000				
11000				
12000				
13000				

 $e = 1 \text{ mm}$ 

Turația fuselor (rot/min)	$F_{med}$	$\Delta F'$	$\Delta F$	$F_{max}$
7000				
8000				
9000				
10000				
11000				
12000				
13000				



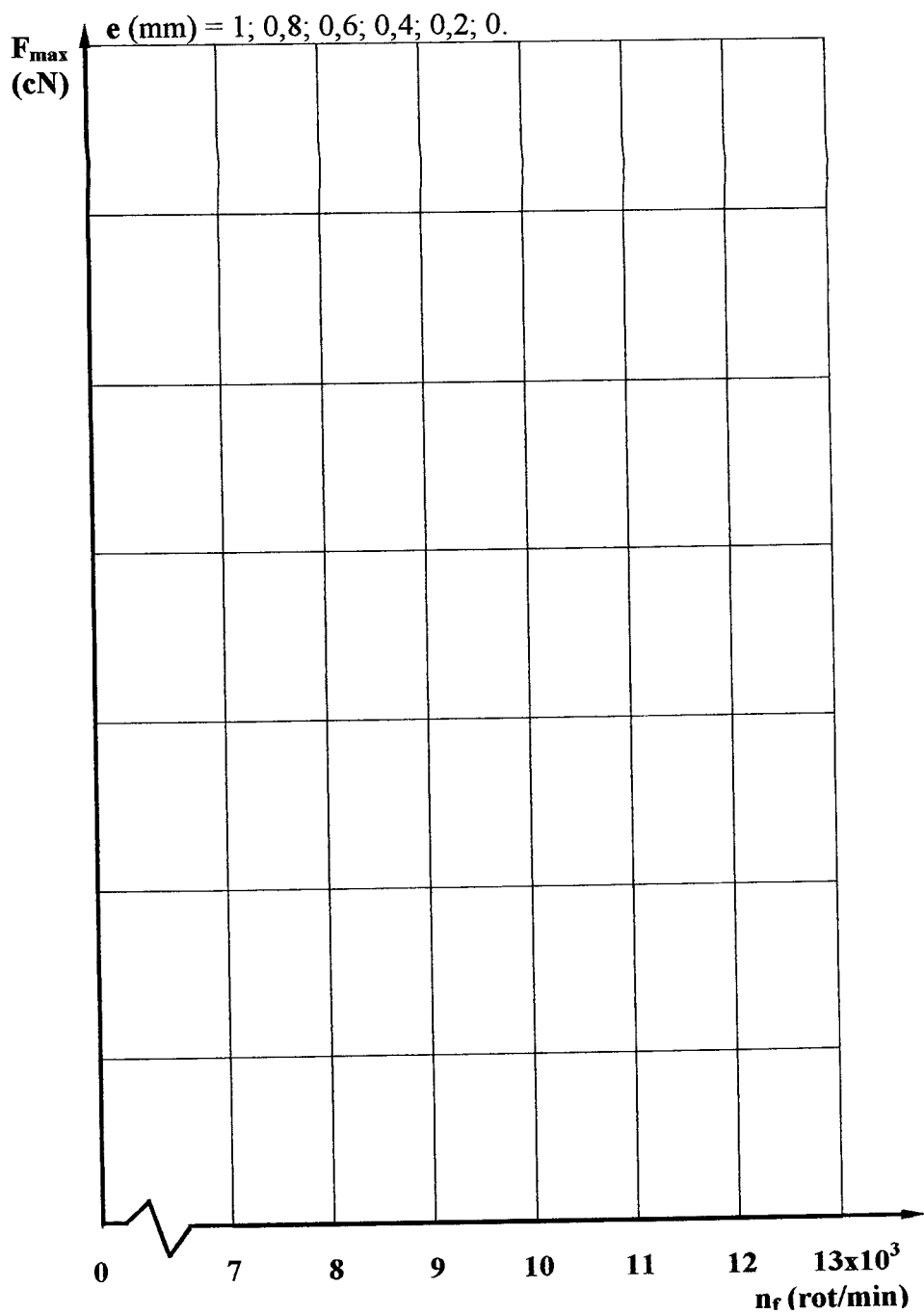


Figura 6

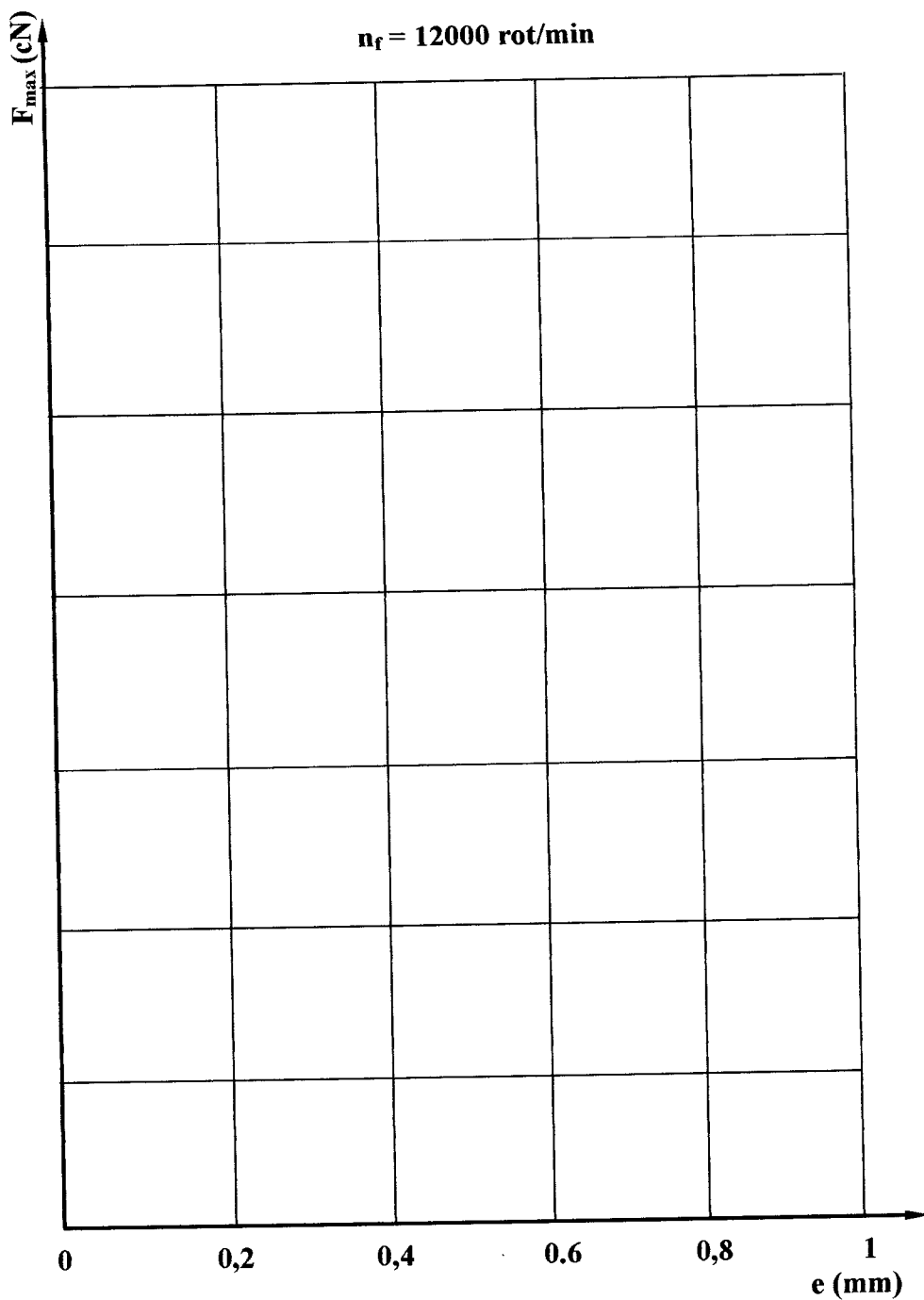


Figura 7

Urmărind graficele din figurile 6 și 7 vor fi trase concluzii cu privire la valorile forțelor  $F_{\max}$  și a variației acestora funcție de turația fuselor și excentricitatea inelului.

Se va stabili cu cât poate crește valoarea turației fuselor dacă excentricitatea s-ar micșora de la 0,6 mm la 0,2 mm, menținând aceeași forță de întindere în fir.

---

## Determinarea forței de apăsare aplicată pe cilindrii trenului de laminat

Pentru asigurarea unui cât mai bun control al deplasării fibrelor antrenate în procesul de laminare trebuie ca forța de apăsare exercitată de cilindrii brațelor de presiune asupra cilindrilor motori de la trenurile de laminat să genereze un câmp de forțe de frecare corespunzător realizării acestui deziderat. Dacă forța de apăsare nu se încadrează în limitele tehnologice prescrise laminarea va fi necorespunzătoare, cu influență directă asupra calității firelor și a productivității mașinii.

Metoda expusă în cadrul acestei aplicații permite să se realizeze măsurarea valorilor forțelor de apăsare cu precizie ridicată și cu rapiditate. De asemenea, oferă posibilitatea efectuării reglajelor necesare atunci când astfel de situații se impun.

### 2. Fundamente fizice

În cadrul metodei folosite, măsurarea forțelor aplicate asupra cilindrilor de presiune se realizează pe cale tensometrică folosind un traductor rezistiv – figura 1, alcătuit din bara 1, cilindrii 2 care au aceleași diametre ca și cilindrii de presiune și mărcile tensometrice 3.

Sub acțiunea forțelor de apăsare  $F/2$  apar solicitări de încovoiere în zona unde sunt aplicate mărcile rezistive  $R_1$  și  $R_2$  - detaliul din figura 1b; eforturile unitare ca și deformațiile mărcilor tensometrice 1 sunt direct proporționale cu forțele aplicate.

$$\sigma_i = \pm \frac{F \cdot a}{W_z}$$

$$\Delta l = \pm \frac{\sigma_i}{E} \cdot l = \pm \varepsilon \cdot l$$

în care:  $W_z$  este modulul de rezistență axial al secțiunii barei 1 pe care sunt aplicate mărcile tensometrice;

$\varepsilon$  - deformația specifică;

$l$  -lungimea activă a mărcii;

E - modulul de elasticitate al materialului barei.

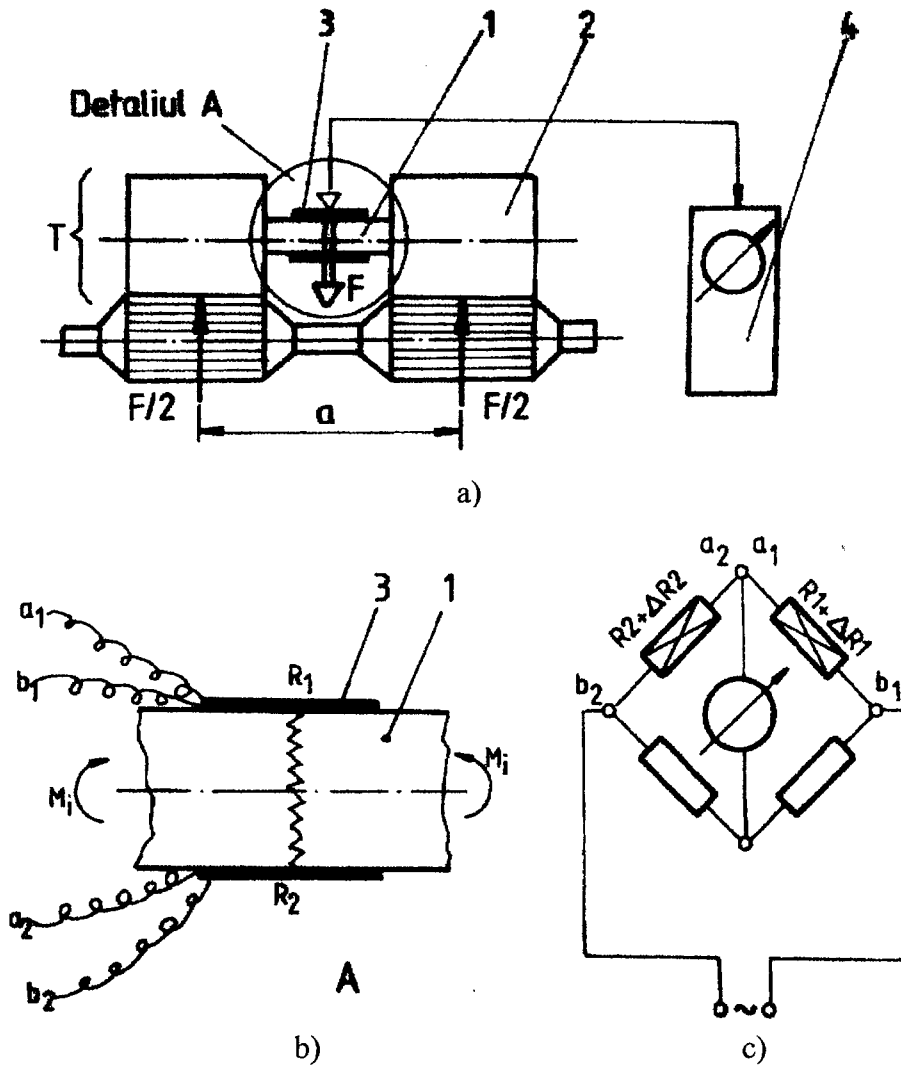


Figura 1

Variațiile rezistențelor ohmice  $R_1$  și  $R_2$  ale mărcilor sunt proporționale cu deformațiile  $\Delta l$  și în consecință și cu forțele aplicate. Cele două mărci sunt legate la puntea tensometrică 4 (principiul cunoscut al punții Wheatstone) – figura 1c. Astfel, pe instrumentul indicator al aparatului care a fost etalonat corespunzător în prealabil, se va citi valoarea forței de apăsare. Înainte de aplicarea forței de apăsare pe traductor puntea trebuie echilibrată - „zero” la instrumentul indicator.

## 2. Schema instalației. Modul de lucru

Brațul pendular 5 care este supus încercărilor, trebuie dezecchipat de cilindrii de presiune, în locul acestora montându-se traductorul rezistiv 6; acesta va ocupa succesiv pozițiile I, II, III – figura 2, fiind legat la puntea 4.

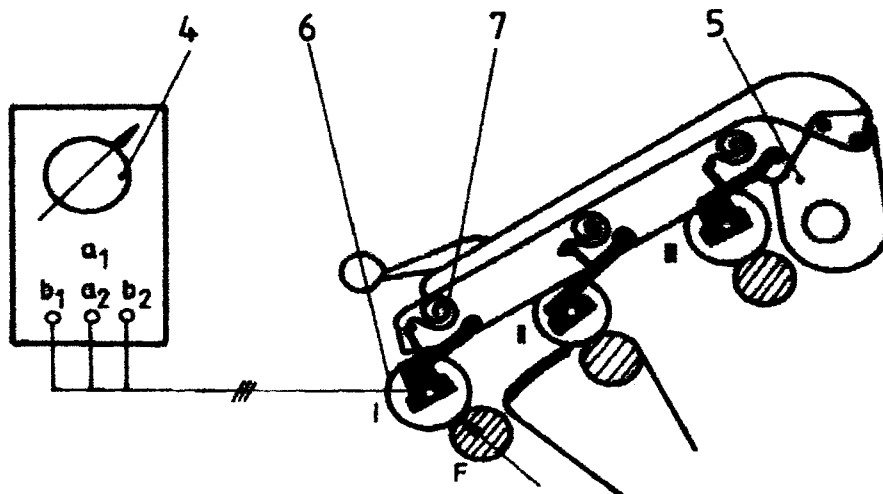


Figura 2

La armarea brațului, arcul 7 va da naștere forței  $F$  – figura 1a, a cărei valoare se citește pe instrumentul de măsură al punții tensometrice.

## 3. Date experimentale

Vor fi încercate două tipuri de brațe de presiune:

a) *Brațul pendular SKF-PK 616* – figura 3, utilizat pentru fibre lungi tip lână; acesta este prevăzut cu arcuri spiralate la care forțele de apăsare au valorile indicate în figură.

b) *Brațul pendular SKF-PK 220* – figura 4, utilizat pentru fibre scurte tip bumbac, care este prevăzut cu arcuri elicoidale ce permit realizarea a trei valori diferite pentru forța de apăsare pe cilindrii debitori.

Se vor efectua reglajele care se impun în vederea realizării valorilor forțelor de apăsare indicate la cilindrii debitori, intermediari și alimentatori ai trenului de laminat conform figurilor 3 și 4. Datele experimentale se vor înregistra în tabelele 1 și 2. Cu ajutorul acestora se vor stabili ce măsuri sunt necesare pentru reglarea sau înlocuirea arcurilor la acele brațe de presiune la care sunt depășite toleranțele admise pentru valorile forțelor de apăsare.

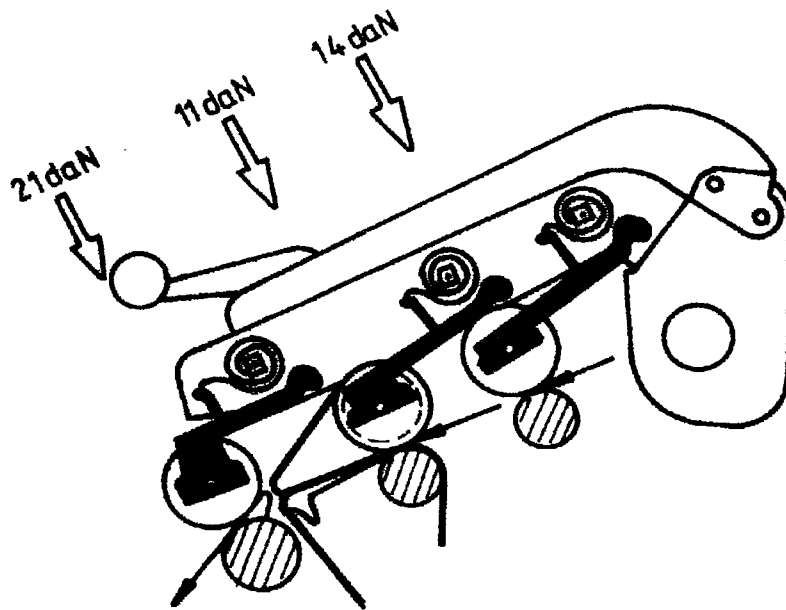


Figura 3

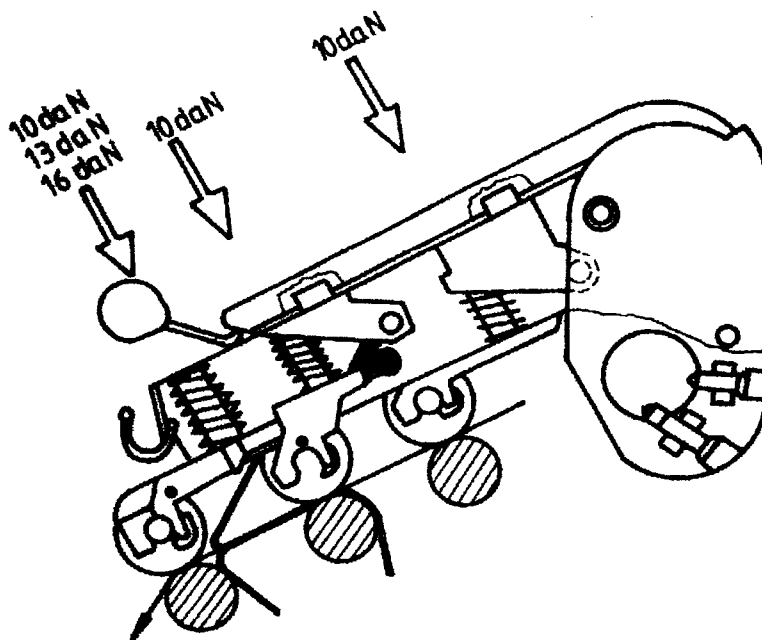


Figura 4

Tabelul 1

Braț de presiune SKF – PK 616

Brațul de presiune	Forța $F$ (daN)					
	Cilindri alimentatori		Cilindri intermediari		Cilindri debitori	
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						



Tabelul 2

Braț de presiune SKF – PK 220

Brațul de presiune	Forța $F$ (daN)									
	Cilindri alimentatori			Cilindri intermediari				Cilindri debitori		
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										

## Repartiția consumului de putere la mașinile textile

Cunoașterea consumului de putere pe fiecare mecanism din structura unei mașini textile, dar și pe operațiile efectuate de mașina respectivă este necesară atât pentru calculele de proiectare în vederea stabilirii încărcărilor ce acționează asupra organelor componente, cât și pentru alegerea motoarelor electrice.

Astfel de date sunt folosite la elaborarea și construcția unor noi mașini și mecanisme, la modernizarea mașinilor existente și la îmbunătățirea exploatarea acestora.

Această metodă experimentală permite stabilirea unor căi de ajustare a acelor factori tehnici și tehnologici care influențează consumul de energie.

### 1. Fundamente fizice

Determinarea puterilor consumate de mecanisme și operații se poate efectua atât pe cale teoretică, cât și pe cale experimentală.

Calculul puterii se bazează pe ecuația mișcării mașinii sau mecanismului vizat, exprimată sub forma cantităților de energie elementare care intervin într-un interval de timp  $dt$ :

$$dW_t = dW_u + dW_r + dW_m \pm dW_i \pm dW_G \quad (1)$$

în care:

$dW_t$  - energia totală,

$dW_u$  - energia consumată pentru învingerea rezistențelor utile,

$dW_r$  - energia consumată pentru învingerea frecărilor din cuplele cinematice,

$dW_m$  - energia consumată pentru învingerea frecărilor cu mediul ambiant,

$dW_i$  - energia forțelor de inerție,

$dW_G$  - energia forțelor gravitaționale și a forțelor elastice.

Se consideră semnul (+) când se consumă energie și semnul (-) când se introduce energie în sistem.

Puterea consumată rezultă:

$$P = \frac{dW}{dt} \quad (2)$$

Este de subliniat faptul că la marea majoritate a mașinilor textile se consumă pentru învingerea frecărilor peste 80% din puterea totală; de aici rezultă importanța care trebuie acordată găsirii unor soluții îmbunătățite, a unor noi principii de realizare a structurilor textile, care oferă condiții mai bune din acest punct de vedere.

Stabilirea prin calcul a puterilor consumate de mașinile textile nu se realizează cu suficientă precizie datorită lipsei unor date de bază privind forțele rezistente utile provenite de la operațiile tehnologice și complexității factorilor care intervin în calculul frecărilor.

Calea experimentală este recomandată pentru determinarea puterilor consumate prin măsurarea acestora în diferite regimuri de lucru pe mecanisme, lanțuri cinematice sau secțiuni ale mașinii.

Puterea utilă  $P_u$  se poate stabili cu aproximație măsurând puterile consumate în regim de funcționare  $P_F$  și la mers în gol  $P_g$ :

$$P_u = P_F - P_g \quad (3)$$

Puterea astfel determinată este ceva mai mare decât cea reală deoarece la încărcarea mașinii apar forțe suplimentare de frecare și se mărește deci consumul de putere respectiv. Puterile consumate pe lanțurile cinematice se stabilesc prin diferența dintre valorile determinate la funcționarea cu și fără mecanismele respective.

În principiu se fac măsuratori începând cu mașina la mers în gol eliminând apoi treptat din funcțiune mecanismele componente. Același principiu se aplică și pentru determinarea puterilor consumate pe operații.

Determinarea experimentală a puterilor consumate se efectuează cu ajutorul unui wattmetru intercalat pe circuitul de alimentare al electromotorului de antrenare al mașinii.

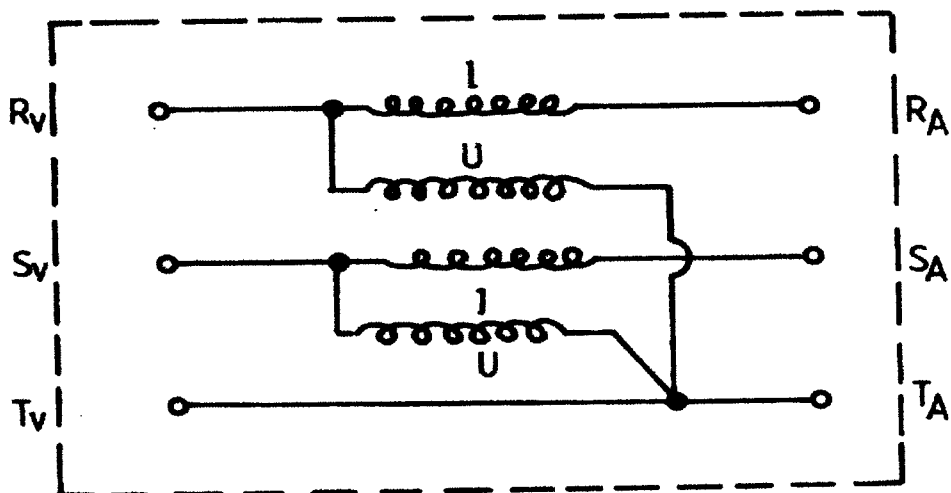
Întrucât în marea lor majoritate mașinile textile sunt acționate cu electromotoare alimentate de la rețeaua de curent alternativ trifazat se folosește pentru măsurarea puterii un aparat bazat pe metoda celor două wattmetre - figura 1a, sau schema din figura 1b.

La bornele de intrare  $R_V, S_V, T_V$  se realizează conexiunile la rețea, iar electromotorul se conectează la bornele de ieșire  $R_A, S_A, T_A$ .

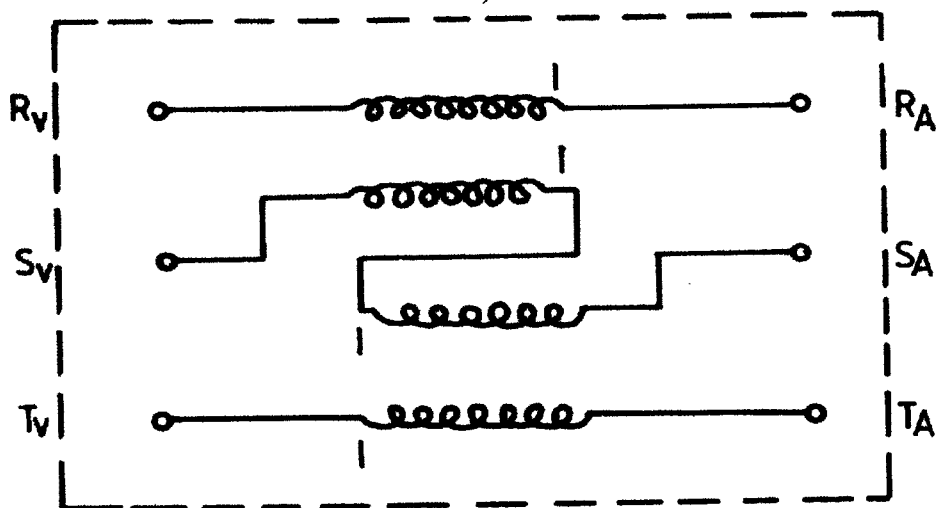
Cuplul electrodinamic care apare la trecerea curenților prin bobinele menționate acționează asupra cadrului mobil al aparatului pe care se află acul indicator; numărul de diviziuni de pe scala aparatului oferă posibilitatea stabilirii puterii consumate.

## 2. Schema instalației. Modul de lucru

Pentru efectuarea măsurătorilor de putere în curent trifazic se folosește aparatul QN10 –Kovo/Cehia echipat cu un wattmetru. Schema de principiu este prezentată în figura 1b.



a)



b)

I – bobine de curent; U – bobine de tensiune

Figura 1

Aparatul este prevăzut și cu posibilitatea măsurării curenților pe cele trei faze, a tensiunilor dintre faze și față de nul, a puterii reactive și a factorului de putere.

În figura 2 este prezentată schema de montaj pentru măsurarea puterii consumate de electromotorul de acționare al unei mașini.

Bornele de intrare  $R_V, S_V, T_V$  ale wattmetrului se leagă la rețeaua trifazică  $R S T$ , iar bornele de ieșire  $R_A, S_A, T_A$  la bornele de intrare  $U V W$  de la electromotor;  $C$  reprezintă contactorul (întrerupătorul) mașinii pentru deschiderea-închiderea circuitului de alimentare.

Pe panoul aparatului se află:

- $W$ -wattmetru,
- $V$ -voltmetru,
- $A$ -ampermetru,
- 1-comutator pentru tensiune,
- 2-comutator pentru curent,
- 3-comutator pentru măsurarea tensiunilor dintre faze și față de nul,
- 4-comutator pentru funcționarea cu transformator de intensitate când curentul depășește 100A,

-  $A, V, W$ -constantele aparatelor de măsură pentru poziții determinate ale comutatoarelor 1 și 2.

Puterea măsurată este dată de relația:

$$P=k \cdot W \quad (4)$$

în care  $k$  este numărul de diviziuni indicat de wattmetru.

Ordinea operațiilor în vederea măsurării puterilor este:

- Deconectarea mașinii de la rețeaua electrică de forță (scoaterea cordonului de alimentare din priza trifazică și a siguranțelor fuzibile de la tabloul mașinii).

- Desfacerea legăturilor de la bornele de alimentare ale electromotorului ( $U V W$ ).

- Intercalarea aparatului de măsură pe circuitul de alimentare conform figurii 2.

- Comutatorul 4 se așează în poziția „0” (pt. curenți până la 100 A).

- Comutatorul 1 se așează în poziția 440 V (pentru rețeaua de forță 3x380V).

- Dacă nu se cunoaște cu aproximație valoarea curentului, comutatorul 2 se va așeza pe poziția maximă (100 A), fiind posibilă comutarea sa în timpul măsurătorilor la poziții sub 100 A până la obținerea unei indicații convenabile la wattmetru.

- Se conectează rețeaua de forță care inițial a fost deconectată conform primei operații.

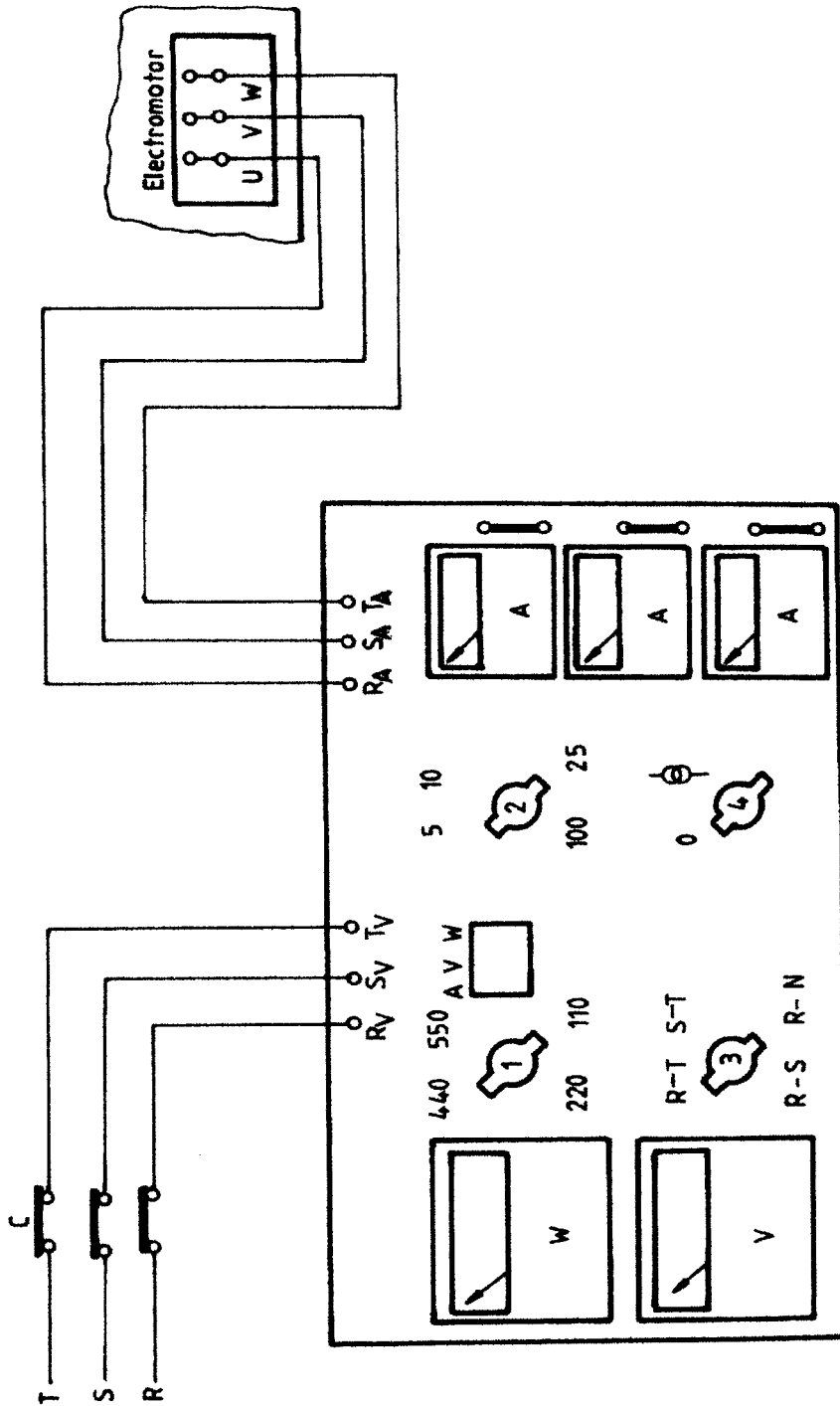


Figura 2

- Se acționează asupra contactorului *C* - figura 2; electromotorul este pornit.

- Se citește indicația wattmerului și se calculează puterea consumată conform relației (4).

- După terminarea măsurătorilor se demontează aparatul de măsură și se refac legăturile la electromotor; în prealabil se deconectează rețeaua trifazică conform primei operații.

### 3. Date experimentale

Măsurarea puterilor se va efectua în vederea determinării consumurilor de putere pe mecanisme și operații.

De exemplu la o mașină de filat cu inele se va proceda conform indicațiilor din tabelul 1.

Tabelul 1

#### Puteri măsurate

Mașina de filat..... Turație fuse.....rot/min  
 Nr. fuse..... Fir (Nm).....din.....  
 Tip fuse..... Torsiune.....răs/m

Nr. crt.	Condiții de lucru	Puterea (W)	Observații
1.	Mers în sarcină la sfârșitul levatei		
2.	Idem1., fără fire și țevi		
3.	Idem2., fără tren de laminat		
4.	Idem3., fără banca inelelor		
5.	Idem4., fără cutia angrenajelor		
6.	Idem5., fără fuse, curelușe și role întinzătoare		
7.	Idem6., fără arbore principal		
8.	Idem7., fără ventilator		
9.	Electromotor acționare		Mers în gol

Cu datele din tabelul 1 se obțin consumurile de putere pe operații și mecanisme - tabelul 2.

Tabelul 2

## Puteri consumate

Mașina de filat.....

Nr crt.	Operații și mecanisme	Puterea (W)	Puterea (%)	Obs.
1.	Mers în sarcină la sfârșitul levatei			
2.	Procesul tehnologic			
3.	Trenul de laminat			Mers în gol
4.	Mecanism mișcare bancă inele			Mers în gol
5.	Cutia angrenajelor			Mers în gol
6.	Fuse, curelușe și role întinzătoare			Mers în gol
7.	Arbore principal			Mers în gol
8.	Ventilator			
9.	Electromotor acționare			Mers în gol

În mod asemănător se pot realiza determinări de consum de putere și pentru alte tipuri de mașini – tabelele 3 și 4.

Tabelul 3

## Puteri măsurate

Mașina.....

Nr. crt.	Condiții de lucru	Puterea (W)	Observații



Tabelul 4

## Puteri consumate

Mașina.....

	<b>Operații și mecanisme</b>	<b>Puterea (W)</b>	<b>Puterea (%)</b>	<b>Observații</b>

## Curbe de rezonanță la fuse textile

Dintre parametrii de bază care servesc la aprecierea calităților de exploatare ale fuselor textile, interesează în mod deosebit cei legați de vibrații:

- vitezele critice,
- zonele de rezonanță,
- amplitudinile oscilațiilor forțate la capătul superior al tijeii fuselor.

Curbele de rezonanță oferă posibilitatea urmării parametrilor menționați.

La turațiile curente de funcționare trebuie ca amplitudinea vibrațiilor la capătul superior al tijeii să aibă valori reduse; în caz contrar crește apreciabil numărul de ruperi la fire.

Zonele de rezonanță sunt caracterizate de amplitudini cu valori mai mari; de aceea trebuie să fie situate în afara domeniului turațiilor de regim. Totodată curba de rezonanță, în zonele menționate, trebuie să fie cât mai aplatizată pentru ca la pornire bobina plină să nu atingă cursorul.

Un dezechilibru sporit al bobinei conduce la creșteri ale amplitudinilor tijeii.

În cadrul acestei aplicații este prezentat modul de obținere a curbelor de rezonanță la fuse textile pentru diferite valori ale dezechilibrului bobinei, în vederea stabilirii parametrilor calitativi privind vibrațiile.

### *1. Fundamente fizice*

Pentru urmărirea oscilațiilor capătului superior al tijeii fusului se utilizează un traductor fotoelectric care permite măsurarea amplitudinii vibrațiilor fără contact direct cu tija fusului.

În figura 1 este prezentată schema de principiu a traductorului folosit pentru experimentare.

Vibrațiile capătului superior al tijeii fusului 1 produc variații ale fluxului luminos 2, preluat de fotodioda 3. Apar astfel variații de curent care sunt proporționale cu amplitudinea; acestea sunt preluate de amplificatorul 4 și transmise atât la un instrument indicator 5, cât și la un osciloscop catodic 6 – pentru urmărirea caracterului vibrațiilor.

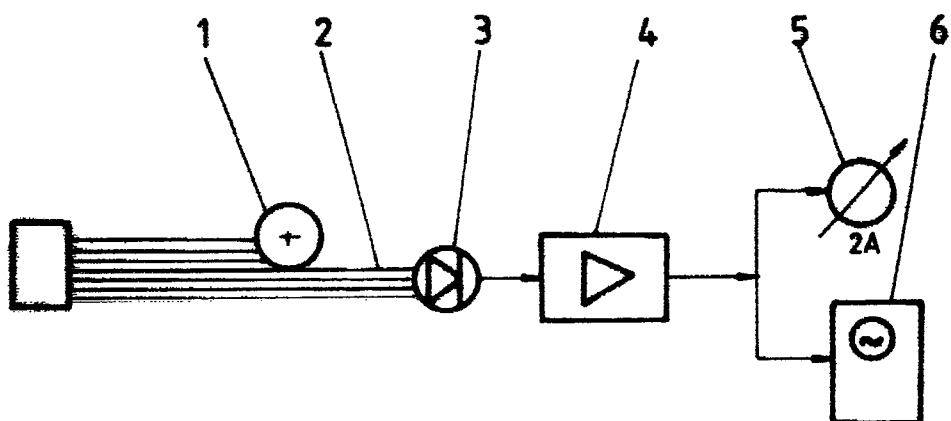


Figura 1

### 2. Schema instalației. Modul de lucru

Variatorul de viteză - figura 2, acționează prin cureaua de antrenare 8 fusul de încercat 1. Vibrațiile capătului superior al tijei fusului înregistrate de traductorul 9 sunt transmise prin amplificatorul 4 la osciloscopul 6 și instrumentul 5.

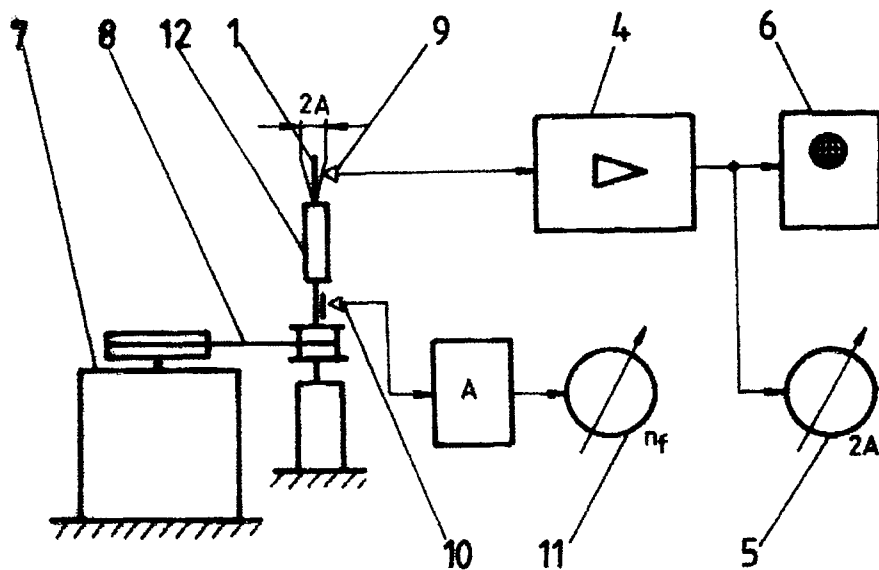


Figura 2

Încercările se realizează atât pentru fusul gol – fără cops și bobină, cât și pentru fusul cu bobină (echilibrată și dezechilibrată), antrenând fusul la diferite valori ale turației în limitele care să cuprindă începutul zonei de rezonanță și turația maximă de exploatare.

Pentru a avea controlul dezechilibrului, bobina reală este înlocuită cu o bobină echivalentă metalică 12 amplasată la nivelul centrului de greutate al bobinei reale, având aceeași masă și aceleași momente de inerție. Pe bobina echivalentă se pot monta greutăți cu ajutorul cărora se reglează dezechilibrul la valorile stabilite pentru încercări.

Înainte de efectuarea măsurătorilor se etalonează instalația astfel: se așează pe tija fusului, în calea fluxului luminos, un inel etalon cu excentricitate cunoscută (de exemplu 0,5 mm); rotind fusul se reglează amplificarea, astfel ca la instrument să se obțină indicația corespunzătoare.

Turația fusului se măsoară cu traductorul magnetic 10, blocul electronic A și instrumentul indicator 11.

### 3. Date experimentale

Vor fi încercate două tipuri de fuse textile care fac parte din categoria fuselor ușoare, în gama turațiilor de 1500.....18000 rot/min pentru următoarele situații:

- fără bobină;
- cu bobină echilibrată;
- cu bobină dezechilibrată (valoarea momentului de dezechilibru fiind 1, 2 și  $3 \times 10^{-5}$  Kg·m pentru fuse ușoare).

Datele experimentale se înscriu în tabelele 1 și 2 transpunându-se apoi curbele de rezonanță corespunzătoare pe graficele din figurile 3 și 4.

Urmărind graficele din figurile 3 și 4 se poate stabili o serie de concluzii cu privire la:

- întinderea zonelor de rezonanță;
- valorile amplitudinilor în zonele de rezonanță;
- valorile amplitudinilor în zonele de lucru;
- influența dezechilibrului asupra amplitudinilor.

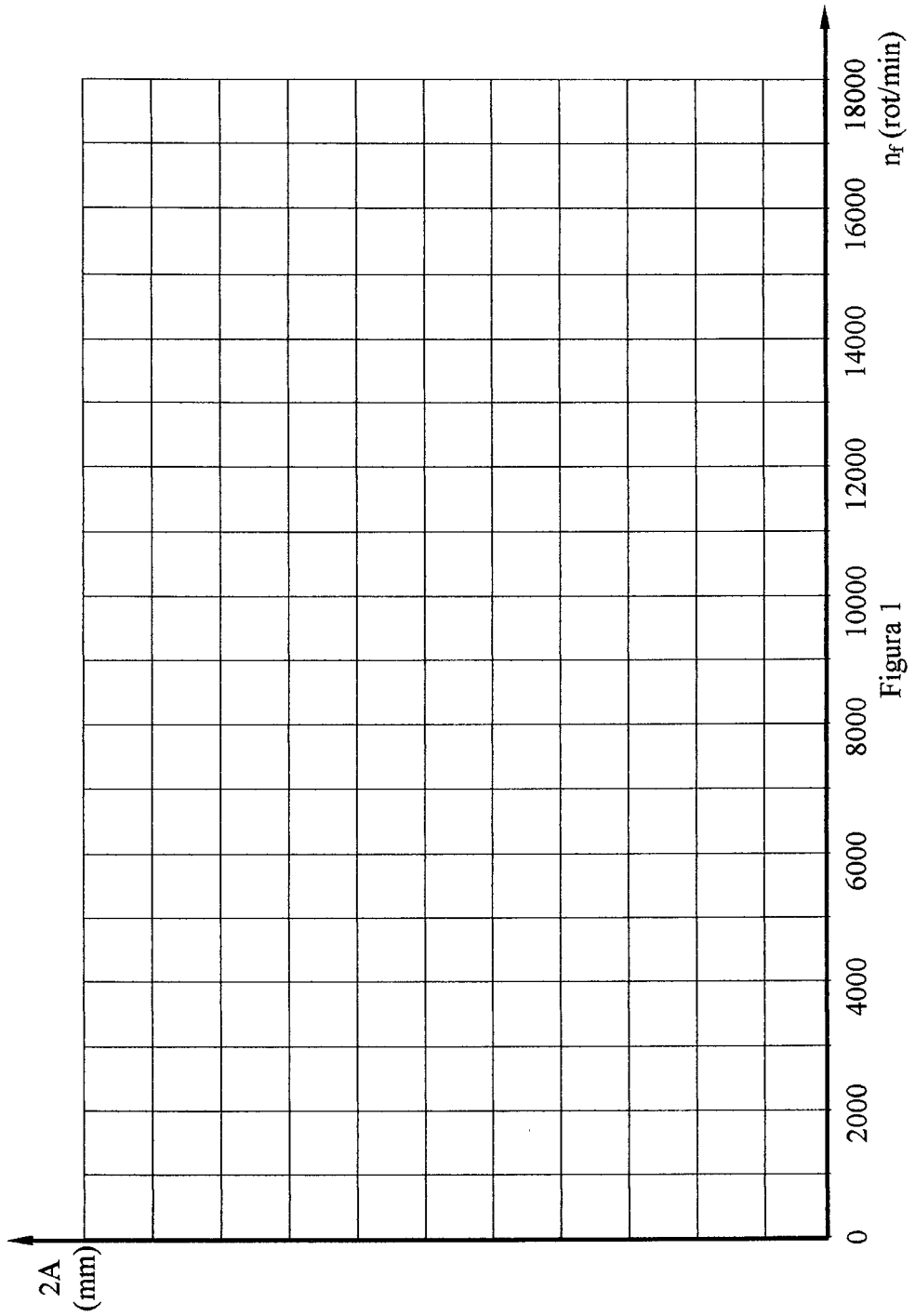
Se menționează că dubla amplitudine în zona de lucru nu trebuie să depășească 0,35 mm.

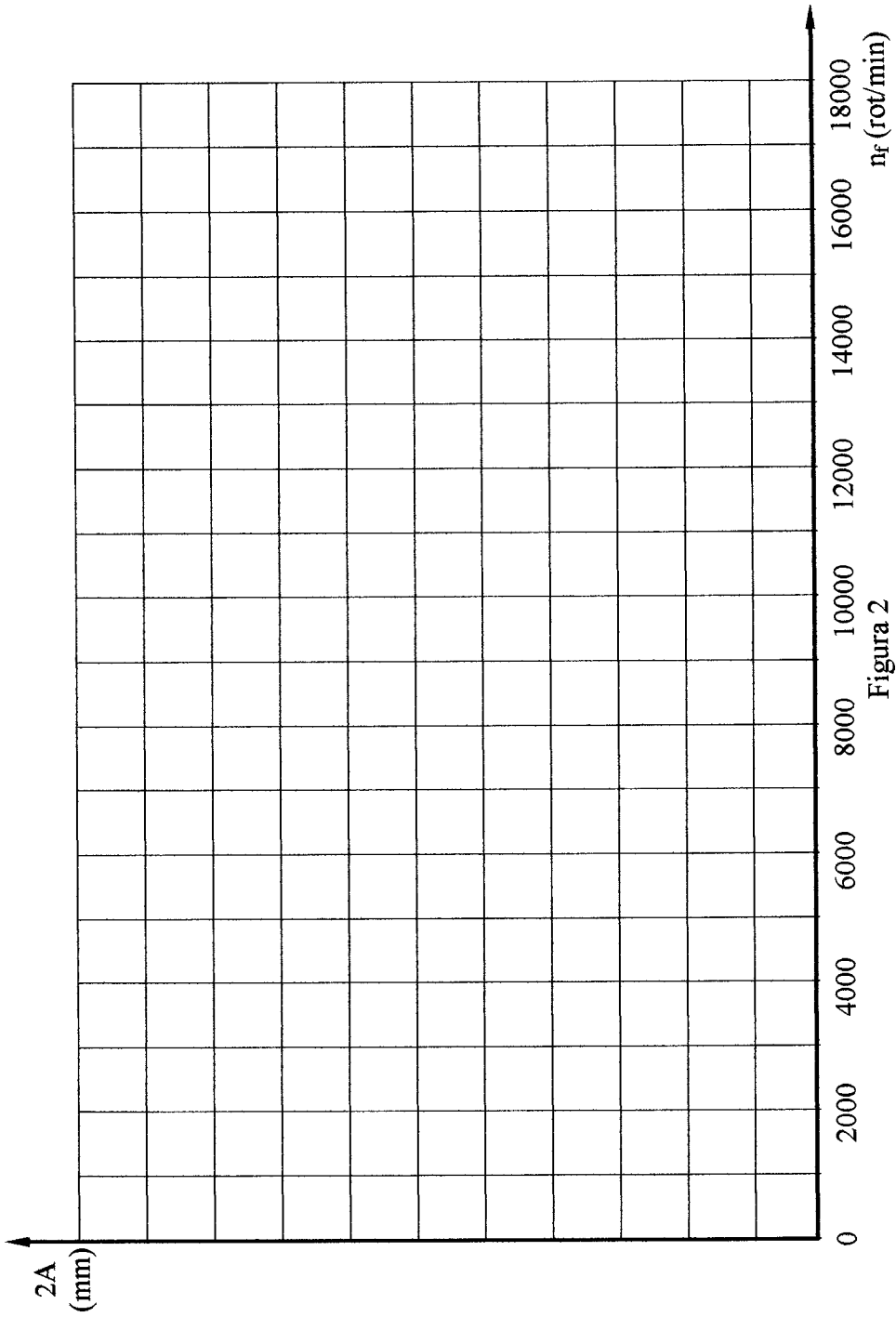
Tabelul 1

Nr. crt.	Viteza de rotație a fusului (rot/min)	Fără bobină	Cu bobină și moment de dezechilibru $\delta$ (Kg·m)			
			$\delta = 0$	$\delta = 1 \times 10^{-5}$	$\delta = 2 \times 10^{-5}$	$\delta = 3 \times 10^{-5}$
1.	1800					
2.	2000					
3.	2200					
4.	2400					
5.	2600					
6.	2800					
7.	3000					
8.	3500					
9.	4000					
10.	5000					
11.	6000					
12.	8000					
13.	10000					
14.	12000					
15.	14000					
16.	16000					
17.	18000					

Tabelul 2

Nr. crt.	Viteza de rotație a fusului (rot/min)	Fără bobină	Cu bobină și moment de dezechilibru $\delta$ (Kg·m)			
			$\delta = 0$	$\delta = 1 \times 10^{-5}$	$\delta = 2 \times 10^{-5}$	$\delta = 3 \times 10^{-5}$
1.	1800					
2.	2000					
3.	2200					
4.	2400					
5.	2600					
6.	2800					
7.	3000					
8.	3500					
9.	4000					
10.	5000					
11.	6000					
12.	8000					
13.	10000					
14.	12000					
15.	14000					
16.	16000					
17.	18000					









## Echilibrarea dinamică a tamburilor de cardă

Echilibrarea dinamică a cilindrilor de cardă aflați în mișcare de rotație, ca de exemplu tamburul principal, cilindrul perietor, cilindrul rupător, conduce la evitarea vibrațiilor cu amplitudini care depășesc limitele admisibile.

Prin limitarea amplitudinilor vibrațiilor se creează condiții mult îmbunătățite pentru menținerea ecartamentelor la valoarea prescrisă, reducerea încărcării lagărelor și o funcționare liniștită a întregii mașini.

### 1. Fundamente fizice

Echilibrarea dinamică se efectuează cu o instalație portabilă, fără demontarea cilindrului de pe cardă, măsurându-se valorile amplitudinilor vibrațiilor lagărelor în regim constant de viteză,  $\omega = \text{constant}$  – figura 1.

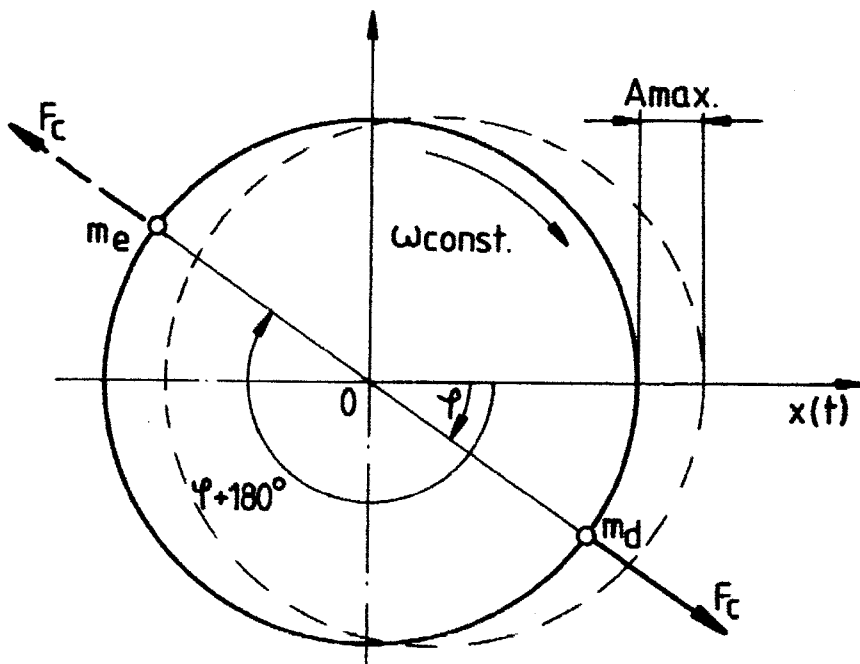


Figura 1

În asemenea condiții se obține proporționalitate între amplitudinea  $A_{\max}$  și masa de dezechilibru  $m_d$  care provoacă această amplitudine, precum și menținerea la aceeași valoare (indiferent de mărimea dezechilibrului) a unghiului de fază  $\varphi$  dintre direcția deplasării maxime  $A_{\max}$  și forța centrifugă  $F_c$  provocată de  $m_d$ . Masa  $m_d$  se află totdeauna în avans față de direcția deplasării maxime.

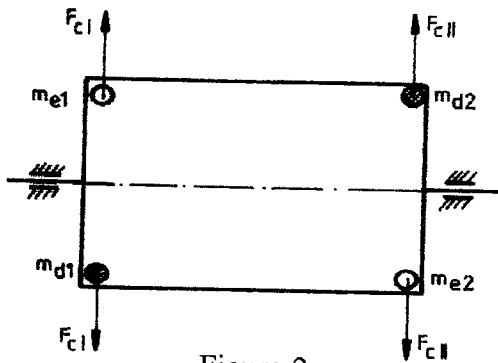


Figura 2

Pentru echilibrare se amplasează o masă  $m_e$  în poziție  $\varphi+180^\circ$  cu valoare stabilită în funcție de valoarea amplitudinii  $A_{\max}$ .

Echilibrarea dinamică se efectuează succesiv pentru cele două plane I și II de la capetele tamburului - figura 2, anulându-se astfel cuplul forțelor centrifuge provocate de masele de dezechilibru  $m_{d1}$  și  $m_{d2}$ .

## 2. Schema bloc. Principiul de funcționare

Schema bloc a instalației de echilibrare dinamică este prezentată în figura 3. De la rotorul în mișcare sunt captate un semnal aproximativ sinusoidal obținut cu ajutorul traductoarelor seismice  $Tr_1$  și  $Tr_2$ , proporțional cu amplitudinile vibrațiilor lagărelor în plan orizontal și un semnal sub formă de impulsuri triunghiulare obținut cu traductorul magnetic  $Tr_3$  de la un excitator (material magnetic sau feromagnetic) fixat pe rotor, reprezentând poziția „zero” de referință pentru măsurarea unghiurilor de poziție; de menționat că perioada acestor semnale este aceeași.

Semnalele de la traductoarele seismice sunt amplificate și filtrate (bloc electronic A) apoi prelucrate cu ajutorul unui detector (bloc electronic B), pentru ca la instrumentul de măsură să se poată citi valorile maselor de dezechilibru  $m_d$  din planele I, respectiv II de la extremitățile rotorului, mase care sunt proporționale cu amplitudinile vibrațiilor lagărelor.

Semnalele triunghiulare de la traductorul de poziție  $Tr_3$  sunt amplificate și transformate în semnale dreptunghiulare folosind circuite adecvate (blocurile electronice A și E); acestea sunt preluate de un integrator (bloc electronic F), obținându-se la ieșire valoarea vitezei rotorului.

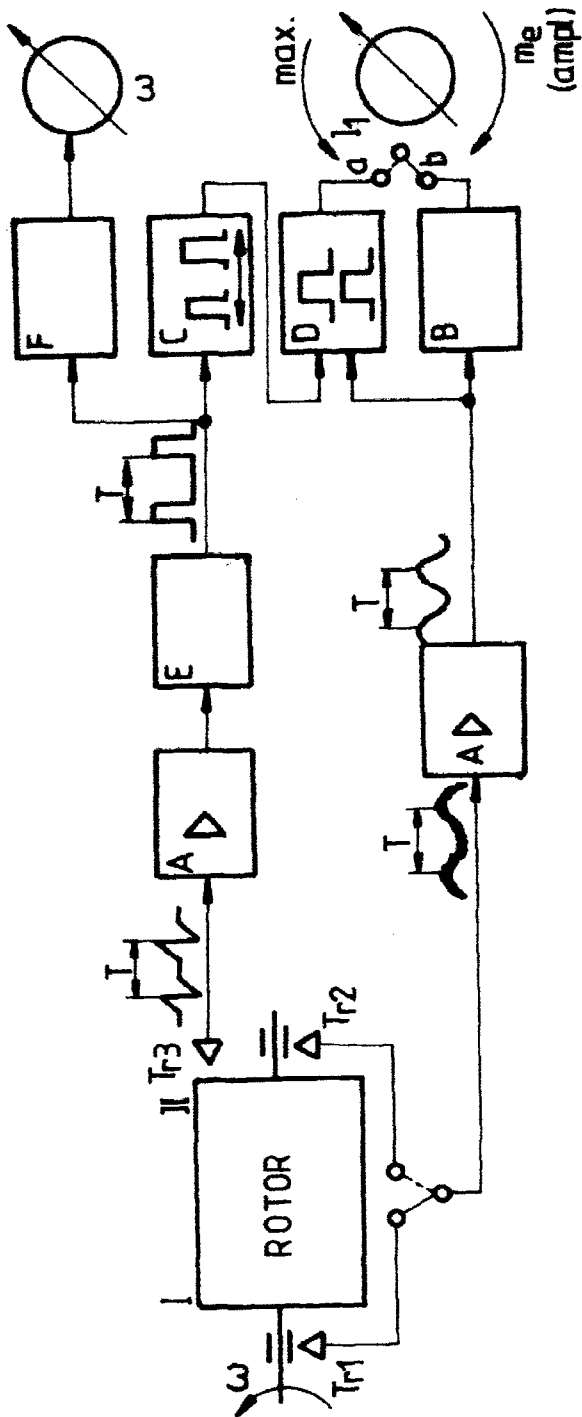


Figura 3

Pentru cunoașterea pozițiilor unghiulare ale amplitudinilor vibrațiilor lagărelor față de reperul „zero” menționat mai sus, semnalul sinusoidal de la  $Tr_1$  sau  $Tr_2$  este transformat în semnal dreptunghiular în detectorul de fază **D** în care este introdus și semnalul dreptunghiular de poziție trecut prin defazorul **C**; acționând asupra defazorului, semnalul de ieșire se va decala cu o anumită valoare  $\theta$  pentru ca cele două semnale intrate în detectorul de fază să fie în fază. La instrumentul indicator apare o deviație maximă. Pe defazor se citește valoarea unghiului  $\theta$ .

Traductoarele seismice  $Tr_1$  și  $Tr_2$  sunt executate în conformitate cu schița din figura 4. În câmpul magnetic creat de magnetii permanenți **1**, fixați pe carcasa **2**, pot oscila în plan orizontal bobinele **3**, care împreună cu placa de cupru **4** sunt prinse elastic față de carcasă prin lamelele **5**. Carcasa traductorului se fixează cu ajutorul piesei **6** de capacul lagărului prin intermediul unui braț rigid.

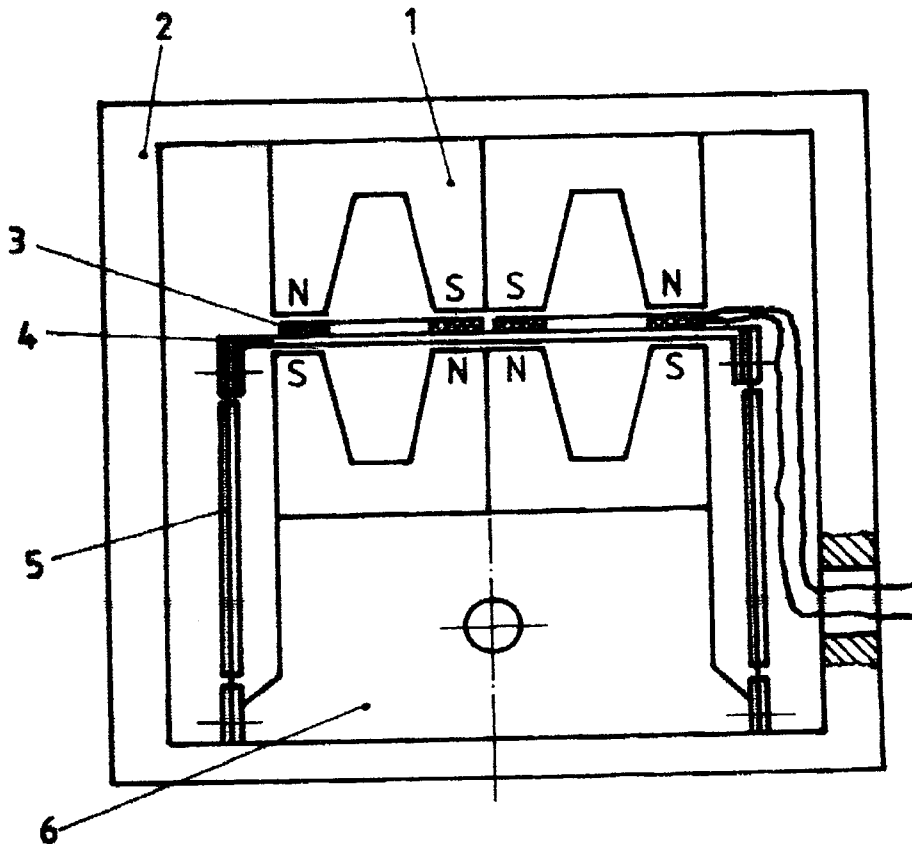


Figura 4

În timpul funcționării mașinii, vibrațiile lagărului în plan orizontal produc mișcări relative ale bobinelor față de grupul de magneti și drept urmare, iau naștere curenți de inducție care au o frecvență egală cu frecvența de rotație; tensiunile respective indicate de instrumentul de măsură final sunt proporționale cu amplitudinile vibrațiilor lagărelor.

### 3. Modul de lucru

În starea de echilibrare existentă (de exemplu pentru planul I), se lansează rotorul la turația  $n$  stabilă. Cu indicația instrumentului (comutatorul  $I_1$  în poziția  $b$  - figura 3) se calculează amplitudinea  $OA$  a lagărului (figura 5). Se acționează asupra defazorului (comutatorul  $I_1$  în poziția  $a$  - figura 3) până se obține deviația maximă la instrument, citindu-se apoi pe cadranul defazorului unghiul de poziție  $\theta_A$  sub care se trasează vectorul  $OA$  la o scară corespunzătoare.

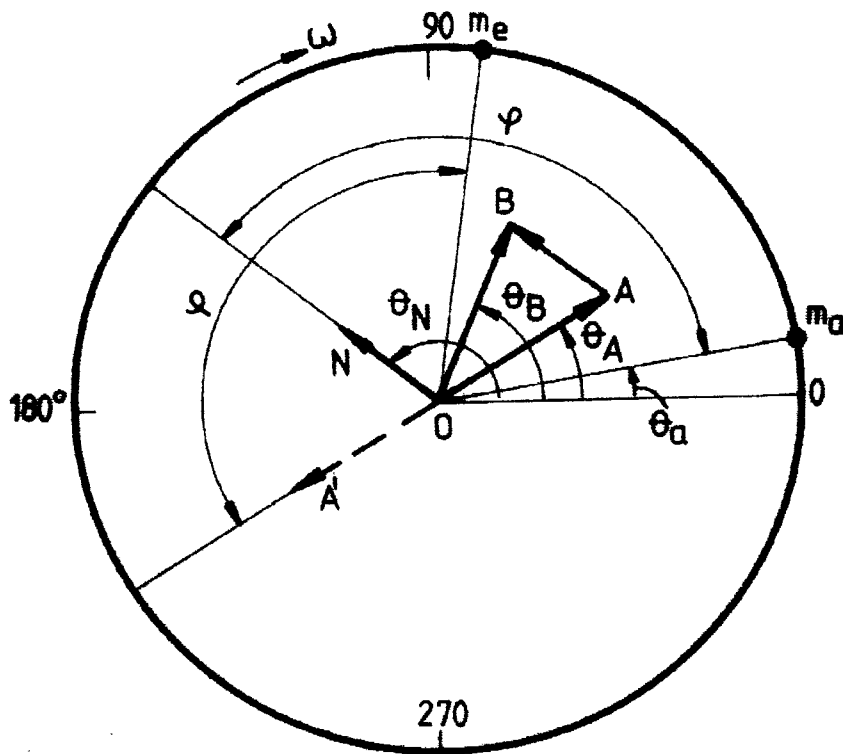


Figura 5

Se așează pe rotor, în planul de echilibrare o masă  $m_a$  sub un unghi  $\theta_a$  arbitrar ales. Rotorul fiind din nou pus în mișcare se determină, așa cum

s-a procedat anterior, amplitudinea **OB** și unghiul  $\theta_B$  cu care se completează diagrama din figura 5. Vectorul **AB** reprezintă deplasarea provocată numai de masa  $m_a$ , având poziția precizată de unghiul  $\theta_N$  (**AB** și **ON** sunt paralele și egale).

Unghiul de fază este:

$$\varphi = \theta_N - \theta_a$$

Valoarea masei de echilibrare, ținând seama de proporționalitatea deplasărilor cu masele care le-au provocat, rezultă:

$$m_e = \frac{OA}{AB} \cdot m_a$$

Echilibrarea în planul **I** se obține amplasând masa  $m_e$  în avans cu unghiul de fază  $\varphi$  față de un vector **OA'** opus lui **OA**; masa auxiliară  $m_a$  se scoate de pe rotor.

Aceleași operații se efectuează și pentru planul **II**.

Se recomandă a se verifica echilibrarea din planul **I** și a se face corecția cuvenită întrucât schimbările din planul **II** pot aduce modificări care să situeze dezechilibrul peste limitele prescrise.

#### Observații:

a) Amplitudinile vibrațiilor lagărelor se calculează cu relația:

$$A = K_A \cdot K_T \cdot A_D \quad (\mu m)$$

în care,  $A_D$  reprezintă numărul de diviziuni citite la instrumentul de măsură (tasta  $T_2$  jos),  $K_A$  este factor de sensibilitate (0,01; 0,1; 1; 10),  $K_T$  este constanta traductorului seismic.

b) Masa auxiliară  $m_a$  se adoptă cu o valoare de 1...3 kg.

c) Unghiurile de poziție  $\theta^\circ$  se stabilesc cu relația:

$$\theta^\circ = K_\theta \cdot \theta_1^\circ$$

în care,  $K_\theta$  este valoarea citită pe scara defazorului pentru poziția când la instrumentul  $A_D$  se obține o deviație maximă,  $\theta_1^\circ$  se obține din graficul prezentat în figura 6 pentru turația  $n$  indicată de instrument.

În cazul în care se obțin pentru cele două poziții limită la defazor deviații **a** și **b** la instrumentul  $A_D$ , unghiurile de poziție  $\theta^\circ$  se calculează cu relația:

$$\theta^\circ = \theta_1^\circ + \frac{\theta_s^\circ}{1 + a/b}$$

în care,  $\theta_1^\circ$  și  $\theta_s^\circ$  se iau cu valorile corespunzătoare turației  $n$  din graficul prezentat în figura 6.

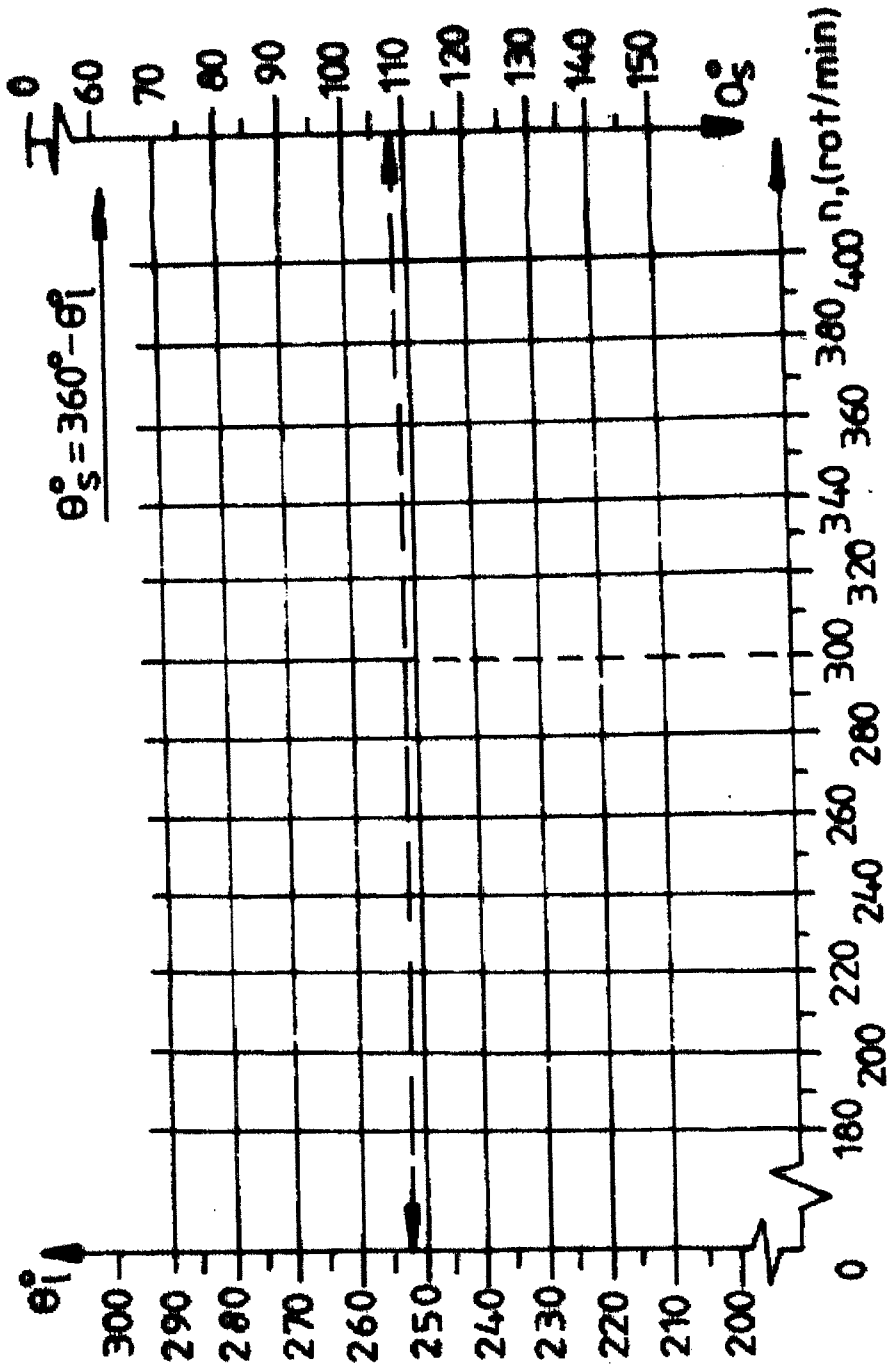


Figura 6



d) După amplasarea maselor de echilibrare se măsoară amplitudinile finale  $A_f$ , care nu trebuie să depășească limitele admise ( $A_{adm} \leq 3 \mu\text{m}$  pentru card).

e) Datele măsurate și calculate se înregistrează în tabelul 1 care însoțește diagrama.

Tabelul 1

Planul de echilibrare	OA (div)	$A_f^*$ ( $\mu\text{m}$ )	$\theta^\circ_A$	$m_a$ (g)	$\theta^\circ_a$	OB (div)
I						
I						
II						
II						

Tabelul 1 (continuare)

Planul de echilibrare	$\theta^\circ_B$	AB (div)	$m_e^{**}$ (g)	$OA_f$ (div)	$A_f^{***}$ ( $\mu\text{m}$ )	Obs.
I						
I						
II						
II						

$$* A_f = K_A \cdot K_T \cdot OA \text{ (}\mu\text{m)}$$

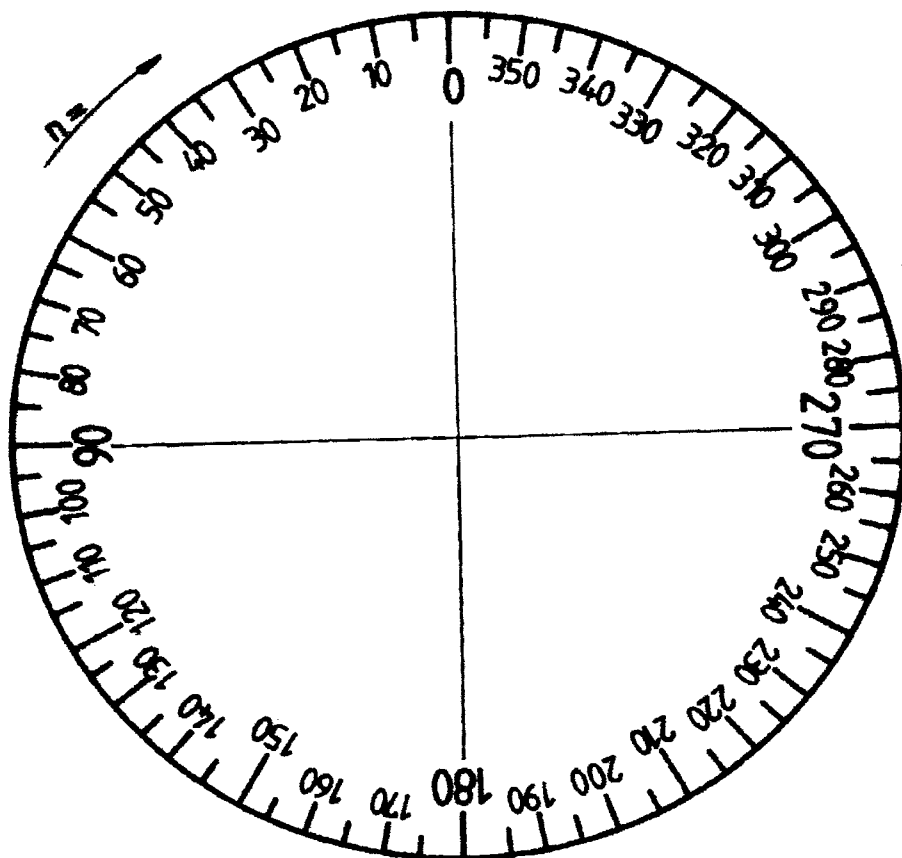
Amplitudinea inițială (starea existentă)

$$** m_e = \frac{OA}{AB} \cdot m_a$$

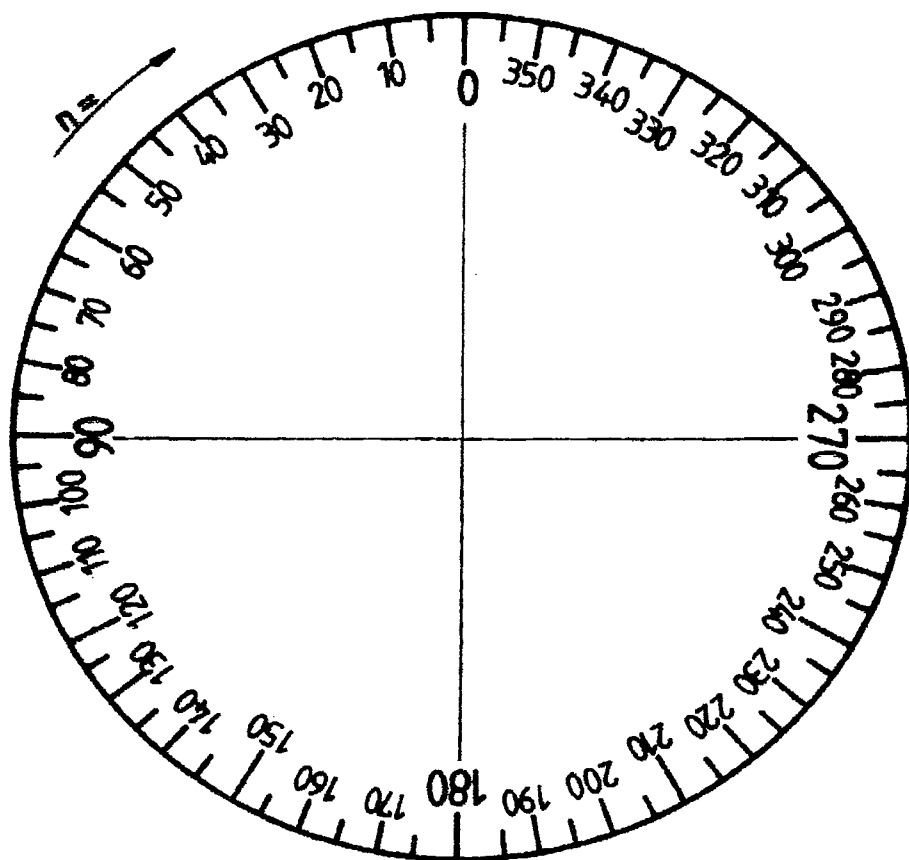
Masa de echilibrare

$$*** A_f = K_A \cdot K_T \cdot OA_f$$

Amplitudinea finală (după echilibrare).



Planul de echilibrare I



Planul de echilibrare II

## **Factori care influențează consumul de putere la fuzele textile**

Ponderea cea mai mare de putere consumată la mașinile de filat și de răsucit cu inele revine fuselor textile. Acest consum de putere depinde atât de soluția constructivă, cât și de condițiile de exploatare.

Factorii cei mai importanți legați de exploatare sunt:

- turația fusului,
- dimensiunile bobinei,
- caracteristicile bobinelor (felul fibrelor, torsiunea, finețea),
- dezechilibrul bobinei,
- tensiunea de înfășurare,
- vâscozitatea uleiului din cupa fusului,
- stadiul rodajului.

Cunoașterea influenței factorilor enumerați asupra consumului de putere oferă posibilitatea stabilirii măsurilor corespunzătoare în vederea îmbunătățirii exploatării fuselor de la mașinile de filat și de răsucit.

### ***1. Fundamente fizice***

Pentru determinarea consumului de putere la fuzele textile se folosește un dinamometru de torsiune - figura 1, cu ajutorul căruia se măsoară momentul de rotație  $M_{td}$  necesar pentru antrenarea curelușei care rotește la rândul ei fusul.

Dinamometrul de torsiune este alcătuit din roata 1 fixată pe tija 2, roata 3 liberă pe tija 2 și arcul elicoidal de torsiune 4 care leagă elastic roțile 1 și 3.

În timpul rotirii intervine consumul de putere al fusului astfel încât între cele două roți apare momentul  $M_{td}$  care torsionează arcul 4 cu un unghi  $\theta$ .

Dinamometrul este prevăzut cu un amortizor hidraulic menit să atenueze oscilațiile relative dintre roțile 3 și 4.

Unghiul  $\theta$ , proporțional cu  $M_{td}$ , este măsurat cu ajutorul traductoarelor de poziție  $T_I$  și  $T_{II}$  ale căror semnale sunt prelucrate într-un bloc

electronic **B** care la ieșire este prevăzut cu un indicator pentru  $M_{td}$  și un indicator pentru  $\omega_d$ .

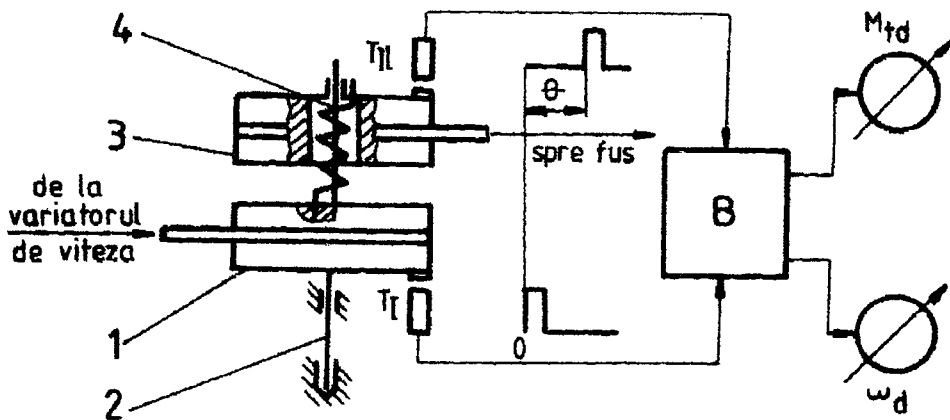


Figura 1

## 2. Schema instalației .Modul de lucru

Fusul 5 pentru încercat – figura 2, primește mișcarea de rotație de la variatorul de viteză 6 prin intermediul dinamometrului de torsiune 7, a curelelor de antrenare 8 și 9 și a rolei întinzătoare 10 care realizează în curea o forță de întindere constantă.

Puterea consumată de fus, în watt, se determină cu relația :

$$P = \omega_d \cdot M_{td} - P_0 \quad (1)$$

în care:  $\omega_d$  -viteza unghiulară a dinamometrului, în rad/s,

$M_{td}$  -momentul de răsucire indicat de dinamometru, în N m,

$P_0$  - puterea consumată în gol de dinamometru, curelușă 9 și rola întinzătoare 10, antrenându-le numai pe acestea, în watt.

Puterea se calculează cu relația:

$$P_0 = \omega_d \cdot M_{td0} \quad (2)$$

în care  $M_{td0}$  este momentul de răsucire citit la dinamometru antrenând numai curelușă și rola întinzătoare, în N m.

În vederea determinării influenței dezechilibrului bobinei asupra consumului de putere, bobina reală este înlocuită cu o bobina metalică echivalentă 11 (cu aceeași masă și același moment de inerție față de axa principală) cu posibilitatea reglării dezechilibrului la valoarea stabilită inițial.

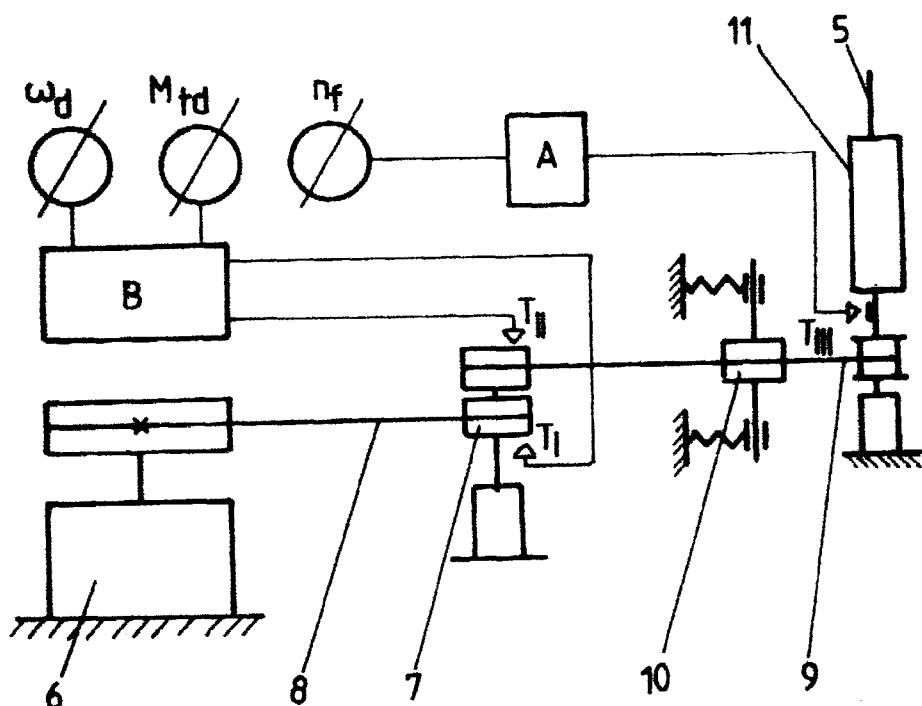


Figura 2

Pentru determinările legate de influența felului fibrelor asupra consumului de putere se folosesc bobine reale.

Turația fusului se măsoară cu traductorul magnetic  $T_{III}$ , blocul electronic A și indicatorul  $n_f$ .

### 3. Date experimentale

Pe standul de probă se vor determina consumurile de putere ale fuselor după urmatorul program:

- a) Stabilirea puterii pierdute prin frecare,  $P_0$ .
- b) Stabilirea consumului de putere funcție de turația fusului în următoarele variante :
  - fara bobină;
  - cu bobină echilibrată;
  - cu bobină dezechilibrată (valoarea momentului de dezechilibru fiind, spre exemplu, la fuse ușoare de  $1, 2, 3 \times 10^{-5}$  Kg m);
  - cu bobine de același volum, pe care sunt înfășurate fire din diferite fibre (viscoză, lână, bumbac, in, PNA, etc) cu aceeași finețe și torsiune.

Datele experimentale se înscriu în tabelele 1, 2 și 3 trasându-se apoi curbele consumului de putere corespunzătoare pe graficele din figurile 3 și 4.

Urmărind graficele din figurile 3 și 4 vor fi trase concluzii cu privire la valorile puterii consumate de fuse la mers în gol, la influența dezechilibrului bobinei și a felului fibrelor de pe bobină asupra acestui consum energetic.

Se va calcula economia de energie pentru 100.000 de fuse pe durata unui an dacă s-ar lucra cu un dezechilibru de  $1 \times 10^{-5}$  în loc de  $3 \times 10^{-5}$  Kg m.

Tabelul 1

Puterea  $P_0$  (W) pierdută prin frecările dinamometrului cu aerul și la transmisia prin curelușă

Viteza de rotație a fusului $n_f$ (rot/min)	Viteza unghiulară a dinamometrului $\omega_d$ (rad/s)	Momentul de răsucire $M_{tdo}$ (N m)	Puterea pierdută $P_0$ (w)
3000			
4000			
5000			
6000			
7000			
8000			
9000			
10000			
11000			
12000			
13000			
14000			
15000			
16000			
17000			
18000			







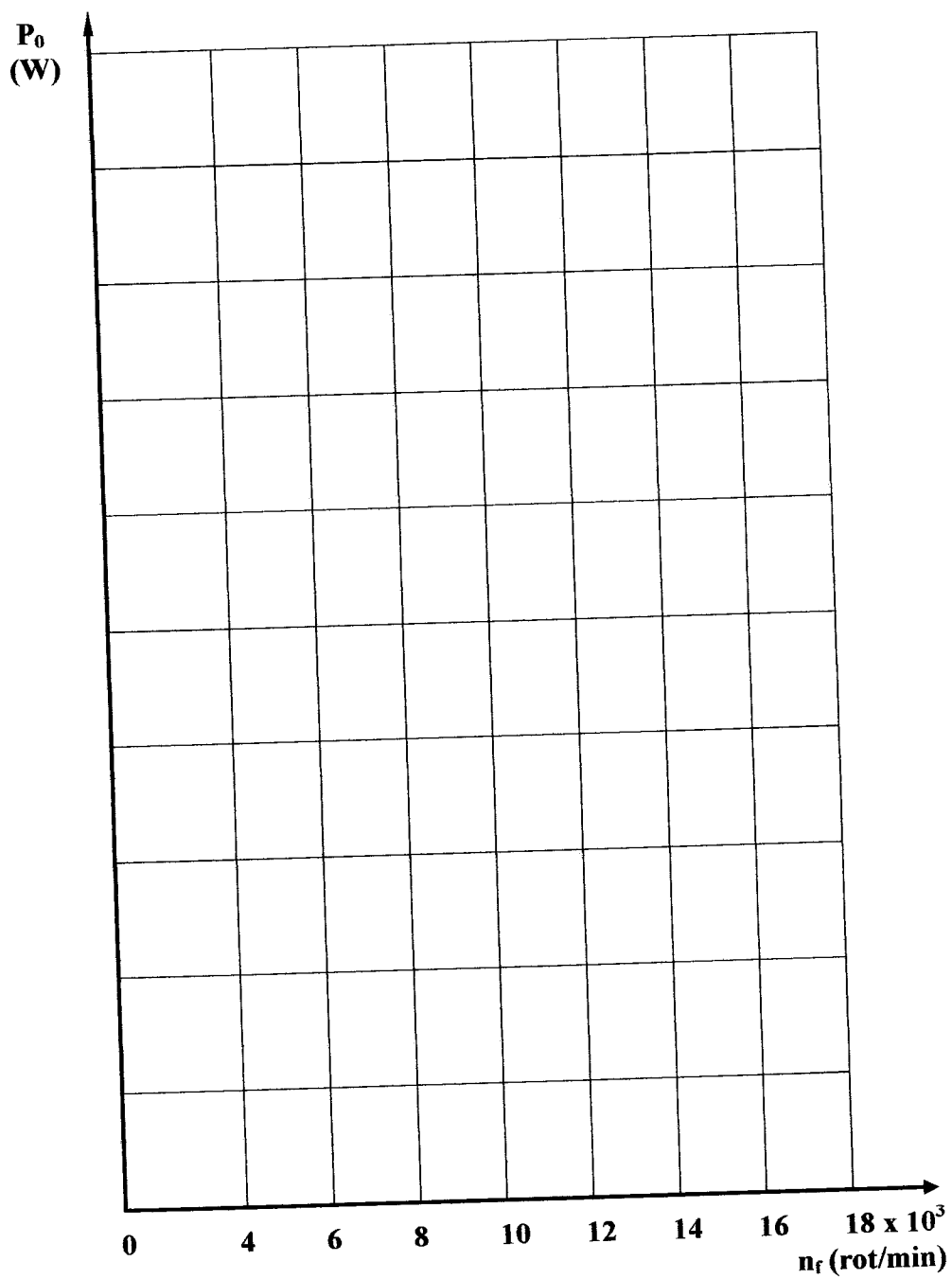


Figura 3

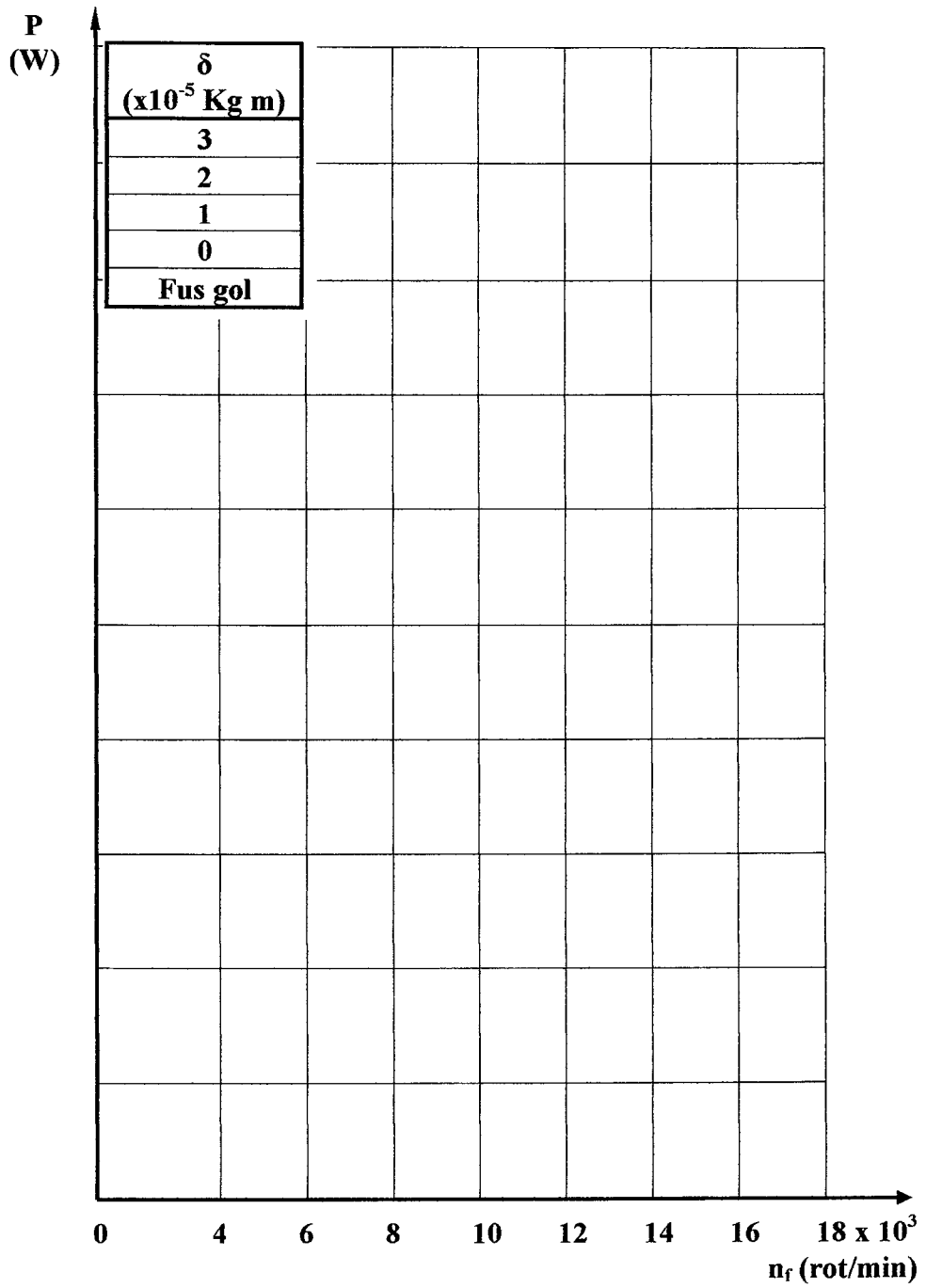


Figura 4

## Testarea furcilor de flaiier în regim dinamic

Pentru realizarea unei funcționări corecte și sigure a furcilor de flaiier se impun a fi îndeplinite din punct de vedere mecanic următoarele condiții:

a) Echilibrare dinamică, astfel ca momentul de dezechilibru al furcii la turația de exploatare să nu depășească limitele admisibile ( $M_{da}$ ); aproximativ  $10^{-4}$  kgm la furcile mari și  $0,5 \times 10^{-4}$  kgm la furcile mici, degetul presător fiind în poziție mijlocie.

b) Deformațiile elastice ale brațelor la capete sub acțiunea forțelor centrifuge să nu depășească anumite limite pentru ca brațele furcilor alăturate să nu-și intersecteze traiectoriile; totodată deformațiile să aibă aceleași valori la ambele brațe cu scopul menținerii echilibrării la orice viteză de exploatare.

c) Rezistență a brațelor furcii la solicitările provocate de forțele centrifuge; practic nu trebuie să apară deformații permanente la o turație majorată cu 20 ... 25% față de turația nominală maximă de exploatare.

În cadrul acestei aplicații se vor efectua pe un stand adecvat, echilibrarea statică și dinamică a furcilor selecționate pentru testare, măsurarea deformărilor și proba de rezistență a celor două brațe.

### 1. Fundamente fizice

*Echilibrarea dinamică* este realizată atunci când axa principală de inerție coincide cu axa geometrică a furcii. În acest scop este necesar ca centrul de masă  $C$  al furcii să fie situat pe axa geometrică, iar centrele de masă  $C_1$  și  $C_2$  ale brațelor – figura 1a, să se afle în același plan perpendicular pe axa menționată. Dacă centrul de masă  $C$  este pe axa geometrică, iar  $C_1$  și  $C_2$  sunt în plane diferite – figura 1b, sistemul este echilibrat numai static. În regim dinamic ( $n_f \neq 0$ ) apar forțele centrifuge  $F$  care dau naștere unui cuplu  $F \cdot d$  provenit de la momentul de dezechilibru  $M_d = m \cdot a$ ,  $m$  fiind masa brațului. În această situație pentru echilibrarea dinamică, în principiu, se aplică câte o masă pe fiecare din cele două brațe astfel încât să se creeze în regim dinamic un moment de echilibrare  $M_e$  care să anuleze momentul  $M_d$  din planul furcii. Această operație se

---

efectuează de către constructorul de furci prin dimensionarea corespunzătoare a brațelor.

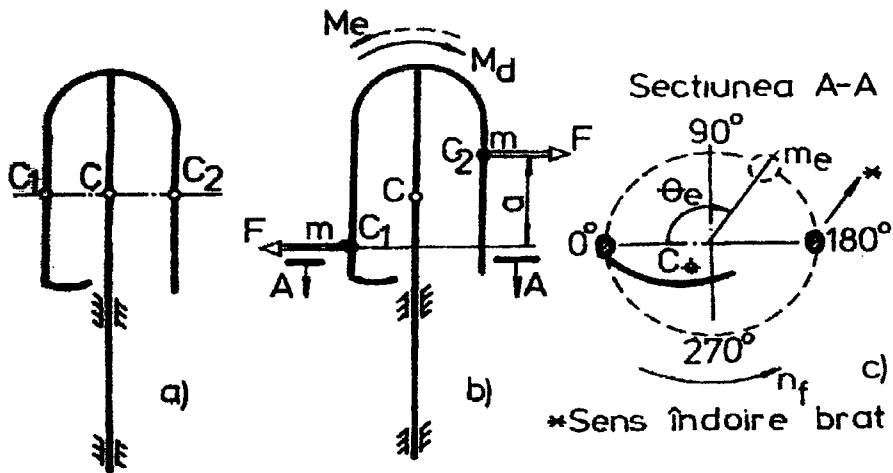


Figura 1

Dacă centrul de masă  $C$  nu se află pe axa geometrică a furcii, cu ajutorul standului de testare se stabilesc valoarea masei de echilibrare  $m_e$  și poziția unghiulară  $\theta_e$  în care trebuie amplasată masa menționată – figura 1c. De regulă apare situația din figură, când masa de echilibrare ar trebui situată în afara planului furcii, caz în care se îndoiește unul dintre brațe (brațul pasiv) pentru a aduce centrul de masă  $C$  pe axa geometrică.

Descentrarea furcilor este deseori provocată în timpul exploatării flaielor de manevrele dure de scoatere a acestora de pe fus în faza efectuării levatelor.

Dezechilibrul dinamic poate fi provocat și de eventuale modificări aduse furcii (brațe, deget presător).

*Deformațiile elastice* ale brațelor furcii  $f_a$  și  $f_e$  provocate de forțele centrifuge provenite de la masele distribuite se măsoară la extremitățile brațelor – figura 2. Valorile acestora se pot determina prin calcul cu rezultate aproximative datorită în special formei complexe a brațului activ; rezultate precise se pot obține însă pe standuri de testare adecvate.

Pentru ca furca să-și mențină echilibrarea la orice regim de viteză este necesar ca  $f_a = f_e$ ; dacă deformațiile nu sunt egale furca se va echilibra pe stand la turația preponderentă în exploatarea flaiului.

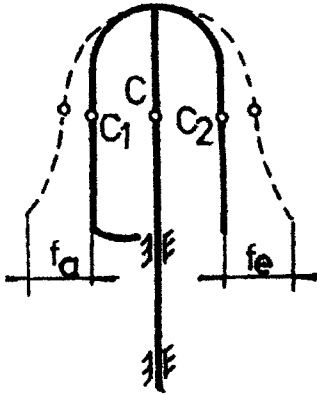


Figura 2

Rezistența brațelor furcii se verifică pe stand lansând furca la o turație majorată; la oprire deformațiile  $f_a$  și  $f_e$  trebuie să revină la "zero".

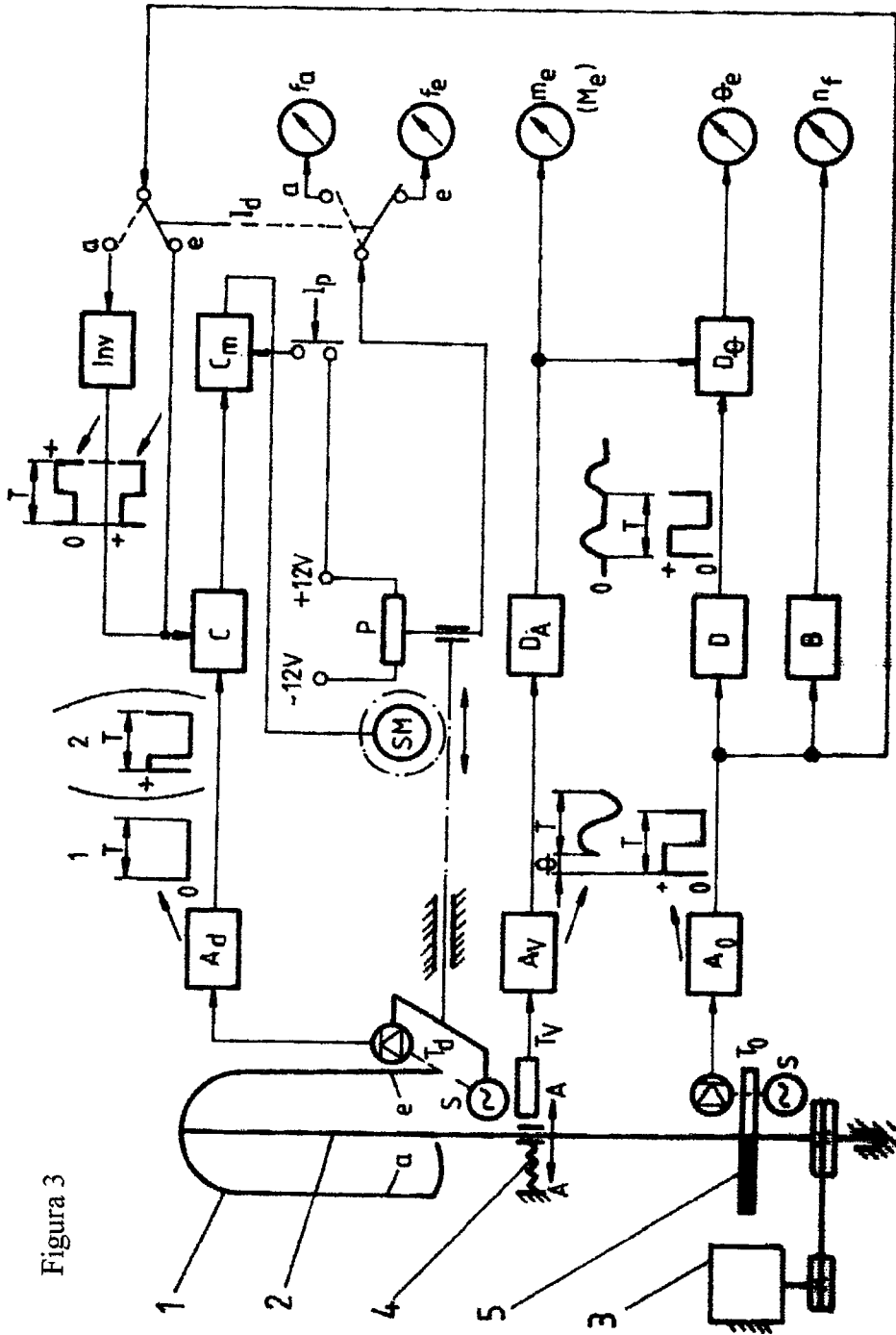
În vederea testărilor privind obiectivele menționate se utilizează un stand pe care furca este acționată cu viteză variabilă furnizînd o serie de semnale captate prin intermediul unor traductoare, prelucrate apoi în blocuri electronice adecvate, pentru ca la aparatele indicatoare finale să fie afișate valoarea masei de echilibrare  $m_e$  (sau a momentului de echilibrare  $M_e$ ), poziția masei respective  $\theta_e$ , turația furcii  $n_f$  și deformațiile celor două brațe  $f_a$  și  $f_e$  – figurile 1 și 2.

## 2. Schema instalației

a) Schema de principiu pentru standul de testare este prezentată în figura 3. Furca 1 este așezată pe fusul 2 antrenat cu viteză variabilă de un electromotor de curent continuu comandat cu ajutorul unor tiristori; lagărul superior 4 este legat elastic față de batiu avînd posibilitatea să oscileze într-un plan A-A, plan în care se măsoară amplitudinea vibrațiilor. Rigiditatea legăturii elastice a lagărului superior este adoptată astfel încît frecvența de rezonanță a ansamblului furcă-fus-lagăr superior să aibă valori suficient de scăzute (5...8 Hz) față de frecvența de rotație în regimurile normale de testare (20...30 Hz). În aceste condiții unghiul de fază  $\varphi$  dintre amplitudinea oscilațiilor sistemului și forța centrifugă provenită de la masa de dezechilibru capătă practic valoarea  $180^\circ$  ceea ce simplifică instalația și operațiile de echilibrare.

De la sistemul mecanic prezentat se obține o serie de semnale cu ajutorul traductoarelor  $T_0$  – pentru poziția unghiulară de referință,  $T_v$  – pentru amplitudinea vibrațiilor în planul A-A și  $T_d$  – pentru deformațiile brațelor. Semnalele respective sunt amplificate cu ajutorul blocurilor electronice  $A_d$ ,  $A_v$  și  $A_0$  la ieșirile cărora se obțin formele indicate în figura 3.

b) Traductorul  $T_0$  este alcătuit din discul 5, jumătate transparent, jumătate opac (planul de simetrie al discului trebuie să coincidă cu planul furcii) prin care poate trece un fascicol luminos de la sursa S spre o fotodiodă; prin rotirea furcii, la ieșirea din amplificator, se obține un



semnal dreptunghiular cu front pozitiv pe o jumătate din perioada  $T$  de rotație. Acest semnal este prelucrat în blocul electronic  $B$  și materializează turația  $n_f$  a furcii care este astfel afișată pe aparatul indicator corespunzător acestui parametru cinematic.

c) Traductorul magnetic  $T_v$  și amplificatorul  $A_v$  captează vibrațiile sistemului mecanic (variații sinusoidale) a căror amplitudini sunt proporționale cu masa de dezechilibru sau momentul de dezechilibru; semnalul trece prin blocul electronic  $D_a$  – detector de amplitudine, și se obține astfel valoarea masei de echilibrare  $m_e$  sau a momentului de echilibrare  $M_e$ ; aceste valori sunt afișate cu ajutorul aparatului indicator corespunzător aflat în structura standului. Semnalul sinusoidal este de regulă defazat cu un unghi  $\theta$  față de semnalul dreptunghiular provenit de la  $T_0$ .

d) Traductorul  $T_d$  este alcătuit din sursa luminoasă  $S$  și o fotodiodă fixate pe un suport care poate fi deplasat în mișcare alternativă de translație de către servomotorul  $SM$  în raport cu furca. Comanda acestui servomotor este realizată de semnalele traductoarelor  $T_d$  și  $T_0$ , care sunt amplificate în blocurile electronice  $A_d$  și  $A_0$ . Aceste semnale sunt prelucrate în blocul electronic de comandă  $C$  și astfel este acționat releul contactor  $C_m$  care este legat, la rîndul său, în circuitul de alimentare al servomotorului  $SM$ .

La ieșirea din amplificatorul  $A_d$  se pot obține două tipuri de semnale, (1) și (2) – figura 3. Semnalul (1) – tensiune  $0$ , apare cînd fotodioda este luminată continuu, situație care corespunde atunci cînd traductorul  $T_d$  este depărtat de furcă. Dacă servomotorul este pornit și traductorul se apropie de furca în mișcare, la un moment dat fascicolul luminos va fi întrerupt de brațul  $e$  al furcii; va apare semnalul (2) cu un scurt front pozitiv, care introdus în blocul de comandă  $C$  împreună cu frontul pozitiv de la  $T_0$  și  $A_0$ , provoacă declanșarea releului  $C_m$  și întreruperea alimentării servomotorului  $SM$ . De menționat că celălalt braț –  $a$ , chiar dacă întrerupe fluxul luminos, nu va acționa declanșarea releului întrucît de la  $A_0$  semnalul este  $0$  (a doua jumătate a perioadei  $T$ ); declanșarea releului  $C_m$  se produce numai cînd ambele semnale sunt pozitive în același moment.

Pentru măsurarea deformației brațului de echilibrare  $f_e$  se lansează furca cu viteză redusă (10...15 rot/min) și se stabilește la indicatorul respectiv o poziție “zero” cu ajutorul potențiometrului  $P$  - figura 3. Se lansează apoi furca la viteza de regim și pe indicator, la oprirea servomotorului, se citește valoarea deformației căutate.



Pentru măsurarea deformației la brațul activ  $f_a$ , se reiau fazele menționate mai sus, comutatorul  $I_d$  fiind trecut în poziția  $a$ ; datorită inversorului  $Inv$  semnalul primit de la  $A_0$  se decalează cu  $T/2$ , realizându-se astfel front pozitiv pentru cea de a doua jumătate a perioadei  $T$ .

Reanclanșarea releului  $C_m$  în vederea alimentării servomotorului, se realizează cu ajutorul întrerupătorului de pornire  $I_p$ , la o scurtă apăsare.

### 3. Modul de lucru

a) Echilibrarea furcilor necesită efectuarea următoarelor operații:

- Etalonarea circuitului electronic privind stabilirea masei de echilibrare, prin aplicarea pe fusul **2**, în locul furcii **1**, a unei mase etalon care să provoace un dezechilibru cunoscut (recomandabil cu valoarea admisibilă pentru furca ce urmează a fi încercată); fusul va fi rotit cu viteza de regim indicată pentru exploatarea furcii.

- Așezarea furcii pe fus în poziția marcată privind brațul de echilibrare.

- Lansarea furcii la viteza de regim.

- Citirea pe aparatul indicator a valorii masei de echilibrare  $m_e$  sau a momentului de echilibrare  $M_e$ .

- În caz că valoarea dezechilibrului depășește limita admisă, se măsoară unghiul  $\theta_e$  pentru poziția de amplasare a masei de echilibrare, acționînd asupra defazorului **D** – figura 3.

- Furca se demontează de pe stand, se așează în dispozitivul de blocare și se deformează brațul de echilibrare conform figurii 1c.

- Se verifică din nou echilibrarea și eventual se fac corecțiile necesare.

- Pentru cazul cînd furca se prezintă ca în figura 1b, se vor aplica indicațiile menționate în paragraful 1.

b) Măsurarea deformațiilor brațelor se efectuează în următoarea ordine – figura 3:

- Se îndepărtează traductorul  $T_d$  de furcă.

- Se antrenează furca cu viteză mică (10...15 rot/min).

- Se pornește servomotorul **SM** cu ajutorul întrerupătorului  $I_p$ .

- După oprirea servomotorului se reglează circuitul aparatului indicator  $f_e$  pentru a se obține valoarea “zero”; se retrage traductorul  $T_d$ .

- Se comută  $I_d$  în poziția  $a$ , se pornește servomotorul și la oprire se reglează indicatorul  $f_a$  pentru a se obține valoarea “zero”; se retrage traductorul  $T_d$ .

- Se lansează furca la viteza de regim, se alimentează servomotorul și la oprire se citește deformația  $f_a$ .

- Se repetă manevrele pentru  $I_d$  în poziția e și se citește  $f_e$ .
- c) Testarea rezistenței brațelor necesită următoarele operații:
  - Furca se rotește la o viteză cu 20...25% mai mare ca viteza de regim, timp de câteva secunde.
  - Se măsoară, urmărind primele trei indicații de la punctul b), deformațiile celor două brațe și se verifică dacă revin la poziția de "zero"; în caz că apar valori diferite de 0, furca se rebutează întrucât a fost depășită limita de curgere a materialului brațelor.

#### 4. Date experimentale

Se vor efectua testări privind echilibrarea, deformațiile brațelor și rezistența brațelor pentru câteva furci.

Cu privire la echilibrare, datele obținute se înregistrează în tabelul 1.

După echilibrare se vor măsura pe stand valorile momentului de dezechilibru  $M_d$  (egal cu  $M_e$ ) pentru turații micșorate în vederea cunoașterii influenței unor eventuale deformații inegale ale brațelor furcii; valorile se înregistrează în tabelul 2.

Cu privire la deformațiile brațelor, incluzînd și testul de rezistență, rezultatele măsurătorilor vor fi înregistrate în tabelul 3.

Tabelul 1

Furcă cu deschidere de.....mm și înălțimea de.....mm

Nr. test	$M_{da}$ ( $\times 10^{-5}$ kg m)	$M_e$ ( $\times 10^{-5}$ kg m)	$m_e$ ( $\times 10^{-3}$ kg)	$\Theta_e$ (grd.)	Turația de echilibrare (rot/min) *
1					
2					
3					
Furcă cu deschidere de.....mm și înălțimea de.....mm					
Nr. test	$M_{da}$ ( $\times 10^{-5}$ kg m)	$M_e$ ( $\times 10^{-5}$ kg m)	$m_e$ ( $\times 10^{-3}$ kg)	$\Theta_e$ (grd.)	Turația de echilibrare (rot/min) *
1					
2					
3					

\* Se va adopta turația nominală maximă prevăzută de constructorul de furci.

Tabelul 2

Furca...../.....(I)...../.....(II)

<b>Turația furcii (rot/min)</b>	<b>I</b>							
	<b>II</b>							
<b>M<sub>d</sub> (x10<sup>-5</sup> kg.m)</b>	<b>I</b>							
	<b>II</b>							

Tabelul 3

<b>Turația furcii (rot/min)</b> *	<b>f<sub>e</sub> (mm)</b>	<b>f<sub>a</sub> (mm)</b>	<b>Turația majorată (rot/min)</b> **	<b>f<sub>oe</sub> (mm)</b> ***	<b>f<sub>oa</sub> (mm)</b> ***	<b>Obs.</b>
Furca...../.....						
Furca...../.....						

\* Idem tabelul 1.

\*\* Turație majorată cu 20 – 25 %.

\*\*\* Valori ale eventualelor deformații remanente provocate de turația majorată.

## Alunecarea curelelor de antrenare a fuselor textile.

În timpul funcționării transmisiilor prin curele de fricțiune apar alunecări elastice ale acestora pe roți - la transmisiile care funcționează normal sau patinări - la supraîncărcări sau la curele cu forță de întindere inițială prea mică.

Fusele textile de la mașinile de filat și de răsucit sunt antrenate fie prin curelușe textile clasice - pentru unul până la patru fuse, fie prin curele tangențiale.

Datorită alunecării inegale a curelușelor cauzată de starea diferită de funcționare (întindere, grosime, uzură, coeficient de frecare etc.) apar diferențe de turație a fuselor ceea ce influențează direct torsiunea firelor și producția mașinilor respective. Spre exemplu, la transmisiile prin curelușe care antrenează câte 4 fuse diferențele de turație sunt rareori sub 3% (adesea se ajunge la 5 %); la acționările prin curea tangențială diferențele sunt numai până la 2%.

Această aplicație prezintă o metodă experimentală pentru determinarea alunecărilor la transmisiile prin curele care antrenează fusele textile.

### 1. Fundamente fizice

La transmisiile prin curele de fricțiune - figura 1, alunecarea curelei pe roți se manifestă prin faptul că viteza periferică  $v_2$  de la roata condusă este mai mică decât viteza  $v_1$  de la roata motoare ( $v_1 > v > v_2$ ). Matematic se definește coeficientul de alunecare  $\xi$  astfel:

$$\xi = \left| \frac{v_1 - v_2}{v_1} \cdot 100 \right| = \frac{\frac{D_R}{D_f} \cdot n_f}{\frac{D_R}{D_f} \cdot n_R} \cdot 100 = \frac{i_r - i_t}{i_r} 100 \quad (\%) \quad (1)$$

în care:

$$\frac{D_f}{D_R} = i_t \text{ - raportul de transmitere teoretic} \quad (2)$$

$$\frac{n_R}{n_f} = i_r \text{ - raportul de transmitere real} \quad (3)$$

Raportul  $i_t$  se calculează cu ajutorul diametrelor  $D_R$  și  $D_f$  stabilite prin măsurare. În cazul transmisiilor prin curele tangențiale care au grosime  $h$  mare, în loc de  $D_R$  se va lua  $D_R + h$ .

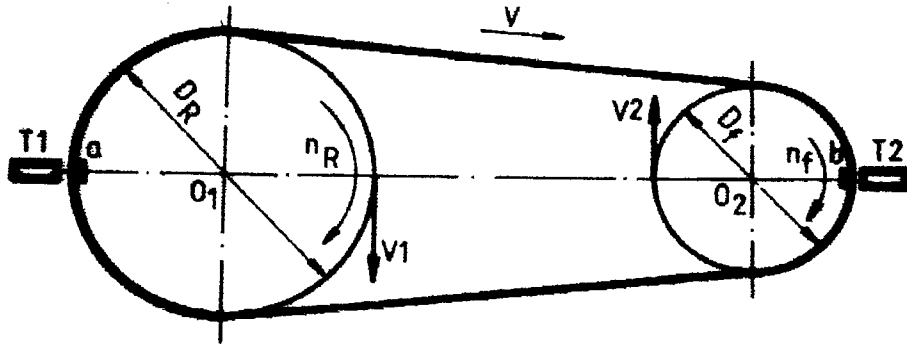


Figura 1

Raportul de transmitere real  $i_r$  se determină experimental prin măsurarea numărului de rotații efectuat de cele două roți în același interval de timp. În acest scop se măsoară pentru o durată de timp  $\Delta t$  numărul total de rotații al celor două roți, cu ajutorul unor traductori magnetici  $T_1$  și  $T_2$  – figura 1, și a unei instalații adecvate. Când excitatorii **a** și **b** (magnetici ceramici), fixați pe roți, trec prin dreptul traductorilor, apar forțe electromotoare de inducție de scurtă durată (impulsuri); acestea pot fi simultan însumate pe numărătoare digitale separate, obținându-se  $\Delta n_R$  și  $\Delta n_f$  impulsuri. Raportul  $i_r$  este:

$$i_r = \frac{n_R}{n_f} = \frac{\Delta n_R}{\Delta n_f} \quad (4)$$

Traductorii magnetici sunt reprezentați schematic în figura 2.

Pe miezul magnetic 1, care este un magnet permanent, este înfășurată bobina 2 în jurul căreia se află învelișul feromagnetic 3.

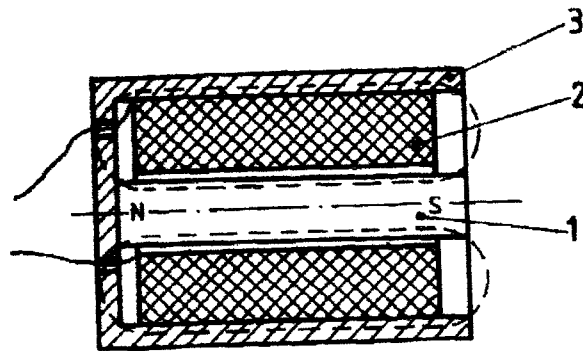


Figura 2

## 2. Schema instalației și modul de lucru

Schema instalației este prezentată în figura 3.

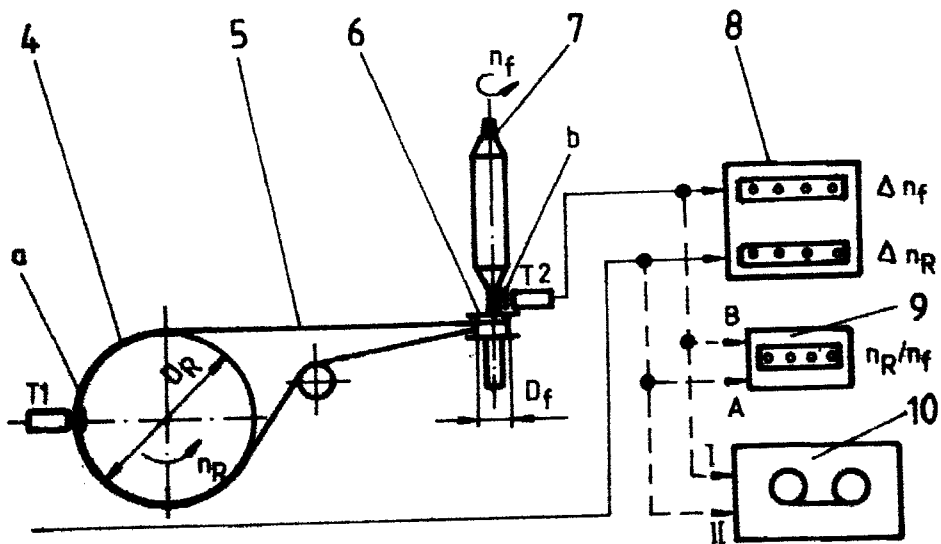


Figura 3

Pe arborele principal al mașinii de filat se află roata de transmitere 4 de la care prin curea 5 este antrenată nuca fusului 6 care aparține fusului textil 7. Pe o roată a arborelui principal se află excitatorul a, iar în apropierea acestuia se fixează traductorul magnetic  $T_1$ . Pe fusul textil se introduce un inel care conține excitatorul b, iar în dreptul acestuia, la mică distanță, se amplasează traductorul  $T_2$ . De la cei doi traductori prin

conductorii electrici impulsurile sunt înregistrate simultan fie pe două numărătoare de impulsuri **8** cu afișaje numerice pentru  $n_f$  și  $n_R$ , fie pe un tahometru calculatorul **9**, tip N 2603 – I.E.M.I. care oferă în timp real raportul  $I_f = n_R / n_f = n_A / n_B^*$ , fie pe bandă magnetică **10** (înregistrare stereo pentru  $\Delta n_f$  și  $\Delta n_R$ ). în vederea prelucrării ulterioare. Înregistrarea pe bandă magnetică este indicată pentru culegerea datelor de la mașinile din halele de producție.

### 3. Date experimentale

Măsurătorile se vor efectua la o mașină de filat sau de răsucit la care grupe de câte 4 fuse sunt acționate de câte o curelușă. Fusele se vor numerota de la 1 la 4 în cadrul fiecărei grupe, pornind de la brațul motor al curelei în ordinea antrenării. Datele obținute se înregistrează în tabelul 1.

Măsurătorile se pot efectua și pe un stand pentru fuse textile, caz în care se determină coeficientul de alunecare  $\xi$  pentru anumite turații  $n_f$  ale fuselor și diferite valori ale forței inițiale de întindere  $F$  ale curelei. Datele obținute se înregistrează în tabelul 2.

#### Observații:

- \*-  $n_A$  și  $n_B$  sunt notațiile marcate pe tahometrul calculator N 2603.
- \*\* - diametrele  $D_R$  și  $D_f$  se vor măsura cu o precizie de  $\pm 0,05$  mm.

La mașinile de filat și de răsucit se vor urmări:

- grupele de fuse la care alunecările curelelor au valori mari, în vederea depistării și înlăturării cauzelor care au generat asemenea valori (forța inițială de întindere prea mică, curea împregnată cu ulei, etc.);
- modul cum variază alunecarea curelei la fusele din cadrul unei grupe, stabilind diferența procentuală între fusul nr. 1 și fusul nr. 4;
- diferența dintre valoarea maximă și minimă a coeficientului de alunecare;
- diferența dintre coeficientul de alunecare la fus cu bobină și fus fără bobină.

La standul pentru testarea fuselor textile se va urmări influența turației fuselor și a forței de întindere a curelei asupra coeficientului de alunecare.

Se vor trasa curbele corespunzătoare în figura 4.

Tabelul 1

Coefficientul de alunecare  $\xi$  (%)

		Raportul de transmitere teoretic $i_t = D_f D_R = \dots\dots\dots$				Obs.
		Masa bobinei.....g				
		Forța inițială de întindere a curelei.....daN				
		$i_r = n_f/n_r$		$\xi$ %		
Număr grupă	Număr fus	Cu bobină	Fără bobină	Cu bobină	Fără bobină	
		1.	1			
	2					
	3					
	4					
2.	1					
	2					
	3					
	4					
3.	1					
	2					
	3					
	4					
4.	1					
	2					
	3					
	4					





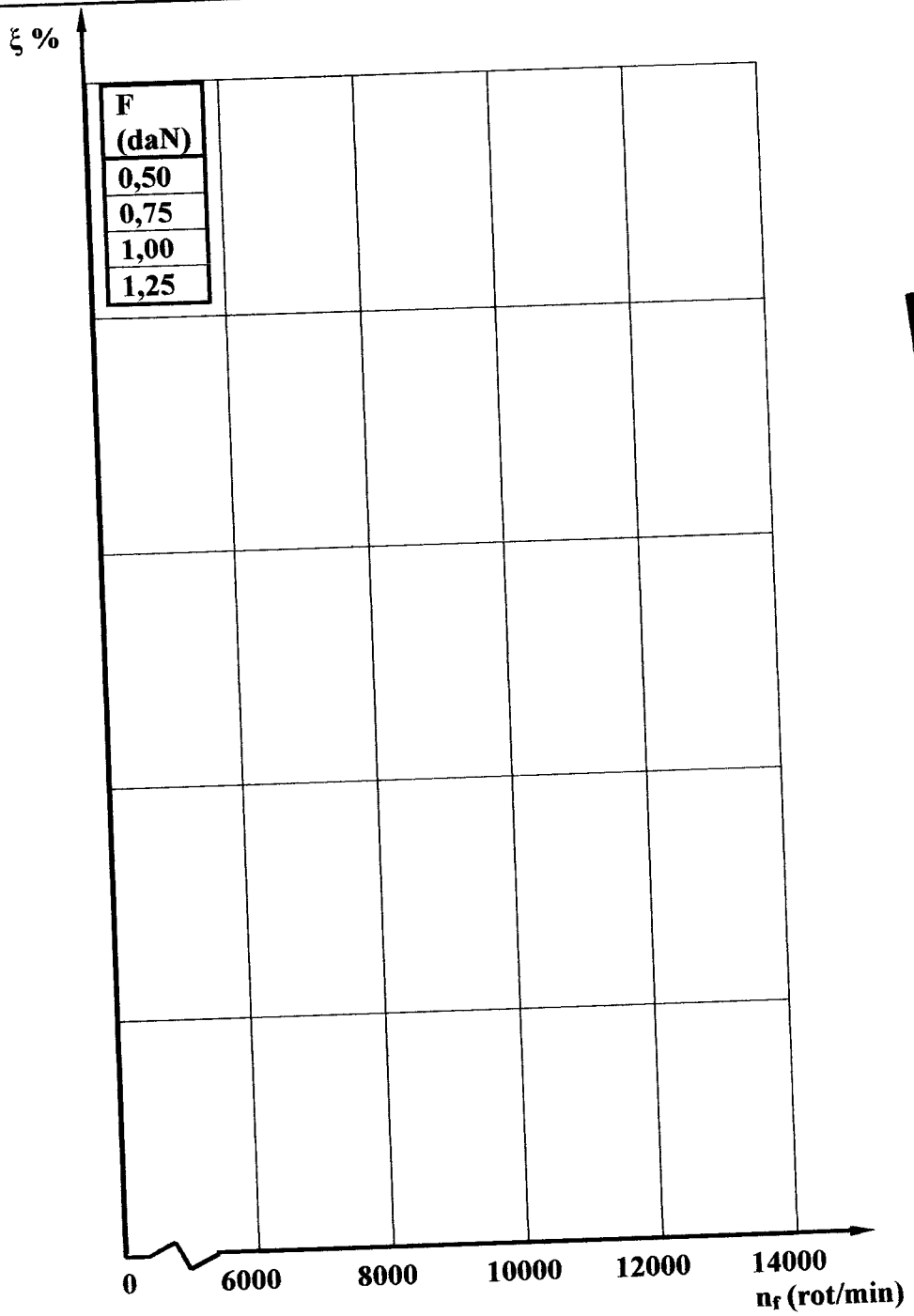


Figura 4



## **Echilibrarea cilindrilor defibratori de la mașinile de filat cu rotor și capăt liber**

Cilindrii defibratori folosiți la mașinile de filat cu rotor și capăt liber necesită verificarea echilibrării și eventuale corecții ori de câte ori se schimbă garnitura rigidă care se uzează la intervale de exploatare relativ scurte.

Operația de echilibrare trebuie efectuată în cadrul unității care schimbă garnitura având în vedere turațiile de lucru ale acestora cuprinse în intervalul 5000...8000 rot/min.

Prin echilibrare se asigură o funcționare cu nivel scăzut al vibrațiilor și zgomotului, reducerea încărcării lagărelor care susțin cilindrul defibrator.

### **1. Fundamente fizice**

Întrucât din ansamblul cilindrului defibrator (cilindru propriu zis-garnitură dințată-arbore-roată de curea-rulmenți) singurul subansamblu care poate fi dezechilibrat în exploatare este cel format din cilindrul propriu zis și garnitură, se urmărește numai echilibrarea acestuia, restul reperelor rotitoare fiind echilibrate de către constructorul de mașini.

Deoarece cilindrul propriu-zis are forma unui disc, cu lățime mică în raport cu diametrul, se utilizează metoda de echilibrare într-un singur plan, în regim dinamic; se obține precizie mai mare pentru echilibrare comparativ cu metoda statică.

Lagărul cilindrului defibrator se montează elastic în raport cu batiul standului de echilibrare, astfel încât frecvența de rezonanță a ansamblului oscilant să aibă valori scăzute (10...15Hz) față de frecvența de rotație a cilindrului folosită pentru echilibrare (100...120Hz); în această situație unghiul de fază, dintre poziția masei de dezechilibru  $m_d$  și deplasarea maximă a sistemului oscilant  $A_{max}$ , este practic  $180^\circ$  (masa  $m_d$  este în avans cu  $180^\circ$ ) ceea ce simplifică instalația și ușurează efectuarea operațiilor de echilibrare – figura 1). Valoarea și poziția masei de echilibrare se stabilesc cu ajutorul unor instalații electronice.

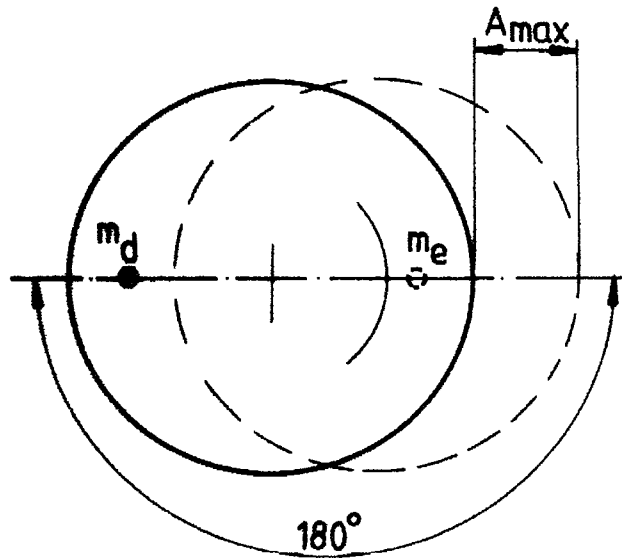


Figura 1

## 2. Schema instalației și modul de lucru

Schema funcțională este prezentată în figura 2. Cilindrul defibrator 1 susținut de lagărul 2 este montat față de batiu prin intermediul unei lamele elastice 3; antrenarea acestuia se realizează cu ajutorul electromotorului 4, curelei 5 și roții 6 de pe arborele cilindrului defibrator.

În timpul rotirii, datorită dezechilibrului cilindrului 1, apar oscilații ale sistemului lagăr-lamelă a căror amplitudini sunt detectate cu ajutorul traductorului magnetic  $T_I$  și a pastilei magnetice 7 prinsă de corpul lagărului; semnalele furnizate de traductor sunt preluate de un bloc electronic care la ieșire oferă curenți proporționali cu valoarea masei de dezechilibru (comutator  $C$  în poziția  $m_e$ ).

În vederea determinării poziției masei de echilibrare, pe lângă semnalul obținut de la traductorul  $T_I$ , se folosește și un semnal care indică o poziție „zero” arbitrar aleasă, semnal furnizat de traductorul  $T_{II}$  cu fotodiodă și bandă reflectorizantă 8 lipită de piesa 9 fixată de roata de curea; de poziția acestei benzi depinde reperul „zero” de la care se va măsura unghiul sub care se obține deplasarea maximă  $A_{max}$  (figura 1) și se va amplasa masa de echilibrare  $m_e$  (comutator  $C$  în poziția  $O$  – figura 2).

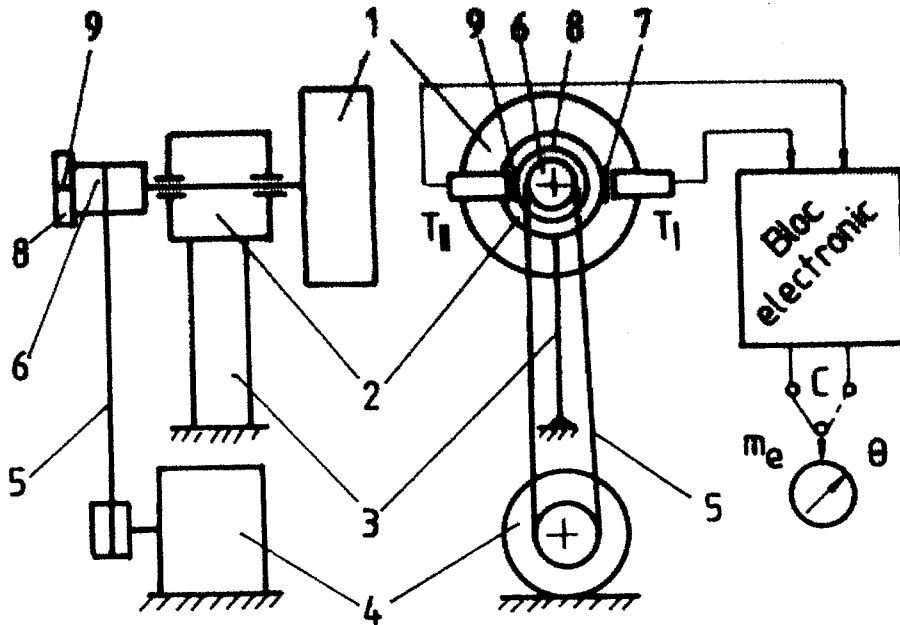


Figura 2

Blocul electronic – figura 3, conține două canale, unul pentru determinarea masei de echilibrare  $m_e$ , celălalt, împreună cu primul, pentru stabilirea poziției acesteia.

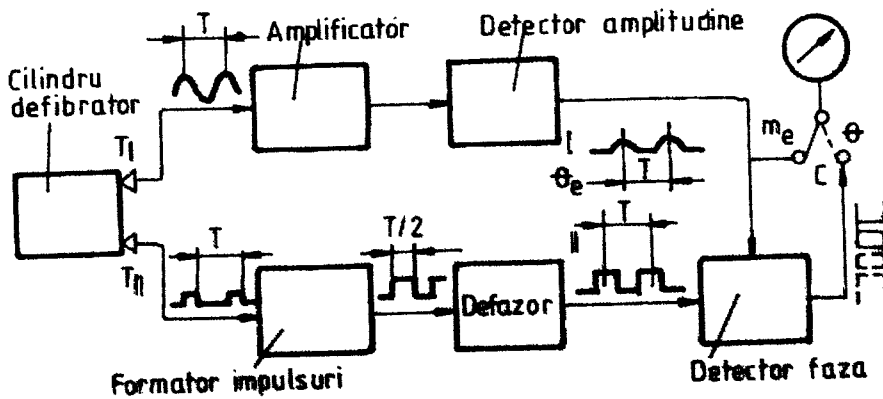


Figura 3

Canalul I primește semnal sinusoidal de la traductorul  $T_I$ , care este amplificat și detectat pentru ca instrumentul de măsură etalonat

corespunzător să indice valoarea masei de echilibrare  $m_e$  (comutatorul C în poziția  $m_e$ ).

Canalul II preia semnalul de poziție de la traductorul  $T_{II}$ ; acest semnal este amplificat, trecut printr-un formator de impulsuri dreptunghiulare, apoi printr-un defazor, în care poate fi decalat până la valoarea unei perioade T (unghi de rotire  $\theta = 360^\circ$ ) față de semnalul de intrare în canalul II.

Semnalele I și II sunt introduse într-un detector de fază la ieșirea căruia, prin reglarea defazorului, se obține un semnal dreptunghiular la care frontul activ poate varia de la 0 (semnalele I și II în opoziție de fază) până la o valoare maximă (semnalele I și II în fază); în această ultimă situație, comutatorul C fiind în poziția  $\theta$ , la instrumentul de măsură apare o deviație maximă. Unghiul  $\theta_e$  cu care a fost deplasat semnalul dreptunghiular II pentru a fi în fază cu semnalul I, indică poziția de amplasare a masei de echilibrare; valoarea unghiului  $\theta_e$  se citește direct pe scala rezistenței reglabile a defazorului figura 4.

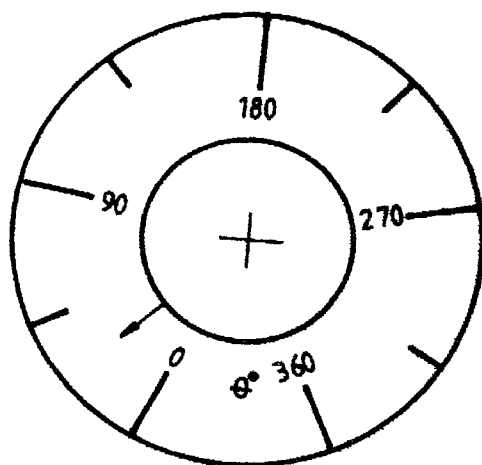


Figura 4

Etalonarea instalației se realizează amplasând pe un rotor echilibrat o masă cunoscută, la distanța stabilită  $R_e$  pentru amplasarea masei de echilibrare, ajustând apoi factorul de amplificare al canalului I (rezistența reglabilă de etalonare) în timpul rotirii, pentru obținerea unei indicații corespunzătoare la instrumentul de măsură.

Operațiile privind echilibrarea cilindrilor defibratori se desfășoară în următoarea ordine:

a) Se instalează cilindrul defibrator pe suportul elastic al

standului de echilibrare și se aplică pe capătul roții de curea piesa 8 (prevăzută cu banda reflectorizantă 9) și reperul pentru poziția unghiulară „zero”.

b) Se realizează legăturile la blocul electronic și la rețeaua de alimentare de 220 V.

c) Comutatorul **C** se cuplează în poziția  $m_e$  și se citește la instrument valoarea masei de dezechilibru  $m_d$  – figurile 2 și 3.

d) Comutatorul **C** se cuplează în poziția  $\theta$  și se reglează defazorul pentru ca la instrument să se obțină deviația maximă; pe scala rezistenței reglabile a defazorului se citește valoarea unghiului  $\theta_e$  sub care se amplasează masa de echilibrare.

e) Echilibrarea cilindrilor defibratori se realizează fie prin adăugarea unei mase  $m_e = m_d$  în poziția  $\theta_e$  la distanța stabilită în cadrul etalonării, fie prin scoaterea masei  $m_e$  (găurire) în poziția  $\theta_e + 180^\circ$ ; unghiul  $\theta_e$  se măsoară față de reperul „zero” în sens contrar mișcării cilindrului defibrator.

f) Se verifică dacă momentul de dezechilibru rezidual  $M_{dr}$  se încadrează în limitele admise ( $\leq 0,1 \text{ g}\cdot\text{cm}$ ); dacă este necesar se efectuează o nouă echilibrare de corecție.

### 3. Date experimentale

În tabelul 1 se înregistrează datele obținute în fazele de echilibrare.

Tabelul 1

Rotor	$R_e^*$ (cm)	$m_d=m_e$ (g)	$M_{di}^{**}$ (g·cm)	$\theta_e$ (°)	$M_{dr}^{***}$ (g·cm)	Obs.



\* $R_e$  – distanța de la axa de rotație la locul de amplasare a masei de echilibrare ( canalul de echilibrare).

\*\* $M_{di}$  – momentul de dezechilibru inițial,  $M_{di} = m_d \cdot R_e$ .

\*\*\* $M_{dr}$  – momentul de dezechilibru rezidual.

---

## Determinarea consumului de putere la furcile de flaiier

Odată cu creșterea vitezelor de lucru a furcilor de flaiier, consumul de putere necesar învingerii rezistenței mediului ambiant de către brațe crește apreciabil. Acest consum este influențat de viteza de exploatare, de dimensiunile furcii, de forma și starea suprafeței brațelor.

Cunoașterea puterii consumate de furci oferă posibilitatea stabilirii celor mai optime măsuri privind construcția și exploatarea acestora în vederea economisirii energiei.

### 1. Fundamente fizice

Puterea consumată pentru învingerea rezistenței mediului este dată de relația:

$$P_{rm} = c \cdot A \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot v \quad (1)$$

în care,

$c$  – coeficient aerodinamic a cărui valoare depinde de forma corpului și de starea suprafeței acestuia,

$A$  – suprafața proiectată a corpului pe un plan perpendicular pe direcția de mișcare - figura 1.

$\frac{\rho \cdot v^2}{2}$  - presiunea dinamică,

$v$  – viteza de deplasare a corpului,

$\rho$  – densitatea mediului fluid ( $\rho = 1,25 \text{ Kg/m}^3$  pentru aer).

Pentru diminuarea pierderilor de energie prin frecare cu aerul, la furcile de flaiier - figura 1 – secțiune transversală, se poate acționa atât asupra formei secțiunii brațului astfel ca mărimile  $c$  și  $A$  să aibă valori mici, cât și asupra vitezei  $v$  prin adoptarea unor diametre  $D$  cu valori mici (bobine cu diametre mici și lungimi majorate).

Valoarea coeficientului aerodinamic depinde îndeosebi de vârtejurile de aer care se formează în spatele brațelor; acestea sunt mult micșorate dacă în loc de secțiune circulară se adoptă o secțiune apropiată de profilul

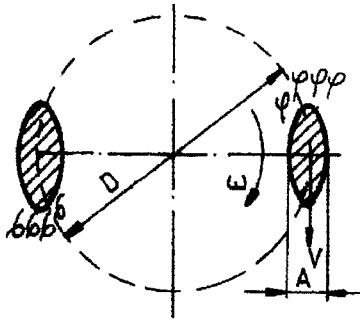


Figura 1

aripei de avion. Coeficientul aerodinamic  $c$  se va calcula cu ajutorul relației (1)

$$c = \frac{2 \cdot P_{rm}}{A \cdot \rho \cdot v^3} \quad (2)$$

Măsurarea puterii  $P_{rm}$  consumate de furcile de flaiier se efectuează cu ajutorul unui dinamometru de torsiune utilizând relația de calcul :

$$P_{rm} = \omega_d \cdot M_{td} - P_o \quad (3)$$

în care :

$\omega_d$  este viteza unghiulară a dinamometrului în rad/s,

$M_{td}$  – momentul de torsiune indicat de dinamometru în Nm,

$P_o$  – puterea consumată în gol (prin frecări) de dinamometru și transmisia la fus, fără furcă, în W.

Puterea  $P_o$  se determină cu relația:

$$P_o = \omega_d \cdot M_{tdo} \quad (4)$$

în care:

$M_{tdo}$ - momentul de torsiune citit la dinamometru în condițiile arătate anterior, în Nm.

## 2. Schema instalației. Modul de lucru

Standul pentru măsurarea puterilor consumate de furci este prezentat schematic în figura 2.

Furca 1 pentru testare, montată pe fusul 2, este antrenată de la variatorul de viteză 3 prin intermediul curelelor 4 și 5 și dinamometrului 6; rola întinzătoare 7 asigură o tensionare constantă a curelei 5.

Traductoarele  $T_I$  și  $T_{II}$  colectează semnalele necesare pentru ca, după prelucrare în blocul electronic B, să se obțină la indicatoare viteza unghiulară  $\omega_d$  și momentul  $M_{td}$  de la dinamometru.

Traductorul  $T_{III}$  (traductor magnetic) furnizează scurte semnale cu frecvența de rotație a furcii, care trecute prin blocul electronic A, oferă posibilitatea citirii turației furcii la indicatorul  $n_f$ .

## 3. Date experimentale

Pe standul de probă se vor determina consumurile de putere în următoarea ordine :

a) Stabilirea puterii pierdute  $P_0$  în funcție de turația fusului; datele obținute se înregistrează în tabelul 1; pe baza acestora se trasează curba de pierderi – figura 4.

b) Stabilirea consumului de putere  $P_{rm}$  pentru trei furci diferite ca soluții constructive; măsurătorile se vor efectua în funcție de turația furcii fără a se depăși turațiile maxime de regim evitându-se astfel solicitarea brațelor peste limita de rezistență; datele obținute se înregistrează în tabelul 2, iar cu ajutorul acestora se vor trasa curbele de consum din figura 3.

Tabelul 1

Puterea pierdută –  $P_0$ 

Turația furcii $n_f$ (rot/min)	Viteza unghiulară a dinamometrului $\omega_d$ (rad/s)	Momentul de torsiune $M_{tdo}$ (N m)	Puterea pierdută $P_0$ (W)	Obs.
300				
500				
700				
900				
1100				
1300				
1500				
1700				

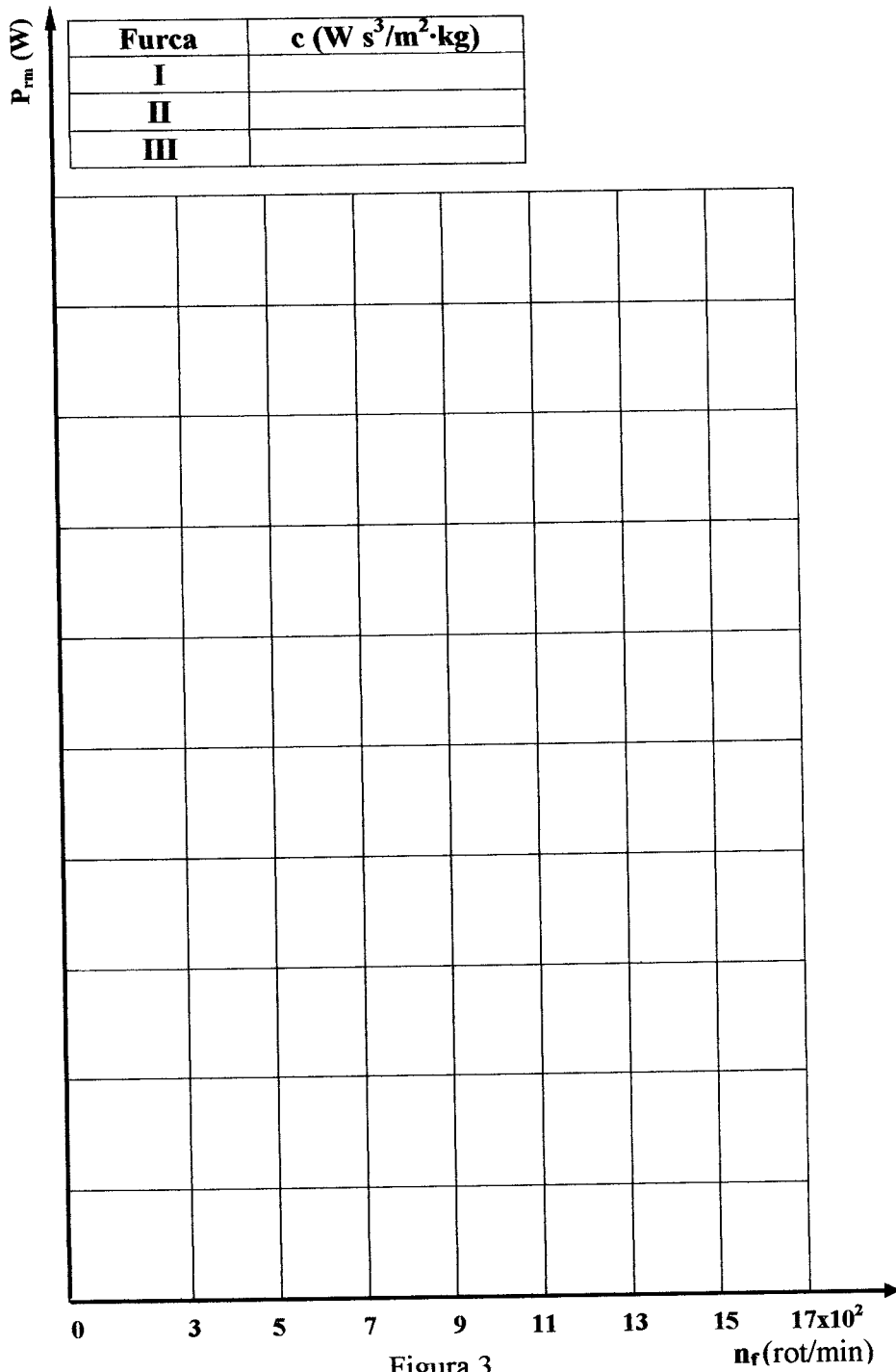
Tabelul 2

Puterea consumată de furci –  $P_{rm}$ I – Furcă  $D(\text{mm})/H(\text{mm}) = \dots/\dots$ ,  $A = \dots \text{m}^2$ , Secțiune .....II – Furcă  $D(\text{mm})/H(\text{mm}) = \dots/\dots$ ,  $A = \dots \text{m}^2$ , Secțiune .....III – Furcă  $D(\text{mm})/H(\text{mm}) = \dots/\dots$ ,  $A = \dots \text{m}^2$ , Secțiune .....

Turația furcii $n_f$ (rot/min)	Momentul de torsiune $M_{td}$ ( $\times 10^{-2}$ Nm)			Puterea la dinamome- tru $P_d$ (W)			Puterea consumată $P_{rm} = P_d -$ $--P_0^*$ (W)			Coeficientul aerodinamic $C^{**}$ ( $W \cdot s^3/m^2 Kg$ )		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
Furca →												
300												
500												
700												
900												
1100												
1300												
1500												
1700												

\*  $P_0$  se adoptă cu valoarea din tabelul 1 corespunzătoare turației  $n_f$ .

\*\* Se calculează cu relația (2) pentru turația nominală de exploatare a furcii.



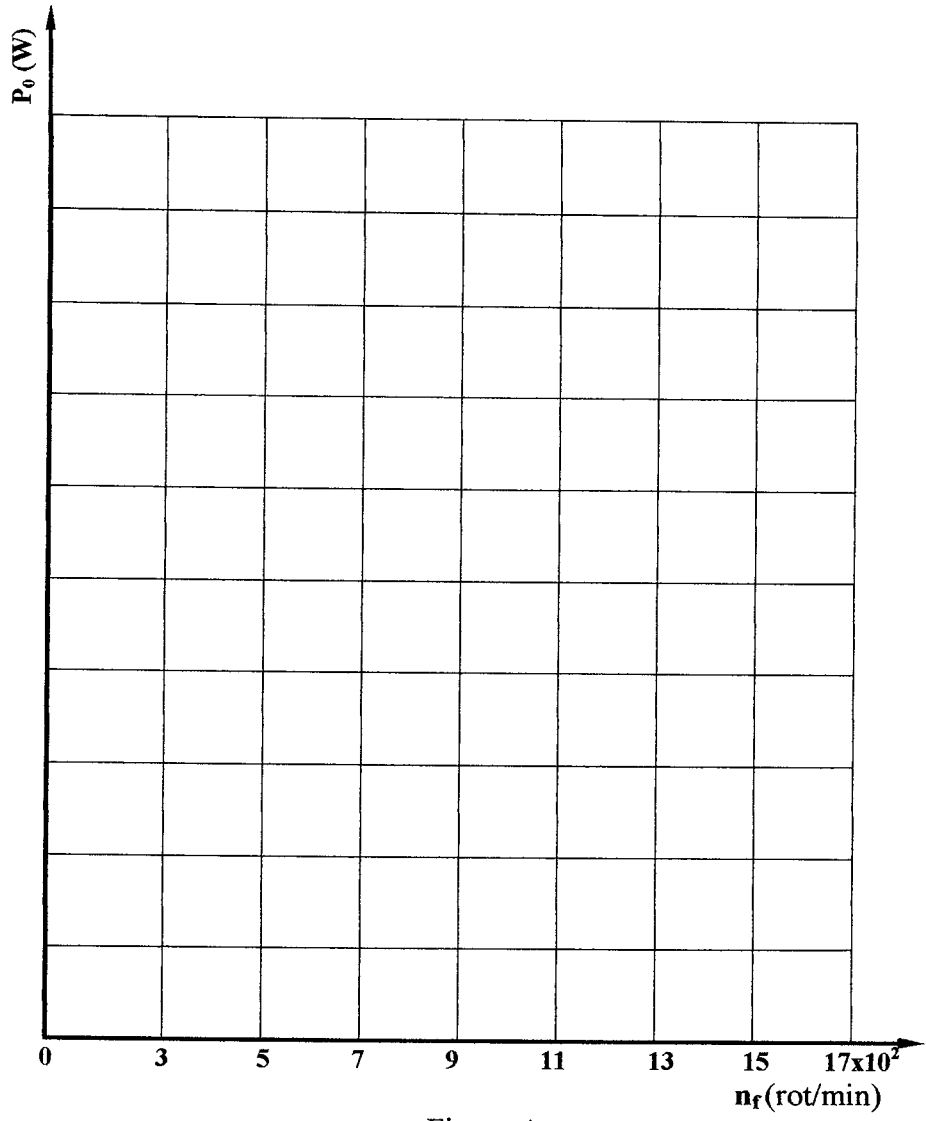


Figura 4

## Încărcarea rulmenților la fusele textile

În timpul exploatării fuselor textile, rulmentul (lagărul superior) pe care se reazemă tija 1 este solicitat de forța radială  $F_r$ , provenită de la dezechilibrul bobinei 2 și de forța de întindere  $T$  a curelei 3 - figura 1. Durabilitatea rulmentului este hotărâtă de valorile acestor forțe.

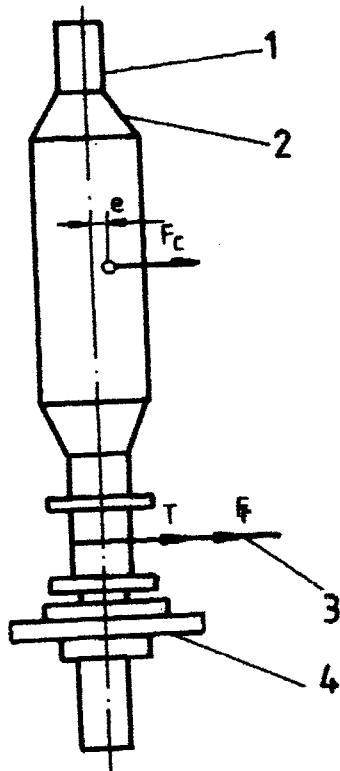


Figura 1

În această aplicație se urmărește numai influența dezechilibrului bobinei asupra încărcării rulmentului cu luarea în considerare a factorilor care intervin:

- valoarea dezechilibrului,
- turația fusului,
- modul de fixare a fusului de banca 4 (rigidă sau elastică).

Analiza rezultatelor obținute oferă căi de îmbunătățire a exploatării fuselor textile cu privire la durabilitatea rulmenților.



### 1. Fundamente fizice

Măsurarea forțelor care încarcă radial rulmentul superior al fusului se realizează cu ajutorul tensometriei electrice.

Traductorul rezistiv este alcătuit din cupa fusului textil 5 - figura 2a, subțiată prin strunjire în zona de sub rulmentul 6 (zona dublu hașurată), pe care sunt lipite în poziție diametral opusă două mărci rezistive  $R_1$  și  $R_2$ .

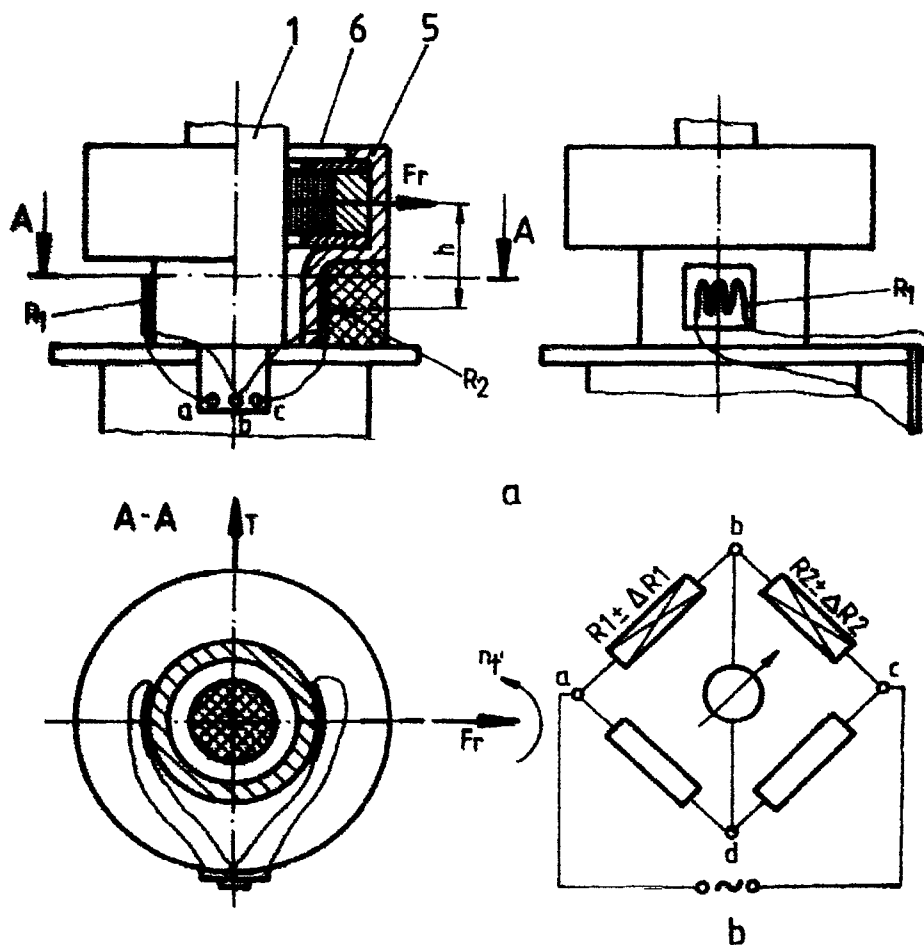


Figura 2

Sub acțiunea forței radiale  $F_r$  exercitată asupra rulmentului, apar solicitări de încovoiere în zona traductorului, momentul încovoiator fiind  $F_r \cdot h$ . Prin subțierea cupei (grosimea peretelui 0,5 ... 1mm ) se obține sensibilitatea necesară la încovoiere.

Variațiile  $\Delta R_1$  și  $\Delta R_2$  ale rezistențelor  $R_1$  și  $R_2$  sunt proporționale cu variațiile provocate de la încovoiere și în consecință și cu forțele aplicate  $F_r$ . Cele două mărci sunt legate la o punte tensometrică (principiul cunoscut al punții Wheatstone – figura 2b) în vederea măsurării valorilor forței  $F_r$ . Pentru a urmări încărcarea rulmentului provocată numai de dezechilibrul bobinei este necesar ca forța de întindere a curelei T să acționeze conform figurii 2a; în această poziție forța T a curelei nu provoacă schimbări ale valorilor rezistențelor  $R_1$  și  $R_2$ .

Sarcina  $F_r$  fiind circulară cu viteză de rotație identică cu cea a fusului,  $\Delta R_1$  și  $\Delta R_2$  capătă variații sinusoidale. Mărcile rezistive fiind montate în opoziție atât mecanică, cât și electrică rezultă o dublare a sensibilității instalației; între bornele **b** și **d** ale punții se obține o tensiune alternativă proporțională cu forța  $F_r$  aplicată.

## 2. Schema instalației experimentale și modul de lucru

Standul de încercări – figura 3, este alcătuit din fusul textil 1 antrenat cu viteză variabilă de către variatorul de viteză 7 prin intermediul curelei 3, puntea tensometrică 8, voltmetrul 9, eventual și osciloscopul 10. Conductorii electrici **a**, **b**, **c**, de la traductor sunt legați la puntea tensometrică prevăzută cu amplificator, a cărei ieșire A este conectată la voltmetru și la intrarea verticală y a osciloscopului.

Bobina reală este înlocuită cu o bobină metalică echivalentă 11 amplasată pe fus la nivelul centrului de masă al bobinei; momentul de dezechilibru al bobinei echivalente poate fi modificat.

Încercările se realizează pentru fusul fără și cu bobină (echilibrată și dezechilibrată) în două variante de fixare a cupei fusului la bancă - rigidă și elastică.

*Echilibrarea punții* se realizează cu ajutorul rezistențelor reglabile ale punții de măsură acționându-se și asupra reglajului capacitiv, până când acul indicator al instrumentului de măsură al punții ajunge la „zero”; pe ecranul osciloscopului 10 se obține o linie dreaptă, iar voltmetrul 9 indică zero.

*Etalonarea instalației* se realizează aplicând asupra rulmentului o forță circulară cunoscută  $F_{re}$ ; la voltmetrul 9, adoptând o scară convenabilă, se citește valoarea forței  $F_{re}$ ; fenomenul poate fi urmărit pe ecranul osciloscopului.

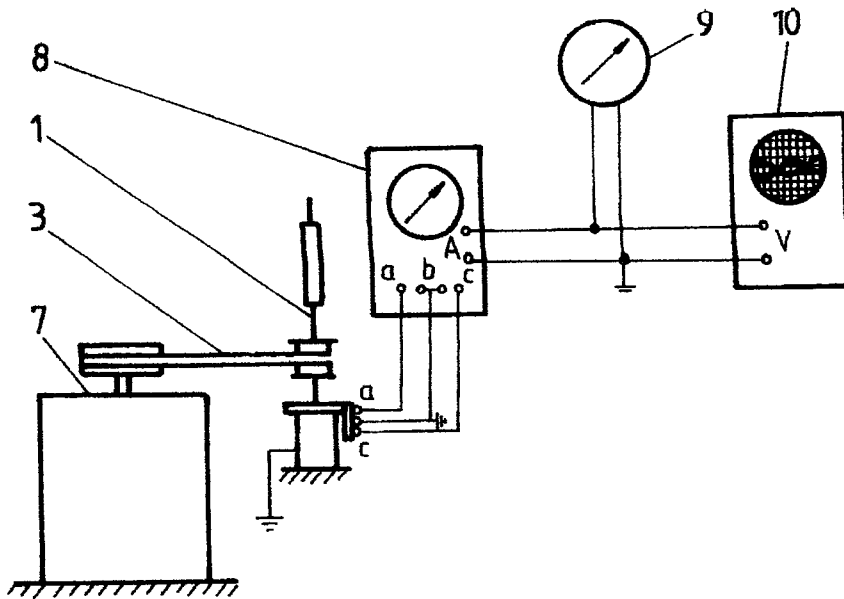


Figura 3

### 3. Date experimentale

Pe standul de probă se va determina experimental încărcarea rulmentului la un fus tip FR 220 – Cugir, rezemat rigid și apoi elastic față de bancă, în gama de turații de 6000 ... 18000 rot/min pentru următoarele situații de lucru:

- a) fără bobină
- b) cu bobină echilibrată având masa  $m = 0,125 \text{ Kg}$
- c) cu bobină dezechilibrată – valoarea momentului de dezechilibru fiind de  $\delta = 1,2,3 \times 10^{-5} \text{ Kg} \cdot \text{m}$ .

Datele experimentale se înscriu în tabelele 1 și 2 trasându-se apoi curbele încărcării radiale a rulmentului pe graficele din figurile 4 și 5.

Cu ajutorul forțelor determinate în condițiile prezentate (provenite de la dezechilibrul bobinei inclusiv tija fusului) se poate calcula durabilitatea rulmentului din lagărul superior al tije fusului textil pentru diferite condiții de exploatare, luând în considerare și forța de întindere din cureaua de antrenare.

Tabelul 1

Forțe pe rulment (daN) la fusul FR 220 – Cugir în cazul rezemării rigide

Viteza de rotație a fusului $n_f$	Fără bobină	Cu bobină și moment de dezechilibru $\delta$ (kg m)			
		$\delta = 0$	$\delta = 1 \times 10^{-5}$	$\delta = 2 \times 10^{-5}$	$\delta = 3 \times 10^{-5}$
6000					
7000					
8000					
9000					
10000					
11000					
12000					
13000					
14000					
15000					
16000					
17000					
18000					

Forțe pe rulment (daN) la fusul FR 220 -- Cugir în cazul rezemării elastice

Tabelul 2

Viteza de rotație a fusului $n_f$	Fără bobină	Cu bobină și moment de dezechilibru $\delta$ (kg m)			
		$\delta = 0$	$\delta = 1 \times 10^{-5}$	$\delta = 2 \times 10^{-5}$	$\delta = 3 \times 10^{-5}$
6000					
7000					
8000					
9000					
10000					
11000					
12000					
13000					
14000					
15000					
16000					
17000					
18000					

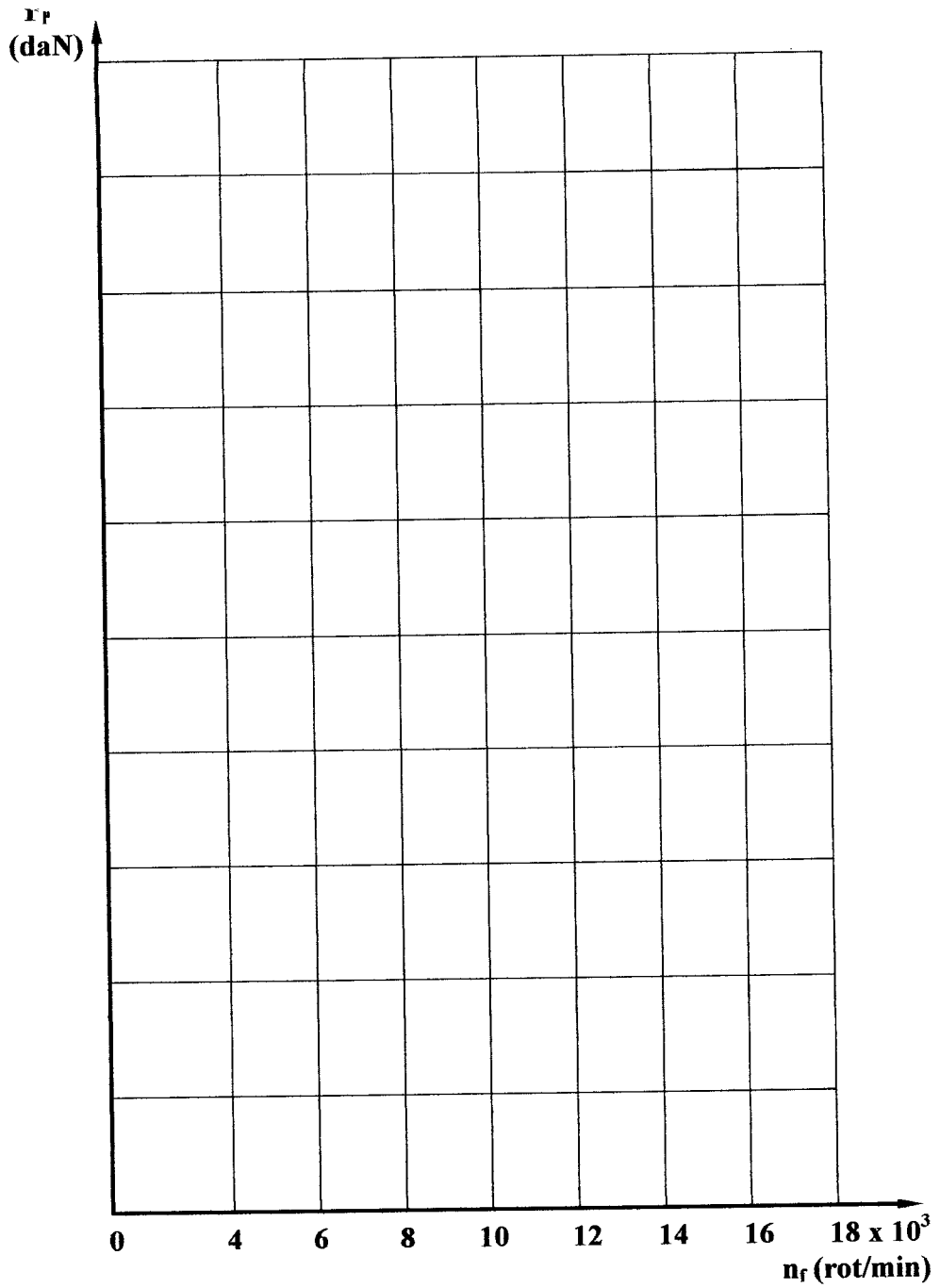


Figura 4

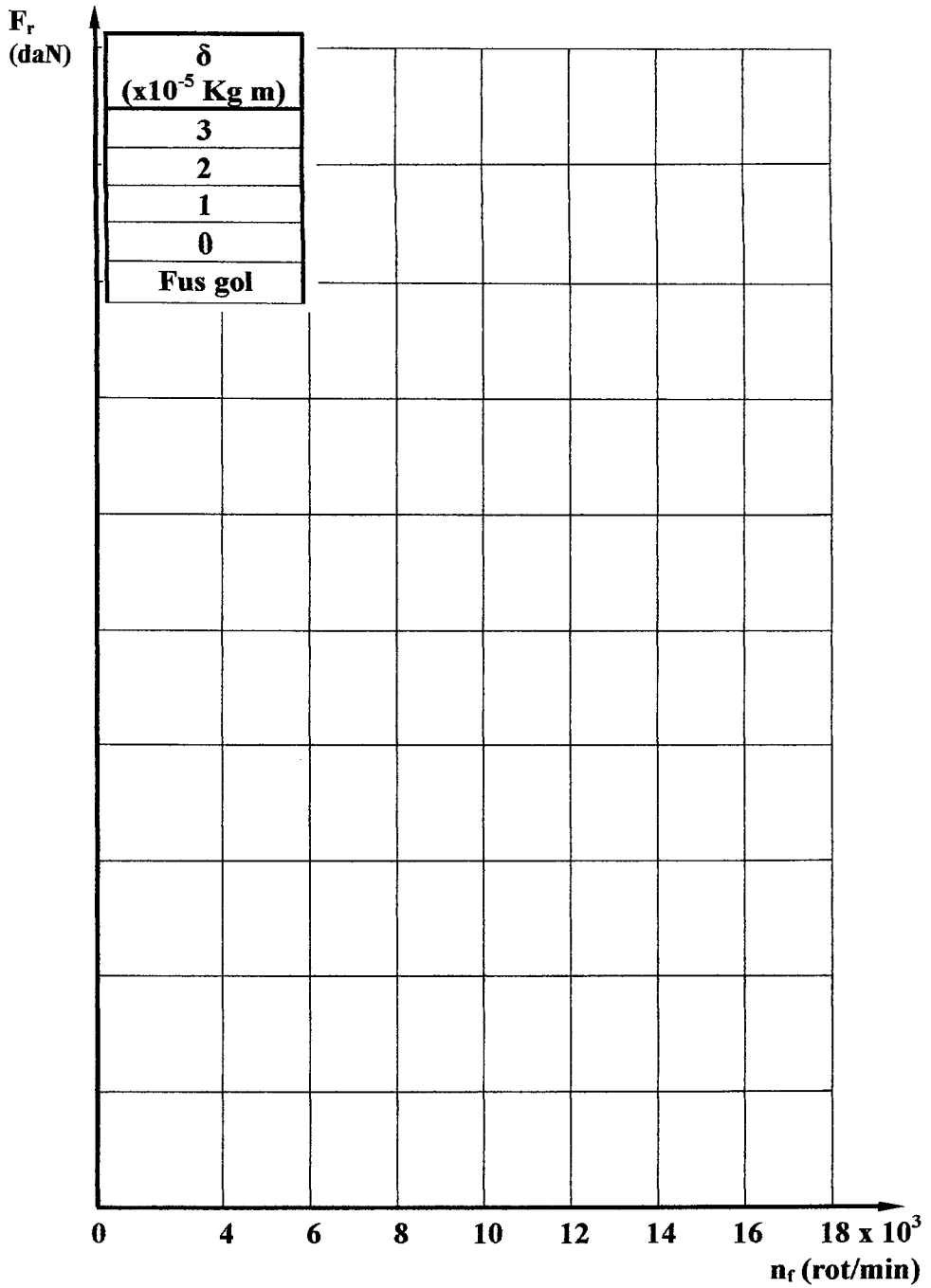


Figura 5

## BIBLIOGRAFIE

1. Hanganu L.C., - Mașini pentru filatură, Editura "Gh. Asachi" Iași, 2001, ISBN 973-8292-46-8.
  2. Hanganu, L.C. Gafițanu, M.,- Privire critică asupra fuselor textile cu tijă rotitoare – Revista Industria Ușoară nr. 5, București, 1983, p.199 – 206, ISSN 1222-5347.
  3. Hanganu,L.C. – Stand pentru testarea și cercetarea fuselor textile – Revista Industria Ușoară nr. 1, București, 1983, p.10 - 14 ISSN 1222-5347.
  4. Hanganu,L.C. – Instalații pentru măsurarea consumului de putere la fuse textile — Brevet România, nr. 87020, 1985.
  5. Hanganu,L.C. – Vibrometru textil – Revista Industria Ușoară nr. 5, București, 1987, p.199 - 200 ISSN 1222-5347.
  6. Hanganu, L.C. – Suport tijă pentru fuse textile, cu tub rigid de legătură între lagăre și rezemare elastică față de cupă - Brevet România, nr. 102707, 1991.
  7. Hanganu,L.C. – Contribuții la optimizarea rezemării fuselor textile – Teză de doctorat, Iași, 1989.
  8. Hanganu,V., Cuzic, Carmen, Hanganu,L. – Mașini pentru filatură– Îndrumar pentru lucrări de laborator, U.T.Iași, 1991.
  9. Hanganu,L.C., Hanganu,V. – Mașini pentru filatură – curs, Rotaprint, U.T.Iași, 1992.
  10. Hanganu, L.C., Vîlcu, C., - Mechatronic elements in a textile enterprise, Revista „Meridian Engineering”, Chișinău, nr.3, 2002, p.- 90-93.
  11. Hanganu, L.C., Vîlcu, C., - Considerations on increasing technological performances on ring frames, Revista „Meridian Engineering”, Chișinău, nr.3, 2002, p.- 94-97.
  12. Hanganu,L. C., Contribuții la optimizarea funcționării furcilor de flaiier, Simpozionul Internațional “Optimizarea proceselor tehnologice – premisă a creșterii calității produselor textile”, 9 – 10 mai 2002, Iași, p.453-458, ISBN 973-8075-25-4.
-



13. Hanganu, L. C., - Testarea furcilor de flaiier, International Scientific Conference „University's Days”, 24 – 26 mai 2002, Tîrgu Jiu.
  14. Hanganu, V. – Contribuții privind îmbunătățirea exploatării fuselor textile – Teză de doctorat, Iași, 1975.
  15. Hanganu, V., Cuzic, Carmen, Hanganu, L.C. – Mașini pentru filatură – Îndrumar pentru lucrări de laborator, U.T.Iași, 1991.
  16. Turcu, N. – Mașini pentru filatură – Ed. Universității Sibiu, 1999, ISBN 973-9410-71-5.
  17. Vîlcu, Maria – Bazele tehnologiei firelor – Institutul Politehnic Iași, Rotaprint, 1985.
  18. \*\*\* - Documentație tehnică pentru mașini din filatură.
-