

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

Ing. Alexandru Dobrescu

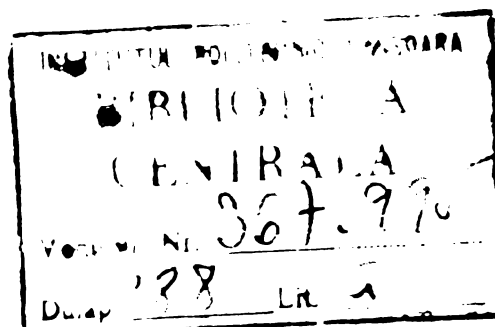
CERCETARI ASUPRA LAGARELOR MOTOARELOR DIESEL DE
TRACTIUNE FERROVIARA IN VEDEREA MARIRII DURATEI
SI SIGURANTEI LOR DE FUNCTIONARE

Teza pentru obținerea titlului
științific de doctor inginer

CONDUCATOR STIINTIFIC,
Prof.Dr.Ing. VASILE BERINDEAN

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

- 1979 -



CERCETARI ASUPRA LAGARELOR MOTOARELOR DIESEL DE
TRACTIUNE FERUVIARA IN VEDEREA MARIRII DURATEI
SI SIGURANTEI LOR DE FUNCTIONARE

Rezumat

Ridicarea performanțelor motoarelor Diesel de tracțiune feroviară, depinde în mare măsură de funcționarea lagărelor arborelui cotit.

Cercetarea de față își propune să trateze analitic și experimental, filmul de ulei și regimul termic al lagărelor paliere ale arborelui cotit, de la motoarele Diesel de tracțiune feroviară.

În lucrare sînt expuse relațiile fundamentale pentru studiul analitic al ungerii lagărelor de alunecare și metoda experimentală capacitivă folosită de autor la măsurarea grosimii stratului de ungere, în regimuri stabile și tranzitorii.

Pornind de la faptul că buna funcționare a lagărelor de alunecare, depinde de existența regimului de ungere hidrodinamică, se studiază influențele factorilor constructivi și funcționării asupra filmului de ulei.

Se scot în evidență factorii care acționează negativ asupra ungerii ca alterarea uleiului cu motorină și apă, prezența zgîrieturilor pe cuzinet, scăderea vîscozității uleiului la temperaturi mari, etc.

Cu ajutorul unor termocuple miniaturizate Fe-Ko, fixate în apropierea stratului de alunecare, s-a determinat temperatura maximă de funcționare a cuzinetului.

Pe baza rezultatelor obținute se recomandă măsurile tehnologice, de construcție, reparație și exploatare, pentru creșterea siguranței și duratei de funcționare a lagărelor.

Researches on railway traction
diesel engines bearings for improving of running time and
operating safety

Abstract

The improving of railway traction diesel engines greatly depends on crankshaft bearings operation.

The present research intends to treat analytically and experimentally the oil film and thermal condition of crankshaft bearings of railway traction diesel engines.

The work exposes the main relations for analytical study of sliding bearings and of capacitive experimental method used by the author in grease layer thickness measuring in stabilized and transitory conditions.

Starting from the fact that a good operation of sliding bearing depends on the existence of hydrodynamic lubrication condition the influence of constructive and operational factors on the oil film is studied.

The factors acting negatively on lubrication i.e. contamination of oil with gas-oil and water, presence of scratches on the bearing, reducing of oil viscosity at high temperatures, etc are outlined.

By miniaturized thermocouples Fe-Ko, fixed near the sliding layer, the maximum operation temperatures of the bearing were stated.

On the basis of the results obtained there are recommended technological, constructive, repairing and service measures for improving of bearing running time and operating safety.

Forschungen betreffend Gleitlager von Traktions-
dieselmotoren zwecks Steigerung ihrer Betriebs-
dauer und - Sicherheit

Zusammenfassung

Die Erhöhung der Leistungen der Lokomotiv- Dieselmotoren hängt wesentlich vom Verhalten der Kurbelwellenlager ab.

Die vorliegende Forschungsarbeit setzt sich zum Ziel, die Ölschicht sowie den Wärmezustand der Hauptlager der Kurbelwelle von Traktions- Dieselmotoren zu behandeln.

In der Abhandlung sind die Grundbeziehungen für das analytische Studium der Schmierung der Gleitlager vorgestellt, sowie die kapazitive Versuchsmethode, die vom Verfasser benützt wurde, zur Messung der Ölschichtdicke im Stationär - und Übergangs-Betrieb (gemischte Schmierung).

Ausgehend von der Tatsache, dass die einwandfreie Funktion der Gleitlager von der Existenz der hydrodynamischen Schmierung abhängt, wird der Einfluss der konstruktiven - und betrieblichen Faktoren auf den Ölfilm untersucht.

Es werden die Faktoren hervorgehoben, die einen negativen Einfluss auf den Schmierprozess haben, wie Veralterung des Öles durch den Kraftstoff und Wasser, Kratzer auf den Lagerschalen, Absenkung der Zähigkeit des Öles bei hoher Temperatur, u.s.w.

Mit Hilfe eines Mini- Thermoelementes, das in der Nähe der Gleitschicht angebracht wurde, hat man die maximale Betriebstemperatur des Lagers gemessen.

Auf Grund der erzielten Ergebnisse, werden technologische, konstruktive, Reparatur- und Betriebsmassnahmen vorgeschlagen, zwecks Erhöhung der Sicherheit und Lebensdauer der Lager.

Recherches concernant les paliers des moteurs diesel de traction sur chemin de fer en vue de l'agrandissement de la durée et sureté en fonctionnement

Resumé

L'amélioration des performances des moteurs diesel de traction sur chemin de fer est dependente en grande mesure du fonctionnement des paliers du vilebrequin.

La présente recherche se propose à traiter analitiquement et expérimentalement la pellicule d'huile et le régime thermique des paliers du vilebrequin des moteurs diesel de traction sur chemin de fer.

Cet ouvrage expose les relations fondamentales pour l'étude analitique du graissage des paliers de glissement et la méthode expérimentale capacitive utilisée par l'auteur au mesurement de l'épaisseur du couche de graissage, en des régimes stables et transitoires.

En partant du fait que le bon fonctionnement des paliers de glissement dépend de l'existence du régime de graissage hydrodynamique on étudie les influences des facteurs constructives et fonctionelssur la pellicule d'huile.

On met en evidence les facteurs qui ont une action négative sur le graissage comme l'altéation d'huile à du gas-oil et de l'eau, la préence de rayures sur le coussinet, la diminuation de la viscosité de l'huile aux hautes temperatures, etc.

A l'aide de quelques thermocouples miniaturisés Fe-Ko, fixés tout près du couche de glissement on a déterminé la temperature maxime de fonctionnement du coussinet.

Par la base des résultats obtenus, on récommande des mesures technologiques, de construction, réparation et exploitation, pour l'agrandissement de la durée et sureté du fonctionnement des paliers.

ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖ-
НОЙ ТЯГИ В ВИДУ УВЕЛИЧЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ
ИХ ДЕЙСТВИЯ

Резюме

Увеличение перформансов дизельных двигателей железнодорожной тяги, зависит, в большой степени, от действия подшипников коленчатого вала.

Настоящая работа задается целью исследовать, с аналитической и опытной точки зрения, плёнку масла и термический режим подшипников коленчатого вала дизельных двигателей железнодорожной тяги.

В работе представлены основные соотношения для аналитического исследования смазки подшипников скольжения и экспериментальный емкостный метод применённый автором при измерении толщины смазочной плёнки в установившихся и переходных режимах.

Исходя из того что хорошее действие подшипников скольжения зависит от существования режима гидродинамической смазки, исследуются влияния конструктивных и функциональных факторов на масляную плёнку.

Выявляются следующие факторы отрицательно влияющие на смазку: разложение масла газойлем и водой, присутствие dirtин на втулке, уменьшение вязкости масла при высоких температурах, и.т.д.

При помощи миниатюризованных термомпар $e - K_0$, установленных по близости от слоя скольжения, определена максимальная температура работы втулки.

На основе полученных результатов, рекомендуются технологические меры в виду конструкции, ремонта и эксплуатации, для увеличения безопасности и долговечности работы подшипников.

C U P R I N S

	<u>Pag.</u>
Prefața	1
Introducere	3
1. Stadiul actual pe plan mondial al cercetării lagărelor motoarelor cu ardere internă	8
2. Metode pentru cercetarea experimentală a filmului de ungere	13
2.1. Metoda rezistivă.....	13
2.2. Metoda inductivă.....	13
2.3. Metoda electrică capacitivă	15
2.4. Metoda radiometrică	15
2.4.1. Metoda absorbției.....	16
2.4.2. Metoda reflexiei	16
2.4.3. Metoda interstițiului	16
3. Probleme de comportare a cuzinetilor la motoarele Diesel	18
3.1. Felul defectelor și natura lor	18
3.1.1. Pata lucioasă (oglindea pe suprafața cuzinetului).....	18
3.1.2. Pata colorată	19
3.1.3. Defecte de coroziune	19
3.1.4. Defecte de eroziune (uzura de frecare)	20
3.1.5. Gripajul (topirea cuzinetului)	20
3.1.6. Crăpături în cămașa din oțel	21
3.1.7. Defecte de oboseală a stratului galvanic	22
3.1.8. Defecte de oboseală a cămășii din oțel	22
3.1.9. Defecte de cavitație	22
3.2. Consecințele defectelor la cuzineți	22
4. Relații fundamentale pentru studiul analitic al lagărului cilindric cu alunecare	24
4.1. Principiile ungerii lagărelor cu alunecare ..	24
4.2. Ecuațiile diferențiale ale lui Reynolds pentru filmul de ungere plan	25
4.3. Ecuațiile diferențiale pentru lagărul cu alunecare cilindric	26
4.4. Soluțiile ecuațiilor lui Reynolds cunoscute în literatura de specialitate	28

BIBLIOTECA
UNIVERSITĂȚII
BUCUREȘTI

	<u>Pag</u>	
.4.1.	Soluția Sassenfeld-Walther pentru lagă- rul cilindric cu încărcare staționară..	28
4.4.2.	Soluția ecuației diferențiale pentru la- gărul cilindric cu sarcina variabilă pe direcție constantă.....	30
4.4.3.	Viteza unghiulară din expresia criteri- ului de similitudine Sommerfeld	31
4.4.3.1.	Lagăr cu încărcare staționară	31
4.4.3.2.	Lagărul cu încărcare nestaționară.....	31
4.4.4.	Metoda Holland de rezolvare a ecuației diferențiale pentru lagărul cilindric cu încărcare nestaționară	31
4.4.4.1.	Metodica de stabilire a traiectoriei fu- sului și a grosimii minime a peliculei de ungere la lagărele paliere solicita- te dinamice	33
4.5.	Relații pentru calculul analitic al dia- gramelor de încărcare a fusurilor maneton și palier	34
4.5.1.	Relații pentru calculul diagramei de în- cărcare a fusului maneton	35
4.5.2.	Relații pentru calculul diagramei de în- cărcare a fusului palier	37
4.5.3.	Metodica de lucru pentru determinarea diagramelor de încărcare a fusurilor ma- neton și palier	38
4.6.	Debitul de ulei și regimul termic al la- gărului	40
4.6.1.	Relații pentru calculul debitului de ulei	41
4.6.1.1.	Debitul de ulei prin lagărul cilindric încărcat staționar	41
4.6.1.1.a.	Debitul produs prin rotirea fusului ..	42
4.6.1.1.b.	Debitul produs prin mișcarea radială a fusului	42
4.6.1.1.c.	Debitul de ulei produs de presiunea din circuitul de ungere	43
4.6.1.2.	Debitul de ulei prin lagărul cu încărcă- re nestaționară	44

	<u>Pag</u>
4.6.1.2.a.	Metodica de lucru pentru stabilirea debitului de ulei prin lagărul palier sollicitat dinamic 45
4.6.1.3.	Debitul de ulei prin lagărul cilindric cu canal circular de ungere, după Roemer ... 45
4.6.1.3.a.	Lagăr perfect cilindric 45.
4.6.1.3.b.	Lagăr cu cuzineți format lămâie 46.
4.6.1.3.c.	Lagăr cu cuzineți cu buzunare cu ungere.. 46
4.6.1.3.d.	Lagăr cu cuzineți format lămâie și cu buzunare de ungere 46
4.6.1.4.	Debitul de ulei pentru forța portantă și răcirea lagărilor după Vogelpohl 47
4.6.1.5.	Momentul de frecare și fluxul de căldură. 47.
5.	Studiul analitic al ungerii lagărelor paliere de la motoarele LDA 28 50
5.1.	Diagrama de încărcare a fusului maneton. 50
5.2.	Diagrama de încărcare a fusului palier... 51
5.3.	Calculul grosimii filmului de ungere..... 52
5.3.1.	Grosimea filmului de ungere în funcție de temperatură 53
5.3.2.	Grosimea filmului de ungere în funcție de jocul diametral 55
5.3.3.	Calculul lui h_{OM} din presiunea specifică medie pe ciclu 56
5.3.4.	Influența diluării uleiului cu motorină.. 56
5.3.5.	Grosimea peliculei h_{OM} la vâscozitatea minimă și maximă a uleiului 56.
5.3.6.	Diagrama polară a deplasării fusului în cuzinet 57
5.3.7.	Grosimea h_{OM} în ipoteza cuzinetului inferior cu și fără canal circular de ungere. 57
5.3.8.	Metodica de comparare a grosimilor de peliculă calculate, cu cele măsurate experimental 58
5.4.	Studiul teoretic al debitului de ulei și al regimului termic 58.
5.4.1.	Debitul de ulei 58
5.5.	Regimul termic al lagărilor 59
5.5.1.	Stabilirea fluxului de căldură de frecare 59
5.5.2.	Creșterea temperaturii uleiului, la trecerea prin lagăr 60

	<u>Pag.</u>	
5.6.	Concluzii la studiul analitic al ungerii lagărelor	60
6.	Metoda capacitivă de măsurare a grosimii peliculei de ungere	62
6.1.	Principiul metodei	62
6.2.	Descrierea schemei electronice și a ele- mentelor sale componente	62
6.3.	Determinarea grosimii peliculei de ungere din capacitatea traductorului	63
6.4.	Metodologia de măsurare a capacității tra- ductorului fixat în cuzinet	65
6.4.1.	Măsurarea capacității pe scala punții RLC tip Bruel și Kyaer (B - K).....	65
6.4.2.	Măsurarea capacității și a grosimii peli- culei din diagrama înregistrată	65
6.5.	Determinarea experimentală a factorului de deviere a spotului	67
6.6.	Caracteristicile traductorului capacitiv și ale condensatorului de comparare	68
6.6.1.	Dimensiunile traductorului	68
6.6.2.	Capacitatea condensatorului	68
6.6.3.	Locul și modul de fixare a traductorilor capacitivi	69
6.7.	Determinarea permitivității relative a uleiului	70
6.8.	Verificarea metodei capacitivă	71
6.8.1.	Verificări cu dispozitivul A	72
6.8.1.1.	Descrierea dispozitivului	72
6.8.1.2.	Rezultate obținute cu dispozitivul A ...	73
6.8.2.	Verificări cu dispozitivul B	73
6.8.2.1.	Descrierea dispozitivului	73
6.8.2.2.	Rezultatele obținute cu dispozitivul B..	74
6.8.3.	Verificări cu dispozitivul C	74
6.8.3.1.	Descrierea dispozitivului	74
6.8.3.2.	Rezultatele obținute cu dispozitivul C..	75
6.8.3.3.	Stabilirea factorului de corecție	76
6.8.4.	Verificarea metodei capacitivă pe standul de laborator	76

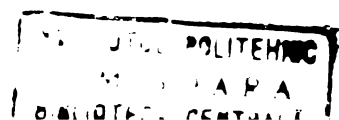
	<u>Pag</u>
6.8.4.1.	Măsurări cu fusul în repaos 77
6.8.4.2.	Măsurări cu fusul în mișcare 77
6.8.4.2.a.	Măsurări la turație mică 77
6.8.4.2.b.	Măsurări la turație ridicată 78
6.8.5.	Determinarea grosimii peliculei de ungere din distanța spotului față de linia de scurtcircuit 79
6.8.6.	Influența emulsionării uleiului asupra mă- surărilor capacitive 79
6.9.	Eroarea de măsurare a metodei capacitive. 79
7.	Cercetări de laborator 81
7.1.	Prezentarea standului de laborator 81
7.1.1.	Eroarea de măsurare a temperaturilor 84
7.2.	Cercetări experimentale pe standul de la- borator 85
7.2.1.	Influența turației 85
7.2.2.	Influența sarcinii 86
7.2.3.	Influența temperaturii uleiului la intrare în lagăr 87
7.2.4.	Influența presiunii uleiului la intrare.. 88
7.2.5.	Influența jocului diametral 90
7.2.6.	Influența rizurilor pe suprafața de alu- necare a cuzinetului 91
7.2.7.	Influența materialului stratului de alu- necare 91
7.2.8.	Influența diluării uleiului cu motorină.. 93
7.2.9.	Influența vîscozității uleiului 94
7.2.10.	Influența mărcii uleiului 94
7.2.11.	Cercetarea peliculei de ungere la porni- rea și oprirea fusului 94
7.2.12.	Puterea consumată prin frecare în filmul de ungere și debitul de ulei 95
7.2.13.	Cercetări la regim de temperatură ridica- tă 95
7.2.14.	Investigarea unor cauze care produc defec- tări de cuzineți 96
7.2.15.	Protecție împotriva topirilor de cuzi- neți 97
7.2.16.	Concluzii la cap. 7 98

	<u>Pag.</u>
8. Cercetări pe motoare Diesel	100
8.1. Desfășurarea experimentelor pe un motor Diesel la standul de proba I.C.M.R.....	100
8.1.1. Prezentarea rezultatelor	101
8.2. Cercetări experimentale pe motoare 12 LDA 28 montate pe locomotive Diesel electrice.	101
8.2.1. Pregătirea și modul de desfășurare a experimentelor pe LDE 659	102
8.2.2. Pregătirea și desfășurarea experimentelor pe LDE 162	103
8.2.3. Interpretarea rezultatelor obținute	107
8.2.3.1. Influența sarcinii motorului Diesel	107
8.2.3.2. Influența temperaturii uleiului	108
8.2.3.3. Influența jocului diametral	108
8.2.3.4. Influența presiunii uleiului	109
8.2.3.5. Influența materialului stratului de alunecare.....	110
8.2.3.6. Influența alterării uleiului cu apă.....	112
8.2.3.7. Influența uleiului uzat	112
8.2.3.8. Influența alterării uleiului cu motorină.	113
8.2.3.9. Comportarea cuzineților cu zgîrieturi pe suprafața de alunecare	114
8.2.3.10. Influența mărcilor de ulei M3oS2 și DS3o	114
8.2.3.11. Comportarea filmului de ulei la regimuri tranzitorii	115
8.2.3.11.a. Pornirea motorului	115
8.2.3.11.b. Oprirea motorului	116
8.2.3.11.c. Schimbările de sarcină	116
8.2.3.12. Comportarea peliculei de ungere la creșterea rapidă a turației	116
8.2.3.13. Comportarea cuzineților slăbiți în lagăr	117
8.2.4. Comportarea cuzinetului cu stratul galvanic uzat în condiții de remorcare a trenurilor	117
8.2.5. Variația grosimii peliculei în zona activă în timpul unui ciclu motor	118
8.3. Cauzele principale ale defectelor de cuzineți și măsurări de prevenire	119
8.3.1. Abateri de la forma geometrică	119

	<u>Pag.</u>
8.3.2.	Slăbirea cuzineților în lagăr 120
8.4.	Aprecierea comportării cuzineților în ex- ploatare 121
9.	Posibilități de aplicare în producție a rezultatelor cercetărilor efectuate asupra lagărelor motoarelor Diesel 124
9.1.	Măsuri tehnologice la uzina constructoare și reparatoare 125
9.2.	Măsuri tehnologice de întreținere a motoa- relor și de exploatare 126
10.	Concluzii generale. Eficiența economică și propuneri 127
10.1.	Concluzii generale 127
10.1.1.	Concluzii asupra cercetărilor teoretice.. 127
10.1.2.	Concluzii asupra cercetărilor experimen- tale pe standul de laborator 129
10.1.3.	Concluzii asupra cercetărilor experimen- tale pe motoare Diesel 131
10.2.	Efecte economice 133
10.2.1.	Economii din anularea reviziei cu demon- tare a cuzineților 134
10.2.2.	Economii din reducerea numărului de repa- rații accidentale 134
10.3.	Propuneri 135
10.3.1.	Propuneri privind lagărele motoarelor LDA 28 135
10.3.2.	Propuneri privind lagărele altor tipuri de motoare Diesel 136
	Bibliografie 138

NOTATIILE PRINCIPALE

Simbol	Denumirea	Unitate de măsură
1	2	3
D_p	Diametrul pistonului	mm
A_p	Aria pistonului	m ²
R_m	Raza manivelei	mm
m_p, m_b	Masa pistonului, bielei	kg
m_i	Masa cu mișcare rectilinie	kg
L_b	Lungimea bielei	mm
$\bar{p}_g, \bar{p}_m, \bar{p}_f \dots$	Presiuni (forțe raportate la suprafața pistonului)	bar
b_m, b	Lățimea activă a cuzinetului maneton, palier	mm
d_m, d, D	Diametrul fusului maneton, palier, cuzinet	mm
p_m, p	Presiunea specifică pe fus maneton, palier	bar
$p_{m \min}, p_{\min}$	Presiunea specifică minimă pe ciclu pe fusul maneton, palier	bar
$p_{m M}, p_M$	Presiune specifică medie pe fusul maneton, palier	bar
$p_{m \max}, p_{\max}$	Presiune specifică maximă pe ciclu pe fus maneton, palier	bar
h_o	Grosimea minimă teoretică a filmului de ulei	μm
h_{oT}	Grosimea minimă teoretică în fața traductorului	μm
$h_{o \min}$	Grosimea minimă cea mai mică a filmului de ulei (teoretică)	μm
h_{oM}	Grosimea minimă medie pe ciclu (teoretică)	μm
$h_{o \max}$	Grosimea minimă cea mai mare pe ciclu (teoretică)	μm
h_m	Grosime pe peliculă măsurată mecanic	μm
h	Grosimea filmului de ulei (mărime curentă)	μm
h_{\max}	Grosimea filmului în zona descărcată a lagărului	μm



1	2	3
h_T	Grosimea filmului de ulei în fața traductorului (măsurată capacitiv)	μm
$h_T \text{ min}, h_{TM}, h_T \text{ max}$	Grosimea minimă, medie, maximă în fața traductorului (măsurată capacitiv)	μm
d_c	Diametrul armăturii traductorului	mm
$\pm d$	Deviația spotului față de linia de referință	mm
D_s	Deviația spotului față de linia de scurt-circuit	mm
t_1, t_2	Temperatura uleiului de intrare, ieșire	$^{\circ}\text{C}$
t_c	Temperatura cuzinetului	$^{\circ}\text{C}$
e	Excentricitatea	mm
ε	Excentricitatea relativă	mm
j	Jocul diametral	mm
Ψ	Joc diametral relativ	-
So_R	Caracteristica portanței produsă prin rotire	-
So_D	Caracteristica portanței de dislocare	-
ω_f	Viteza unghiulară a fusului	s^{-1}
η	Vîscozitatea dinamică	$\frac{\text{N}\cdot\text{S}}{\text{m}^2} = 10^{-3}\text{cP}$
β	Unghi de poziție a spațiului minim de ungere față de direcția forței de încărcare a lagărului	$^{\circ}\text{grad}$
γ^*, μ^*	Unghiuri de direcție pentru forțe	$^{\circ}\text{grad}$

Restul notațiilor sînt explicate în text.

P R E F A T A

Ca urmare a creșterii impetuoase a producției în patria noastră, Ramura transportului feroviar, are sarcina de a transporta la destinație tot mai multe mărfuri și călători în siguranță, la timp și cu cheltuieli minime.

Acest lucru se realizează cu mijloace de tracțiune care funcționează ireproșabil în condiții de solicitare din ce în ce mai mari.

După 20 ani de solicitări aproape permanente, unele piese mai sensibile de la motoarele Diesel nu mai fac față solicitărilor la care sînt supuse. Din această categorie fac parte cuzineții palieri ai arborelui cotit. Cei mai mulți suportă încărcările termice și mecanice la care sînt supuși, dar există și cazuri cînd aceștia se defectează, producînd perturbații.

Acest fenomen negativ se manifestă atît pe plan național cît și internațional.

El este consecința condițiilor grele de funcționare ale lagărului, în care procesele de frecare-uzare sînt deosebit de complicate.

Specialiștii sînt de părere că, de cele mai multe ori, după avarierea unui lagăr, stabilirea cauzei reprezintă o problemă dificilă. De aceea, în literatură există întrebarea : În condițiile de funcționare date ale motorului, care sînt limitele siguranței de funcționare și a duratei de serviciu a lagărelor ?

Pînă în prezent nu s-a găsit un răspuns la această întrebare. S-a încercat să se răspundă pe baza rezultatelor obținute în laborator, unde se pot simula condiții grele de lucru, dar acestea se deosebesc de cele reale, astfel că nu se pot transpune fără riscuri la situația existentă pe motor.

În literatura de specialitate s-a ajuns la concluzia că pentru studierea proceselor complicate de frecare - uzare ce se produc în lagărele motoarelor Diesel, în vederea aprecierii comportării și duratei lor de serviciu, sînt necesare experimente în condiții reale de funcționare.

Teza de doctorat și-a propus să se încadreze în această cerință cu scopul ca prin cercetări teoretice și experimentale pe motoare Diesel, să determine factorii care influențează negativ comportarea lagărelor paliere și să stabilească măsurile necesare pentru creșterea duratei și siguranței lor de funcționare.

În acest scop s-a acordat atenție la investigarea experimentală a filmului de ungere și regimului termic, parametrii hotărâtori pentru funcționarea lagărelor.

Prin rezultatele obținute, teza aduce contribuții la ridicarea eficienței locomotivelor Diesel-electrice și totodată completează golul existent în literatură privind cercetarea experimentală a lagărelor solicitate dinamic, în condiții reale de funcționare pe motoare Diesel.

Autorul aduce cele mai calde mulțumiri tov. Prof.Dr.Ing. Vasile Berindean, Conducătorul științific, pentru ajutorul acordat cu multă generozitate pe toată perioada de elaborare a tezei.

Cu multă recunoștință mulțumește tov. Prof.Dr.Ing. Nicolae Bogoevici, Prorectorul Institutului de Subingineri Reșița, pentru faptul că a conceput schema electronică de înregistrare a grosimii peliculei de ungere și modul de interpretare a diagramelor și pentru sfaturile date.

Mulțumiri mai adresează Conducerii Direcției Tracțiune și Vagoane din M.T.Tc și Conducerii I.C.M.R. care au acordat ajutor prin facilitarea experimentelor pe motoare și locomotive Diesel.

Colegilor de la I.C.M.R. , I.S.R. și celor din depourile și Regionalele CF, în mod deosebit tov. Ing. Chițon Ion și Ing. Călina Nicolae, le aduce pe această cale, cordiale mulțumiri pentru sugestiile date și ajutorul acordat la efectuarea experimentelor, precum și pentru aplicarea în producție a unor rezultate cuprinse în teză.

I N T R O D U C E R E

Teza de doctorat cuprinde rezultatele studiilor teoretice și experimentale asupra lagărelor motoarelor Diesel de tracțiune feroviară.

În acest cadru s-au determinat factorii care influențează negativ ungerea lagărelor și s-au stabilit măsurile prin care se asigură dublarea parcursului dintre reviziile de cuzineți prin demontare (de la 180.000 Km la 360.000 Km).

Lucrarea conține 1 volum, cu textul prezentat în 10 capitole cuprinzând 148 pagini, 1 tabel, 128 relații numerotate și 46 referiri bibliografice. Mai conține 83 pagini cuprinzând 115 figuri, 21 tabele și 2 anexe listing obținute pe calculator.

1. Prezentarea conținutului tezei

Cap.1. Stadiul actual pe plan mondial al cercetării lagărelor motoarelor cu ardere internă, prezintă o sinteză a progreselor făcute în domeniul cercetării teoretice și experimentale a lagărelor și sesizează direcțiile actuale de cercetare în acest domeniu.

Cap.2. Metode pentru cercetarea experimentală a filmului de ungere. Se prezintă succint metodele recomandate în literatura pentru măsurarea grosimii filmului de ungere, arătându-se avantajele și dezavantajele fiecărei metode.

Cap.3. Probleme de comportare a cuzineților.

Se prezintă defecțiunile ce se manifestă la cuzineții arborilor cotiți și se fac aprecieri asupra consecințelor acestora. În baza publicațiilor existente și a experienței autorului, se stabilesc cauzele acestor defecte.

Cap.4. Relații pentru studiul analitic al lagărului cu alunecare, cuprinde principiile care stau la baza ungerii hidrodinamice și ecuațiile diferențiale ale lui Reynolds pentru filmul de ungere plan și transformate pentru lagărul cilindric. Sînt expuse soluțiile la ecuațiile diferențiale, cunoscute în literatură.

Dintre acestea autorul a optat pentru ipoteza lagărului considerat cu încărcare cuasistaționară, deoarece au fost necesare mai puține calcule pe calculatorul FELIX C 256 și totodată să obțină rezultate mai certe.

Tot la acest capitol sînt prezentate relațiile necesare pentru stabilirea pe cale analitică a diagramelor de încărcare, pe

baza cărora autorul a întocmit o schemă logică de calcul originală. De asemenea sînt expuse relațiile pentru calculul debitului de ulei și al regimului termic al lagărului.

Cap. 5. Studiul analitic al ungerii lagărelor paliere de la motoarele L.D.A. 28.

Cu ajutorul relațiilor din cap. 4 se calculează diagramele de încărcare a lagărelor paliere cercetate și se analizează influențele diferiților parametri constructivi și funcționali asupra grosimii filmului de ungere din lagăr.

De asemenea se studiază debitul de ulei și regimul termic al lagărelor.

Cap.6. Metoda capacitivă de măsurare a peliculei de ungere

La acest capitol se prezintă principiul metodei și instalația electronică de înregistrare a grosimii filmului de ulei, cu dezavantajele și avantajele ei. Sînt descriși traductorii capacitivi realizați de autor după o concepție originală, care constă în faptul că sînt plasați direct pe suprafața de alunecare a cuzinetului, în zona cea mai solicitată. Operațiile de etalonare a instalației electronice ocupă un volum important. Sînt arătate dispozitivele de etalonare variantele A - C concepute de autor, cu care s-a determinat factorul de corecție necesar pentru stabilirea cît mai exactă a grosimii peliculei. La calculul erorilor a rezultat o eroare absolută de $\pm 1,8 \mu\text{m}$ pentru domeniul de măsurare $0 - 50 \mu\text{m}$.

Cap.7. Cercetări de laborator

Cuprinde descrierea standului executat după concepția autorului, folosit la cercetările de laborator, capabil să realizeze forțe statice și dinamice. În continuare sînt expuse rezultatele experimentale, sub forma de diagrame sau tabele, și se analizează influențele factorilor constructivi și funcționali asupra grosimii peliculei de ungere și regimului termic. S-a studiat influența sarcinii, turației, temperaturii, a materialului stratului de alunecare, etc, asupra filmului de ungere. Rezultatele obținute prin măsurare se compară cu rezultatele analitice.

Cap.8. Cercetări pe motoare Diesel

Cuprinde descrierea experimentelor efectuate pe motoare Diesel în condiții de funcționare pe stand și pe locomotive Diesel-electrice. S-au făcut experimente cu cuzineți cu strat de alunecare din bronz de plumb și cu strat galvanic, cercetîndu-se evoluția peliculei de ungere în diferite condiții reale de funcționare. S-au

simulat cele mai grele condiții de lucru, pentru a se stabili performanțele realizabile de cuzineții acestor motoare.

Rezultatele se prezintă sub formă de tabele și diagrame. Se desprinde concluzia că alterarea uleiului cu apă sau motorină, impuritățile din ulei și regimurile termice mari, au influențe negative asupra comportării lagărelor.

Cap.9. Posibilități de aplicare în producție a rezultatelor cercetărilor efectuate asupra lagărelor motoarelor Diesel

Se scoate în evidență că o parte din rezultate, sînt deja aplicate în producție și că prin aplicarea integrală a tuturor rezultatelor este posibilă dublarea actualului parcurs de cca. 180.000 Km. dintre reviziile consecutive prin demontarea cuzineților.

Cap.10. Concluzii generale, eficiența economică și propuneri. In acest capitol se prezintă concluziile rezultate din cercetările teoretice și experimentale, punîndu-se accent pe factorii care influențează negativ comportarea lagărelor. In continuare se prezintă un studiu al eficienței economice și în final propuneri prin care se obține ridicarea duratei și siguranței de funcționare a lagărelor.

2. Contribuții originale ale tezei

2.1. Contribuții teoretice

- Studiul analitic al ungerii lagărului palier, sub aspectul filmului de ungere și regimului termic, a permis analizarea influenței diferiților parametri și căile de optimizare a funcționării.

- Elaborarea unei scheme logice pentru calculul diagramelor desfășurate și polare ale presiunii pe fusurile maneton și paliere, aplicabile la motoare cu cilindri în linie.

- Stabilirea coeficienților de corecție din expresia unghiului de poziție β a spațiului minim de ungere, pentru lagărul cu raportul $b/d = 1/4,55$.

- Introducerea factorului de corecție, în expresia distanței dintre armăturile condensatorului plan, pentru a se determina grosimea stratului de ungere dintre armăturile condensatorului cuasiplan cu suprafețe inegale, ce se produce între fus și armătura fixată în cuzinet.

2.2. Contribuții experimentale

2.2.1. Instalații experimentale

Conceperea și realizarea următoarelor :

- Un stand de laborator al cărui lagăr este identic cu lagărele paliere de pe motoarele Diesel;
- Armătura traductorului capacitiv fixată direct pe suprafața cuzinetului sau a fusului și elaborarea tehnologiilor de execuție;
- Termocuple miniaturizate Fe-Ko cu sensibilitatea mare, capabile să urmărească variațiile de temperatură existente în lagărele cercetate;
- Trei dispozitive de verificare și etalonare a metodei capacitive.

2.2.2. Metodica cercetărilor

- Stabilirea experimentală a factorilor de deviere a spotului, necesari pentru determinarea grosimii peliculei din diagrama înregistrată cu instalația electronică.
- Elaborarea unei metode complexe pentru înregistrarea simultană a grosimii filmului de ungere, temperaturii uleiului și cuzinetului, presiunii gazelor în cilindrul motorului și a presiunii uleiului la intrare în motor, care permite evaluarea performanțelor reale ale lagărelor motoarelor Diesel și compararea acestora cu performanțe stabilite analitic.
- Conceperea metodei de etalonare a instalației de înregistrare, pentru a se putea măsura cu precizie acceptabilă grosimile de peliculă care se produc în zona cea mai solicitată a lagărului.
- Stabilirea procedeelelor de verificare a metodei capacitive pe standul de laborator, cu fusul în stare de repaos, sau în mișcare, pentru a exista garanția că factorii de deviere a spotului și cei de corecție, determinați experimental, permit măsurarea grosimii peliculei de ungere cu precizie suficientă.
- Elaborarea unei metode originale de determinare a permitivității relative a uleiului în timpul operațiilor de înregistrare a peliculei de ungere.
- Conceperea metodei de stabilire a grosimii filmului de ungere, prin măsurarea distanței de la linia de scurtcircuit până la spotul de măsurare.
- Stabilirea metodei de cercetare în laborator a influențe-

lor parametrilor constructivi și funcționali asupra regimului și filmului de ungere.

- Conceperea metodei de experimentare a cuzineților cu pată de bronz în zona activă, în condiții reale de funcționare a motorului pe locomotive la remorcarea trenurilor.

2.3. Contribuții aplicative

- Aplicarea metodei de măsurare a temperaturii cuzineților, după efectuarea unor remedieri la locomotivele din depourile Brașov, Timișoara, Dej și Pitești.

- Aplicarea metodei de verificare a așezării fusului în cuzinet prin amprenta de tuș, la depourile Brașov, Cluj-Napoca, Craiova și București-Triaaj.

- Generalizarea la depoul Craiova a metodei de descoperire a cuzineților defecti prin controlul jocului dintre spatele cuzinetului, la locomotivele sosite pentru reparații planificate.

- Aplicarea criteriului de apreciere a cuzineților ușor încălziți prin măsurarea diametrului la planul de separație, propus de autor, pentru a se evita erori la interpretarea defectelor.

- Introducerea sistemului de apreciere a comportării motorului prin căderile de presiune a uleiului mai mari ca 0,3 bari, pe perioade scurte.

- Renunțarea la înlocuirea cuzineților găsiți cu pată colorată pe suprafața activă, ceea ce contribuie la realizarea de economii.

- Perfecționarea tehnologiei de reparare a motoarelor la RR și RG, pentru ridicarea performanțelor lagărelor la probele pe stand și ulterior în exploatare.

- Elaborarea instrucțiunilor pentru verificarea preventivă a cuzineților fără demontare, în vederea dublării intervalului la care se face verificarea cuzineților cu demontarea lor.

1. STADIUL ACTUAL PE PLAN MONDIAL AL CERCETARII LAGARELOR MOTOARELOR CU ARDERE INTERNA

Cu toate că lagărul de alunecare, generalizat la motoarele cu ardere internă, este folosit de multă vreme și pe parcurs a fost perfecționat, totuși nu se poate afirma că răspunde totdeauna la cerințele actuale, mai ales în cazul motoarelor Diesel cu turații și puteri mari.

Defecțiunile care au apărut, au dus la modificări importante ale lagărelor, atât în ceea ce privește forma constructivă, cât și tehnologiile de fabricație. S-a trecut la fabricarea cuzineților cu pereți subțiri, executați în toleranțe restrânse, care asigură montarea lor în locașul lagărului, fără să fie necesare ajustări ulterioare. Progrese mari s-au făcut la calitatea materialului folosit pentru stratul de alunecare, astfel ca acesta să reziste la solicitările mari și la acțiunea agresivă a acizilor din ulei.

Calitatea uleiurilor a fost îmbunătățită prin aditivarea lor cu aditivi care le conferă proprietăți de ungere mai bune.

Cu toate acestea, rezultatele obținute arată că mai apar defecțiuni care influențează negativ funcționarea lagărelor și cheltuielile de întreținere a motoarelor.

Plecând de la aceste constatări, constructorii de motoare Diesel, fabricanții de cuzineți și cercetători din țară și străinătate au efectuat studii teoretice și experimentale asupra lagărelor motoarelor Diesel.

Unul din obiectivele cercetărilor întreprinse în ultimii ani pe plan mondial și la noi în țară, urmărește clasificarea defectelor ce se produc la cuzineți, a cauzelor și a modalităților de prevenire [19, 20, 8, 21, 22, 23, 27, 34, 36, 37, 38].

Se desprinde idea că defecțiunile de cuzineți sînt reproductibile în laborator, dar rezultatele obținute nu se pot transpune fără riscuri pentru condițiile de lucru din motor.

O atenție deosebită se acordă criteriilor de apreciere a modului de comportare a cuzineților. Este necesar ca la stabilirea criteriilor de apreciere a stării lagărului și a capacității acestora în funcțiune, să se fixeze atât gradul de uzură admisibil, cât și momentul inițierii defecțiunilor care se dezvoltă și duc la degradarea lagărului.

Aprecierea comportării lagărelor trebuie să se facă printr-o analiză subiectivă cu ajutorul metodelor moderne de statistică.

De aceea, producătorii de motoare ar trebui să-și organizeze un sistem informațional pentru colectarea și stocarea datelor.

Autorii lucrărilor [19, 39] sînt de părere că intervalele la care se face vizitarea cuzineților, trebuie să aibe o justificare tehnico-economică. Vizitățile de cuzineți sînt importante, dar perioadele respective nu sînt cunoscute suficient. Trebuie să se țină cont de faptul că orice demontare și montare inutilă, este periculoasă, mai ales cînd condițiile de întreținere sînt de nivel tehnic scăzut.

Uzarea timpurie a stratului subțire galvanic, se atribuie în general impurităților din ulei. În lucrarea [40] se afirmă că 40 % din defectările de cuzineți se datoresc impurităților. Impuritatea se definește ca fiind orice material străin, metalic sau nemetalic, care n-ar trebuie să existe la locul de ungere al cuzinetului.

Dacă uleiul conține impurități metalice, la trecerea prin filmul de ungere se imprimă în stratul moale de alunecare al cuzinetului. Pentru a se cunoaște densitatea impurităților feroase, se recomandă [40] așezarea pe suprafața cuzinetului a unei hîrtii de filtru îmbibată cu ferocianură de potasiu și un agent de coroziune ca de ex. clorura de sodiu. Particulele de fier de pe suprafață, imprimă o pată albastră pe hîrtia de filtru.

Se consideră ca deosebit de periculoase impuritățile abrazive din ulei. Acestea se înfig în stratul de alunecare al cuzinetului și în continuare uzează fusul.

În ceea ce privește uzarea stratului galvanic, din cauza impurităților de dimensiuni mici, se menționează că acesta nu trebuie să ducă inevitabil la deteriorarea cuzinetului [21], deoarece aliajul de sub stratul galvanic asigură o funcționare bună, chiar și la jocuri mărite.

Există părerea unanimă că buna funcționare a lagărelor de alunecare depinde de existența filmului de ungere [1, 5, 6, 36]. Unii autori consideră că pentru a se asigura ungerea lichidă, suma asperităților de pe fus și cuzinet trebuie să fie mai mică decât grosimea minimă a filmului de ungere. În caz contrar apare ungerea mixtă sau uscată, mai ales la motoare cu turații mari și temperatură ridicată, respectiv vîscozitatea uleiului mică. Lagărele cu schimbare de sens de mișcare, ca de exemplu lagărul capului de cruce de la motoarele în 2 timpi, au o comportare de acest gen. F. Hirano și Goto citați în [21] au demonstrat prin experiențe de laborator că rizurile de oboseală la aceste lagăre,

nu se datoresc presiunii din filmul de ulei, ci frecării semilichide care se produce în punctele de întoarcere.

Numeroase lucrări [3, 4, 5, 6, 12, 34, 36] se ocupă de studiul analitic al grosimii peliculei de ungere, la lagărele cilindrice cu încărcări statice și dinamice. La baza relațiilor analitice pentru studiul lubrificației hidrodinamice, stau ecuațiile lui Reynolds. Acestea au fost dezvoltate de Sommerfeld, Michel, Vogelwohl, Kinsbury și alții.

Aprecierea încărcării lagărului se face în general prin presiunea specifică medie și prin presiunea specifică maximă în timpul unui ciclu motor.

Există păreri, justificate [11, 12, 14] că la lagărele cu turații și încărcări mari, presiunea specifică medie hotărăște mai puțin comportarea cuzinetului.

În aceste cazuri, comportarea lagărului depinde de presiunea maximă ce se produce în filmul de ungere.

Dacă la cuzineții motoarelor Diesel cu solicitări dinamice, presiunea maximă din filmul de ungere depășește rezistența la oboseală a cuzinetului, atunci se produc crăpături și mai târziu deteriorarea cuzinetului.

S-au dezvoltat metode teoretice pentru calculul presiunii maxime. Prin analogie cu rapoartele dintre presiunea maximă din film și presiunea specifică pe cuzinet, folosite de Sassenfeld - Wahlter în cazul mișcării tangențiale, Glaser [12] a calculat aceste rapoarte pentru mișcarea radială a fusului. Presiunea maximă cauzată de deplasarea radială, acționează pe direcția stratului minim de ulei, în timp ce presiunea maximă produsă prin rotirea fusului este decalată față de forța portantă. Prin adunarea geometrică a acestor două presiuni, se obține presiunea maximă din film la momentul considerat. Procedându-se în acest fel pentru diferite poziții ale arborelui cotit, se obține variația presiunii maxime din stratul de ungere în funcție de unghiul de rotire al arborelui cotit. Calculele au arătat că presiunea maximă în filmul de ungere poate să fie de cca. 4 ori mai mare decât presiunea specifică maximă.

Problema regimului termic al lagărelor, influența debitului de ulei și a jocurilor în lagăr, sînt de asemenea în atenția cercetătorilor.

În lucrările [5, 6, 35] se dau relații analitice pentru calculul debitului de ulei. Se remarcă faptul că debitul variază cu

cubul jocului în lagăr, sau că la joc constant, debitul variază proporțional cu presiunea.

Problematika fixării cuzineților în lagăr este de asemenea în atenția cercetătorilor. Slăbirea cuzineților în lagăr duce la distrugerea filmului de ungere și apoi la defectarea cuzineților.

Metoda de calcul pentru stabilirea forțelor de prestrângere sînt în lucrările [15, 16] .

Tendențele care se manifestă pe plan mondial în domeniul cercetării lagărelor de alunecare sînt :

- Cercetări privind ridicarea performanțelor materialelor și găsirea unor tehnologii moderne de fabricare a cuzineților cu pereți subțiri.

- Cercetări pentru stabilirea unor metode de calcul și experimentale în vederea realizării unor regimuri optime de ungere (variație acceptabilă în timp a presiunii maxime, a grosimii filmului de ulei, etc.) dependente de forma geometrică a cuzinetului și de alți parametri funcționali. Se urmărește îmbunătățirea metodelor de proiectare, precum și stabilirea unor criterii de apreciere privind comportarea lagărelor.

- Pentru a evita avarierea motoarelor, se propun metode de descoperire a cuzineților uzați, înainte de a se produce defectarea lor. Printre aceste metode se preconizează analiza spectrală și folosirea unor traductori care să sesizeze începutul defectării lor.

Concluzii critice asupra lucrărilor prezentate

Din cele expuse rezultă că ridicarea performanțelor lagărelor motoarelor cu ardere internă este în atenția specialiștilor din lumea întreagă.

Trebuie să subliniem că majoritatea lucrărilor existente conțin studii teoretice bazate pe tehnica modernă de calcul, fără să fie însoțite de cercetări experimentale. Aceasta se explică prin dificultățile care sînt la determinarea experimentală a parametrilor care caracterizează funcționarea lagărului ca, grosimea filmului de ungere, variația presiunii în stratul de ulei, temperatura la suprafața de alunecare, etc. De la experimentele lui Tower, care a măsurat pentru prima oară în 1933 presiunea în filmul de ungere, sînt puțini cei care au mai reușit să facă acest lucru. Printre aceștia se numără O. Lasche (1918), A. Buske (1951) și Th. Carl (1963). În ceea ce privește măsurarea

rosimii filmului de ulei, situația este identică.

În puținele lucrări care se ocupă cu măsurarea peliculei de ungere, rezultatele experimentale urmăresc verificarea ipotezelor teoretice de calcul, fără să se arate modul de aplicare a lor în practică.

Probleme de studiu și cercetare ale tezei de doctorat

Aceste probleme sînt :

- Studiul analitic al influenței parametrilor constructivi și funcționali asupra filmului de ungere și regimului termic al lagărului;
- Determinarea experimentală a grosimii filmului de ungere și a regimului termic al lagărului în laborator și în condiții de funcționare a motorului Diesel.;
- Stabilirea pe baza rezultatelor a măsurilor necesare pentru creșterea siguranței și duratei de funcționare a lagărelor.

2. METODE PENTRU CERCETAREA EXPERIMENTALA A FILMULUI DE UNGERE

Pentru a putea aprecia durabilitatea lagărelor cu alunecare este necesar să se cunoască evoluția filmului de ungere.

Deosebit de importantă este stabilirea momentului când pelicula de ungere devine mai mică decât $0,8\mu\text{m}$, deoarece în această situație se produce trecerea de la ungerea lichidă la cea semi-lichidă (funcție de rugozitate).

Măsurarea unor straturi așa de subțiri este dificilă. În literatura de specialitate sînt indicate metode pentru măsurarea straturilor subțiri, dar se prezintă puține detalii asupra traductorilor și a instalațiilor folosite.

Se cunosc metode de măsurare electrice și radiometrice, respectiv cu izotopi radioactivi. Dintre metodele electrice fac parte : metoda rezistivă, inductivă și capacitivă.

2.1. Metoda rezistivă

Principiul metodei rezistive constă în măsurarea rezistenței electrice a stratului de lubrefiant. Metoda prezintă dezavantajul că sînt necesare etalonări de precizie. După Bowden, citat în [44], rezistența electrică a unui film de ulei de 10^{-5} cm grosime, poate fi între $10^6 - 10^{10}$ ohmi/cm². Astfel, filme foarte subțiri peste grosimea limită, introduc rezistențe de la câțiva ohmi la milioane de ohmi. Dacă se produce contactul metalic a unei rugozități de numai 10^{-6} cm², împrăștierea rezistenței (pentru oțel) este de ordinul 1/100 ohmi.

Este deci foarte dificil să se distingă o lubrifiere complet fluidă și o mică valoare a contactului metalic, sau între contact și filmul limită.

2.2. Metoda inductivă

La locul de măsurare a peliculei, respectiv în cuzinet, se montează un traductor inductiv de tipul transformator. Pelicula de ulei joacă rolul întrefierului. În funcție de grosimea peliculei, variază reductanța circuitului magnetic. Cu un oscilograf se înregistrează forța electromotoare din secundarul transformatorului.

În lucrarea [6] se prezintă traductorii și metoda electrică inductivă cu care s-a stabilit traiectoria fusului în cuzinetul intermediar al unui motor Diesel. Primul traductor dez-

tat de autorul lucrării menționate, s-a compus dintr-un miez de ferită sinterizată pe care se aflau două bobine suprapuse. Traductorul a fost montat în canalul de ungere din cuzinetul superior, astfel că acesta n-a fost influențat de forța portantă a lagărului. Pentru a se putea stabili deplasarea spațială a fusului, s-au montat două asemenea traductoare, decalate între ele cu 90° .

Impulsurile date de traductor s-au trimis la osciloscop prin intermediul unui amplificator de frecvență purtătoare. Valoarea acestei frecvențe purtătoare s-a modulată prin distanța arborelui față de traductor, astfel că a apărut o oscilație modulată în amplitudine. Înainte de măsurare, se făcea egalizarea celor două bobine ca valoare și fază. Sistemul de lucru a prezentat dezavantajul că nu s-a putut stabili poziția zero a arborelui. Totodată frecvența purtătoare de 500 KHz a fost prea mare, astfel că puteau să apară ușor bruiaje.

Dezavantajele s-au eliminat prin montarea în punte a două traductoare plasate opus. În acest fel s-a obținut o curbă de etalonare liniară. De asemenea s-a îmbunătățit sensibilitatea sistemului cu ajutorul unor potențiometre. Frecvența purtătoare la aceste traductoare cuplate cu puntea de măsurare a fost de 5 KHz. Aceste traductoare mai prezintă avantajul unei compensări a temperaturii. Înainte de măsurare s-a egalizat ca fază și valoare, sistemul constând din perechea de traductoare și puntea de măsurare.

Prin apropierea arborelui de partea frontală a bobinei de înregistrare s-a produs în aceasta, o modificare a inductanței care a dezechilibrat puntea și aceasta s-a vizualizat pe ecranul osciloscopului catodic prin intermediul unui amplificator. Și la acest sistem de măsurare s-au folosit 2 traductoare plasate la 90° . Varianta cu 2 bobine în conexiune diferențială, prezintă dezavantajul că traductorul trebuie să se monteze și în semicuzinetul inferior.

Etalonarea traductorului inductiv, s-a făcut cu un dispozitiv de măsurare în afara motorului. Acesta a constatat dintr-un suport lagăr, în care erau fixați semicuzineții prevăzuți cu traductori inductivi, un fus fals care se aducea în poziția dorită și un micrometru cu ceas.

Deplasarea spotului pe ecranul osciloscopului s-a comparat cu indicația micrometrului. Etalonarea s-a făcut în trepte de $10\mu\text{m}$. Compararea stării din dispozitivul de măsurare cu starea ulterioară din motor a fost posibilă prin reglarea punții de măsurare cu un potențiometru montat în amplificator.

• • • • •

Deplasarea fusului pe cele două direcții perpendiculare s-a înregistrat separat, deoarece s-a folosit un singur osciloscop cu 2 spoturi. Un spot a indicat deplasarea fusului, iar celălalt punctele moarte. S-a avut grijă ca în timpul comutării să se mențină constanți parametrii funcționali ai motorului. Deplasarea fusului în lagăr la diferite turații și sarcini s-a înregistrat fotografic prin filmarea ecranului osciloscopului pe un film cu viteza de 1 m/s.

Peste curba înregistrată, corespunzătoare unei turații, s-a suprapus scara deplasării stabilită anterior la etalonarea traductoarelor.

Deplasarea spațială a fusului s-a calculat din deplasările înregistrate pe cele două direcții perpendiculare.

Metoda electrică inductivă prezintă avantajul că valorile măsurate nu sînt influențate de proprietățile fizico-chimice ale filmului de ulei. Prezintă însă dezavantajul că are precizie scăzută la măsurarea peliculelor subțiri. Traductoarele nu se pot monta în zona portantă a cuzinetului unde apar contacte între fus și cuzinet.

2.3. Metoda electrică capacitivă

În literatura consultată nu se găsesc detalii asupra traductorilor utilizați și a instalației de măsurare.

În [6] se afirmă că K. Kollmann și Hockel au stabilit grosimea filmului de ungere la un motor Diesel de turație mică cu ajutorul metodei capacitivă. Hahn, folosind o metodă similară, a determinat traiectoria fusului la un motor Diesel în 4 timpi cu turația ridicată. El a utilizat 2 traductori capacitivi montați unul în zona de lucru, iar celălalt în partea opusă, cu scopul de a reduce greșelile de măsurare din cauza prezenței aerului în ulei.

El a considerat valabile valorile obținute cu traductorul din zona de presiune maximă.

Metoda capacitivă, folosită de autor la cercetările experimentale, se prezintă la cap. 6.

2.4. Metode radiometrice

Se bazează pe modificarea proprietăților unei radiații la trecerea printr-un strat de materie a cărui grosime se măsoară.

În țara noastră s-a inițiat o metodă radiometrică [44], la care se introduce în filmul de ungere un trasor radioactiv și cu

ajutorul unui contor de radiații tip clopot pentru trasorii β activi sau cu scintilație pentru cei γ activi.

În primul caz, radiația care pleacă de la sursa de radiație "r", fig. 2.1., intră în acțiune de schimb cu stratul de materie modificându-și proprietățile, astfel că la detectorul "d" ajunge o radiație cu proprietăți modificate față de cele inițiale.

Pentru straturile cu densitate mică se folosesc radiații α pentru cele cu densitate mijlocie, radiații β , iar pentru cele cu densitate mare radiații γ , care au putere mare de străbatere.

Ca surse de radiații se utilizează diferiți izotopi radioactivi, care prezintă avantajul că se pot închide în capsule etanșe, evitându-se poluarea și accidentele.

În funcție de modul de amplasare a sursei și controlului de radiații există :

2.4.1. Metoda absorbției

La această metodă, sursa de radiație "r" și detectorul "d" sînt plasate de o parte și de alta a stratului de măsurat. Intensitatea radiației primite de detector scade cu creșterea grosimii stratului, fig. 2.1.a.

2.4.2. Metoda reflexiei

În acest caz sursa și detectorul sînt de aceeași parte a stratului de măsurat, fig. 2.1.b. Intensitatea radiației reflectate care ajunge la detector, depinde de grosimea stratului de măsurat. Această metodă prezintă avantajul față de prima, deoarece pentru măsurare trebuie să fie accesibilă o singură parte a stratului, dar are dezavantajul unei precizii mai scăzute. Se utilizează în cazul straturilor foarte subțiri, depuși pe pereți groși.

2.4.3. Metoda interstițiului

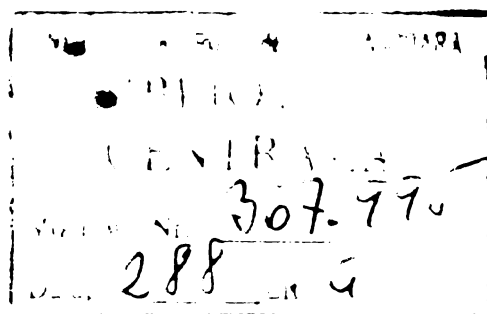
Această metodă este reprezentată schematic în fig. 2.3.c. Sursa de radiație și detectorul se află de aceeași parte a stratului de măsurat, dar sînt în așa fel plasate, încît particulele de radiație înainte de a ajunge la detector, străbat un interstițiu. Pereții dintre proba și detector trebuie să aibă o masă mult mai mare decît al substanței cuprinse în interstițiu pe distanța parcursă de particule.

Această metodă a fost dezvoltată la Institutul pentru construcția de mașini și autocamioane a Școlii Tehnice Superioare din Karlsruhe. Ea servește atît pentru măsurarea grosimii, cît și a densității straturilor de materie. A fost folosită la măsurarea filmu-

lui de ulei la un lagăr intermediar. Amănunte despre această metodă se găsesc în [43].

Metoda prezintă avantajul unei sensibilități mai mari față de metoda reflexei. Prezintă dezavantajul unei precizii scăzute la pelicule foarte mici. Mai remarcăm faptul că lungimea capului realizat este prea mare, ceea ce îngreunează montarea în cuzineți cu pereți subțiri.

Din cele expuse se constată că măsurarea filmului de ungere la lagărele solicitate dinamic reprezintă o problemă dificilă. Prin măsurarea corectă a filmului de ungere, în condiții de funcționare, se pot stabili cauzele care duc la instabilitatea filmului de ulei și prin eliminarea acestora se îmbunătățește funcționarea lagărelor.



3. PROBLEME DE COMPORTARE A CUZINETILOR LA MOTOARE- LE DIESEL

Condițiile grele în care lucrează lagărele motoarelor Diesel duc la o serie de defecțiuni la cuzineți. Unele din acestea nu afectează funcționarea lagărului, dar prin înlocuirea timpurie a cuzinetilor cresc cheltuielile de întreținere. În cazuri extreme, defecțiunile progresează rapid, ducând la deteriorarea cuzinetilor și a fusurilor arborelui cotit, cu scoaterea motorului din funcțiune pe perioade relativ lungi.

Din publicațiile existente, în care sînt prezentate feluri de defecte la cuzineți, rezultă că unele din acestea se manifestă la fel la toate motoarele.

Despre cuzineții de la motoarele Diesel L.D.A. 28, fabricate la I.C.M. Reșița, se poate spune că au o comportare bună. Cuzineții de la lagărele Nr. 8 și 9 funcționează în intervalul dintre două reparații generale (cca. 650.000 km) fără să se facă vre-o intervenție la ei. Semnificativ este faptul că la un motor, la reparația generală, la o linie de arbore cotit s-au remontat toți cuzineții în aceeași poziție cu caracter experimental, sub îndrumarea autorului. Acei cuzineți au funcționat fără defecțiuni cca. 1.000.000 km.

Despre cuzineții de bielă se poate afirma că practic nu se defectează, deși vîrfurile de presiune maximă sînt de aproape două ori mai mari decît la lagărele paliere.

Cu toate aceste rezultate ireproșabile, la unele motoare se manifestă defecțiuni la lagărele paliere, care afectează siguranța de funcționare a motorului, conduc la imobilizări de locomotive și măresc cheltuielile de întreținere.

Pentru evitarea defectărilor de cuzineți este necesar să se cunoască felul și natura defectelor și prin măsuri adecvate să se elimine cauzele care le generează.

În continuare se prezintă defectele semnalate la cuzineții motoarelor LDA și pe baza experienței proprii, sau a comunicărilor din literatură, se fac aprecieri asupra naturii acestora.

3.1. Felul defectelor și natura lor

3.1.1. Pata lucioasă (oglinnda pe suprafața cuzinetului)

Apare după cîteva ore de funcționare sub forma unor benzi la marginile, sau în zona activă a cuzinetului.

Sînt rezultatul frecărilor dintre fus și cuzinet în perioa-

da rodajului, perioadă în care pelicula de ungere se întrerupe parțial, deoarece cuzinetul nu s-a adaptat la forma fusului.

După terminarea rodajului, când se asigură ungerea hidrodinamică, aceste pete lucioase dispar.

Dacă benzile lucioase sînt prea înguste și au apar în cruce pe suprafața cuzinetului, este posibilă defectarea lor în primele ore de funcționare. Aceste defectări sînt consecința unei așezări incorecte a fusului în cuzinet. În fotografia din fig. 3.1 se prezintă o pereche de cuzineți la care amprenta de tuș arată că fusul s-a așezat în cruce. O asemenea așezare se soldează în multe cazuri cu avarierea lagărului respectiv. În fig. 3.2. se arată doi semicuzineți inferiori la care amprenta de tuș este plasată simetric în zona activă, ceea ce dovedește un montaj corect.

3.1.2. Pata colorată

După un timp mai lung de funcționare (cca 150.000 km), pe suprafața cuzinetului, în zona de presiune maximă, apar niște pete colorate. Un exemplu de acest fel se arată în fig. 3.3.

Literatura de specialitate menționează că, în timp, elementul In sau Sn din aliajul stratului galvanic difuzează în stratul de sprijin. În acest fel se schimbă compoziția stratului galvanic, care devine mai bogat în plumb. Acesta se oxidează mai ușor, astfel că pe suprafața cuzinetului apar pete de culoare închisă.

Pentru a verifica această ipoteză, autorul a prelevat probe din materialul de alunecare, din diferite zone, la cuzineți care au funcționat pînă la reparația generală. Analizele efectuate la laboratorul I.C.M.R. au arătat că procentul de indiu variază de la oca. 1,5 % în zonele de lucru unde apar petele colorate, pînă la oca. 5 % în zonele mai puțin solicitate.

Acest gen de defect nu conduce la defectarea cuzineților, astfel că nu este necesară înlocuirea lor.

3.1.3. Defecte de coroziune

Apar pe suprafața de alunecare sub forma unor porozități. Sînt consecința acțiunii chimice a uleiului asupra stratului galvanic.

Se manifestă mai pronunțat în zona petelor negre, care sînt mai sărace în indiu.

Cu toate că proprietățile stratului de alunecare se modifică, acest defect nu duce la avarierea lagărului.

Defectul se diminuează prin mărirea rezistenței stratului

galvanic la acțiunea corozivă și prin folosirea unor uleiuri aditivatate lipsite de acizi minerali și organici.

După mărirea conținutului de indiu, peste 8 % la cuzineții fabricați la I.C.M. Reșița, precum și de la folosirea uleiului M 30 S2, acest gen de defect s-a diminuat mult.

3.1.4. Defecte de eroziune (uzura de frecare)

Se manifestă prin zgîrieturi circulare în stratul galvanic, de multe ori și în cel de sprijin, sau prin îndepărtarea stratului galvanic pe suprafețe întinse.

Aceste defecte sînt cauzate de impuritățile din ulei și de întreruperea pe perioade scurte a filmului de ungere.

Temperaturile mari de lucru sau diluarea uleiului cu motorină și apă sînt factori care favorizează regimul de ungere mixtă sau semilichidă, la care transmiterea forței se face parțial prin contacte directe între fus și cuzinet, iar restul prin pelicula de ungere.

În fig. 7.9., în partea de sus, se poate vedea un cuzinet cu rizuri pînă la stratul de sprijin, iar în partea de jos altul cu pată de bronz.

Acest gen de defect nu conduce la defectarea lagărului, dacă se asigură o ungere corespunzătoare, în schimb scurtează mult durata de serviciu a cuzinetelor.

3.1.5. Gripajul (topirea cuzinetului)

Prin consecințele sale, face parte din categoria defectelor periculoase.

Prin întreruperea filmului de ungere, în anumite zone sollicitate apare frecarea uscată și semilichidă. Unii autori sînt de părere că în prezența uleiului, frecarea uscată, fără existența unor straturi subțiri superficiale, este greu de conceput [45].

Din cauza creșterii coeficientului de frecare, în zonele de întrerupere a filmului de ungere, uzurile cresc repede cu dezvoltare de căldură. Cantități importante de material sînt smulse de pe cuzinet și antrenate de ulei. Pe măsură ce temperatura crește, stratul galvanic se înmoaie și este refulat în toate direcțiile. Cînd se depășește temperatura de topire a stratului galvanic, acesta se topește și dispare parțial sau total de pe întreaga suprafață. Supraîncălzirile produc deformații care accelerează uzura stratului de bronz de plumb. Spanul fin de bronz, sau sub formă de solzi, este antrenat de ulei.

Acest gen de uzură de frecare se poate dezvolta pînă la că-

maşa din oţel, ca la cuzinetul de jos din fig. 3.4.

În alte situaţii, din cauza loviturilor şi a temperaturilor mari, stratul de bronz de plumb crapă şi se cojeşte de pe cămaşa din oţel, ca la cuzinetul de jos din fig. 3.4.

Există indicii că gripajul se iniţiază în zonele în care sînt condiţii de întrerupere a filmului de ungere (de ex. o murdărie între spatele cuzinetului şi corpul lagăr).

Dacă fenomenul de gripaj se dezvoltă la temperaturi mai joase, este posibil ca gripajul să stagneze şi cuzinetul să funcţioneze în continuare. Semicuzinetul din partea de sus, fig. 3.6., s-a găsit la o revizie planificată în depou. Se presupune că acest cuzinet a funcţionat mult timp în această situaţie. Asemenea cazuri se întîlnesc destul de des.

De cele mai multe ori un gripaj iniţiat duce la degradarea lagărului.

Sînt şi situaţii cînd un gripaj iniţiat este descoperit la timp şi prin oprirea motorului se evită amplificarea consecinţelor. Un exemplu în acest sens se poate vedea în fig. 3.5. Tehnicianul de la standul de probă a observat începutul gripajului şi prin oprirea motorului, a evitat o defectare mai gravă.

Defectele de gripaj însoţite de supraîncălziri se caracterizează prin colorări de încălzire pe spatele cuzinetului şi în locaşul lagărului.

În fig. 3.7. se văd colorările de încălzire care corespund cu zona de gripaj de la semicuzineţii din fig. 3.5. În fig. 3.8. se prezintă spatele cuzineţilor avariaţi din fig. 3.6.

3.1.6. Crăpături în cămaşa din oţel

Crăpăturile încep la marginea cuzinetului şi se propagă pe generatoare spre canalul de ungere sau pe circumferinţă prin canalul de ungere. Exemple de cuzinet cu crăpături se prezintă în fig. 3.9. Aceste crăpături sînt urmarea unor forţe de prestrîngere prea mari. Prin strîngerea exagerată în cămaşa din oţel se produc tensiuni care depăşesc limita de elasticitate şi cu timpul se iniţiază crăpături de încovoiere. Crăpături de acest gen se produc şi în cazul cînd cuzinetul joacă în lagăr. Sînt situaţii cînd bucăţi din cuzinet se desprind şi ies din lagăr spre părţile laterale (fig. 3.6 şi 3.8).

Din cauza crăpăturilor, cuzinetul vibrează în lagăr. În acest fel se creează condiţii de întrerupere locală a filmului de ungere pe perioade foarte scurte, ceea ce conduce la uzuri de fre-

care. Cu timpul, stratul galvanic și cel de bronz de plumb se uzează, fără să apară colorări exagerate de încălzire pe spatele cuzinetului.

3.1.7. Defecte de oboseală a stratului galvanic

Apar sub forma unor fisuri neregulate pe suprafața de alunecare, ca mozaicoul, cauzate de presiunile prea mari din filmul de ulei. La motoarele LDA 28, acest gen de defect s-a manifestat rar. Literatura menționează că este posibilă funcționarea cuzinetului cu asemenea defecte pînă la revizia planificată.

3.1.8. Defecte de oboseală a cămășii din oțel

Cu timpul, forța de prestrîngere scade (cuzinetul pierde din elasticitate) și cuzinetul începe să vibreze în lagăr. În continuare defectele progresează la fel ca la punctul 3.1.6.

Slăbirea cuzineților în lagăr se mai poate datora și greșelilor de montaj, la strîngerea penelor sau a șuruburilor și la asigurarea acestora.

Fenomenul de scădere a forței de prestrîngere se poate diminua printr-un tratament de îmbătrînire artificială a cuzineților.

3.1.9. Defecte de cavitație

Se prezintă sub forma unor smulgeri de material din stratul de alunecare, de obicei la locurile de intrare-ieșire a uleiului. Cauza este de natură hidrodinamică [10] și se poate elimina prin măsuri constructive. La motoarele LDA 28 acest defect apare foarte rar și nu pune în pericol funcționarea motorului.

3.2. Consecințele defectelor la cuzineți

Dintre defectele prezentate, cele de la punctele 3.1.1; 3.1.2 3.1.3; 3.1.6 și 3.1.9 nu au urmări asupra funcționării lagărelor. Defectele de gripaj, crăpăturile în cămașa din oțel și defectele de oboseală sau slăbire a cuzineților, în majoritatea cazurilor, au consecințe grave.

Pe baza constatărilor din practică se poate afirma că cel mai ușor gripaj atrage după sine producerea unor microfisuri pe suprafața fusului și deformații remanente la capace lagăr, suport lagăr și la cuzineți.

Dacă microfisurile nu se elimină prin rectificare, ele progresează, producînd crăpături, ca la fusul din fig. 3.10. Cu timpul, arborele cotit se rupe.

La producerea unui gripaj, imobilizarea locomotivei este de cîteva luni și reparația costă cca. 250.000 lei. Pe de altă parte, un motor avariat prin gripări de cuzineți și remediat chiar în uzinele constructoare sau reparatoare, nu prezintă siguranța în funcționare ca și motoarele la care linia arborilor cotiți n-a suferit deformații termice.

Teza de doctorat și-a propus ca pe baza cercetărilor teoretice și experimentale să contribuie la reducerea substanțială a defectelor și consecințelor menționate.

RELATII FUNDAMENTALE PENTRU STUDIUL ANALITIC AL LAGARULUI CILINDRIC CU ALUNECARE

4.1. Principiile ungerii lagărelor cu alunecare

Cînd două corpuri solide cu mișcare relativă își transmit forțe de apăsare, la suprafața de contact apar forțe tangențiale de frecare ce se opun mișcării. Efectul acestor forțe se poate reduce dacă între corpurile solide se interpune un strat intermediar de ungere, care preia forța de la un corp și o transmite celuilalt. Regimul de ungere în care stratul intermediar poate să preia sarcina evitînd contactul direct între suprafețele corpurilor cu mișcare relativă, se numește ungere lichidă, iar frecarea este lichidă. Regimul de ungere este uscat, sau frecarea se numește uscată, cînd forța se transmite prin contactul direct între suprafețele corpurilor cu mișcare relativă. Regimul de ungere este semilichid, iar frecarea semilichidă, cînd forța se transmite atît prin intermediul stratului intermediar, cît și prin contactul direct dintre corpurile solide cu mișcare relativă. Materialul de ungere, denumit lubrifiant, datorită forțelor de adeziune, se lipește de suprafețele corpurilor și este antrenat de corpurile în mișcare spre zona prin care se transmite forța. În această zonă, presiunea în stratul intermediar de ungere crește, producînd forța portantă, egală și de sens contrar cu forța exterioară. Acest lucru se realizează, dacă sînt îndeplinite simultan următoarele condiții :

- Cele două suprafețe solide sînt în mișcare relativă;
- Distanța între suprafețe este diferită de la un punct la altul, adică secțiunea de curgere a lubrifiantului prin spațiul dintre corpurile solide variază continuu.
- Lubrifiantul are vîscozitate suficient de mare și la locul de ungere ajunge cantitatea necesară.

Acest mod de ungere și de producere a forței portante, prin antrenarea lubrifiantului de suprafețele solide cu mișcare relativă, se numește ungere hidrodinamică.

Modul de ungere în care presiunea din zona portantă se realizează din exterior cu ajutorul unor pompe hidraulice, se numește ungere hidrostatică.

Avantajele ungerii hidrodinamice au făcut ca lagărele cu alunecare avînd la bază principiul ungerii hidrodinamice, să fie preferate la motoarele cu ardere internă.

Comportarea lagărului cu alunecare este condiționată de

curgerea lubrifiantului prin stratul intermediar, denumit film de ungere. Cu toate că grosimea filmului de ungere este foarte mică în comparație cu celelalte dimensiuni, mișcarea lubrifiantului este guvernată de legile hidrodinamicii fluidelor vâscoase, exprimate în cunoscutele ecuații Navier-Stokes (sau legile aerodinamicii la ungerea cu gaze). Aceste ecuații prezentate în tratatele de specialitate [1; 2; 3; 4], cu anumite simplificări, se pot folosi la rezolvarea problemelor de ungere hidrodinamică.

Bazele teoriei ungerii hidrodinamice au fost puse de O. Reynolds și Striebeck cu aproape 100 ani în urmă și dezvoltate ulterior prin lucrările lui Sommerfeld, Vogelpohl, Fränkel, Ott și alții. În țara noastră, Constantinescu, Nica, Tipei și alții au contribuții valoroase la dezvoltarea teoriei ungerii lagărelor de alunecare.

4.2. Ecuații diferențiale ale lui Reynolds pentru filmul de ungere plan

Legile de variație a vitezei, debitului și presiunii în filmul de ungere plan, în regim de curgere staționar și nestaționar, au fost deduse de O. Reynolds.

Din ecuațiile de echilibru a elementului de volum cu laturi dx ; dy și dz , vezi fig. 4.1 și legea lui Newton, în ipoteza vâscozității η constante, se deduce :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \eta \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= \eta \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

Variația presiunii pe direcția y este neglijabilă, deoarece înălțimea h a peliculei de ungere este foarte mică.

După o dublă integrare și eliminarea constantelor prin punerea condițiilor de contur, rezultă :

$$\left. \begin{aligned} U_x &= U_0 \quad \text{și} \quad U_z = 0 \quad \text{pentru} \quad y = 0 \\ U_x &= U_1 \quad \text{și} \quad U_z = 0 \quad \text{pentru} \quad y = h \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

Componentele vitezei pe direcțiile x și z sînt :

$$\left. \begin{aligned} U_x &= \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{y^2}{2} \left[(U_1 - U_0) \frac{1}{h} - \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} \right] y + U_0 \\ U_z &= \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{y^2}{2} - \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{h}{2} y \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

Debitele de ulei care curg în direcțiile x și z pe uni-

tatea de lățime și pe înălțimea h se obțin din integrarea vitezelor
sau expresiile :

$$\left. \begin{aligned} q_x &= -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{U_0 + U_1}{2} \cdot h \\ q_z &= -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

Prin înlocuire în ecuația de continuitate ;

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = 0 \quad (4.5)$$

valabilă pentru fluide necompresibile și regimul de curgere staționar, se obține :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{U_0 + U_1}{2} \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4.6)$$

Relația (4.6) reprezintă ecuația diferențială a lui Reynolds pentru filmul de ungere plan cu încărcare staționară și lățime finită.

Pentru lagărul plan cu încărcare nestaționară, când $U_0 = U_1 = 0$, ecuația Reynolds are forma :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{dh}{dt} \quad (4.7)$$

În cazul general al lagărului plan de lățime finită, cu încărcare nestaționară, ecuația Reynolds este :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{U_0 + U_1}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4.8)$$

4.3. Funcțiile diferențiale pentru lagărul cu alunecare cilindric

Cu notațiile din fig. 4.2., grosimea h a filmului de ungere pe întreaga circumferință a lagărului cilindric se poate calcula în funcție de excentricitatea "e" cu relația :

$$h = (R - r) + e \cdot \cos \varphi \quad (4.9)$$

Prin formarea expresiilor :

$$\varepsilon = \frac{e}{R - r} \quad - \text{excentricitatea relativă} \quad (4.10)$$

$$\psi = \frac{R - r}{r} \quad - \text{joc relativ în lagăr} \quad (4.11)$$

și introducerea lor în (4.9), se obține

$$h = r \cdot \psi (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi) \quad (4.12)$$

Se substituie în ecuațiile 4.6; 4.7 și 4.8 expresiile $U_0=0$; $U_1 = r\omega$; $\partial x = r \cdot \partial \varphi$ și h dat de relația 4.12 și se obțin relațiile diferențiale pentru lagărul cu alunecare cilindric:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\psi^2 (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3}{6 \cdot \eta \cdot \omega} \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{r^2 \psi^2 (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3}{6 \cdot \eta \cdot \omega} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial p} (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi) \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\psi^2 (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3}{12 \cdot \eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{r^2 \psi^2 (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3}{12 \cdot \eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{d\varepsilon}{dt} \cdot \cos \varphi \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\psi^2 (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3}{6 \cdot \eta \cdot \omega} \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{r^2 \psi^2 (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3}{6 \cdot \eta \cdot \omega} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi) + \omega^2 \frac{d\varepsilon}{dt} \cdot \cos \varphi \quad (4.15)$$

Ecuațiile (4.13); (4.14) și (4.15) se scriu sub forma adimensională prin introducerea în locul variabilei p a criteriului adimensional $\frac{p \psi^2}{\eta \omega}$ și prin înmulțirea numărătorului și numitorului termenului al doilea din membrul întâi cu $(\frac{b}{2})^2$. În acest fel se obține:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[(1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3 \frac{\partial \left(\frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \right)}{\partial \varphi} \right] + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \left(\frac{z}{b/2} \right)} \left[(1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3 \frac{\partial \left(\frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \right)}{\partial \left(\frac{z}{b/2} \right)} \right] = 6 \frac{\partial}{\partial \varphi} (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi) \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[(1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3 \frac{\partial \left(\frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \right)}{\partial \varphi} \right] + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \left(\frac{z}{b/2} \right)} \left[(1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3 \frac{\partial \left(\frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \right)}{\partial \left(\frac{z}{b/2} \right)} \right] = 12 \frac{d\varepsilon}{dt} \cdot \cos \varphi \quad (4.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[(1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3 \frac{\partial \left(\frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \right)}{\partial \varphi} \right] + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \left(\frac{z}{b/2} \right)} \left[(1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3 \frac{\partial \left(\frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \right)}{\partial \left(\frac{z}{b/2} \right)} \right] = 6 \frac{\partial}{\partial \varphi} (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi) + \frac{12}{\omega} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} \cdot \cos \varphi \quad (4.18)$$

Ecuațiile (4.16); (4.17) și (4.18) se simplifică deoarece lagărul cilindric are lățimea ∞ . În acest caz, termenul al doilea din membrul întâi în cele trei ecuații se anulează.

Criteriul adimensional $So = \frac{p \psi^2}{\eta \omega}$, cunoscut sub denumirea de criteriul Sommerfeld, se mai numește și caracteristica portanței.

Ecuatia (4.16) redă în reprezentarea adimensională câmpul de presiune produs în filmul de ungere prin rotirea fusului, în cazul lagărului cilindric cu încărcare staționară.

Ecuatia (4.17) redă în același mod câmpul de presiune produs prin deplasarea radială a fusului în lagărul cilindric, cu încărcare nestaționară și viteză de rotație zero.

Ecuatia (4.18) redă câmpul de presiune rezultat produs prin rotirea și deplasarea radială a fusului în lagărul cilindric, cu încărcare nestaționară. Cunoașterea soluției generale a acestei ecuații diferențiale ar face posibilă rezolvarea completă a ungerii hidrodinamice la lagărul cilindric cu alunecare, solicitat static sau dinamic.

Cu toate eforturile depuse nu s-a reușit să se găsească soluția generală a acestei ecuații și nici nu există perspective de a se găsi în viitor. Din această cauză, diferiți cercetători au căutat soluții particulare pe baza unor ipoteze mai mult sau mai puțin apropiate de situația reală. De aici a rezultat un volum mare de cercetări teoretice și soluții care s-au verificat experimental numai când ipotezele adoptate erau apropiate de cazurile reale. Majoritatea acestor soluții se referă la lagărul cilindric cu încărcare staționară. Abia în ultimii 20 ani au început să apară lucrări teoretice și experimentale privind lagărul cu alunecare cu solicitare dinamică.

4.4. Soluții la ecuațiile lui Reynolds cunoscute în literatura de specialitate

4.4.1. Soluția Sassenfeld - Walther, pentru lagărul cilindric cu încărcare staționară [46].

Prin înlocuire în ecuația (4.16) a expresiilor :

$$H = 1 + \xi \cdot \cos \varphi \quad \text{și} \quad \tilde{p} = \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$$

se obține :

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[H^3 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \varphi} \right] + \left(\frac{a}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \left(\frac{z}{b/2} \right)} \left[H^3 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \left(\frac{z}{b/2} \right)} \right] = 6 \frac{\partial H}{\partial \varphi} \quad (4.19)$$

în care \tilde{p} are aceeași expresie cu criteriul So redat în punctul 4.3 și în relația (4.23), dar se deosebește prin aceea că în acest caz reprezintă valoarea curentă a presiunii în zona portantă.

Soluția acestei ecuații diferențiale este o funcție de φ , z , ξ și $\frac{b}{a}$. Sassenfeld-Walther au integrat această ecuație prin metoda diferențelor finite, pornind calculele de la o formă geometrică

prescrișă a filmului de ungere, ca cea din fig. 4.3.

Condițiile de contur puse au fost :

$$\left. \begin{aligned} p(\varphi, z = -\frac{b}{2}) &\doteq p(\varphi, z = \frac{b}{2}) = 0 \\ p(\varphi_1, z) &= 0 \\ p(\varphi_r(z), z) &= 0 \\ \frac{\partial p}{\partial \varphi} [\varphi_r(z), z] &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.20)$$

S-au notat cu :

$\varphi_1 = 0$ - unghiul la care începe cîmpul de presiune, locul la care pelicula de ulei are grosimea maximă;

$\varphi_2 = \varphi_r(z)$ - unghiul la sfîrșitul cîmpului de presiune.

Cu notațiile din fig. 4.3 se poate scrie :

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F \cdot \cos \varphi_p = R \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot dz \\ F_2 &= F \cdot \sin \varphi_p = R \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi \cdot dz \end{aligned} \right\} \quad (4.21)$$

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad (4.22)$$

Comportarea lagărelor similare se exprimă prin caracteristica portanței :

$$S_o = \frac{F \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \eta \cdot \omega} = -\frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \quad (4.23)$$

După înlocuirea expresiilor (4.21) se obține :

$$S_o = \frac{R}{b \cdot d} \sqrt{\left[\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot dz \right]^2 + \left[\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi \cdot dz \right]^2} = f(\xi, \frac{b}{d}) \quad (4.24)$$

Unghiul β dintre direcția forței exterioare F și grosimea minimă a filmului de ungere conform fig. 4.3 este :

$$\beta = 180 - \varphi_p = f(\xi, \frac{b}{d}) \quad (4.25)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_p = \frac{\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi \cdot dz}{\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot dz} \quad (4.26)$$

Valorile găsite de Šassenfeld-Walther se găsesc sub formă de tabele sau diagrame în lucrarea [5]. În fig. 4.4 și 4.5 se prezintă criteriul S_o și unghiul în funcție de ξ și $\frac{b}{d}$ extrase din [5; 46].

Cunoscînd forța de încărcare a fusului în timpul unui ciclu motor și considerînd regimul de ungere cvasistaționară, se poate calcula criteriul S_o pentru diferite poziții α ale arborelui cotit. Din diagrama fig. 4.4 se determină ξ pentru raportul $\frac{b}{d}$ al lagărului cercetat și din acesta se calculează grosimea minimă h_o a filmului de ungere cu relația :

$$h_0 = \frac{1}{2} (1 - \xi) \quad (4.27)$$

Unghiul β de poziție al grosimii minime se determină în funcție de ξ din diagrama fig. 4.5, sau se calculează cu relația 4.50.

4.4.2. Soluția ecuației diferențiale pentru lagărul cilindric cu sarcina variabilă pe direcție constantă [46]

În cazul lagărului cilindric cu lățime infinită ecuația (4.14) devine :

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\psi^2 (1 + \xi \cdot \cos \varphi)^3}{12 \cdot \eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] = \frac{d\xi}{dt} \cos \varphi \quad (4.14.a)$$

Gümbel [26] a găsit o soluție pentru presiunea de dislocare produsă în filmul de ulei prin deplasarea radială a fusului, a cărei expresie este :

$$p_D = \frac{6 \cdot \eta \cdot \dot{\xi}}{\psi^2 \cdot \xi} \left[\frac{1}{(1 + \xi \cdot \cos \varphi)^2} - 1 \right] \quad (4.28)$$

în care

$$\dot{\xi} = \frac{d\xi}{dt} .$$

S-a considerat câmpul de presiune de dislocare ca cel din fig. 4.6. Prin integrare pentru întreaga suprafață activă se obține forța portantă produsă prin dislocare

$$F_D = R \int_{-\infty}^{\infty} \int_{\varphi = \pi/2}^{\varphi = 3\pi/2} p_D \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot dz \quad (4.29)$$

În cazul lagărului cu lățime finită, Holland; Fränkel; Hahn, Sassenfeld-Walther consideră o repartiție parabolică a câmpului de presiune în lungul axei z, ca în fig. 4.7.

Cu această ipoteză :

$$p = p_{\infty} \cdot K \cdot \left[1 - \left(\frac{z}{b/2} \right)^m \right] \quad (4.30)$$

în care coeficientul de reducere K se determină cu ajutorul ecuației de continuitate [6; 12] și are expresia :

$$K = \frac{\frac{m+1}{m}}{1 + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{m+1}{2} \left(2 - \frac{3}{4} \cdot \pi \cdot \xi + \frac{2}{3} \xi^2 \right)} \quad (4.31)$$

Exponentul m are valori cuprinse între 2 - 2,4 și anume :

m = 2 - după Sassenfeld - Walther

m = 2,2 - după Hahn

m = 2,4 - după Fränkel

Holland [6] consideră că m = 2 redă cel mai bine situația reală.

Similar ca în cazul producerii forței portante prin rotirea fusului, se poate forma un criteriu de similitudine So_D pentru portanța de dislocare :

$$So_D = \frac{F_D \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \eta \cdot \xi} \quad (4.32)$$

în care forța rezultantă de dislocare F_D este dată de relația 4.29. Prin integrare și înlocuire în relația (4.32) se obține expresia criteriului Sommerfeld (criteriul portanței) de dislocare, produs prin deplasarea radială a fusului :

După Gumbel și Holland

$$S_{oD} = \left[\frac{2}{(1-\xi^2)^{1,5}} \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\frac{1+\xi}{1-\xi}} + \frac{\xi}{1-\xi^2} \right] \left[\frac{6}{1 + \frac{m+1}{2} \left(\frac{d}{b}\right)^2 (2 - \frac{3}{4}\pi \cdot \xi + \frac{2}{3}\xi^2)} \right]$$

$$= f(\xi, \frac{b}{d}) \quad (4.33)$$

După Fränkel și Dinger

$$S_{oD} = \left[\frac{6\xi + (\xi^2 - 2) \frac{2}{\sqrt{1-\xi^2}} (\pi - 2 \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\frac{1-\xi}{1+\xi}})}{\frac{1}{3} (2 - \xi^2 - \xi^4)} \right] \left[\frac{1}{1 + \frac{m+1}{2(2+\xi^2)} \left(\frac{d}{b}\right)^2 (4 - \pi \cdot \xi + \frac{1}{3}\xi^2)} \right]$$

$$(4.34)$$

4.4.3. Viteza unghiulară din expresia criteriului de similitudine Sommerfeld

4.4.3.1. Lagăr cu încărcare staționară

În cazul când fusul se rotește cu viteza unghiulară ω_f , iar cuzinetul cu viteza unghiulară ω_c , în criteriul S_o se introduce viteza unghiulară efectivă dată de relația :

$$\omega = \omega_f + \omega_c \quad (4.35)$$

4.4.3.2. Lagărul cu încărcare nestaționară

Datorită schimbării direcției forței exterioare ia naștere o viteză unghiulară $\omega_s = \dot{\delta} = \frac{d\delta}{d\varphi}$ a spațiului minim de ungere.

Ținând seama de această viteză unghiulară, se obține pentru viteza unghiulară efectivă expresia:

$$\omega = \omega_f + \omega_c - 2\dot{\delta} \quad (4.36)$$

Cazul lagărului nestaționar, încărcat cu o sarcină constantă ca valoare dar variabilă ca direcție, se poate înlocui cu cazul încărcării staționare, dacă în criteriul S_o al portanței produse prin rotirea fusului (notat cu S_{oR}), se introduce viteza unghiulară efectivă dată de relația 4.36.

4.4.4. Metoda Holland de rezolvare a ecuației diferențiale pentru lagărul cilindric cu încărcare nestaționară

Ecuația diferențială (4.15) sau cea scrisă sub formă adimensională (4.18), valabilă pentru lagărul cilindric, la care forța exterioară variază atât ca valoare cât și ca direcție, arată că forța portantă rezultantă F , egală și de sens contrar cu forța

exterioară - F se compune din forța portantă F_R produsă prin rotirea fusului și forța portantă de dislocare F_D produsă prin mișcarea radială a fusului [6, 24, 46].

Pentru a simplifica rezolvarea ecuației diferențiale, Holland descompune forța exterioară F în cele două componente, ca în fig.

4.8. Condițiile de echilibru sînt :

$$\left. \begin{aligned} \bar{F} &= \bar{F}_D + \bar{F}_R \\ F \cdot \cos(\delta - \gamma) &= F_R \cdot \cos \beta + F_D \\ F \cdot \sin(\delta - \gamma) &= F_R \cdot \sin \beta \end{aligned} \right\} \quad (4.37)$$

Criteriile Sommerfeld pentru cîmpul de presiune produs prin rotire So_R și cel de dislocare So_D au expresiile :

$$So_R = \frac{F_R \cdot \psi}{b \cdot d \cdot \eta \cdot \omega} \quad (4.38)$$

$$So_D = \frac{F_D \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \eta \cdot \xi} \quad (4.39)$$

în care ω reprezintă viteza unghiulară efectivă dată de relația (4.36). Din condițiile de echilibru (4.37) și ecuațiile (4.38) și (4.39) se obține :

$$\dot{\xi} = \frac{d\xi}{dt} = \frac{F \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \eta \cdot So_D} \left[\cos(\delta - \gamma) - \left| \frac{\sin(\delta - \gamma)}{\operatorname{tg} \beta} \right| \right] \quad (4.40)$$

$$\dot{\delta} = \frac{d\delta}{dt} = \frac{\omega_f + \omega_c}{2} - \frac{F \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \eta \cdot So_R} \cdot \frac{\sin(\delta - \gamma)}{2 \sin \beta} \quad (4.41)$$

Viteza unghiulară a fusului este dată de relația :

$$\omega_f = \frac{d\alpha}{dt} \approx \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \frac{\Delta\alpha}{\Delta t} \quad (4.42)$$

Pentru $\dot{\xi}$ și $\dot{\delta}$ se poate scrie :

$$\dot{\xi} = \frac{d\xi}{dt} \approx \frac{\Delta\xi}{\Delta t} \quad \text{sau } \Delta\xi = \dot{\xi} \cdot \Delta t \quad (4.43)$$

$$\dot{\delta} = \frac{d\delta}{dt} \approx \frac{\Delta\delta}{\Delta t} \quad \text{sau } \Delta\delta = \dot{\delta} \cdot \Delta t \quad (4.44)$$

Prin înlocuirea lui Δt dedus din relația (4.42) se va obține:

$$\Delta\xi \approx \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \Delta\alpha^\circ \cdot \frac{\xi}{\omega_f} \quad (4.45)$$

$$\Delta\delta \approx \Delta\alpha \cdot \frac{\dot{\delta}}{\omega_f} \quad (4.46)$$

Cu ajutorul relațiilor (4.40) și (4.41) se obține :

$$\Delta\xi \approx \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega_f} \cdot \frac{1}{So_D} \left[\cos(\delta - \gamma) - \frac{\sin(\delta - \gamma)}{\operatorname{tg} \beta} \right] \cdot \Delta\alpha^\circ \quad (4.47)$$

$$\Delta\delta \approx \left[\frac{1 + \frac{\omega_c}{\omega_f}}{2} - \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega_f} \cdot \frac{1}{So_R} \cdot \frac{\sin(\delta - \gamma)}{2 \sin \beta} \right] \cdot \Delta\alpha^\circ \quad (4.48)$$

Pentru variație negativă a excentricității relative ($\Delta\xi < 0$) adică $\cos(\delta - \gamma) < \frac{\sin(\delta - \gamma)}{\operatorname{tg} \beta}$, presiunile de dislocare au valori

foarte mici, astfel că se poate scrie : $\beta \approx \delta - \gamma$.

Pentru cuzinetul fix în lagăr $\omega_c = 0$, relația (4.48) devine :

$$\Delta\delta \approx \left[\frac{1}{2} - \frac{\bar{p} \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega_f} \cdot \frac{1}{S_{0R}} \cdot \frac{\sin(\delta - \gamma)}{2 \sin\beta} \right] \cdot \Delta\alpha^0 \quad (4.48.a)$$

sau pentru $\Delta\varepsilon < 0$

$$\Delta\delta \approx \left[\frac{1}{2} \cdot \left[1 - \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega_f} \cdot \frac{1}{S_{0R}} \right] \right] \Delta\alpha^0 \quad (4.48.b)$$

În aceste relații $p = \frac{F}{b \cdot d}$, presiunea specifică în lagăr dependentă de unghiul de rotire a arborelui cotit α^0 , se exprimă în N/m^2 .

Vîscozitatea dinamică $\eta \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]$ se determină în laborator în funcție de temperatura "t", sau se calculează cu relația :

$$\eta = \frac{K_9}{(1,8 \cdot t + 32)^{K_{10}}} \quad (4.49)$$

în care K_9 și K_{10} se determină experimental pentru fiecare tip de ulei.

4.4.4.1. Metodica de stabilire a traiectoriei fusului și a grosimii minime a peliculei de ungere, la lagărele paliere solicitate dinamic

Calculul traiectoriei fusului în timpul unui ciclu motor ($\alpha \in 0, 720^\circ$) se face pe calculator cu metoda Holland prezentată la punctul 4.4.4. după cum urmează :

Din diagrama polară a presiunii pe fusul palier, pentru intervale $\Delta\alpha = 2^\circ$ se extrag valorile : $p = f(\alpha^0)$ și $\gamma^0 = f(\alpha^0)$.

Se calculează unghiul β (fig. 4.8) cu relația :

$$\beta^0 = \frac{1}{K_1} \cdot \arctg \frac{\sqrt{1-\varepsilon^2}}{\varepsilon} + K_2 \cdot \sin \pi \cdot \varepsilon + K_3 \cdot \sin 2\pi \cdot \varepsilon + K_4 \cdot \varepsilon + K_5 \quad (4.50)$$

sau se extrage din diagrama fig.4.5. Argumentele funcțiilor trigonometrice din relația 4.50 se exprimă în radiani.

Se extrage criteriul S_{0R} (caracteristica portanței produsă prin rotirea fusului) din fig. 4.4 sau se calculează cu relația :

$$S_{0R} = \frac{[K_6 + K_7 \cdot (\varepsilon - 0,65)^2] \cdot \varepsilon}{(1 - \varepsilon)^{K_8}} \quad (4.51)$$

preluată din lucrarea [24].

Constantele din relațiile 4.50 și 4.51 se iau din tabelul 4.1.

- Se calculează criteriul S_{0D} (caracteristica portanței produsă prin dislocare) cu relația 4.33 sau cu relația 4.34 în care se ia $m = 2$.

- Se determină variația excentricității $\Delta\varepsilon$, care poate să fie pozitivă sau negativă, după relația 4.47.

- Se determină variația unghiului de poziție $\Delta\delta$ cu relația 4.48.a, sau când $\Delta\varepsilon < 0$, cu relația 4.48.b.

Tabel 4.1

$\frac{b}{d}$	$K_1 \cdot 10^3$	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8
1	18,265	-1,4	-1,000	0	0	0,870	0,660	1,008
1/2	17,850	-3,25	0,250	-2,10	0,80	0,240	0,242	1,347
1/2,27	16,610	-4,29	0,524	-2,39	0,98	0,189	0,189	1,405
1/3	14,453	-6,10	1,000	-2,90	1,30	0,103	0,121	1,507
1/4	14,453	-6,10	1,000	-2,90	1,30	0,057	0,084	1,586
1/5	14,453	-6,10	1,000	-2,90	1,30	0,036	0,052	1,640
1/6	14,453	-6,10	1,000	-2,90	1,30	0,036	0,052	1,640
1/7	14,453	-6,10	1,000	-2,90	1,30	0,018	0,025	1,684
1/8	14,453	-6,10	1,000	-2,90	1,30	0,014	0,025	1,695

- Se calculează e și grosimea minimă h_0 a peliculei cu relațiile :

$$e = \frac{\xi \cdot j}{2} \quad \text{și} \quad h_0 = \frac{j}{2} \cdot (1 - \xi) \quad \text{în care } j = D - d$$

Valorile calculate se trec sub formă tabelară. În prima linie a tabelului se aleg valori arbitrare pentru ξ și δ . În continuare se adună $\Delta\xi$ și $\Delta\delta$ la valorile ξ și δ adoptate arbitrar și se obțin elementele necesare pentru calculul liniei a doua ($\alpha = 2^\circ$).

Aceste calcule se efectuează cu un pas $\Delta\alpha = 2^\circ$ pentru întregul ciclu motor $\alpha \in 0,720^\circ$ și se continuă pînă cînd valorile calculate în tura doua sau a treia sînt apropiate de cele stabilite anterior.

4.5. Relații pentru calculul analitic al diagramelor de încărcare a fusurilor maneton și palier

La efectuarea studiului analitic al ungerii lagărului palier trebuie să se cunoască mărimea și direcția sarcinii în funcție de unghiul de rotire α . Aceste date se obțin din diagrama de încărcare a lagărului, care se poate determina pe cale analitică, sau grafo-analitică. Avînd în vedere timpul de lucru mai scurt și precizia mare, s-a preferat metoda analitică.

Pe fig. 4.9 se poate urmări modul de transmitere a forțelor de la piston pînă la fusul maneton.

Forța F_g produsă prin apăsarea gazelor cu presiunea p_g pe suprafața pistonului, adunată cu forța de inerție F_i a pieselor în mișcare rectilinie, dau forța F_r care acționează asupra bolțului de piston. Aceasta se descompune după direcția bielei și normala la a cilindrului. Forța normală F_n este preluată de cămașa cilindrului, iar forța F_b se transmite prin bielă la fusul maneton. Forțele F_i și F_b au semnul pozitiv cînd acționează de la piston spre arborele cotit și negativ în situația inversă.

Asupra fusului maneton, în afară de forța F_b , mai acționează forța centrifugă F_c , produsă de partea din masa bielei care se rotește cu fusul maneton. Prin adunarea geometrică a forțelor F_b și F_c se obține forța rezultantă F_m , care face cu axa cilindrului unghiul μ^* .

Forța F_t cu care un mecanism unitar acționează asupra lagărelor paliere alăturate, se obține prin adunarea geometrică a forței F_m cu forța centrifugă F_{cn} produsă de brațele de manivelă, fusul maneton și contragreutatea. În cazul fusurilor manetoane simetrice (cum este la motoarele LDA 28), se presupune că F_t se repartizează egal la fusurile paliere alăturate [28; 30].

Pentru ușurarea calculelor, forțele amintite se raportează la suprafața pistonului și se vor nota cu simbolul \bar{p} ($\bar{p}_m, \bar{p}_c, \bar{p}_t$, etc).

În fig. 4.11 se vede modul cum se obține presiunea \bar{p}_t și unghiul de direcție ψ^* cu axa cilindrului.

4.5.1. Relații pentru calculul diagramei de încărcare a fusului maneton

Variația presiunii gazelor din cilindru în funcție de unghiul α °RAC, se determină din diagrama indicată $p - V$ sau $p - \alpha$ cu ajutorul procedurii Brix [28; 30]. Din valoarea înregistrată se scade presiunea atmosferică și se obține presiunea \bar{p}_g care apară asupra pistonului.

- Forța F_g fig. 4.9 se calculează cu relația :

$$F_g = \bar{p}_g \frac{\pi D_p^2}{4} = \bar{p}_g \cdot A_p \quad (4.52)$$

- Presiunea de inerție corespunzătoare maselor cu mișcare de translație se obține cu formula :

$$\pm \bar{p}_i = \frac{F_i}{A_p} = - \frac{m_t \cdot R_m \cdot \omega^2}{A_p} \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (4.53)$$

în care :

A_p - este suprafața pistonului;

R_m - raza manivelei;

$m_t = m_p + \frac{1}{3} m_b$, masa cu mișcare de translație compusă din masa pistonului complet montat și 1/3 din masa bielei;

$\lambda = \frac{R_m}{L_b}$ raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei.

Relația (4.53) se poate pune sub forma :

$$\pm \bar{p}_i = - K_i \cdot n^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (4.53.a)$$

în care :

$$K_1 = \frac{4 \cdot \pi \cdot m_t \cdot R_m}{900 D_p^2} \quad (4.54)$$

Presiunea de inerție \bar{p}_i poate să fie pozitivă sau negativă.

- Unghiul β , pozitiv sau negativ conform fig. 4.9, se calculează cu relația :

$$\pm \beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha) \quad (4.55)$$

- Presiunea rezultantă din bolțul pistonului ;

$$\pm \bar{p}_r = (\pm \bar{p}_i \pm \bar{p}_g) \quad (4.56)$$

La motoarele cu admisie naturală \bar{p}_g poate să aibă și valori negative.

- Presiunea din bielă se stabilește cu relația :

$$\pm \bar{p}_b = \frac{\pm \bar{p}_r}{\cos(\pm \beta)} \quad (4.57)$$

- Presiunea centrifugă a masei cu mișcare de rotație, acționează asupra manetonului pe direcția razei de manivelă, care face unghiul α^0 cu axa cilindrului.

$$\bar{p}_c = \frac{\frac{2}{3} m_b \cdot R_m \cdot \omega^2}{A_p} \quad (4.58)$$

Aceasta se poate pune sub forma :

$$\bar{p}_c = K_n \cdot n^2 \quad (4.58.a)$$

relație în care :

$$K_n = \frac{8 \cdot \pi \cdot m_b \cdot R_m}{2700 D_p^2} \quad (4.59)$$

- Presiunea rezultantă pe fusul maneton se obține din adunarea geometrică a presiunilor \bar{p}_b și \bar{p}_c , cu relația :

$$\bar{p}_m = \sqrt{\bar{p}_c^2 + \bar{p}_b^2 - 2 \cdot \bar{p}_c \cdot \bar{p}_b \cdot \cos(\alpha \pm \beta)} \quad (4.60)$$

- Unghiul γ^* dintre presiunea centrifugă \bar{p}_c și presiunea rezultantă \bar{p}_m pe fusul maneton, fig. 4.9 se stabilește cu :

$$\gamma^* = \arccos \frac{\bar{p}_m^2 + \bar{p}_c^2 - \bar{p}_b^2}{2 \cdot \bar{p}_c \cdot \bar{p}_m} \quad (4.61)$$

- Unghiul μ^* dintre axa cilindrului și direcția presiunii rezultante pe fusul maneton :

$$\left. \begin{aligned} \mu^* &= \alpha + \frac{\pm \bar{p}_b}{\bar{p}_b} \gamma^* && \text{pentru } \alpha \in 0, 180^\circ \\ \mu^* &= \alpha - \frac{\pm \bar{p}_b}{\bar{p}_b} \gamma^* && \text{pentru } \alpha \in 180, 360^\circ \end{aligned} \right\} (4.62)$$

- Forța rezultantă pe fusul maneton se calculează cu relația:

$$F_m = \bar{p}_m \cdot A_p = \bar{p}_m \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (4.63)$$

- Presiunea specifică pe fusul maneton :

$$p_m = \frac{F_m}{b_m \cdot d_m} = \frac{\overline{II} \cdot D_p^2 \cdot \overline{p}_m}{4 \cdot b_m \cdot d_m} \quad (4.63.a)$$

Cu ajutorul relațiilor prezentate se calculează forța rezultantă F_m , respectiv presiunea specifică \overline{p}_m pe fusul maneton și unghiul de direcție μ^* fig. 4.9, pentru diferite unghiuri de rotire α° RAC. Cu valorile obținute se poate trasa diagrama polară sau diagrama desfășurată a presiunii pe fusul maneton.

4.5.2. Relații pentru calculul diagramei de încărcare a fusului palier

Presiunea rezultantă pe fusul palier Nr. $i+1$ se obține prin adunarea geometrică a $1/2$ din presiunile $\overline{p}_{t,i}$ și $\overline{p}_{t,i+1}$ ale mecanismelor alăturate, fig. 4.10 și 4.12.

$$\overline{p}_{f,i+1} = \frac{1}{2} \cdot \overline{p}_{t,i+1} + \frac{1}{2} \cdot \overline{p}_{t,i} \quad (4.64)$$

ținând cont de decalajul geometric dintre manetoane și decalajul de aprindere în cilindrii alăturați.

În fig. 4.12 sînt reprezentate mecanismele motoare i și $i+1$ și modul cum se obține presiunea rezultantă pe fusul palier alăturat, $\overline{p}_{f,i+1}$, cînd mecanismul i este decalat cu α° RAC față de punctul mort interior.

Presiunea rezultantă p_t cu care un mecanism motor acționează asupra palierelor alăturate, conform notațiilor din fig. 4.11 se calculează cu relația :

$$\overline{p}_t = \sqrt{\overline{p}_{cn}^2 + \overline{p}_m^2 + 2 \overline{p}_{cn} \cdot \overline{p}_m \cos(\mu^* - \alpha)} \quad (4.64)$$

- Unghiul γ^* dintre \overline{p}_{cn} și \overline{p}_t se determină cu relația :

$$\gamma^* = \arccos \frac{\overline{p}_t^2 + \overline{p}_{cn}^2 - \overline{p}_m^2}{2 \overline{p}_t \cdot \overline{p}_{cn}} \quad (4.64.a)$$

- Unghiul ψ^* dintre axa cilindrului și direcția presiunii rezultante \overline{p}_t se deduce cu :

$$\psi^* = \alpha + \gamma^* \quad (4.64.b)$$

- Presiunea rezultantă pe fusul palier nr. $i+1$ notată cu $\overline{p}_{f,i+1}$ se obține din adunarea geometrică a $\frac{1}{2} \overline{p}_{t,i}$ și $\frac{1}{2} \overline{p}_{t,i+1}$ cu care mecanismele motoare alăturate (i și $i+1$) acționează asupra palierului alăturat, ținîndu-se cont de decalajele ciclurilor motoare.

La motoarele LDA 28 ordinea de aprindere este 1-5-3-6-2-4, astfel că decalajul la aprindere este $\theta_a = 240^{\circ}$ RAC între cilin-

rii 3 și $\theta_a = 360^\circ$ RAC între cilindrii 3 și 4.

$$\bar{p}_{f,i+1} = \frac{1}{2} \sqrt{\bar{p}_{t,i+1}^2 + \bar{p}_{t,i}^2 + 2\bar{p}_{t,i+1} \cdot \bar{p}_{t,i} \cos(\psi_{i+1}^* - \psi_{i-1}^*)} \quad (4.65)$$

- Unghiul ϕ_i dintre $\bar{p}_{f,i+1}$ și $\bar{p}_{t,i}$ (vezi fig. 4.12 în care $i = 2$) se calculează cu :

$$\phi_i = \arccos \frac{4 \bar{p}_{f,i+1}^2 + \bar{p}_{t,i}^2 - \bar{p}_{t,i+1}^2}{4 \bar{p}_{f,i+1} \cdot \bar{p}_{t,i}} \quad (4.66)$$

- Unghiul de direcție γ_{i+1} dintre verticala (axa cilindrului) și direcția presiunii rezultante $\bar{p}_{f,i+1}$ se stabilește cu :

$$\gamma_{i+1} = \psi_i^* \pm \phi_i \quad (4.67)$$

Cînd $\psi_{i+1}^* - \psi_i^* \in 0, 180^\circ$ se ia (+)

Dacă $\psi_{i+1}^* - \psi_i^* \in 180, 360^\circ$ se ia (-)

Forța rezultantă pe fusul palier Nr. $i+1$ se obține din expresia :

$$F_{f,i+1} = \bar{p}_{f,i+1} \cdot A_p \quad (4.68)$$

Din aceasta se calculează presiunea specifică pe fusul palier:

$$p_{f,i+1} = \frac{F_{f,i+1}}{b \cdot d} = \frac{\pi D^2}{4 \cdot b \cdot d} \cdot \bar{p}_{f,i+1} \quad (4.69)$$

Obs: În cazul motoarelor LDA 28, această relație primește forma :

$$p_{f,i+1} = 3,337 \cdot \bar{p}_{f,i+1} \quad (4.69.a)$$

4.5.3. Metodica de lucru pentru determinarea diagrame- lor de încărcare a fusurilor maneton și palier!

Din diagrama indicată (stabilită experimental sau teoretic) se determină presiunea gazelor din cilindru $\bar{p}_g = f(\alpha)$ pentru $\alpha = 0$ - 720° RAC la intervale $\Delta\alpha = 2^\circ$ sau 5° , cum s-a arătat la punctul 4.5.1. Valorile obținute se trec sub formă tabelară.

Cu relațiile 4.52 - 4.63 se calculează presiunea specifică pe maneton $p_m = f(\alpha)$ și unghiul de direcție $\mu^* = f(\alpha)$, care se trec în același tabel.

Se trasează o axă verticală (axa cilindrului) și se fixează un punct 0, polul diagramei. Apoi se stabilește arbitrar soara pentru presiune (sau forță) și se trasează cercuri concentrice la diferite intervale de presiune (forță). Este preferabil să se aleagă ca origine pentru presiune (forță), un cerc care reprezintă circumferința fusului maneton.

Din polul 0 al diagramei, pentru fiecare poziție α° RAC, se

trasează drepte care fac unghiuri μ^* cu verticala (axa cilindru-
lui), măsurate în sensul acelor de ceasornic. Pe aceste drepte,
pornind de la cercul de origine a presiunilor spre exterior, se
măsoară presiunile specifice $p_{m,\alpha}$ la scara presiunilor (sau F_m ,
la scara forțelor). Se unesc toate punctele și se obține diagra-
ma polară $p_m = f(\alpha)$ (sau $F_m = f(\alpha)$ în cazul reprezentării forțelor),
care redă atât valoarea $p_{m,\alpha}$ a presiunii specifice pe fusul maneton,
cît și unghiul de direcție față de axa cilindrului μ^* , pen-
tru diferite unghiuri α °RAC.

Pentru a se cunoaște minimile și maximile funcției $p_m = f(\alpha)$
și presiunea specifică medie în timpul unui ciclu motor, se con-
struiește diagrama desfășurată. Aceasta conține în ordonată pre-
siunea specifică pe fusul maneton, iar în abscisă unghiul $\alpha = 0-$
 720° , la scări alese convențional.

Presiunea specifică medie pe fusul maneton $p_{m,M}$ se poate
calcula cu relația :

$$p_{m,M} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} p_m \cdot d\alpha \quad (4.70)$$

Prin împărțirea suprafeței cuprinsă între abscisă și curba
 $p_m = f(\alpha)$ (obținută prin planimetrare), la lungimea diagramei, ți-
nînd cont de scările adoptate, se obține $p_{m,M}$. Exemple de diagra-
me polare ale presiunii specifice pe fusul maneton se pot vedea
la cap. 5.

În continuare, cunoscînd presiunea $\bar{p}_m = f(\alpha)$, (forța rezultan-
tă pe maneton, raportată la suprafața pistonului) și unghiul $\mu^* =$
 $f(\alpha)$, se trece la calculul diagramei de încărcare a fusului palier,
cu relațiile 4.64 - 4.69.a. Rezultatele calculelor se trec în co-
loanele unui tabel care conține:

- coloana 1 și 2, numărul curent și valorile unghiului de
rotire $\alpha = 0 - 720^\circ$ RAC, cu pasul $\Delta\alpha$ ales, de exemplu 2° sau 5° ;
- coloana 3 și 4 presiunea $\bar{p}_{m,i}$ pe fusul maneton i și un-
ghiul $\mu_{i,i}^*$, calculate cu relațiile 4.60 - 4.62. La $\alpha = 0$ începe
ciclul motor la cilindrul Nr. i ;
- coloana 5 și 6 presiunea $\bar{p}_{m,i+1}$ pe fusul maneton $i+1$ și
unghiul de direcție $\mu_{i+1,i}^*$. Cînd mecanismul motor i se află la în-
ceputul ciclului $\alpha = 0$, mecanismul motor $i+1$ a parcurs din ciclu
un unghi egal cu decalajul la aprindere Θ_a între cilindrii i și
 $i+1$. De aceea, în prima linie la $\alpha = 0$, în coloanele 5 și 6 aferen-
te mecanismului motor $i+1$, se trec valorile din coloanele 2 și 3
existente la unghiul $\alpha = \Theta_a$.

Cu valorile din tabel, se calculează presiunea specifică

$p_{f,i+1} = f(\alpha)$ pe fusul palier $i+1$ și unghiul de direcție $\gamma_{i+1} = f(\alpha)$, cu formulele 4.65 - 4.69, pe durata unui ciclu $\alpha = 0 - 720^\circ \text{RAC}$.

Cu acestea se trasează diagrama polară și desfășurată a presiunii pe fusul palier, la fel ca la fusul maneton.

În fig. 4.13 este organigrama întocmită pe baza relațiilor prezentate pentru cazul $i=2$. Cu aceasta s-au determinat pe calculatorul Felix C 256 diagramele de încărcare a fusurilor paliere, cum se va vedea la cap.5.

4.6. Debitul de ulei și regimul termic al lagărului

Grosimea filmului de ungere, de care depinde comportarea lagărului de alunecare, în afară de parametrii constructivi și funcționali, este influențată de vâscozitatea uleiului. La rândul său, aceasta variază cu temperatura.

În funcționarea de durată a lagărului, pentru păstrarea filmului portant, trebuie ca la locul de ungere să se introducă o anumită cantitate de ulei cu vâscozitate corespunzătoare.

Energia consumată prin frecarea moleculelor stratului de ungere se transformă în căldură, care este cedată carcasei lagărului și, de aici, mediului exterior. Când energia de frecare în unitatea de timp este egală cu fluxul de căldură cedat de lagăr mediului exterior, se realizează echilibrul termic, astfel că temperatura filmului de ungere și a lagărului rămân constante. Dacă energia de frecare în unitate de timp este mai mare ca fluxul de căldură cedat mediului exterior, temperatura filmului de ulei și a lagărului crește treptat. Prin aceasta vâscozitatea uleiului scade, astfel că forța portantă devine mai mică și nu mai poate să preia decât o parte din forța exterioară, restul fiind preluat prin contactul direct fus și cuzinet, în diferite puncte din zona activă. În această situație de portanță parțială, apare frecarea mixtă, numită și semilichidă, în care pierderile prin frecare sînt mai mari, ceea ce duce la creșterea în continuare a temperaturii uleiului și cuzinetului. Când se depășește o anumită valoare, considerată ca temperatură maximă de funcționare, portanța filmului de ungere scade progresiv, favorizînd apariția proceselor de frecare uscată, care duc la distrugerea lagărului prin uzuri de frecare însoțite de dezvoltare de căldură.

La pornirea și oprirea fusului, când turația este prea mică, apare inevitabil frecarea uscată și semilichidă. Pentru ca în această perioadă frecarea să fie minimă, s-au realizat o serie de materiale moi cu proprietăți bune de alunecare folosite la fabricarea cuzi-

neților. În funcționarea de durată, atît timp cît în filmul de ungere se produce forța portantă necesară, proprietățile mecanice ale materialului cuzinetului primează față de cele de alunecare. Dacă prin creșterea temperaturii forța portantă scade și se întrerupe filmul de ungere, apare pericolul de distrugere al lagărului, oricît de bune sînt proprietățile de alunecare ale materialului cuzinetului.

De aceea trebuie să se evite funcționarea lagărului în apropierea temperaturii maxime, numită limită superioară de temperatură. În acest scop trebuie ca prin lagăr să treacă o cantitate mai mare de ulei decît cea necesară pentru producerea filmului de ungere și a forței portante. Acest surplus, numit ulei de răcire, preia căldura de la lagăr și o cedează mediului exterior printr-un sistem de răcire.

Limita superioară de temperatură este determinată de factorii constructivi și funcționali ai lagărului și de vîscozitatea minimă a uleiului, care mai este capabilă să producă forța portantă necesară.

Există și o limită inferioară de temperatură, sub care nu este posibilă funcționarea de durată a lagărului. Aceasta depinde de vîscozitatea maximă la care uleiul curge prin circuitul de ungere.

4.6.1. Relații pentru calculul debitului de ulei

Curgerea uleiului este consecința presiunilor ce se produc în filmul de ulei prin rotirea și deplasarea radială a fusului în lagăr. La acestea, în cazul lagărelor cu circuit de ungere sub presiune, se adaugă presiunea produsă de pompa de ungere.

Cuprinderea celor trei feluri de presiune în relații matematice, pentru calculul debitului de ulei, este dificilă, mai ales în cazul lagărelor cu încărcare nestaționară de la motoarele cu ardere internă.

Procedînd la fel ca la calculul traiectoriei fusului, Holland [6] a stabilit relații separate pentru debitul de ulei produs de presiunea de rotire, de presiunea de deplasare radială a fusului și de presiunea pompei de ungere.

La stabilirea relațiilor prezentate în continuare, s-a pornit de la ecuațiile diferențiale ale lui O. Reynolds.

4.6.1.1. Debitul de ulei prin lagărul cilindric încărcat staționar

Se consideră că la locul de ungere a lagărului există ulei

suficient, la presiunea atmosferică. Prin rotirea și mișcarea radială a fusului, uleiul este antrenat spre zona portantă și din cauza presiunii ce se formează, este împins în sens axial spre marginile lagărului.

4.6.1.1.a. Debitul produs prin rotirea fusului

Zona prin care uleiul este împins în sens axial de presiunea produsă prin rotirea fusului, se delimitează prin unghiurile $\varphi_1 = 0$ și $\varphi_2 = \varphi_r$ - fig.4.3. Expresia debitului volumic în sensul axial Q_{zR} produs de rotirea pură a fusului, se obține prin integrarea debitului elementar q_z din relația 4.4 :

$$Q_{zR} = \int_{\varphi_1=0}^{\varphi_r} \frac{2 \cdot h^3}{12} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_{z=b/2} \cdot r \cdot d\varphi \quad (4.71)$$

Prin transformarea pentru lagărul cilindric și scriere sub formă adimensională, această relație devine :

$$Q_{zR} = \frac{r^3 \cdot \psi \cdot \omega}{6 \frac{b}{d}} \int_{\varphi_1=0}^{\varphi_r} \frac{\partial}{\partial \left(\frac{z}{b/2} \right)} \left(\frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \right) (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3 \cdot d\varphi \quad (4.72)$$

Se împart ambii membri cu $r^3 \cdot \psi \cdot \omega$ și se obține :

$$\frac{Q_{zR}}{r^3 \cdot \psi \cdot \omega} = \frac{1}{6 \frac{b}{d}} \int_{\varphi_1=0}^{\varphi_r} \frac{\partial}{\partial \left(\frac{z}{b/2} \right)} \left(\frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \right) (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3 \cdot d\varphi \quad (4.72)$$

Termenul $\frac{Q_{zR}}{r^3 \cdot \psi \cdot \omega}$ se numește caracteristica de debit produs prin rotirea fusului.

A. Fränkel [31] a integrat această ecuație în ipoteza unei repartiții parabolice a presiunii în direcție axială. Holland [6] a efectuat integrarea grafică folosind valorile stabilite de Sassenfeldt și Walter [32] pentru $\frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$ în funcție de φ , $\frac{b}{d}$ și ε .

În fig. 4.14 se prezintă variația caracteristicii de debit $\frac{Q_{zR}}{r^3 \cdot \psi \cdot \omega}$ în funcție de ε și diferite rapoarte $\frac{b}{d}$, stabilită de Holland [6] comparativ cu rezultatele obținute de Fränkel [31]. Cunosând raportul $\frac{b}{d}$ și excentricitatea ε a unui lagăr cercetat, se determină din fig. 4.14 valoarea caracteristicii de debit și din aceasta se calculează debitul axial produs prin rotirea fusului.

4.6.1.1.b. Debitul produs prin mișcarea radială a fusului

Acesta se obține la fel ca și în cazul precedent prin integrarea debitului elementar q_z din relația 4.4. Câmpul de presiune de dislocare fiind simetric față de axa verticală, fig. 4.6 debitul axial de dislocare Q_{zD} are expresia :

$$Q_{zD} = - 4 \int_{\varphi=\pi}^{\frac{3}{2}\pi} \frac{h^3}{12 \eta} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_{z=(b/2)} \cdot r \cdot d\varphi \quad (4.73)$$

Tinând seama de relația 4.28 și de ipoteza repartiției parabolice în lungul axei z a presiunii în lagărul de lățime finită, relația 4.30, variația presiunii pe axa z a fusului are expresia:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{z=(b/2)} = \frac{12.K.m.\eta.\dot{\epsilon}}{b.\psi^2.\epsilon} \left[\frac{1}{(1+\epsilon.\cos\varphi)^2} \right] \quad (4.74)$$

Prin introducerea acestei relații în 4.73 și înlocuirea lui h cu expresia 4.12 se obține:

$$Q_{zD} = 2 \frac{r^3.\psi.K.m}{b/d} \cdot \frac{\dot{\epsilon}}{\epsilon} \int_{\varphi=\pi}^{\frac{3}{2}\pi} [(1+\cos\varphi)-(1+\epsilon\cos\varphi)^3] .d\varphi \quad (4.75)$$

Se integrează membrul al doilea și se ajunge la expresia:

$$Q_{zD} = 2 \frac{r^3.\psi.\dot{\epsilon}}{b/d} .K_1.(m+1)\left(2 - \frac{3}{4}.\pi.\epsilon + \frac{2}{3}.\epsilon^2\right) \quad (4.76)$$

în care:

$$K_1 = \frac{1}{1+(d/b)^2 \cdot \frac{m+1}{2} \left(2 - \frac{3}{4}.\pi.\epsilon + \frac{2}{3}.\epsilon^2\right)} \quad (4.77)$$

este factorul de reducere, care ține cont de lățimea finită a lagărului. Ecuația 4.76 se poate pune sub forma:

$$\frac{Q_{zD}}{r^3.\psi.\dot{\epsilon}} = \frac{2}{b/d} \frac{(m+1).\left(2 - \frac{3}{4}.\pi.\epsilon + \frac{2}{3}.\epsilon^2\right)}{1+(d/b)^2 \cdot \frac{m+1}{2} \left(2 - \frac{3}{4}.\pi.\epsilon + \frac{2}{3}.\epsilon^2\right)} \quad (4.78)$$

Membrul întâi reprezintă caracteristica de debit de dislocare.

Aceasta se poate reprezenta grafic în funcție de excentricitatea relativă ϵ și de raportul $\frac{b}{d}$ considerând exponentul parabolei $m = 2, 4$. În fig. 4.16 se prezintă variația acestei caracteristici în funcție de ϵ pentru raportul $\frac{b}{d} = \frac{1}{4,55}$ (existând la lagărul palier de la motorul LDA 28) calculat cu relația 4.78 și considerat $m=2$.

4.6.1.1.c. Debitul de ulei produs de presiunea din circuitul de ungere

Ecuațiile diferențiale ale lui O. Reynolds sînt valabile și în cazul ungerii sub presiune, cu condiția ca la locul de intrare în zona portantă să se considere presiunea p_u a uleiului.

Indiferent de modul de introducere a uleiului spre zona portantă - prin orificiu sau canal circular - expresia debitului produs de presiunea p_u , se deduce din ecuația a doua a sistemului 4.4.

La lagărul cu canal de ungere circular, Holland [6] consideră că presiunea uleiului este constantă pe întreaga circumferință și că scade linear de la muchiile canalului spre marginile cuzinetului, fig. 4.17 conform relației:

$$p = p_u \cdot \left(1 - \frac{2.z}{b}\right) \quad (4.79)$$

care după derivare devine:

$$\frac{dp}{dz} = - \frac{2 p_u}{b} \quad (4.80)$$

Se introduce această expresie în ecuația a doua din sistemul 4.4 și prin integrare se obține debitul Q_{zp} produs de presiunea uleiului p_u la intrarea în cuzinet :

$$Q_{zp} = 4 \int_{\varphi=0}^{\pi} \frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{2 \cdot p_u}{b} \cdot r \cdot d\varphi = \frac{r^3 \cdot \psi^3}{3 \cdot \eta \cdot (b/d)} \cdot p_u \int_{\varphi=0}^{\pi} (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)^3 \cdot d\varphi \quad (4.81)$$

sau:

$$Q_{zp} = \frac{r^3 \cdot \psi^3 \cdot p_u}{3 \cdot \eta \cdot (b/d)} \cdot \pi \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \varepsilon^2\right) \quad (4.82)$$

Se împart ambii membri cu $r^3 \cdot \psi^3 \cdot p_u$ și se obține :

$$\frac{\eta \cdot Q_{zp}}{r^3 \cdot \psi^3 \cdot p_u} = \frac{\pi}{3(b/d)} \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \varepsilon^2\right) \quad (4.83)$$

Membrul întii reprezintă caracteristica de debit de presiune de alimentare. În fig. 4.15 se prezintă variația acestei caracteristici în funcție de ε , calculată cu relația 4.83 pentru diferite rapoarte b/d . Diagrama din fig. 4.15 permite stabilirea debitului de ulei prin lagărul palier, produs de presiunea p_u la intrare în cuzinet, dacă se cunoaște excentricitatea relativă.

Suma celor trei debite reprezintă debitul total de ulei care trece prin lagărul cilindric cu alunecare.

4.6.1.2. Debitul de ulei prin lagărul cu încărcare nestaționară

La lagărul cu încărcare nestaționară, excentricitatea relativă ε este o funcție de unghiul α de rotire a arborelui cotit. Expresiile funcțiilor cu caracteristice de debit, din relațiile 4.72.a, 4.78 și 4.83, reprezentate grafic în fig. 4.14; fig. 4.15 și fig. 4.16 în funcție de ε și b/d , sînt valabile numai pentru $\varepsilon = \text{const}$. Pentru a se determina fiecare din cele trei debite axiale, se consideră intervale de unghi $d\alpha$ suficient de mici pentru ca ε să rămână constant. În acest fel, caracteristicile de debit sînt funcții de poziția α a arborelui cotit. Prin integrarea acestora pe durata unui ciclu motor $\alpha = 0 \div 2\pi$ sau $\alpha = 0 \div 4\pi$, se obține debitul total de ulei prin lagărul cu încărcare nestaționară.

$$Q_u = r^3 \left[\frac{\psi}{2\pi} \left(\int_0^{4\pi} \omega \cdot J_1 \cdot d\alpha + \int_0^{4\pi} \dot{\varepsilon} \cdot J_2 \cdot d\alpha \right) + \frac{\psi^3}{\eta} \frac{p_u}{2\pi} \int_0^{4\pi} J_3 \cdot d\alpha \right] \quad (4.84)$$

În această ecuație J_1 , J_2 și J_3 sînt caracteristicile de debit prezentate anterior avînd expresiile :

$$J_1 = \frac{Q_{zR}}{r^3 \cdot \psi \cdot \omega}; \quad J_2 = \frac{Q_{zD}}{r^3 \cdot \psi \cdot \dot{\varepsilon}}; \quad J_3 = \frac{Q_{zp} \cdot \eta}{r^3 \cdot \psi^3 \cdot p_u} \quad (4.85)$$

În ecuația 4.84. integrarea termenilor din membrul doi se poate face pe cale grafică. Excentricitatea relativă ε se poate cunoaște în funcție de α din traiectoria fusului, calculată cu meto-

da prezentată la punctul 4.4.4.1. Pentru fiecare \mathcal{E} dependent de poziția arborelui cotit se determină valoarea caracteristicilor de debit (fig. 4.14; 4.15 și 4.16) și din acestea se calculează debitul de ulei. Se trasează o diagramă $Q_u = f(\alpha)$ pe durata ciclului motor și din aceasta se determină debitul mediu de ulei în timpul unui ciclu motor.

Volumul de lucru pentru efectuarea acestor calcule fiind mare, Holland [6] recomandă să se procedeze, cum se arată în continuare.

4.6.1.2.a. Metodica de lucru pentru stabilirea debitului de ulei prin lagărul palier solicitat dinamic

Din diagrama desfășurată a presiunii specifice pe fusul palier $p_f = f(\alpha)$ se calculează presiunea specifică medie p_M în timpul unui ciclu motor. (Se împarte suprafața cuprinsă între curba $p_f = f(\alpha)$ și abscisă). Cu ajutorul mărimilor caracteristice ψ , η și ω ale lagărului, se calculează criteriul Sommerfeld mediu pentru rotirea pură $So_{RM} = p_M \cdot \psi^2 / \eta \cdot \omega$, în care $\omega = \omega_f$ conform expresiei 4.35.

Din diagrama fig. 4.4. pentru raportul b/d al lagărului cercetă și So_{RM} calculat, se determină excentricitatea medie \mathcal{E}_M . În funcție de această excentricitate medie se stabilește debitul axial produs prin rotirea fusului, cu diagrama fig. 4.14 și cel produs de presiunea p_u cu diagrama fig. 4.15. Debitul axial de dislocare, în ipoteza excentricității medii constante, se neglijează.

Se subliniază faptul că în cazul lagărului cu canal circular de ungere, la calculul debitului produs prin rotirea fusului, lagărul se consideră format din două părți, separate prin canalul de ungere, avînd lățimea activă $b/2$. Fiecare din aceste două lagăre suportă $1/2$ din sarcină, astfel că portanța și excentricitatea relativă depind de raportul $\frac{b/2}{d}$. De aceea, debitul axial produs prin rotire se va stabili în funcție de acest raport și de \mathcal{E}_M .

La stabilirea debitului, produs de presiunea uleiului la intrare p_u , se va considera un singur lagăr cu raportul b/d , în care b este lățimea activă a cuzinetului (lățimea totală minus lățimea canalului central de ungere).

4.6.1.3. Debitul de ulei prin lagărul cilindric cu canal circular de ungere, după Röemer

4.6.1.3.a. Lagăr perfect cilindric

Relațiile prezentate de Röemer în lucrarea [33] se referă

numai la lagăre cu ungere sub presiune. Debitul Q_{cc} prin cuzinetul perfect cilindric cu canal de ungere este dat de expresia :

$$Q_{cc} = \frac{\pi \cdot D \cdot j^3 \cdot p_u}{24 \cdot \eta \cdot b} \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \xi^2\right) \quad (4.86)$$

Această relație arată că debitul de ulei printr-un lagăr dat, perfect cilindric, prevăzut cu canal circular de ungere, la vîscozitate constantă, este proporțional cu cubul jocului total în lagăr, cu excentricitatea relativă și cu presiunea. Valoarea excentricității relative se stabilește în funcție de încărcarea medie a fusului în timpul unui ciclu motor, cu ajutorul criteriului $So_{RM} = f(\xi, \frac{b}{d})$. Calculele sînt acoperitoare dacă în relația 4.86 se adoptă $\xi = 1$.

4.6.1.3.b. Lagăr cu cuzineți format lămfie

La aceste lagăre, jocul j_o în plan orizontal este mai mare decît j_v măsurat pe direcție verticală. Pentru a calcula debitul de ulei Q_{cL} prin lagărul sistem lămfie, se introduce un coeficient de corecție $C_L = \frac{Q_{cL}}{Q_{cc}}$, astfel că :

$$Q_{cL} = C_L \cdot Q_{cc} \quad (4.87)$$

Valoarea coeficientului de corecție se extrage din diagrama fig.4.18 în care se reprezintă $C_L = f\left(\frac{j_o}{j_v}\right)$

4.6.1.3.c. Lagăr cu cuzineți cu buzunare de ungere

Ca și în cazul precedent, se introduce un factor de corecție C_B . Acesta reprezintă raportul dintre debitul Q_{CB} prin cuzinetul cu buzunar de ungere și debitul Q_{cc} prin cuzinetul cilindric (calculat cu relația 4.86).

În fig. 4.19 se prezintă factorul de corecție $C_B = f\left(\frac{t}{j_o}\right)$ pentru diferite rapoarte dintre lățimea l_b a buzunarului de ungere și raza cuzinetului $D/2$.

$$Q_{CB} = C_B \cdot Q_{cc} \quad (4.88)$$

4.6.1.3.d. Lagăr cu cuzineți format lămfie și cu buzunare de ungere

În funcție de raportul $\frac{j_o}{j_v}$ se determină coeficientul de corecție C_L . În continuare se determină coeficientul C_B în funcție de $\frac{t}{j_o}$ și de raportul $\frac{l_b}{D/2}$ din diagrama fig. 4.19. Debitul de ulei Q_u se obține cu formula :

$$Q_u = C_L \cdot C_B \cdot Q_{cc} \quad (4.89)$$

În care Q_{cc} se calculează cu relația 4.86.

4.6.1.4. Debitul de ulei pentru forța portantă și răcirea lagărului după Vogelpohl [5]

În ipoteza așezării centrice a fusului, debitul de ulei Q_{FP} pentru producerea forței portante se poate exprima cu relația ;

$$Q_{FP} = (0,33 + 0,5) \frac{1}{4} \cdot b \cdot r \cdot \omega \cdot j \quad (4.90)$$

Debitul pentru răcire Q_R se stabilește din ecuația de echilibru a fluxului de căldură produs prin frecare în filmul de ungere și cel evacuat prin ulei.

$$M \cdot \omega = c \cdot \rho \cdot Q_R (t_{u2} - t_{u1}) \quad (4.91)$$

Dacă se ține cont de căldura evacuată prin convecție termică prin suprafața A_1 a lagărului, se poate scrie :

$$M \cdot \omega = c \cdot \rho \cdot Q_R (t_{u2} - t_{u1}) + \alpha_c \cdot A_1 (t_1 - t_0) \quad (4.92)$$

relație din care rezultă :

$$Q_R = \frac{M \cdot \omega - \alpha_c \cdot A_1 (t_1 - t_0)}{c \cdot \rho \cdot (t_{u2} - t_{u1})} \quad (4.93)$$

În cazul lagărelor care lucrează în spații închise, ca la motoarele cu ardere internă, diferența de temperatură dintre suprafața exterioară a carcusei lagăr și mediul exterior este mică, astfel că fluxul de căldură evacuat prin convecție este neglijabil.

În cazul neglijării căldurii evacuate prin convecție termică, debitul total de ulei necesar pentru ungerea și răcirea lagărului este :

$$Q_u = (0,33 + 0,5) \frac{1}{4} \cdot b \cdot r \cdot \omega \cdot j + \frac{M \cdot \omega}{c \cdot \rho \cdot (t_{u2} - t_{u1})} \quad (4.94)$$

în care t_{u1} și t_{u2} sînt temperaturile uleiului la intrare-ieșire din lagăr.

Calculul debitului total de ulei se face în ipoteza că diferența dintre temperatura uleiului la ieșire și intrare în lagăr este cuprinsă între $5^\circ\text{C} \div 15^\circ\text{C}$, în funcție de sarcina motorului.

4.6.1.5. Momentul de frecare și fluxul de căldură

Expresia momentului de frecare este :

$$M = f \cdot F \frac{d}{2} = F_f \cdot \frac{d}{2} \quad (4.95)$$

în care f este coeficientul de frecare. Forța de frecare F_f la periferia fusului, se calculează din legea lui Newton :

$$dF_f = \eta \cdot \frac{\partial U_x}{\partial y} \cdot dx \cdot dz \quad (4.96)$$

în care se înlocuiește U_x cu expresia 4.3, după ce se derivează în

raport cu y . Se înlocuiește $U_0 = 0$ și $U_1 = r \cdot \omega_f$, în cazul cuzinetului fix și rezultă forța elementară de frecare la periferia fusului :

$$dF_{f,y=h} = \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{r \cdot \omega_f}{h} \cdot \eta \right) \cdot dx \cdot dz \quad (4.97)$$

Se substituie h cu expresia 4.12 și $x = r \cdot \varphi$ în relația de mai sus, rezultînd :

$$dF_{f,y=h} = \left[\frac{r \cdot \psi (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{r \cdot \omega_f}{r \cdot \psi (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)} \eta \right] \cdot r \cdot d\varphi \cdot dz \quad (4.98)$$

Forța totală de frecare se obține prin integrare pe toată lungimea periferică a fusului și pe lățimea cuzinetului :

$$F_f = \int_{\varphi=0}^{2\pi} \int_{z=-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \left[\frac{1}{2} \cdot r \cdot \psi (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi) \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{\eta \cdot \omega_f \cdot r}{\psi (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi)} \right] \cdot d\varphi \cdot dz \quad (4.99)$$

Din această expresie se vede că forța totală de frecare se compune dintr-o forță de frecare F_{f1} produsă de variația de presiune și o forță de frecare F_{f2} produsă de mișcarea de rotire a fusului. Componenta F_{f2} a forței de frecare se poate calcula după Gumbel [26] cu relația :

$$\frac{\psi \cdot F_{f2}}{\eta \cdot \omega_f \cdot b \cdot d} = \int_{\varphi=0}^{2\pi} \frac{1}{2} \frac{d\varphi}{1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi} = \frac{\pi}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \quad (4.100)$$

Forța de frecare F_{f1} nu se poate calcula pe cale analitică. Holland [6] a reușit să stabilească o soluție pentru această componentă în funcție de ε și b/d , printr-o integrare dublă pe cale grafică. În acest scop a scris expresia forței de frecare F_{f1} sub forma adimensională :

$$\frac{F_{f1} \cdot \psi}{\eta \cdot \omega_f \cdot b \cdot d} = \frac{1}{8} \int_{\varphi=0}^{2\pi} \int_{\frac{z}{b/2}=-1}^1 \frac{\partial (p \cdot \psi^2 / \eta \cdot \omega_f)}{\partial \varphi} (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi) \cdot d\varphi \cdot d\left(\frac{z}{b/2}\right) \quad (4.101)$$

Membrii întîi din relațiile (4.100) și (4.101) reprezintă criterii adimensionale sau caracteristicile celor două componente ale forței de frecare.

În fig. 4.20 se prezintă dependența criteriului adimensional al forței totale de frecare, în funcție de excentricitatea relativă ε și de raportul b/d , stabilită de Holland [6].

În cazul lagărului cu încărcare nestaționară excentricitatea relativă variază în timpul unui ciclu motor. Pentru a afla forța de frecare medie la periferia fusului în timpul unui ciclu motor, se procedează astfel :

Se împarte perioada $\alpha = 4\pi$ (în cazul motorului în 4 timpi) într-un număr de pași $n = \frac{\alpha}{\Delta \alpha}$. Cunoșcînd $\varepsilon = f(\alpha)$, se determină

pentru fiecare pas valoarea forței totale F_f cu ajutorul diagramei din fig.4.20, pentru raportul b/d al lagărului cercetat. In cazul cuzinetilor cu canal circular de ungere se consideră două lagăre separate între ele de canalul de ungere. De aceea atît la stabilirea excentricității relative ξ în funcție de criteriul So_R , cît și la determinarea forței totale de frecare, se va considera raportul $\frac{b/2}{d}$, în care b este lățimea activă a cuzinetului (lățimea totală minus lățimea canalului de ungere).

In acest fel se stabilește $F_f = f(\alpha)$ din care prin integrare grafică :

$$F_{fM} = \frac{1}{4 \cdot \pi} \int_{\alpha=0}^{4\pi} F_f \cdot d\alpha \quad (4.102)$$

se obține forța de frecare F_f medie în timpul unui ciclu motor (pentru 1/2 din suprafața activă a lagărului prevăzut cu canal de ungere circular).

Prin înmulțirea relației 4.95 cu ω_f și substituirea $2 \cdot F_{fM}$, se obține fluxul de căldură de frecare :

$$M \cdot \omega_f = 2 F_{fM} \frac{\pi \cdot r \cdot n}{30} \quad (4.103)$$

Vogelpohl [5] recomandă următoarele formule pentru calculul fluxului de căldură de frecare :

$$M \cdot \omega_f = 4,25 \cdot r \cdot \omega_f \sqrt{F \cdot r \cdot \omega_f \cdot b} \quad (4.104)$$

cînd $So > 1$ și

$$M \cdot \omega_f = \frac{6 \cdot \eta \cdot b \cdot r^2 \cdot \omega_f^2}{\psi} = \frac{6 \cdot \eta \cdot b \cdot d \cdot r^2 \cdot \omega_f^2}{j} \quad (4.105)$$

cînd $So < 1$.

La lagărul solicitat dinamic, forța de încărcare F variază cu unghiul de rotire α al arborelui cotit. Pentru simplificarea calculelor, în relația 4.104 se pune $F = F_M$, forța medie în timpul unui ciclu motor.

Relațiile prezentate permit studierea analitică a influenței diferiților parametri ca : jocul în lagăr; temperatura și presiunea uleiului, etc. asupra debitului de ulei și a regimului termic al lagărului cilindric de alunecare.

5. STUDIUL ANALITIC AL UNGERII LAGARELOR PALIERE DE LA MOTOARELE L.D.A. 28

În acest capitol se cercetează analitic grosimea stratului de ungere, debitul de ulei și regimul termic la lagărele principale de susținere ale arborelui cotit de la motoarele Diesel LDA 28.

S-au urmărit influențele factorilor constructivi și funcționali și determinarea analitică a parametrilor studiați, pentru comparație cu cei mășurați la cercetările experimentale de la cap.7 și cap.8.

Studiul s-a efectuat asupra lagărului Nr. 3 și Nr.4.

5.1. Diagrama de încărcare a fusului maneton

Diagramele de încărcare a fusului maneton, la mersul în gol al motorului, $n = 350$ r/min și la sarcina nominală, $n = 750$ r/min. $P_e = 1540$ KW, s-au stabilit analitic cu relațiile de la punctul 4.5.1. Calculele s-au făcut pe calculatorul Felix C 256 la mersul în gol și la sarcina nominală a motorului.

Presiunea gazelor în cilindru în funcție de unghiul α° RAC, la intervale $\Delta\alpha = 2^\circ$ RAC, s-a stabilit prin procedeul Brix, din diagramele indicate, determinate la cercetările experimentale (cap. 8).

Parametri care au intrat în relațiile de calcul sînt :

$$D_p = 280 \text{ mm}; R_m = 180 \text{ mm}; L_b = 720 \text{ mm}; \lambda = 0,25; b_m = 100 \text{ mm}; \\ d_m = 190 \text{ mm}; m = 43,4 \text{ kg}; m_p = 65,7 \text{ kg}; n = 350 \text{ și } 750 \text{ r/min}$$

În fig. 5.1 se prezintă diagrama desfășurată a presiunii specifice pe fusul maneton $p_m = f(\alpha)$ la $P_e = 1540$ KW, $n = 750$ r/min.

Presiunea specifică medie p_{mm} , stabilită prin integrarea grafică a curbei $p_m = f(\alpha)$, precum și $p_{m.min}$, $p_{m.max}$ și forțele pe maneton, sînt trecute în T.5.1.

Presiunea specifică medie 57,9 bar se încadrează în limitele recomandate pentru motoarele cu aprindere prin compresie (20 bar ÷ 70 bar), în schimb presiunea specifică maximă pe ciclu 242,8 bar, iese din limitele 60 bar ÷ 130 bar [30]. Cu toate acestea, cuzineții de bielă au dovedit o comportare foarte bună. La peste 3000 motoare Diesel încercate pe stand la I.C.M.R., s-au produs doar 2 cazuri de topiri de cuzineți de bielă, iar în exploatare, la C.F.R., cea. 8 cazuri, în 20 ani, toate din cauza greșelilor de montaj.

Diagramele polare pe fusul maneton la mers în gol și la sarcina nominală sînt în fig. 5.2 și fig. 5.3. Ele s-au trasat cu

ajutorul valorilor $p_m = f(\alpha)$ și $\mu^* = f(\alpha)$, stabilită pe calculatorul Felix C 256.

5.2. Diagrama de încărcare a fusului palier

S-a determinat pe cale analitică folosind relațiile de la punctul 4.5.2.

Schema logică scrisă în limbaj Fortran, se află în Fig.4.13. Calculele s-au făcut pe calculatorul Felix C 256 pentru lagărele Nr. 3 și 4, cu programul din anexa A-1. În anexa A-3 se prezintă ca exemplu listingul pentru diagrama de încărcare a lagărului Nr.3 la turația și sarcina nominală a motorului Diesel LDA 28 de 1540 KW.

Parametrii care au intrat în calcule, în plus față de cei menționați la punctul anterior, sînt :

$d = 205$ mm; $b = 90$ mm; $\bar{p}_{cn} = 9,4$ bar la sarcina nominală și $\bar{p}_{cn} = 2,05$ bar la mersul în gol.

Pentru determinarea presiunii centrifuge produsă de brațele de manivelă, maneton și contragreutate, s-a determinat grafo-analitic centrul lor de greutate $X_o = 63,8$ mm și masa $m = 147,9$ kg. S-a calculat forța centrifugă cu relația :

$$F_{cn} = m \cdot X_c^2 \cdot \omega^2 \quad (5.1)$$

și s-a raportat la suprafața pistonului :

$$\bar{p}_{cn} = \frac{m X_c \omega^2}{A_p} = \frac{4 m X_o \omega^2}{\pi D_p^2} \quad (5.2)$$

La adunarea geometrică a presiunilor din manetoanele alăturate s-a ținut cont de decalajele la aprindere $\Theta_a = 240^\circ$ RAC la lagărul Nr. 3 și $\Theta_a = 360^\circ$ RAC la lagărul Nr. 4.

Cu rezultatele obținute pe calculator, s-au trasat diagramele desfășurate $p = f(\alpha)$ ale presiunilor specifice pe fusurile paliere Nr. 3 și Nr. 4, la mers în gol și sarcină nominală. Acestea se prezintă în fig. 5.4 pentru mersul în gol, $n = 350$ r/min și în fig. 5.5 pentru sarcina nominală, $n = 750$ r/min.

Curbele $p = f(\alpha)$ de la cele două lagăre, s-au trasat împreună, pe aceleași diagrame. Se vede că încărcarea lagărului Nr. 4 este mai constantă, dar mai mare, ca valoare, decât a lagărului Nr.3.

Acest lucru reiese mai evident din tabelul 5.2, în care sînt trecute presiunile specifice medii stabilite prin integrarea grafică a curbelor $p = f(\alpha)$ și presiunile specifice minime și maxime care se produc la cele două lagăre.

La sarcina nominală, p_M la lagărul Nr. 4 este cu 49 % mai mare, iar p_{max} cu 66,7 % mai mic decât la lagărul Nr.3.

Comparativ cu valorile recomandate în literatură, $p_M = 68,33$ bar de la lagărul Nr. 4, nu se încadrează în limitele $10 \text{ bar} \div 50 \text{ bar}$, în schimb p_{max} respectă limitele $40 \text{ bar} \div 130 \text{ bar}$ din lucrarea [30]. La lagărul Nr. 3 situația este inversă, p_M se încadrează, dar $p_{max} = 150,2$ bar iese din limitele recomandate.

În literatură [11,12] se afirmă că presiunea specifică medie nu caracterizează satisfăcător comportarea lagărului cu alunecare, ci presiunea maximă care se produce în zona portantă. Aceasta poate să fie de 3-4 ori mai mare decât presiunea specifică maximă pe ciclu.

Considerând că se păstrează, la ambele lagăre, același factor de multiplicare, de ex. 3, rezultă că în zona portantă se produc presiuni maxime de 450 bar la lagărul Nr. 3 și de 270 bar la Nr.4.

Totuși lagărul Nr. 3, precum și cel de bielă, la care $p_{m.max} = 242,8$ bar, se comportă mai bine în exploatare decât lagărul Nr.4.

În fig. 5.6 și 5.7 se prezintă diagramele polare pentru lagărele Nr. 3 și Nr. 4 la $n = 750 \text{ r/min}$, $P_e = 1540 \text{ KW}$.

5.3. Calculul grosimii filmului de ungere

Metodele analitice pentru calculul grosimii peliculei de ungere s-au expus la cap.4.

La studiul analitic al peliculei de ungere s-a utilizat metoda care consideră lagărul cu încărcare cuasi-staționară cu folosirea soluțiilor numerice cunoscute în literatură. S-a preferat această metodă deoarece dă rezultate mai certe decât cea de la punctul 4.4.4.

Conform acestei metode s-au stabilit, din diagrama de încărcare, forțele și unghiurile de direcție pentru intervale $\Delta\alpha = 10^\circ$ RAC și în aceste intervale, lagărul s-a considerat cu încărcare constantă. S-a calculat caracteristica portanței (criteriul Sommerfeld) cu relația 4.23 și apoi excentricitatea relativă \mathcal{E} și unghiul β de poziție al spațiului minim de ungere h_0 , pentru raportul b/d al lagărului cercetat.

Deoarece So_R și β în funcție de \mathcal{E} și $\frac{b}{d}$ se determină greu din graficele Fig.4.4 și 4.5 și cu erori mari, s-a întocmit listințul din anexa A2. Acesta conține So_R și β pentru raportul $\frac{b}{d} = 1/4,55$ în funcție de \mathcal{E} , cu un pas $\Delta\mathcal{E} = 0,001$.

Calcululele s-au făcut cu relațiile 4.50 și 4.51. Coeficienții K_1-K_5 s-au stabilit de autor, pentru $\frac{b}{d} = 1/455$, astfel ca să se obțină valori pentru β care să se încadreze între curbele extrase din [46] și prezentate în fig. 4.5.

Coeficienții $K_6 - K_8$ s-au stabilit prin interpolare, pentru același raport $\frac{b}{d}$ menționat mai sus, din lucrarea [24].

Valorile acestor coeficienți sînt :

$$K_1 = 18,5 \cdot 10^{-3}; K_2 = -1,6; K_3 = 1,1; K_4 = -0,5; K_5 = 0;$$
$$K_6 = 0,046; K_7 = 0,068 \text{ și } K_8 = 1,613$$

Lagărul cercetat are $d = 205$ mm și $b = 90$ mm, dar cuzinetul fiind prevăzut cu canal circular de ungere, s-a considerat din 2 lagăre, fiecare avînd lățimea activă $b = 45$ mm.

Vîscozitatea dinamică a uleiului, care intră în expresia So_R , s-a extras din curbele de vîscozitate în funcție de temperatură, fig. 8.2 și 8.12, determinate în laborator la uleiurile folosite la experiențe. În cazul uleiului M 30 S 2 și DS 30, densitatea, vîscozitatea cinematică și dinamică în funcție de temperatură, se pot stabili și cu relațiile existente în tabelul 5.3. Coeficienții care intră în aceste relații s-au determinat experimental.

5.3.1. Grosimea filmului de ungere în funcție de temperatură

Calcululele s-au efectuat pentru lagărul palier Nr. 3, la sarcina nominală a motorului, considerînd $j = 0,15$ mm și temperaturile uleiului la intrare $t_1 = 45$ °C, 55 °C, 65 °C și 90 °C. În calculule s-a luat vîscozitatea la temperatura $t_1 + \Delta t$, care s-a extras din fig. 8.12.

Literatura [4,5] recomandă să se considere ca temperatura filmului de ungere, media temperaturilor uleiului la intrare și ieșire din lagăr. Autorul a constatat (experimental) că este mai bine să se ia în calcul vîscozitatea uleiului la temperatura cuzinetului măsurată în zona portantă la cca. 0,2 mm de stratul de alunecare. Se presupune că temperatura măsurată în acel loc, este apropiată de temperatura filmului de ulei. Diferența dintre temperatura t_0 a cuzinetului și t_1 este de cca. 15 °C la sarcina nominală a motorului și cca. 5 °C la mersul în gol.

Cu aceste observații, parametrii cu care s-au calculat criteriile So_R la intervale $\Delta d = 10$ °RAC sînt :

$$\psi = 0,15/205; \omega = 78,54 \text{ s}^{-1}; \eta_{60} = 38,5 \text{ CP}; \eta_{70} = 27,5 \text{ CP}$$

$$\eta_{80} = 20 \text{ CP} \quad \text{și} \quad \eta_{105} = 10 \text{ CP}$$

Calcululele s-au făcut la calculatorul Felix C 256 și cu ajutorul valorilor calculate s-au determinat excentricitățile relative ξ și unghiurile de poziție β pentru raportul $\frac{b}{d} = 1/4,55$ din anexa A-2.

În continuare s-a calculat h_0 cu relația 4.27, cu ajutorul unui calculator portativ Interton Electronic.

Variația grosimii minime h_0 a peliculei de ungere în funcție de α° RAC pentru cele 4 temperaturi și jocul $j = 0,15 \text{ mm}$, la lagărul Nr. 3, la sarcina nominală a motorului, se prezintă în fig.5.9.

Se constată că în timpul unui ciclu motor, h_0 variază în limite largi, de ex. de la $6,2 \mu\text{m}$ la $32,8 \mu\text{m}$ la $t_1 = 45^\circ\text{C}$, sau $2,8 \mu\text{m}$ la $17,2 \mu\text{m}$ la $t_1 = 90^\circ\text{C}$. Rezultă că diferențele dintre $h_0 \text{ max}$ și $h_0 \text{ min}$ cresc cu scăderea temperaturii.

Prin integrarea grafică a celor 4 curbe $h_0 = f(\alpha)$ s-a stabilit grosimea minimă medie pe ciclu h_{0M} . Grosimile minime cele mai mici și cele mai mari, $h_0 \text{ min}$ și $h_0 \text{ max}$, pentru cele 4 regimuri de temperatură împreună cu h_{0M} sînt concentrate în tabelul 5.4.

De aici se vede că temperatura uleiului are o influență mare asupra peliculei de ungere. La creșterea temperaturii de la $t_1 = 45^\circ\text{C}$ la $t_1 = 90^\circ\text{C}$, h_{0M} scade de la $12,7 \mu\text{m}$ la $6,1 \mu\text{m}$ adică de 2,08 ori (108 %). Scăderea este mai pronunțată în domeniul temperaturilor joase, unde vîscozitatea scade mai mult cu temperatura, de ex. la $t_1 = 45^\circ\text{C}$ o creștere de 10°C atrage după sine o reducere la h_{0M} de 29,6 %, revenind 2,96 % pe 1°C . La creșterea lui t_1 de la 65°C la 90°C (domeniu de temperatură posibil în exploatare), h_{0M} scade cu 45,9 %, revenind cca. 1,8 % pe 1°C . Pentru același domeniu de temperatură, $h_0 \text{ min}$ scade cu 55 %, revenind cca. 2,2 % pe 1°C .

Rezultă că la regimul normal de funcționare $t_1 = 70^\circ\text{C}$, creșterea temperaturii cu 5°C duce la scăderea lui $h_0 \text{ min}$ cu cca. 11 %. Față de valoarea absolută $h_0 \text{ min} \approx 4 \mu\text{m}$, acest procent reprezintă $0,44 \mu\text{m}$, valoare ce se poate considera neglijabilă. Dacă creșterea de temperatură este însă 20°C , reducerea este de cca. $1,8 \mu\text{m}$, ceea ce nu mai este neglijabil.

Se poate afirma că prin creșterea temperaturii față de ea normală de lucru, pelicula de ungere se înrăutățește, dar pentru creșteri sub 5°C micșorarea grosimii peliculei este nesemn-

ficativă.

Avînd în vedere că la temperaturi ridicate $h_{0 \text{ min}}$ este foarte mic ($2,7 \mu\text{m}$), rezultă că pentru a se asigura ungerea hidrodinamică, este important ca uleiul să fie bine filtrat (impuritățile cu dimensiuni mai mari de $1 \mu\text{m}$ să nu ajungă în lagăr).

5.3.2. Grosimea filmului de ungere în funcție de jocul diametral

Studiul se referă la lagărul Nr. 3 și 4, care s-au calculat $h_0 = f(\alpha)$ pentru trei jocuri diametrale, la încărcarea nominală a motorului Diesel $n = 750 \text{ r/min}$, $P_e = 1540 \text{ KW}$.

Parametrii care au intrat în relațiile de calcul sînt :

$t_1 = 70^\circ\text{C}$; $\eta_{85} = 17 \text{ CP}$; $j = 0,10$; $0,20$ și $0,30 \text{ mm}$.

Rezultatele obținute se prezintă în diagramele din fig.

5.10 pentru lagărul Nr. 3 și în fig. 5.11 pentru lagărul Nr. 4.

Criteriile So_R s-au stabilit similar ca la punctul precedent la intervale $\Delta\alpha = 10^\circ\text{RAC}$ și apoi s-au determinat curbele $h_0 = f(\alpha)$.

Similar ca la punctul 5.3.1. s-au calculat h_{0M} și împreună cu $h_{0 \text{ min}}$ și $h_{0 \text{ max}}$ s-au trecut în tabelul 5.5.

Valorile din acest tabel, arată că prin mărirea jocului de la $j = 0,1 \text{ mm}$ la $j = 0,3 \text{ mm}$, h_{0M} scade cu cca. $9,7 \%$ la lagărul Nr. 3 și cu cca. 14% la Nr. 4.

În aceleași condiții $h_{0 \text{ min}}$ scade cu cca 20% la ambele lagăre.

Analizînd influența jocului diametral, în limitele toleranțelor uzuale ($0,1 \text{ mm} - 0,2 \text{ mm}$), se constată că h_{0M} scade cu $6,5 \%$ la lagărul Nr. 4 și cu $5,3 \%$ la Nr. 3, iar $h_{0 \text{ min}}$ cu cca. 8% la ambele lagăre. Față de valorile $h_{0 \text{ min}} \approx 4,5 \mu\text{m}$, ce se obțin în lagărele analizate, procentul de 8% reprezintă o reducere de cca. $0,35 \mu\text{m}$. Această scădere se poate considera neesențială, dacă se ține cont că la mărirea jocului debitul crește și regimul termic scade. Se produc deci două efecte contrare care se compensează.

Dacă se compară h_{0M} , se constată că la lagărul Nr. 4 este mai mic cu cca. 22% decît la Nr. 3. În schimb $h_{0 \text{ min}}$ la lagărul Nr. 3 este mai mic cu cca. 35% , din cauza lui p_{max} mai mare. Avînd în vedere că p_{max} la lagărul palier Nr. 3 și la lagărul de bielă, sînt mai mari și totuși acesta se comportă mai bine decît palierul Nr. 4, rezultă că $h_{0 \text{ min}}$, avînd o durată de existență scurtă, influențează comportarea lagărului în măsură mai mică decît h_{0M} .

Pe diagramele $h_0 = f(\alpha)$, din fig. 5.10 și 5.11, s-au trasat și curbele $p = f(\alpha)$, pentru a se vedea cum evoluează pelicula de

ungere cu încărcarea lagărului.

Grosimea h_o min se produce odată cu p_{max} , dar ambele sînt decalate față de PMI. La lagărul Nr. 3 decalajul este de cca. 140° RAC, iar la Nr. 4 din cca. 180° RAC.

5.3.3. Calculul lui h_{oM} din presiunea specifică medie pe ciclu

Volumul de lucru, pentru determinarea lui h_{oM} , prin integrarea curbelor $h_o = f(d)$, este mare. Lucrurile se simplifică mult dacă h_{oM} se calculează din p_M . Pentru a se stabili ce eroare se produce prin această simplificare, s-a calculat h_{oM} pentru lagărele Nr. 3 și 4 ($p_M = 45,8$ bar și $p_M = 68,33$ bar) la parametrii din tabelele 5.4 și 5.5. Valorile obținute s-au comparat cu cele din tabelele menționate. S-au constatat diferențe de $0,16 \mu m \div 0,8 \mu m$, ceea ce reprezintă o eroare de 2 % - 10 %.

5.3.4. Influența diluării uleiului cu motorină

Studiul s-a făcut pentru lagărul Nr. 3 la $n = 750$ r/min. $P_e = 1540$ KW, $j = 0,15$, $t_1 = 60^\circ C$, $70^\circ C$ și $80^\circ C$. S-a calculat h_{oM} ca a punctul anterior pentru ulei cu diluție 6 % și fără diluție. Vîscozitatea la $t_o = t_1 + 15^\circ C$ s-a luat din curbele fig. 8.2 determinate experimental-

Rezultatele se prezintă în fig. 5.8.

Se constată că prin diluarea uleiului cu 6 %, h_{oM} se reduce cu cca. 18 % pentru $t_1 = 60 \div 80^\circ C$. Diluarea uleiului, la temperaturile normale, înrăutățește ungerea lagărului, dar diluțiile pînă la 6 % nu cauzează griparea lagărelor (dacă uleiul este bine filtrat).

5.3.5. Grosimea peliculei h_{oM} la vîscozitatea minimă și maximă a uleiului

Uleiul utilizat la motoarele Diesel LDA 28 face parte din clasa SAE 30, cu indice de vîscozitate min. 90.

Limitele vîscozității sînt $9,6$ cSt \div 13 cSt, adică $8,2$ cP - $11,1$ cP la temperatura de $98,9^\circ C$, cu $\rho = 0,854$ kg/dm³.

Studiul s-a făcut pentru lagărul Nr. 3 cu parametrii :
 $n = 750$ r/min; $p_M = 45,8$ bar; $j = 0,15$ mm; $\eta_{98,5} = 8,2$ cP și $11,1$ cP.

A rezultat $h_{oM} = 4,5 \mu m \div 5,9 \mu m$. Prin livrarea de către producător a uleiului M 3052 la vîscozitatea minimă admisă, pelicula medie scade cu cca. $1 \mu m$, ceea ce reprezintă o înrăutățire

de 20 %.

5.3.6. Diagrama polară a deplasării fusului în cuzinet

Cunoscând $p = f(\alpha)$ și $\gamma = f(\alpha)$, din diagramele de încărcare a lagărului, se calculează cu relația 4.23 $So_R = f(\alpha)$ pentru parametrii j, η, ω luați în considerare și din listingul A2 se determină $\xi = f(\alpha)$ și $\beta = f(\alpha)$. În continuare se calculează unghiul δ de poziție al spațiului h_o , cu relația :

$$\delta = \gamma + \beta \quad (5.3)$$

Unghiul δ se măsoară de la aceeași origine a unghiurilor de direcție a forței exterioare cu verticala.

Diagrama polară s-a calculat pentru lagărul Nr. 3, pentru parametrii, $n = 750$ r/min, $P_e = 1540$ KW, $j = 0,2$ mm, $\eta_{85} = 17$ cP și se prezintă în fig. 5.12.

Se observă că locul cel mai solicitat din cuzinet, se află în partea inferioară, pe arcul de cerc cuprins între $165^\circ \div 220^\circ$.

Acesta a fost motivul pentru care traductorul capacitiv, la cercetările experimentale, s-a montat pe verticală în semicuzinetul inferior.

În această zonă există probabilitatea cea mai mare de întreprere a filmului de ungere.

5.3.7. Grosimea h_{oM} în ipoteza cuzinetului inferior cu și fără canal circular de ungere

Studiul s-a efectuat asupra lagărului palier Nr. 4 în ipotezele cu și fără canal de ungere, cu parametrii : $n = 750$ r/min; $F_M = 126068$ N, $j = 0,15$ mm, $\eta_{80} = 20$ CP.

La cuzinetul fără canal circular de ungere, raportul $\frac{b}{d}$ cu care s-a determinat $So_R = f(\xi, \frac{b}{d})$ a fost $100/205 = 1/2,05$, în timp ce, pentru cel cu canal de ungere, după cum s-a arătat, a fost $1/4,55$.

În ceea ce privește presiunile specifice medii pe ciclu, acestea au valorile :

$$p_M = \frac{F_M}{b \cdot d} \cdot 10^{-5} = 68,33 \text{ bar, la cuzinet cu canal;}$$

$$p_M = 61,5 \text{ bar la cuzinet fără canal.}$$

Rezultatele obținute cu acești parametri sînt în tabelul 5.6.

Excentricitatea relativă ξ pentru raportul $\frac{b}{d} = \frac{1}{2,05}$ și $So_R = 0,825$, s-au determinat din fig. 4.4.

Din rezultatele obținute se desprinde concluzia importantă că, la semicuzinetul cu canal circular (lat 15 mm), h_{oM} este de

1,93 ori mai subțire decât la cuzinetul fără canal de ungere.

5.3.8. Metodica de comparare a grosimilor de peliculă calculate, cu cele măsurate experimental

Traductorul capacitiv măsoară continuu spațiul de ungere h_T din fața lui. În timpul unui ciclu $h_T = f(\alpha)$, variază între h_{Tmin} și h_{Tmax} .

Deoarece h_0 își schimbă poziția, iar traductorul rămâne fix în cuzinet, rezultă că $h_0 = f(\alpha)$ este diferit de $h_T = f(\alpha)$.

De aceea, pentru a se compara valorile calculate cu cele măsurate, este necesar ca $h_0 = f(\alpha)$ să fie recalculat în dreptul traductorului.

Se notează cu h_{0T} grosimea h_0 stabilită teoretic în fața traductorului. Cu această notare ;

$$h_{0T} = \frac{j}{2} + \left(\frac{j}{2} - h_0 \right) \cos(\gamma + \beta), \quad (5.4)$$

relație dedusă din formula 4.9.

Cînd $\gamma + \beta = 180^\circ$, adică poziția spațiului h_0 se află în dreptul traductorului, $h_{0T} = h_0$. Pentru unghiuri $\gamma + \beta \neq 180^\circ$, rezultă $h_{0T} > h_0$. Același lucru se poate spune despre h_{0Tmin} și h_{0Tmax} .

Folosind relația 5.4.s-a calculat h_{0T} pentru lagărul Nr.3 la sarcina nominală a motorului, la temperatura de lucru și $j = 0,2$ mm. A rezultat că în fața traductorului $h_{0T} = 3,8 \mu m - 192 \mu m$.

După cum se va vedea la cap.8, între h_{0Tmin} și h_{Tmin} există o concordanță bună, în schimb între h_{0Tmax} și h_{Tmax} sînt diferențe. Acestea se explică prin depășirea domeniului de măsurare al instalației electronice, precum și prin influența restului de mecanisme motoare. Autorul este de părere că în cuzinetul superior nu se produc „ h_0 ” de cca. $6 \mu m$ cum rezultă din calcule, deoarece lagărul cercetat se află și sub influența celorlalte mecanisme motoare. De aceea, valorile experimentale oglindesc mai fidel situația reală. Faptul că la cuzineții superiori, nu se uzează stratul galvanic, este în sprijinul ipotezei menționate.

5.4. Studiul teoretic al debitului de ulei și al regimului termic

5.4.1. Debitul de ulei

S-a studiat debitul în funcție de presiunea și temperatura uleiului la intrare pentru, $j = 0,10$ mm și $j = 0,20$ mm la regimul de încărcare nominală a motorului Diesel. Debitul s-a calculat

cu metoda Holland de la punctul 4.6.1.2.

Parametrii variabili au fost : $p_u = 2 \text{ bar}, 3 \text{ bar} \text{ și } 4 \text{ bar};$
 $t_1 = 55 \text{ }^\circ\text{C}, 65 \text{ }^\circ\text{C}, 90 \text{ }^\circ\text{C}; \eta = 27,5 \text{ CP}, 20 \text{ CP}, 10 \text{ CP}.$

Viscozitățile dinamice s-au extras din fig. 8.12.

Caracteristicile de debit de ulei produse prin rotirea fusu-
lui și de presiunea p_u a uleiului, s-au determinat în funcție ε
din diagramele fig. 4.14 și 4.15.

Rezultatele obținute, se prezintă sub formă de diagrame în
fig. 5.13 și 5.14.

Din fig. 5.13 se vede că debitul variază linear cu presi-
nea, la temperatură constantă a uleiului.

La aceeași temperatură și presiune, debitul prin lagărul cu
 $j = 0,2 \text{ mm}$ este de cca. 4-6 ori mai mare decât prin cel cu $j = 0,1$
mm. Liniile pline din diagrame, reprezintă debitul calculat pentru
lagărul cu $j = 0,2 \text{ mm}$, iar cele punctate pentru $j = 0,1 \text{ mm}$. Puncte-
le marcate cu "X" reprezintă debite măsurate experimental, prin
lagărul cu $j = 0,13 \text{ mm}$ de la standul de laborator. Se vede că exis-
tă concordanță între valorile măsurate și calculate.

Variația debitului cu temperatura, la presiunea constantă a
uleiului, este redată în fig. 5.14. Cu creșterea temperaturii de
la $55 \text{ }^\circ\text{C}$ la $90 \text{ }^\circ\text{C}$, debitul de ulei crește de cca 2 ori, prin lagă-
rul cu $j = 0,1 \text{ mm}$ și de cca. 2,5 ori prin cel cu $j = 0,2 \text{ mm}$.

Intre curbele calculate și măsurate există concordanță. De-
bitele calculate cu relațiile 4.86 și 4.94 au prezentat abateri
mari față de valorile măsurate experimental.

5.5. Regimul termic al lagărului

Cunoscînd debitul de ulei care trece prin lagăr se poate cal-
cula temperatura lagărului în funcție de temperatura uleiului la
intrare, dacă se cunosc pierderile prin frecare în filmul de ungere.

5.5.1. Stabilirea fluxului de căldură de frecare

Fluxul de căldură s-a calculat la regimul nominal de încăr-
care a motorului Diesel, pentru lagărul cu $j = 0,10 \text{ mm}$ și $j = 0,20$
mm la temperatura uleiului la intrare în lagăr $t_1 = 55 \text{ }^\circ\text{C}, 65 \text{ }^\circ\text{C}$
și $90 \text{ }^\circ\text{C}$. Caracteristica forței totale de frecare, s-a extras din
fig. 4.20., în funcție de excentricitatea relativă.

Fluxul de căldură de frecare " $M\omega$ " calculat în acest fel,
în funcție de temperatură, este reprezentat de curbele 1, fig.
5.15. Curbele 2 reprezintă $M\omega$ calculat cu relațiile 4.104 și
4.105, recomandate de Vogelpohl [5] - liniile pline sînt pentru $j =$

= 0,20 mm, iar cele punctate, pentru $j = 0,10$.

Calitativ există concordanță între $M\omega$ calculat prin cele două metode, în sensul că $M\omega$ scade cu creșterea jocului și a temperaturii uleiului la intrare, dar cantitativ există diferențe relativ mari. Valorile măsurate pe standul de laborator, cu caracter informativ, la lagărul cu $j = 0,13$ mm, se plasează între curbele 1 și 2.

Din diagramele fig. 5.15 se poate vedea că la creșterea temperaturii de la 55°C la 70°C (temperatura normală de lucru), pierderile prin frecare se reduc de cca. 1,36 ori. Pierderile prin frecare în lagărul cu $j = 0,10$ mm sînt cu cca 13 % ÷ 30 % mai mari decît la cele cu $j = 0,20$ mm.

Din punct de vedere energetic, lagărele cu jocuri mai mari sînt mai economice. La funcționarea motorului cu ulei rece, randamentul mecanic este mai mic decît la temperatura normală de lucru.

5.5.2. Creșterea temperaturii uleiului la trecerea prin lagăr

S-a calculat cu relația :

$$\Delta t = \frac{M\omega}{\rho c Q_n} \quad (5.5)$$

în care căldura specifică a uleiului $c = 2040$ j/kg $^{\circ}\text{K}$ s-a luat din [5], iar debitul de ulei din diagramele fig. 5.13 și 5.14.

Rezultatele se prezintă în diagrama din fig. 5.15, împreună cu curbele pierderilor prin frecare. Curbele Δt punctate, sînt pentru lagărul cu $j = 0,10$ mm, iar cele pline, pentru cel cu $j = 0,20$ mm. Creșterile de temperatură, sînt mai mari cu cît jocul diametral și debitul de ulei sînt mai mici.

La temperaturi joase ale uleiului la intrare în lagăr, sub 55°C , creșterea de temperatură depășește 60°C , la sarcina și turația nominală a motorului, în timp ce la temperatura normală, diferența este de cca 20°C , pentru jocul în lagăr $0,1$ mm. La lagărele cu joc mai mare, diferențele de temperatură sînt mai mici, ceea ce se explică prin creșterea debitului de ulei care trece prin lagăr.

5.6. Concluzii la studiul analitic al ungerii lagărelor

Rezultatele teoretice prezentate la acest capitol au scos în evidență :

5.6.1. Presiunea specifică medie pe ciclu la lagărul Nr. 4 este cu cca. 49 % mai mare decît la lagărul Nr. 3, în schimb presiunea specifică maximă este mai mică.

5.6.2. Grosimea peliculei de ungere este influențată hotărâtor de temperatura uleiului la intrare în lagăr. În domeniul $t_1 = 65 \text{ }^\circ\text{C} \div 90 \text{ }^\circ\text{C}$, posibil în exploatare, la creșterea temperaturii cu $1 \text{ }^\circ\text{C}$, h_{OM} scade cu cca $1,8 \%$, iar $h_{O \text{ min}}$ cu cca. $2,2 \%$, ceea ce influențează negativ comportarea lagărului.

5.6.3. Jocul diametral în lagăr, în limitele uzuale $j = 0,10 \text{ mm}$, $0,20 \text{ mm}$, are influență nesemnificativă asupra filmului de ungere.

5.6.4. La stabilirea h_{OM} din presiune specifică medie pe ciclu, erorile sînt cuprinse între 2% \div 10% . Este deci posibil să se compare rezultatele experimentale, cu valori analitice, fără să fie necesare integrarea curbelor $h_0 = f(\alpha)$ pentru determinarea lui h_{OM} .

5.6.5. La regimul normal de temperatură, diluarea uleiului cu motorină are efecte negative asupra ungerii lagărului. La uleiul cu 6% motorină, h_{OM} scade cu 20% .

5.6.6. Uleiurile cu vîscozitatea dinamică η , la limita inferioară, reduce pelicula de ungere cu cca. 20% față de cele cu η la limita superioară.

5.6.7. La lagărul Nr. 3, zona cea mai solicitată se află în partea inferioară a semicuzinetului inferior pe unghiul $\delta = 165 \div 220$.

5.6.8. Canalul circular de ungere din semicuzinetul inferior, dezavantajează filmul de ungere. Prezența canalului de ungere, reduce h_{OM} de cca $1,98$ ori față de cuzinetul fără canal de ungere.

5.6.9. Debitul de ulei, la temperatură și joc constante, variază linear cu presiunea. La presiune și joc constant, debitul crește cu temperatura.

6. METODA CAPACITIVA DE MASURARE A GROSIMII PELICULEI DE UNGERE

6.1. Principiul metodei

În cadrul tezei de doctorat s-a folosit metoda de măsurare capacitivă, ținând cont de avantajele pe care le prezintă.

La baza acestei metode stă formarea unui condensator electric între fus și o armătură fixată în cuzinet (izolată electric), filmul de ungere având rolul materialului dielectric. Capacitatea acestui condensator, depinde de grosimea stratului de ungere, de suprafața armăturilor și de permitivitatea relativă a materialului de ungere.

La măsurarea filmului de ulei, se determină capacitatea traductorului montat în cuzinet și din aceasta se calculează grosimea filmului de ungere.

Pentru măsurarea capacității condensatoarelor, există diferite metode și aparate de măsurare. În cazul lagărului cu alunecare solicitat dinamic, ca cel de la motoarele Diesel, grosimea filmului de ulei variază în timpul unui ciclu motor, astfel că și capacitatea traductorului este variabilă. De aceea, pentru a se cunoaște capacitatea în orice moment, este necesară o instalație electronică de măsurare și înregistrare.

6.2. Descrierea schemei electronice și a elementelor sale componente

Schema bloc a instalației de măsurare și înregistrare a capacității traductorului, montat în cuzinet, se prezintă în fig. 6.1.

Traductorul compus din armătura 1 fixată pe suprafața de alunecare a cuzinetului 2 și din suprafața fusului 3, este legat prin cablul coaxial 4 la bornele de măsurare C_x ale punții 5 de fabricație Brüel și Kjaer prin intermediul contactului cu alunecare 6. La bornele de comparare se leagă un condensator a cărui capacitate este cunoscută. Puntea execută compararea între capacitatea de măsurat și cea etalon, oferind un semnal tensiune continuă, proporțional cu abaterea capacității de măsurat față de cea etalon, de polaritate corespunzătoare abaterii în plus sau în minus. Când capacitatea de măsurat este egală cu cea etalon, semnalul oferit de punte este nul, iar acul indicator arată valoarea zero pe scala aparatului. Dacă valoarea capacității de măsurat este mai mare decât a condensatorului etalon, polaritatea semnalului este pozitivă, iar

acul indicator se deplasează spre domeniul (+), gradația de pe scala aparatului indicînd procentual, diferența în plus față de capacitatea etalon. Pentru capacități mai mici decît cea etalon, polaritatea semnalului este negativă, iar acul trece în domeniul (-), indicînd procentual diferența în minus față de capacitatea etalon.

Semnalul oferit de puntea capacitivă este condus la un adaptor 7 și de aici la o buclă a unui osciloscop 8, care își modifică poziția în funcție de mărimea semnalului. Devierea spotului luminos, se înregistrează pe hîrtie fotosensibilă.

Puntea R L C Brüel și Kyaer permite măsurarea capacităților în limitele $-65 \% \div + 200 \%$ față de capacitatea etalon. Pentru a se putea mări precizia măsurărilor, mai ales în cazul variațiilor mici de capacitate, puntea B - K este prevăzută cu comutator pentru comutarea pe domeniul scalei $D = 100 \%, 20 \%$ și 5% .

6.3. Determinarea grosimii peliculei de ungere, din capacitatea traductorului

Diametrul cuzinetului palier, de la motorul LDA 28, fiind relativ mare ($d = 205 \text{ mm}$), față de diametrul armăturii ($d = 15 \text{ mm} - 20 \text{ mm}$), se poate considera că cele două armături ale condensatorului sînt plane.

Capacitatea condensatorului plan se calculează cu relația :

$$C = \frac{\epsilon_0 \epsilon_r S_a}{h} \quad (6.1)$$

în care :

$$\epsilon_0 = 0,0885 \text{ pF/cm}$$

$$\epsilon_r = \text{permitivitatea relativă a materialului de ungere}$$

$$S_a = \text{suprafața armăturii condensatorului}$$

$$h = \text{distanța dintre armături}$$

În relația 6.1, ϵ_r și S_a sînt constante, iar ϵ_r depinde de calitatea uleiului și de temperatură. La temperatură constantă, este tot o constantă.

Din valoarea capacității înregistrate (sau măsurată direct pe scala punții B - K), se poate calcula grosimea h_c a peliculei cu relația :

$$h_c = \frac{\epsilon_0 \epsilon_r S_a}{C} \quad (6.2)$$

Măsurări experimentale, pe dispozitive de verificare și pe standul de laborator, au arătat că valorile obținute cu relația 6.2. corespund numai într-un anumit domeniu de grosime a peliculei. În afara acestui domeniu, grosimile de peliculă calculate din capacitatea măsurată, prezintă abateri.

Acest lucru se explică prin faptul că armăturile traductorului nu sînt plane. Pe de altă parte, suprafața fusului este mai mare decît a armăturii fixate în cuzinet (fig.6.2), astfel că se produce o dispersie a liniilor cîmpului electric între cele două armături ale condensatorului. Mai trebuie menționat că apar capacități parazite, care nu se pot exprima în relații matematice. Unele din acestea, ca cea a cablului coaxial, precum și cea dintre armătură și restul cuzinetului, sînt constante și se pot măsura.

Din aceste considerente, relația 6.2 nu dă valori corecte decît într-un domeniu relativ restrîns.

Pentru traductorii cu $d_c = 15 \text{ mm} \div 20 \text{ mm}$, acest domeniu este de $40 \mu\text{m} \div 60 \mu\text{m}$.

Deoarece grosimea peliculei de ungere în zona activă, la lăgărele cercetate, variază de la zero la cca. 120 μm , este necesar ca în locul relației 6.2 să se găsească o altă relație, care să țină cont de cele menționate, pentru a obține valori corecte pe acest domeniu de măsurare.

Stabilirea unei relații de calcul, dependentă de forma constructivă a traductorului și de capacitățile parazite care apar în sistemul de măsurare, este dificilă.

Această dificultate s-a eliminat de autor, prin introducerea în relația 6.2 a unui factor de corecție k_c , astfel că grosimea peliculei se stabilește cu formula :

$$h_T = k_c \frac{\epsilon_0 \epsilon_r S_a}{C_m} \quad (6.3)$$

În această relație, h_T reprezintă grosimea măsurată a peliculei între fus și cuzinet în dreptul traductorului capacitiv, iar C_m capacitatea măsurată a traductorului capacitiv. Factorul de corecție are expresia :

$$k_c = \frac{h_T}{h_c} \quad (6.4)$$

Acesta se determină experimental, cu dispozitive de verificare și etalonare, pentru fiecare tip de traductor, în funcție de d_c , după cum se va vedea la 6.8.3.3.

Cunoscînd valoarea măsurată (C_m) a traductorului, grosimea filmului de ungere se stabilește astfel :

Se calculează h_c cu relația 6.2, în care se pune C_m în locul lui C și din diagrama fig. 6.16 se determină k_c în funcție de h_c . În continuare se calculează h_T cu relația 6.3.

Pentru a obține h_T în μm , se înmulțește membrul 2 al rela-

ției 6.3. cu 10^{-4} , dacă S_a se exprimă în cm^2 , ϵ_0 în pF/cm și C_m în p.F.

6.4. Metodologia de măsurare a capacității traductorului fixat în cuzinet

Ansamblul de capacități C_x , format din capacitatea condensatorului armătura cuzinet - fus (C_m) și capacitățile parazite (C_p), se poate măsura direct pe scala punții Brüel și Kyaer, sau din diagrama înregistrată cu instalația electronică.

Cunoscînd C_x se determină :

$$C_m = C_x - C_p \quad (6.5)$$

6.4.1. Măsurarea capacității pe scala punții RLC tip Brüel și Kyaer (B - K)

La pelicule de ungere staționare, C_x se poate măsura pe scala punții B- K astfel :

- Se leagă bornele traductorului, cu ajutorul unui cablu coaxial, la bornele de măsurare ale punții B - K.

- La bornele de comparare ale punții B-K, se conectează un condensator etalon C_e cu capacitate fixă, sau un condensator variabil C_v (de tipul Tesla $100 \div 1100$ pF).

- Se pregătește puntea pentru măsurare, conform prescripției de utilizare. (Stabilirea poziției zero, referința, domeniul de măsurare, frecvența de lucru etc).

Cînd se folosește un condensator etalon fix, se citește valoarea $\pm i$ % pe scala punții B - K, corespunzătoare domeniului de lucru ales și se calculează C_x cu relația :

$$C_x = C_e \pm \frac{i \cdot C_e}{100} \quad (6.6)$$

Dacă la bornele de comparare se leagă un condensator variabil, se reglează capacitatea acestuia C_v , pînă cînd acul indicator al punții B - K arată zero. În această situație, $C_x = C_v$.

6.4.2. Măsurarea capacității și a grosimii peliculei din diagrama înregistrată

La pelicule de ungere nestaționare, cum este cazul la lagărele motoarelor cu ardere internă, capacitatea traductorului variază rapid în timpul unui ciclu motor. La rîndul său, acul indicator al punții B-K își modifică poziția și din cauza inerției mari, nu urmărește corect variația capacității.

În acest caz, capacitatea variabilă C_x se înregistrează cu

ajutorul instalației electronice prezentate la punctul 6.2.

Diagrama fig. 6.3 conține curba 1 trasată de spotul buclei de măsurare și linia de referință 2.

Când capacitatea măsurată C_x este egală cu cea etalon, spotul de măsurare se suprapune pe linia de referință. Spotul de măsurare se deplasează spre dreapta (+) sau spre stînga (-) liniei de referință, după cum capacitatea de măsurat este mai mare sau mai mică decît capacitatea etalon. Distanța $\pm d$ mm, de la linia de referință la spotul de măsurare, reprezintă la o anumită scară, capacitatea de măsurat. Deviația $\pm d$ depinde de caracteristicile buclei de măsurare și de mărimea semnalului oferit de puntea B-K care, la rîndul său, depinde de mărimea capacității C_x de la bornele de măsurare și de capacitatea etalon C_e de la bornele de comparare.

Se numește factor de deviere a spotului K_s , raportul dintre capacitatea de măsurat și capacitatea etalon.

$$K_s = \frac{C_x}{C_e} \quad (6.7)$$

Factorul de deviere, în funcție de distanța $\pm d$, dintre linia de referință și spotul de măsurare, se determină experimental (vezi 6.5) și se prezintă în diagramele din fig. 6.4 - 6.6.

Pentru a afla capacitatea C_x , dintr-o diagramă ca cea din fig. 6.3, se măsoară, în mm, distanța $\pm d$ și din diagramele fig. 6.4. - 6.5 se determină K_s , cu care se calculează :

$$C_x = K_s \cdot C_e \quad (6.8)$$

apoi se determină C_m , cu ajutorul relației 6.5.

Cunoscînd C_m și permitivitatea relativă a uleiului (ϵ_r), se calculează h_c cu relația 6.2. Din diagrama fig. 6.16 se stabilește K_c care se introduce în formula 6.3. și se determină h_T .

În cazul peliculelor foarte subțiri ($h_T \rightarrow 0$), conform relației 6.3., capacitatea $C_m \rightarrow \infty$. În această situație, instalația electronică de înregistrare nu poate măsura capacități așa de mari.

Pentru a se putea sesiza întreruperea filmului de ulei ($h_m = 0$), respectiv contactul dintre fus și cuzinet, s-a prevăzut în osciloscript o buclă care trasează linia de scurt-circuit, linia 3 fig. 6.3. Poziția acestei linii se stabilește prin scurtcircuitarea bornelor de măsurare ale punții B-K. Când bornele de măsurare sînt scurtcircuitate, capacitatea $C_x = \infty$, spotul de măsurare se deplasează în domeniul +, la distanța maximă de linia de referință.

Poziția liniei de scurtcircuit, pe hîrtia fotosensibilă, se stabilește prin suprapunerea spotului de scurtcircuit peste spotul de măsurare, cînd bornele punții B-K sînt scurtcircuitate.

Distanța $\pm d$ reprezintă la o anumită scară capacitatea de măsurat, iar distanța D_s (fig. 6.3) reprezintă, la altă scară, grosimea spațiului de ungere.

Puntea B-K este prevăzută cu becuri de semnalizare, care se aprind cînd capacitatea de măsurat este mult mai mare sau prea mică față de capacitatea etalon. În aceste situații trebuie să se schimbe capacitatea de comparare, astfel că acul indicator al punții să rămîină în domeniul de măsurare.

Aprinderea becului roșu din domeniul (+), se produce cînd capacitatea de măsurat este prea mare față de capacitatea etalon (spotul de măsurare nu se suprapune peste linia de scurtcircuit), sau cînd pelicula este zero. Aprinderea acestui bec poate să indice lipsa peliculei de ungere (spotul de măsurare se suprapune peste linia de scurtcircuit), sau prezența unei pelicule foarte subțiri, care nu se poate măsura cu condensatorul etalon legat la bornele de comparare. Prin înlocuirea condensatorului etalon, cu altul cu capacitate mai mare, becul roșu se stinge, dacă există peliculă de ulei.

Prin alegerea adecvată a dimensiunilor traductorului capacitiv și a condensatorului etalon, se pot măsura pelicule de ungere foarte subțiri, de ordinul de mărime al micronilor.

Schimbarea capacității etalon, se poate face ușor în timpul operației de înregistrare, dacă în locul condensatoarelor fixe se utilizează un condensator variabil de tipul Tesla, cu domeniul $100 \text{ pF} \div 1100 \text{ pF}$.

6.5. Determinarea experimentală a factorului de deviere a spotului

Se alege bucla de măsurare a osciloscopiului Sonthern cu 24 canale, ținînd seama de caracteristicile buclei și de semnalul oferit de punte.

În cadrul cercetărilor efectuate în cadrul tezei de doctorat s-a folosit bucla SMI/N 2030, care s-a montat în canalul 4, Frecvența de lucru a punții B - K a fost 10 KHz. Buclele pentru trasarea liniilor de scurtcircuit și de referință s-au montat în canalele 5 și 11. Distanța dintre liniile de scurtcircuit și de referință a fost 62 mm.

Determinarea factorului de deviere $K_s = f(\pm d)$ s-a făcut

astfel :

S-a legat la bornele de comparare ale punții B - K un condensator cu capacitate C_e , iar la bornele de măsurare s-au legat pe rând condensatoarele C_x , cu capacități cunoscute. Pentru fiecare capacitate " C_x " s-a măsurat, în mm, deviația $\pm d$ (fig. 6.3) și s-a calculat raportul C_x/C_e .

Aceste operații s-au făcut pentru cele trei poziții de comutare ale punții B - K; 100 %, 20 % și 10 %. Cu valorile obținute s-au trasat curbele $K_s = f(\pm d)$ din fig. 6.4 - 6.6. Factorul de corecție pentru puntea B-K pe $D = 100 \%$ și frecvența 10 KHz, se prezintă și sub formă tabelară în tab.6.2.

Determinările se fac mai comod, dacă la bornele de măsurare se conectează un condensator variabil tip Tesla 100 ÷ 1100 pF.

6.6. Caracteristicile traductorului capacitiv și ale condensatorului de comparare

6.6.1. Dimensiunile traductorului

Diametrul și grosimea armăturii ce se fixează pe suprafața uzinetului, sînt determinate de dimensiunile lagărului și de spațiul de ungere ce trebuie măsurat. La motoarele LDA 28, grosimea filmului de ulei poate să varieze între 0 ÷ 190 μ m. Pentru aceste condiții s-au realizat trei tipuri de armături, $d_e = 15$ mm, 18 mm și 20 mm, de grosime $\delta = 4,5$ mm.

Domeniul de măsurare, la aceste tipuri de armături, se poate stabili cu ajutorul relației 6.1. Dacă h se exprimă în μ m, se obține :

$$\begin{aligned} C &= \frac{1563}{h} \quad [\text{p.F}] \quad \text{pentru } d_c = 15 \text{ mm} \\ C &= \frac{2252}{h} \quad [\text{p.F}] \quad \text{pentru } d_c = 18 \text{ mm} \\ C &= \frac{2780}{h} \quad [\text{p.F}] \quad \text{pentru } d_c = 20 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.9)$$

În aceste relații s-a considerat $\epsilon_r = 2,9$ (permitivitatea relativă a uleiului la 70 °C). S-au calculat cu formulele 6.9, capacitățile pentru distanțe $h = 0 \div 190 \mu$ m. Valorile obținute sînt în tabelul 6.1. În acest tabel s-au trecut în col. 3, capacitățile etalon, iar în col. 4, 5, 6 și 7 capacitățile, respectiv grosimile ce se pot măsura cu puntea B - K pe domeniul 100 % în ipoteza că $C_p = 0$.

6.6.2. Capacitatea condensatorului etalon

Condensatorul de comparare se alege în așa fel încît acul in-

dicator al punții B - K să rămână în domeniul scalei, iar becurile roșii să fie mereu stinse.

Din tabelul 6.1. se vede că traductorul cu $d_c = 18$ mm, cuplat, de ex. cu $C_e = 450$ p.F, poate măsura pelicule de ungeră între $5 - 41 \mu\text{m}$, în timp ce cu $C_e = 100$ p.F se acoperă domeniul $22 - 186 \mu\text{m}$. Pentru a se putea măsura grosimi de peliculă mai mici decât $5 \mu\text{m}$, trebuie ca $C_e > 450$ p.F.

Cu capacitatea etalon $C_e = 100$ p.F se acoperă un domeniu mai larg de măsurare, dar în acest caz, grosimile mai mici ca $22 \mu\text{m}$, se pot măsura numai cu aproximare.

6.6.3. Locul și modul de fixare a traductorilor capacitivi

Traductorii capacitivi, concepuți de autor, sînt fixați pe suprafața de alunecare a cuzinetului, sau pe fus. Cu un traductor fix în cuzinet se măsoară variația grosimii peliculei în fața lui, în timp ce cu ajutorul a 2 traductori, decalajați cu 90° , se poate stabili traiectoria fusului în timpul unui ciclu motor. În ipoteza lagărului perfect cilindric, cu un singur traductor montat pe fus, se poate stabili traiectoria fusului, dacă se cunoaște unghiul de rotire al traductorului.

În fig. 6.7 se prezintă un semicuzinet inferior prevăzut cu doi traductori $d_c = 18$ mm, fixați pe aceeași generatoare, în zona de presiune maximă.

La experimente s-a folosit un traductor, celălalt fiind de rezervă. S-a ales această poziție, deoarece în această zonă se produce $h_{o \text{ min}}$, după cum s-a văzut la cap. 5.

În fig. 6.8 se prezintă un semicuzinet inferior prevăzut cu 3 traductori pe aceeași circumferință, dar decalajați cu 45° , respectiv 90° . Cu un asemenea semicuzinet, se poate determina traiectoria fusului în timpul unui ciclu motor.

În fig. 6.9 se vede un traductor montat pe fus.

Modul de fixare a armăturii în semicuzinet se arată în fig. 6.10. Varianta "a" s-a dovedit necorespunzătoare, deoarece la solicitări mari, materialul adeziv electroizolant, a crăpat și armătura a început să se miște. Varianta "b" a dat rezultate foarte bune.

În fig. 6.11 se arată schematic modul de fixare a armăturii pe fus. Legătura electrică între puntea B - K și armătura rotitoare se face prin intermediul unui contact cu alunecare.

Modul de fixare a traductorului capacitiv, direct pe suprafața de alunecare a cuzinetului (sau a fusului), prezintă avanta-

pe față de soluția adoptată de alți cercetători, care au fixat traductorul capacitiv sau inductiv, în canalul de ungere al cuzinetului [6].

Holland arată în lucrarea [6] că n-a reușit să stabilească poziția de zero.

Soluția adoptată de autor, permite stabilirea momentului apariției sau dispariției filmului de ungere, precum și studierea peliculelor de ungere foarte subțiri, atât calitativ cât și cantitativ. Condiția ce se impune traductorului montat pe suprafața de alunecare, este ca armătura lui să fie executată din același material și la același grad de rugozitate cu stratul de alunecare al cuzinetului (sau fusului). Acest lucru s-a realizat cu o tehnologie concepută de autor.

6.7. Determinarea permitivității relative a uleiului

Pentru a se putea stabili capacitatea traductorului, din care se calculează grosimea filmului de ungere, trebuie să se cunoască permitivitatea relativă a uleiului.

Determinările s-au făcut în laborator, conform prevederilor STAS 2740-69, pe probe de ulei luate în timpul experiențelor.

În fig. 6.12 se prezintă curbele de variație a permitivității relative cu temperatura, la uleiurile folosite la experiențele pe standul de laborator și pe locomotiva. Se constată că la toate probele de ulei, ϵ_r crește cu temperatura și că aceste creșteri sînt diferite de la un ulei la altul. De ex. în domeniul $40^\circ\text{C} \div 90^\circ\text{C}$, ϵ_r crește de la 2,4 la 4,8 la uleiul M 30 S 2 (100 %) și de la 2,3 la 2,7 la uleiul DS 30 nou. Au fost și probe de ulei M 30S2, la care ϵ_r s-a comportat aproape la fel ca la DS 30 nou.

Rezultă că la uleiurile noi, fără impurități, ϵ_r este influențat de aditivii din ulei.

Determinări făcute pe probe de ulei, luate înainte și după terminarea experiențelor, au scos în evidență că pe durata experiențelor, ϵ_r nu se modifică (dacă nu se produc diluții cu apă sau cu notorină).

Totuși se pot ridica obiecțiuni că, în timpul experiențelor, ϵ_r ar putea să se modifice din cauza particulelor produse prin uzarea pieselor în mișcare sau prin alterarea uleiului cu apă și motorină. Acest fapt constituie partea negativă a metodei capacitive.

Pentru a se elimina acest neajuns, autorul a conceput o metodă rapidă de determinare a permitivității relative, în timpul experiențelor.

Conform acestei metode, ϵ_r se determină astfel :

La circuitul de ungere sub presiune al lagărului cercetat, se racordează un condensator variabil la cel din fig. 6.14. După egalizarea temperaturii, condensatorului și uleiului, se stabilește, pe cale electronică, contactul dintre armăturile condensatorului (poziția zero a comparatorului). Cu ajutorul comparatorului, se fixează distanța între armături, pentru care $k_c = 1$.

Se înregistrează cu osciloscopiul deviația $\pm d$ a spotului (fig.6.3) și în funcție de aceasta, se determină capacitatea C_m a condensatorului, la temperatura dorită (punctul 6.4.2). Temperatura uleiului se măsoară în circuitul de ungere sau în condensator, cu o termocuplă miniaturizată $F_e - K_o$.

Cunoscînd C_m se calculează ϵ_r cu relația :

$$\epsilon_r = \frac{C_m \cdot h}{\epsilon_o S_a} \quad (6.10)$$

dedusă din relația 6.1.

Această metodă, prezintă avantajul că pe aceeași diagramă se înregistrează capacitatea, din care se determină ϵ_r și capacitatea traductorului montat în cuzinet, din care se stabilește grosimea peliculei de ungere.

La cercetările pe locomotiva s-a folosit metoda STAS 2740-69, iar la cele pe standul de laborator, ambele metode expuse.

6.8. Verificarea metodei capacitive

Înainte de a se trece la folosirea metodei capacitive prezentate, la cercetarea ungerii lagărului palier, s-au făcut măsurări de verificare pe dispozitive și pe standul de laborator.

Dispozitivele de verificare, concepute și realizate de autor, sînt în principiu condensatoare, la care distanța dintre armături este reglabilă și se poate măsura cu precizie de $1 \mu m$, pe cale mecanică, cu ajutorul unui comparator cu ceas.

În fig. 6.13 ÷ 6.15 se prezintă dispozitivele folosite pentru verificarea metodei capacitive.

Din interpretarea a peste 500 diagrame, înregistrate cu ajutorul acestor dispozitive, a reieșit că distanțele între armături, determinate capacitiv cu relația 6.2, corespund cu cele măsurate mecanic numai într-un anumit domeniu, așa cum s-a menționat la punctul 6.3.

S-a crezut că aceste neconcordanțe se datorau unor erori de natură mecanică. De ex., la dispozitivele A și B fig. 6.13 și 6.14, s-au constatat abateri la paralelismul dintre armături și suprafe-

țele frontale ale tijelor filetate. La o tură a tijei de reglare se producea o eroare de $10 \mu\text{m}$, care totuși este neglijabilă față de pasul filetelui, $500 \mu\text{m}$. Deficiența s-a eliminat prin executarea dispozitivelor pe mașină de precizie și verificarea suprafețelor cu amprentă de tuș. Rugozitatea suprafețelor de contact a fost sub $0,2 \mu\text{m}$.

La efectuarea măsurărilor în sensul de creștere și apoi de descreștere a distanței dintre armături, s-au constatat abateri de oca. $5 \mu\text{m}$. Aceasta este consecința jocului de la filetul tijei de reglare. S-a încercat un filet aderent, dar s-a renunțat, deoarece tija de reglare se înțepenea. La temperaturi peste 50°C , reglarea distanței devine dificilă, chiar și la filetul cu joc normal.

Intrarea uleiului între armăturile dispozitivelor A și B se face sub presiune printr-un orificiu central. Suprapresiunea dintre armături și din carcasa dispozitivelor, influențează distanța reglată. Pentru a se elimina această deficiență s-au prevăzut orificii largi de scurgere a uleiului și verificările s-au făcut la presiune redusă.

O importanță deosebită s-a acordat la stabilirea poziției zero a comparatorului, corespunzătoare distanței zero dintre armături. Contactul dintre armătura mobilă și cea fixă s-a stabilit pe cale electrică astfel :

- S-a conectat dispozitivul de verificare la instalația electronică;
- S-a racordat dispozitivul de verificare la circuitul de ulei;
- S-a deplasat foarte încet armătura reglabilă pînă cînd a făcut contact cu armătura fixă, situație în care spotul de măsurare s-a suprapus peste linia de scurtcircuit și s-a reglat poziția zero a comparatorului.

La stabilirea atingerii dintre armături pe cale mecanică se produc erori de $\pm 6 \mu\text{m}$, în timp ce pe cale electrică eroarea este $\pm 1 \mu\text{m}$, valori obținute experimental.

6.8.1. Verificări cu dispozitivul A

6.8.1.1. Descrierea dispozitivului

Dispozitivul A este prezentat schematic în fig. 6.13.

Elementele principale sînt : carcasa superioară și inferioară 1; 2, carcasa electroizolantă; 3- discul inferior izolant 4 și tija cu disc superioară 7 și inferioară 8. Distanța dintre cele

două discuri (armături metalice plane) se reglează prin rotirea tijei cu disc superioare 7 și se măsoară cu ceasul comparator 11, cu gradația de $1\mu\text{m}$. Tija cu disc inferioară 8 este prevăzută cu o gaură centrală prin care intră uleiul sub presiune între cele două discuri, care se scurge spre exterior prin orificii laterale.

Diametrul discurilor $d_c = 18\text{ mm}$, este egal cu cel al tractorului folosit la majoritatea cercetărilor experimentale, din cuprinsul tezei.

Cele două tije cu disc 7 și 8 s-au racordat la instalația electronică de măsurare cu cablu coaxial cu $C_p = 182\text{ pF}$.

6.8.1.2. Rezultatele obținute cu dispozitivul A

După stabilirea poziției zero, s-au făcut înregistrări pentru diferite distanțe între armături, între $0 - 110\mu\text{m}$, în sens crescător, la temperatura constantă a uleiului 40°C . Măsurătorile s-au repetat de 5 ori.

Diagramele înregistrate, s-au interpretat după metodologia de la punctul 6.4.2., făcîndu-se media celor 5 măsurări.

În tabelul 6.3. s-au trecut valorile medii obținute din cele 5 măsurări. Valorile care au prezentat abateri mai mari ca 25 %, nu s-au luat în considerare. Din acest tabel se vede că distanța " h_c " dintre armături, măsurată capacitiv (fără corecție) corespunde cu cea măsurată mecanic, numai dacă $h_m \approx 50\mu\text{m}$. Pentru distanțe mai mici sau mai mari ca $50\mu\text{m}$, valorile măsurate capacitiv prezintă abateri relativ mari.

6.8.2. Verificări cu dispozitivul B

6.8.2.1. Descrierea dispozitivului

Forma acestui dispozitiv se vede în fig. 6.14. Principiul de funcționare este identic cu al dispozitivului A, de care se deosebește numai constructiv.

Cele două armături 5 sînt realizate ca niște discuri metalice subțiri, fixate cu adezivul 7 în tija superioară 3 și inferioară 4, care sînt din material electroizolant. Cablurile electrice 6, servesc pentru conectarea dispozitivului la instalația electronică de măsurare. Distanța dintre armături se reglează prin rotirea tijei superioare 3 în piulița electroizolantă 2 și se măsoară cu comparatorul 10. Diametrul armăturilor este $d_c = 18\text{ mm}$.

La acest dispozitiv s-a urmărit realizarea ecranării armăturilor condensatorului plan, pentru a se vedea influențele asupra măsurărilor capacitive.

Dispozitivul s-a racordat la instalația electronică de măsurare cu cablu coaxial cu $C_p = 182$ pF.

6.8.2.2. Rezultatele obținute cu dispozitivul B

S-au făcut înregistrări similare ca la 6.8.1.2., cu ulei 30 S2, la diferite temperaturi.

În tabelul 6.4. se prezintă valorile medii obținute la temperatura uleiului 40°C . Ca și în cazul precedent, distanța măsurată capacitiv (fără corecție) corespunde cu cea reală măsurată mecanic numai într-un anumit domeniu, diferit ca valoare față de cea obținută cu dispozitivul varianta A.

De aici a rezultat necesitatea stabilirii unui factor de corecție, care să fie valabil pentru traductorul capacitiv folosit la cercetările experimentale.

În acest scop, s-au construit dispozitivul C, care imită mai bine traductorii capacitivi montați într-un lagăr palier.

6.8.3. Verificări cu dispozitivul C

6.8.3.1. Descrierea dispozitivului

Dispozitivul C, fig. 6.15, se compune din inelul exterior 1 (cuzinetul) fixat pe placa de sprijin 2. Pe suprafața interioară a inelului 1 sînt montați diametral doi traductori capacitivi 5 (armături metalice izolate electric de masa inelului exterior 1).

Bucșa 4 (fusul) se așează liber pe placa de sprijin 2 prin intermediul discului electroizolant 3. Șuruburile 9 servesc pentru deplasarea bucșei 4 pe direcția traductorilor capacitivi 5, iar șuruburile 10, pe direcția perpendiculară. Cele patru șuruburi 9 și 10 se înșurubează în inelul exterior 1, fiind izolate electric față de bucșa 4. Pe suprafața exterioară a bucșei 4 este fixat un traductor capacitiv 6, care se poate deplasa cu bucșa 4 pe direcția șuruburilor 10.

Distanța dintre suprafața traductorilor 5 și bucșa 4 se măsoară cu comparatorul 7. Comparatorul 8 măsoară distanța dintre traductorul 6 și inelul exterior 1. Cele două comparatoare cu grația $1\ \mu\text{m}$, izolate electric de inelul exterior 1 cu foliile electroizolante 12, sînt fixate pe suportii 11.

În interiorul bucșei 4 se toarnă ulei care curge încet, în sensul săgeților, prin spațiul dintre bucșa 4 și inelul exterior 1. Încălzirea uleiului se face cu un termoplunjor electric.

Temperaturile inelului exterior 1 și bucșei 4 se măsoară cu

termocuplele miniaturizate 13. Media celor două temperaturi reprezintă temperatura stratului de ulei din fața traductorilor capacitivi.

La operațiile de verificare și etalonare, traductorii capacitivi 5 și 6 s-au racordat la instalația electronică cu cablu coaxial cu $C_p = 182$ p.F. Modul de lucru este următorul :

- Prin rotirea șuruburilor 9 se deplasează bucșa 4 pînă cînd aceasta atinge suprafața unui traductor capacitiv 5, situație în care grosimea stratului de ulei în fața traductorului este $h_T = 0$. La traductorul opus, h_T are valoarea maximă. Contactul dintre bucșa 4 și suprafața traductorului 5 se stabilește pe cale electrică (punctul 6.8).

- Se reglează comparatorul 7 la zero, astfel că grosimea " h_m " măsurată mecanic este $h_m = h_T = 0$. În această situație spotul de măsurare 1 se suprapune peste linia de scurt circuit 3, fig.6.3.

- Cu șuruburile 9 și comparatorul 7 se stabilesc distanțe fixe, în domeniul dorit, la intervale de $5 \mu m$ sau $10 \mu m$.

- Se înregistrează grosimea stratului de ulei pentru distanțele fixe măsurate mecanic cu o eroare $\Delta h_m = \pm 0,5 \mu m$.

- Din diagramele înregistrate se calculează capacitatea traductorului C_m (punctul 6.4.2.) și cunoscînd ϵ_r se calculează h_c cu relația 6.2. Valorile obținute se compară cu cele măsurate mecanic.

Verificări similare se pot face și cu traductorul capacitiv 6. În acest caz, distanțele se stabilesc cu șuruburile 10 și se măsoară cu comparatorul 8. Trebuie avut grijă ca la deplasarea bucșei 4 jocurile în părțile laterale să fie egale. Acest lucru se obține cu ajutorul șuruburilor fixate pe direcția normală la aceea a deplasării bucșei 4.

6.8.3.2. Rezultatele obținute cu dispozitivul C

Procedînd cum s-a arătat la punctul anterior, s-au făcut înregistrări pentru diferite distanțe între armături, $h_m = 0 \div 110 \mu m$ și apoi s-au determinat pe cale capacitivă aceste distanțe.

Ca și în cazurile precedente, distanțele stabilite capacitiv au corespuns cu cele măsurate mecanic numai într-un domeniu restrîns ($60 \mu m \div 70 \mu m$).

De aceea, pentru a se putea măsura, cu precizie suficientă, grosimile de peliculă care apar în lagărul palier, a fost necesar să se determine experimental factorul K_c , cum se arată în continuare.

6.8.3.3. Stabilirea factorului de corecție

Deoarece dispozitivul C simulează mai bine decât A și B condițiile ce se întâlnesc la cercetarea lagărului palier, s-a procedat la stabilirea factorului de corecție cu acest dispozitiv.

În acest scop s-au făcut înregistrări pentru distanțe în domeniul $0 \div 120 \mu\text{m}$, la intervale de $5 \mu\text{m}$, și diagramele s-au interpretat după metoda de la punctul 6.4.2. Înregistrările s-au repetat de 5 ori și s-a făcut media valorilor obținute. Valorile cu abateri mai mari ca 20 % nu s-au luat în considerare.

Prin împărțirea h_c la h_m s-a obținut factorul de corecție.

În diagrama din fig. 6.16 se prezintă $K_c = f/h_c$ pentru traductorul $d_c = 18 \text{ mm}$, folosit la majoritatea cercetărilor experimentale, în laborator și pe locomotive.

6.8.4. Verificarea metodei capacitive pe standul de laborator

După stabilirea factorului de corecție, cum s-a arătat la punctul anterior, s-a procedat la verificarea metodei pe standul de laborator.

În acest scop, la standul de cercetare prezentat la 7.1 s-au montat două comparatoare cu ceas 6 (cu gradație de $1 \mu\text{m}$) ca în schema din fig. 6.17. Acestea au permis măsurarea deplasării fusului pe verticală, prin intermediul a două tije intermediare 7.

Pentru a elimina influența curburii fusului, care pe lângă deplasarea pe verticală are și o deplasare pe orizontală suprafețele de contact ale tijelor cu fusul, s-au realizat în formă de discuri.

S-au făcut măsurări și cu tije ascuțite, sau cu bile la vîrf, la care s-au constatat erori de cca. $2 \mu\text{m}$, din cauza curburii fusului.

Cei doi semicuzineți experimentali, montați pe stand, au fost prevăzuți fiecare cu cîte trei traductori capacitivi $d_c = 18 \text{ mm}$, decalați cu 0° , respectiv 45° față de verticală, ca în fig. 6.18. Prin strîngerea semicuzineților s-a obținut un lagăr în formă de lămîie (fără buzunare de ungere), cu diametrul pe verticală $D = 205,11 \text{ mm}$ și diametrul fusului $d = 204,98 \text{ mm}$, rezultînd un joc diametral $j = 0,13 \text{ mm}$.

Măsurarea temperaturii semicuzineților și a uleiului, s-a făcut cu termocuple miniaturizate $F_c - K_o$.

S-au înregistrat, pe rînd, cu cei șase traductori, grosimi de peliculă de ulei, cu fusul în stare de repaos sau în mișcare, cum se arată mai departe.

6.8.4.1. Măsurări cu fusul în repaos

Cu presele hidraulice 5, fig. 6.17, s-a apăsat fusul pînă ce a făcut contact cu armătura de pe verticala, fixată în semicuzinetul inferior. În această situație, grosimea spațiului de ungere în dreptul celor 6 traductori se calculează cu relația :

$$h_{1-6} = \frac{j}{2} - \frac{j}{2} \cos \beta_T \quad (6.11)$$

în care $j = 130 \mu\text{m}$, iar $\beta_T = 0^\circ, 45^\circ$ și 135° , sînt unghiurile de poziție ale traductoarelor (fig. 6.18).

Contactul dintre fus și armătura inferioară s-a stabilit pe cale electronică, la fel ca la punctul 6.8.

În continuare s-a pornit pompa de ungere și s-a încălzit uleiul și fusul la temperatura dorită.

Cu instalația electronică de la punctul 6.2., s-au înregistrat pe rînd, grosimile de peliculă cu traductoarele $A_1 \div A_6$. Diagramele s-au interpretat ca la punctul 6.4.2 și cunoscînd ϵ_r al uleiului (fig. 6.12), s-au calculat $h_{c1} - h_{c6}$ cu relația 6.2. S-au determinat apoi factorii de corecție K_c cu ajutorul diagramei din fig. 6.16 și cu formula 6.3 s-au stabilit grosimile de peliculă $h_{T1} \div h_{T6}$, măsurate capacitiv cu cei 6 traductori. Valorile măsurate capacitiv, s-au comparat cu cele stabilite cu relația 6.11. În tabelul 6.5 se prezintă grosimile de peliculă h_T în dreptul traductoarelor $A_1 - A_6$ măsurate capacitiv (corectate cu K_c) și cele reale stabilite cu relația 6.11.

Din acest tabel se vede că există o concordanță foarte bună între grosimile spațiilor de ungere, existente în dreptul traductoarelor $A_1 - A_3$ și cele măsurate capacitiv. (abaterea maximă 18 %). Grosimile măsurate capacitiv cu traductoarele $A_4 - A_6$, fixați în semicuzinetul superior, prezintă abateri mai mari (29 %) deoarece, în cazul traductoarelor folosite, deviația spotului de măsurare devine nesășiabilă pentru spații de măsurat, mai mari ca cca. $100 \mu\text{m}$.

6.8.4.2. Măsurări cu fusul în mișcare

S-au făcut înregistrări de grosimi de peliculă, cu traductoarele A_2 , cu fusul descărcat, la turații foarte mici, la care s-au putut urmări indicațiile comparatoarelor micronice (fig. 6.17) și la turații mari.

6.8.4.2.a. Măsurări la turație mică

După ce s-a stabilit pe cale electronică contactul fusului

cu traductorul 2, s-au reglat la zero cele două comparatoare micronice (fig. 6.17).

S-a pus în funcțiune instalația de înregistrare și s-a rotit fusul (descărcat) cu cca. 20 r/min. În acest timp s-a urmărit indicația maximă a comparatoarelor și s-a făcut media citirilor. Aceasta s-a considerat ca grosime maximă a peliculei, măsurată mecanic.

Din diagrama înregistrată s-a stabilit grosimea peliculei, măsurată capacitiv, care s-a comparat cu cea măsurată mecanic.

Asemenea măsurări s-au făcut la diferite temperaturi și s-au repetat de mai multe ori. S-a constatat că există o concordanță bună între filmul de ulei, măsurat capacitiv și mecanic. De ex. la temperatura uleiului 40 °C, spațiul măsurat mecanic a fost 12 μm, iar capacitiv 14,5 μm, rezultând o abatere de 20 %. Această abatere se datorează erorilor de măsurare mecanice și capacitive, precum și abaterilor de formă la fus și cuzinet.

6.8.4.2.b. Măsurări la turații ridicate

La turații mari, cele două comparatoare cu ceas nu pot să urmărească deplasarea pe verticală a fusului.

În acest caz, compararea grosimilor de peliculă măsurate capacitiv, s-a făcut cu grosimi calculate teoretic cu relațiile prezentate la cap.4.

S-a procedat în felul următor :

S-au făcut înregistrări de grosimi de peliculă de ungere, cu traductorul A 2 din semicuzinetul inferior, la diferite sarcini, turații și temperaturi constante. Din diagramele obținute s-au stabilit grosimile minime $h_{T_2 \min}$, măsurate capacitiv.

Pentru regimurile de lucru înregistrate s-au calculat S_{OR} și unghiurile de direcție β_0 față de verticală (fusul a fost încărcat cu forțe statice care au acționat pe verticală).

Cunoscând $h_0 \min$ și unghiul de poziție β_0 , s-au calculat grosimile minime teoretice ($h_{OT \min}$) în dreptul traductorului, cu relația :

$$h_{OT \min} = \frac{1}{2} - \left(\frac{1}{2} - h_0 \min \right) \cos \beta_T \quad (6.12)$$

dedusă din formula 4.9.

În această relație, β_T reprezintă unghiul dintre traductor și spațiul minim de ungere, care în cazul traductorului A 2 este :

$$\beta_{T_2} = \beta_0 .$$

Valorile măsurate capacitiv, cu traductorul A2, la trei regiuri de lucru și cele stabilite teoretic, se prezintă în tabelul 6.6.

Din coloanele 8 și 9 se observă că există o concordanță bună între valorile măsurate capacitiv și cele stabilite teoretic (abatere max. 23 %).

6.8.5. Determinarea grosimii peliculei de ungere din distanța spotului față de linia de scurtcircuit

După cum s-a văzut la punctul 6.4.2., distanța D_g (fig. 6.3) a spotului, față de linia de scurtcircuit, reprezintă la o anumită scară, grosimea stratului de măsurat.

Prin etalonarea deviației spotului cu ajutorul dispozitivului C, se poate stabili scara de măsurare a grosimii peliculei, de la linia de scurtcircuit la spotul de măsurare. Asemenea scări cu puncte fixe de 5, 10, 15, 20 ... μm se pot ridica în timpul operațiilor de înregistrare a peliculei de ungere. Prezintă dezavantajul că între punctele fixe, valorile măsurate sînt aproximative.

6.8.6. Influența emulsionării uleiului asupra măsurărilor capacitive

Deficiența metodei capacitive privind dependența măsurărilor de proprietățile materialului de ungere se elimină prin determinarea permitivității relative ϵ_r pe probe de ulei luate în timpul experiențelor sau la fața locului (vezi punctul 6.7). Mai există obiecțiunea că fenomenul de emulsionare a uleiului îi modifică permitivitatea relativă și deci influențează măsurarea capacitivă. Determinarea în laborator a lui ϵ_r la ulei emulsionat și neemulsionat, cu metoda STAS 2749-69, nu este posibilă. De aceea, influența fenomenului de emulsionare s-a cercetat pe standul de laborator (cap. 7). În acest scop s-a mărit presiunea uleiului la intrare în cuzinet pînă la apariția emulsionării, pusă în evidență prin spumarea uleiului la ieșirea din cuzinet.

Măsurări capacitive făcute cu traductorul din zona de presiune maximă, au arătat că grosimea peliculei nu este influențată de fenomenul de emulsionare.

6.9. Eroarea de măsurare a metodei capacitive

Stabilirea erorii de măsurare a grosimii peliculei de ungere s-a făcut cu ajutorul relației 6.3, care stă la baza determinărilor capacitive, în ipotezele :

- mărimile din relație sînt independente între ele;
- infiniții mici fizici (erori), aproximați cu infiniți mici matematici.

- erorile sistematice ale fiecărei valori care intră în rel. 6.3 au fost corectate cu valorile respective.

Erorile absolute, comise asupra întregii mărimi măsurate, se stabilesc prin înlocuirea diferențialelor cu simbolul erorii Δx_i .

Se logaritmează relația 6.3 în care se înlocuiește $C_m = K_s C_e$.

$$\frac{\Delta h_T}{h_T} = \frac{\Delta k_c}{k_c} + \frac{\Delta \epsilon_0}{\epsilon_0} + \frac{\Delta \epsilon_r}{\epsilon_r} + \frac{\Delta S}{S} + \frac{\Delta k_s}{k_s} + \frac{\Delta C_e}{C_e} \quad (6.13)$$

În urma aplicării corecțiilor și calculului erorilor relative ale fiecărei mărimi a rezultat :

- Coeficientul k_c citit pe diagramă, pentru valori cuprinse între 0,3 și 1,3, s-a stabilit cu o eroare relativă de 0,025.

- Permitivitatea relativă ϵ_r și permitivitatea ϵ_0 conform STAS 2740-49 la determinare s-a stabilit cu eroarea relativă maximă de 0,005.

- Suprafața armăturilor traductorului, stabilită prin măsurări de precizie (cu valoarea erorii de $\pm 0,02$ mm) pentru diametrul de 18 mm, conferă erorii relative o valoare de 0,0015.

- Coeficientul k_s determinat din deviația spotului, pentru o valoare maximă de 30 mm, prin citirea cu lupă cu precizie de 0,01 mm, are eroarea relativă 0,00033.

- Capacitatea etalon C_e folosită, are clasa de precizie 0,05 cumulată cu a instrumentului Brüel și Kjaer, are eroarea relativă 0,005.

Cu aceste valori se obține:

$$\frac{\Delta h_T}{h_T} = 0,025 + 0,005 + 0,005 + 0,0015 + 0,00033 + 0,005 = 0,03683 \quad (6.14)$$

Pentru valoarea maximă a grosimii peliculei de $50 \mu\text{m}$, măsurată la majoritatea experimentelor, eroarea absolută este :

$$\Delta h_T = 50 \times 0,037 = \pm 1,8 \mu\text{m}$$

În concluzie, metoda capacitivă prezentată este satisfăcătoare pentru cercetarea calitativă și cantitativă a filmului de ungere din lagărele cilindrice solicitate dinamic. Prezintă dezavantajul că rezultatele sînt dependente de permitivitatea relativă a uleiului, care în anumite situații poate să varieze în timpul experimentelor. Acest inconvenient se elimină prin măsurarea permitivității în timpul experimentelor (punctul 6.7), sau prin luarea de probe de ulei înainte și după terminarea experimentelor și determinarea lui ϵ_r în laborator cu metoda STAS 2740-69.

7. CERCETARI DE LABORATOR

Obiectivele cercetărilor de laborator au fost :

- Studiul experimental al ungerii lagărului palier privind pelicula de ulei și regimul termic, pentru a se cunoaște modul cum diferiți parametri influențează comportarea lagărului.

- Compararea rezultatelor teoretice de la cap. 5 cu valori experimentale.

- Imbunătățirea metodei capacitive pentru investigarea grosimii peliculei de ungere. Verificarea siguranței în funcționare a cuzineților cu traductori capacitivi și termocuple miniaturizate, în vederea cercetărilor pe motoare Diesel, în condiții reale de funcționare.

- Simularea în laborator a unor abateri care periclitizează funcționarea lagărelor.

7.1. Prezentarea standului de laborator

Pentru realizarea obiectelor menționate autorul a conceput și construit un stand, care poate să realizeze sarcini statice și dinamice cu variație cosinusoidală.

Suportul lagărului este realizat dintr-un perete de carter de la motoarele L.D.A. 28, iar fixarea semicuzineților se face cu același sistem de prindere existent pe motor. În acest fel s-a căutat să se imite situația lagărului palier cercetat pentru a se obține atât deformațiile mecanice rezultate din acțiunea forțelor, cât și regimurile termice reale.

Modul de realizare permite demontarea și montarea ușoară a semicuzineților și a fusului în vederea modificării unor parametri constructivi luați în considerare.

Schema de principiu se prezintă în fig. 7.1. Standul se compune dintr-un suport lagăr cu semicuzineții 2, pe care se sprijină fusul 1. Cuzineții și fusul sînt executați la aceleași dimensiuni cu cele de la lagărele paliere ale motoarelor L.D.A. 28. La ambele capete, fusul 1 are rulmenți pendulari 5, prin intermediul cărora se transmite forța de apăsare de la presele hidraulice 7.

Fusul este pus în mișcare de rotație de motorul electric 14 prin intermediul unui cuplaj elastic 11 și al arborelui intermediar 12. Cuplajul elastic 11, asigură izolarea electrică a fusului față de restul standului și-i permite să se așeze în cuzinet, independent de poziția arborelui intermediar.

La capătul opus, fusul se prelungeste cu un ax din material electroizolant 26, pe care sînt fixate inelele colectoare 27. Acestea sînt legate electric cu 2 traductori capacitivi fixați pe fus și cu masa fusului, cu cabluri de conexiune fixate în interiorul axului 26.

Suportii 13 ai lagărelor auxiliare, fixați în capacele frontale ale standului, servesc pentru reglarea jocului axial al fusului 1 și pentru preluarea unei eventuale încărcări axiale.

Forța de apăsare constantă, se realizează cu pompa cu piston 8 de fabricație SKP, prin intermediul a două prese hidraulice 7. Acestea sînt izolate electric față de placa de apăsare 9, care este fixată cu buloane de peretele de sprijin al lagărului. Repartizarea uniformă a presiunii se realizează printr-un distribuitor și conductele de presiune 41.

Sistemul de prese este centrat în așa fel încît forța de apăsare să acționeze perpendicular pe fus. Tijele de apăsare pe carcasa rulmenților pendulari sînt ghidate cu un joc care permite fusului să se așeze în poziția impusă de pana de ulei.

Diametrul pistoanelor este 61 mm. Acestea sînt etanșe, putînd să mențină presiuni statice pînă la 200 bari.

Forța de apăsare a fusului pe cuzinet (constantă) se stabilește cu relația :

$$F_h = 584,5 \cdot p_h + 598 \text{ [N]} \quad (7.1)$$

în care p_h , exprimat în bari, reprezintă presiunea hidraulică realizată cu pompe SKP, care se măsoară cu manometrul 24, iar 598 N este greutatea proprie a fusului.

Pentru a se putea simula forțe dinamice, fusul este prevăzut la ambele capete cu cîte o contragreutate 6, demontabilă. Masa totală a contragreutăților este $m_{cg} = 3,5$ kg cu centrul de greutate la 162 mm de centrul fusului. Acestea produc forța centrifugă :

$$F_c = 5,96 \cdot 10^{-3} n^2 \text{ [N]} \quad (7.2)$$

Din adunarea geometrică a celor două forțe se obține o forță rezultantă cosinusoidală, dată de relația :

$$F_r = \sqrt{F_h^2 + F_c^2 - 2 F_h F_c \cos \alpha} \quad (7.3)$$

unde α este unghiul de rotire al contragreutăților față de verticală.

Forța maximă de apăsare este limitată de rulmenții pendulari la 180.000 N. Cu presiunea hidraulică de 200 bari se obține o forță dinamică de 114.146 N - 120.850 N, realizând o apăsare de cca. 1,43 ori mai mare decât forța medie pe ciclu, la lagărul palier Nr. 3 al motoarelor LDA, la sarcina și turația nominală.

Circuitul de ungere sub presiune, al lagărului, se compune din pompa de ulei 17 cu roți dințate, antrenată la turația constantă de motorul electric 16. Ea aspiră uleiul din rezervorul 23 și-l refulează prin încălzitorul electric 19, răcitorul 20 și filtrul de ulei 21, spre lagăr. Intrarea uleiului în cuzinet se face prin partea inferioară, imitând situația de la motor.

Robinetul cu 3 căi 18, permite reglarea debitului ce trece prin lagăr.

După trecerea prin lagăr, uleiul se scurge în carter și prin conducta de retur 22, în rezervorul 23.

Manometrul 24 și termometrul 25 măsoară presiunea și temperatura uleiului la intrare în lagăr. Incălzitorul de ulei 19 este prevăzut cu termostatul 38, care reglează temperatura în domeniul 40 - 110 °C.

Debitul care trece prin lagăr se poate măsura pe cale volumetrică cu ajutorul unui vas etalonat 35, în care uleiul se scurge prin conducta de retur 22.

Carterul standului și motorul electric de antrenare sînt fixate prin intermediul cadrului de sprijin 40, pe o fundație de beton, prin intermediul unor plăci din cauciuc pentru amortizarea vibrațiilor produse de forța rotitoare.

Instalația electronică pentru măsurarea și înregistrarea grosimii peliculei de ungere și a temperaturilor, se compune din puntea R L C 30 (fabricație Brüel - Kjaer), adaptorul 31, osciloscopul 32 cu 24 canale (Southern) și aparatul înregistrator de temperatură 33 (FEA cu 6 puncte de măsurare). Legătura între un traductor capacitiv 3 și puntea 30 se face cu ajutorul cablului coaxial 37.

Firul central se leagă la borna armăturii din cuzinet, sau de pe fus, iar mantaua cablului, la masa standului, sau a fusului, după cum traductorul este fix în cuzinet sau rotitor. Termocuplele sînt legate prin cabluri de compensare, direct la bornele aparatului înregistrator FEA. Aceasta asigură compensarea automată în cazul variației temperaturii la bornele sale. Măsurarea și înre-

gistrarea temperaturii în punțile unde au loc variații rapide (în apropierea stratului de ungere, și la intrare în lagăr) se face și cu ajutorul osciloscopiului. Pentru a elimina influența variației temperaturii la bornele osciloscopiului, între acestea și cablul de compensare este interpus un cablu bifilar din cupru. Capetele de legătură ale celor 2 cabluri se mențin la temperatura constantă la care s-a făcut etalonarea, cu ajutorul unui termostat.

Turația fusului se măsoară cu tahogeneratorul 15, iar la măsurări de precizie cu turometrul portativ.

7.1.1. Eroarea de măsurare a temperaturilor

Termocuplele folosite, confecționate de autor, sînt de tipul Fe - Ko. Ele au o liniaritate bună în intervalul de temperaturi măsurate ($0 \div 200$ °C) și o f.t.e.m. maximă (200 °C = $10,95$ mV) cu valori de $0,054$ mV/°C în intervalul $0 \dots 100$ °C și $0,056$ mV/°C în intervalul $100 \dots 200$ °C, pentru temperatura ambiantă de 0 °C.

În intervalul $0 - 100$ °C, eroarea admisă de norme este de $0,30$ mV, iar în intervalul $100 \dots 200$ °C de $0,31$ mV, ceea ce revine în jur de $\pm 6,5$ °C.

Pentru restrîngerea erorilor s-a procedat la verificarea și etalonarea lor, reținîndu-se termocuplele ce aveau o eroare de $1,2$ °C, față de un termometru cu valoarea diviziunii de $0,01$ °C, verificarea făcîndu-se în ultratermostat și folosind la măsurare un compensator de curent continuu de clasa $0,02$.

Inerția termică determinată conform relației

$$\xi_t = \frac{\tau_2 - \tau_1}{\ln N_1 - \ln N_2} \quad (7.4)$$

unde τ_1 , τ_2 sînt timpii marcați și N_1 , N_2 numărul de diviziuni pe galvanometru, străbătute în $\tau = \tau_2 - \tau_1$, are valoarea $\xi_t = 1,2 - 3,5$ sec, funcție de mărimea diametrului joncțiunii calde a termocuplului.

Ținînd cont de clasa de precizie a compensografului tip FEA de $0,5$, cu domeniul $20 \dots 200$ °C, eroarea maximă a indicației este de $\frac{200 \times 0,5}{100} = \pm 1$ °C.

Eroarea totală de măsurare a temperaturii în cazul cel mai defavorabil este :

$$\theta = \theta_{\text{termocuplă}} + \theta_{\text{aparat}} \quad (7.5)$$

de unde diferențiind :

$$d\theta = d\theta_{\text{termocuplă}} - d\theta_{\text{aparat}} \quad (7.6)$$

și considerînd diferențiala ca eroare se ajunge la :

$$\Delta\theta = \Delta\theta_{\text{termocuplă}} + \Delta\theta_{\text{aparat}} \quad (7.7)$$

Pentru valorile maxime ale erorii admise se obține ;

$$\Delta\theta = \pm (1,2 + 1) = \pm 2,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Eroarea relativă pentru temperaturile medii măsurate la cuzineți de 80 ° - 120 °C va fi :

$$\frac{\Delta\theta}{\theta} = \frac{2,2}{100} = 0,022 \text{ , sau procentual } 2,2 \%$$

7.2. Cercetări experimentale pe standul de laborator

În cadrul experimentelor pe standul de laborator s-au cercetat influențele parametrilor constructivi și funcționali ai lagărului palier, asupra peliculei de ungere și a regimului termic. Parametrii luați în considerare au fost : temperatura și presiunea uleiului la intrare în lagăr, turația fusului, sarcina (dinamică și statică), jocul diametral, materialul stratului de alunecare (bronz de plumb sau aliaj Pb - In), gradul de finisare al stratului de alunecare (cu rizuri și fără rizuri), calitatea uleiului, etc. Cînd a fost posibil, valorile măsurate s-au comparat cu valori calculate cu relațiile prezentate la cap. 4 și 5.

Grosimea filmului de ungere s-a măsurat capacitiv cu un traductor $d_c = 18 \text{ mm}$, fixat pe verticală în semicuzinetul inferior, cu metoda prezentată la cap.6.

Temperatura suportului lagăr și a cuzinetului în apropierea stratului de alunecare s-a măsurat cu termocuple miniaturizate Fe - Ko, cu aparate înregistratoare (osciloscop Southern și aparat FEA).

7.2.1. Influența turației

S-au menținut constante sarcina, temperatura și presiunea uleiului la intrare în lagăr și s-a modificat turația în domeniul

350 r/min - 750 r/min. S-a înregistrat grosimea minimă a filmului de ungere și temperatura cuzinetului în apropierea stratului de alunecare.

Rezultatele obținute pentru două regimuri de încărcare statice ($p = 14,35$ bari și $p = 35,3$ bari), la 5 turații constante și temperatura normală de lucru $t_1 = 70$ °C, se prezintă în tabelele 7.1 și 7.2.

În coloanele 7 și 13 din aceste tabele, se găsesc grosimile minime ale filmului de ungere, calculate și măsurate capacitiv.

Din aceste tabele și din diagramele Fig.7.2 se vede că la creșterea turației de la 350 r/min la 750 r/min, grosimea minimă a peliculei crește și că există o concordanță bună între valorile stabilite teoretic și cele măsurate capacitiv. De ex : la sarcina $p = 14,35$ bari pelicula de ulei calculată crește de la $16,9 \mu m$ la $24,4 \mu m$ (44 %), iar cea măsurată de la $15,3 \mu m$ la $21 \mu m$ (37%). Creșterea peliculei măsurată este mai mică față de cea calculată.

Situația este similară și la sarcina $p = 35,5$ bari.

Explicația stă în faptul că în calcule s-a considerat vîscozitatea constantă, în realitate ea scade cu creșterea turației. Temperatura cuzinetului crește de la 73 °C la 78 °C la $p = 14,34$ bari și de la 79 °C la 87 °C la $p = 35,3$ bari, deși temperatura la intrare s-a menținut constantă ($t_1 = 70$ °C).

Diferența maximă dintre temperatura cuzinetului și a uleiului la intrare în lagăr a fost 17 °C la $n = 750$ r/min și $p = 35,5$ bar, iar cea minimă, 3 °C la $n = 350$ r/min și $p = 14,35$ bar.

7.2.2. Influența sarcinii

S-au menținut constante : temperatura și presiunea uleiului la intrare și turația fusului, modificîndu-se încărcarea (statică) de la $p = 14,35$ bar la $45,8$ bar,

În tabelul 7.3 sînt cuprinse valorile calculate și măsurate capacitiv, la $n = 550$ r/min, $t_1 = 70$ °C și $p_u = 2$ bar. Cu valorile din acest tabel s-a trasat, în fig. 7.2.a, curba măsurată și cea calculată. Aceste rezultate experimentale sînt în concordanță cu cele teoretice, conform cărora, la turație și temperatura uleiului constante, grosimea minimă a peliculei de ungere, scade cu creșterea sarcinii. Lucrurile s-au petrecut la fel și la alte regimuri de turație și temperatură investigate. În fig. 7.3 se prezintă un exemplu de diagramă înregistrată la sarcini crescătoare, la para-

metrii : p , t , n , ξ , C_e și C_p constanți. Se vede că la creșterea sarcinii, spotul de măsurare se apropie de linia de scurtcircuit, adică grosimea peliculei de ungere se micșorează.

În exemplul prezentat în tabelul 7.3, pelicula măsurată scade de la $13,5 \mu\text{m}$ la $8,5 \mu\text{m}$ (58 %), iar cea calculată de la $19,7 \mu\text{m}$ la $11,2 \mu\text{m}$ (76 %). Diferența maximă, dintre grosimea peliculei calculată și măsurată este de $6,2 \mu\text{m}$ ($19,7 - 13,5$), ceea ce reprezintă o abatere de 37 %, care se poate considera acceptabilă. Pelicula de ungere măsurată, scade mai mult decât cea calculată, din motivul arătat la p. 7.2.1.

Din coloana 9 se vede că temperatura cuzinetului, măsurată în zona de presiune maximă, crește de la 77°C la 86°C , deși temperatura la intrare s-a menținut constantă. La sarcina $p = 45,8$ bari (corespunzătoare cu presiunea specifică medie pe ciclu la lagărul Nr. 3 la puterea nominală a motorului Diesel), diferența dintre temperatura la intrare $t_1 = 70^\circ\text{C}$ și a cuzinetului este 16°C . Aceasta se încadrează în limitele existente în literatura de specialitate [5, 34, 35].

7.2.3. Influența temperaturii uleiului la intrare în lagăr

S-au făcut experimente la diferite sarcini și turații constante, încălzindu-se uleiul la intrare cu ajutorul încălzitorului electric, prevăzut cu reglare automată. S-a constatat micșorarea peliculei cu creșterea temperaturii.

Grosimile minime calculate și măsurate ale filmului de ungere pentru regimul : $p = 32$ bar, $n = 700$ r/min și $p_u = 3$ bar, la temperaturi $t_1 = 40^\circ \div 90^\circ\text{C}$, sînt trecute în tabelul 7.4. Curbele de variație a grosimii minime a peliculei de ungere (în fața traductorului) sînt în fig. 7.4.

Pentru acest regim de lucru, la creșterea temperaturii uleiului de la 40°C la 90°C (la intrare), grosimea minimă măsurată a filmului de ulei scade de la $20 \mu\text{m}$ la $7 \mu\text{m}$ (185,7 %), iar cea calculată de la $25,7 \mu\text{m}$ la $10,3 \mu\text{m}$ (149,5 %).

La temperaturi joase (40°C), grosimea peliculei este de cca. 3 ori mai mare decât la temperatura maximă de lucru admisă (87°C) din cauza vîscozității mai mari. S-ar părea că funcționarea lagărului este mai sigură la temperaturi scăzute.

Experiențele au arătat că la schimbările rapide de turație și de sarcină, la temperaturi joase, pelicula devine instabilă, ceea ce favorizează apariția ungerii semilichide. Pe de altă parte, pierderile prin frecare sînt mai mari, decât la regimul nor-

mal de temperatură (cap. 5), ceea ce în final duce la scăderea randamentului motorului Diesel. Din aceste considerente, nu este recomandabilă funcționarea lagărului (cu ulei M 30 S 2) pe perioade lungi, la temperaturi joase (sub 50 °C).

Creșterea temperaturii uleiului cu 20 °C față de cea de regim ($t_1 = 70$ °C), atrage după sine micșorarea grosimii minime a peliculei de la 11 μm la 7 μm (57 %).

Rezultă că funcționarea lagărului la temperatura maximă admisă, este mai dezavantajoasă, dar totuși posibilă, cu condiția filtrării corespunzătoare și menținerii proprietăților uleiului în limitele prescrise.

Mai trebuie subliniat faptul că, la temperaturi joase, diferența dintre temperatura cuzinetului este mai mare decât la temperaturi ridicate, după cum se vede din col. 9 a tabelului 7.4.

Acest lucru reiese și din diagrama înregistrată cu aparatul PEA, prezentată în Fig. 7.5. Regimul de lucru al lagărului a fost: $n = 750$ r/min, $p_u = 3$ bar și $p_h = 100$ bar, rezultând conform relațiilor 7.1. - 7.3. o încărcare dinamică $p = 30,32 - 33,8$ bar.

În această diagramă, curba 1 reprezintă temperatura uleiului la intrare în stand (ieșire din filtru) 2 și 3, redă temperatura cuzinetului superior, respectiv inferior.

La $t_1 = 30$ °C, temperatura cuzinetului inferior este $t_c = 58$ °C, rezultând $\Delta t = 28$ °C, iar la $t_1 = 90$ °C, $\Delta t = 13$ °C.

În procesul de răcire, după oprirea fusului și a pompei de ungere, semicuzinetul inferior se răcește mai repede decât cel superior.

7.2.4. Influența presiunii uleiului la intrare

În relațiile pentru calculul analitic al grosimii filmului de ulei, nu intră presiunea uleiului. Din această cauză, grosimile minime măsurate experimental, ce se prezintă în continuare, nu se pot compara cu valori teoretice.

Conform teoriei ungerii hidrodinamice, fusul în mișcare antrenază uleiul spre zona activă unde ia naștere forța portantă, cu condiția ca la locul de intrare să existe în permanență ulei în cantitate suficientă.

Influența presiunii uleiului asupra peliculei de ungere și temperaturii cuzinetului, s-a cercetat la două regimuri de încărcare a lagărului, $n = 350$ r/min, $p = 15,4$ bar și $n = 750$ r/min, $p = 35$ bar, la temperatura normală de lucru.

Experimentul s-a desfășurat astfel :

S-a reglat $n = 350$ r/min, $p_u = 2,3$ bar, $p = 15,4$ bar și după stabilirea regimului normal de lucru ($t_1 = 70$ °C), s-a înregistrat grosimea peliculei de ungere. Apoi s-a redus presiunea uleiului la $p_u = 1,3$ bar și după stabilizarea noului regim, s-a înregistrat pelicula de ulei, cu aceiași parametri la instalația electronică (C_p , C_e etc).

S-a constatat că prin reducerea presiunii uleiului cu 1 bar nu s-au produs modificări evidente la grosimea filmului de ungere.

S-a procedat la fel și la $n = 750$ r/min, în care caz $p_u = 3,5$ bar (limita minimă admisă la construcție), s-a redus la $p_u = 2,5$ bar.

Nici în acest caz nu s-au produs modificări evidente la grosimea filmului de ungere. Pentru exemplificare, se prezintă în Fig. 7.7. diagramele peliculelor de ungere, la încărcarea statică a fusului $p = 35$ bar, $n = 750$ r/min, $t_1 = 70$ °C, la $p_u = 3,5$ bar și $p_u = 2,5$ bar. Linia 1 redă variația grosimii filmului de ulei, 2 este linia de referință pentru determinarea capacității traductorului și 3, linia de scurtcircuit ($h_T = 0$).

Din diagramă se vede că la $p_u = 3,5$ bar, $h_T \text{ min} = 11,1 \mu\text{m}$, iar la $p_u = 2,5$ bar, $h_T \text{ min} = 10,7 \mu\text{m}$.

Se menționează că s-au făcut experiențe similare la $n = 750$ r/min, cu reducerea presiunii uleiului de la 3,5 bar la 0,8 bar și nici în aceste cazuri nu s-au observat modificări evidente la grosimea peliculei.

Rezultă că presiunea de 0,85 bar, a releului pentru protecția motorului Diesel împotriva lipsei de presiune, este corect stabilită.

Trebuie să scoatem în evidență că, presiunea determină debitul de ulei și acesta la rîndul său, regimul termic al lagărului. De aceea, în cadrul cercetărilor experimentale, s-a urmărit și influența presiunii asupra temperaturii cuzinetului.

Diagrama din Fig. 7.6, înregistrată cu aparatul FEA, cuprinde curbele de variație a temperaturii uleiului la intrare 1, a cuzinetului superior 2 și inferior 3, la funcționarea lagărului cu $n = 750$ r/min, $p_u = 3,5$ bar și $p_n = 1$ bar, 2 bar și 3,5 bar. Din diagramă se vede că, la reducerea presiunii de la 3,5 bar la 1 bar, regimul termic al lagărului crește cu cca 6 °C.

La temperatura normală de lucru, această creștere, are in-

fluență neglijabilă asupra vîscozității uleiului, parametru determinant pentru grosimea filmului de ungere.

Pe diagramă s-a trecut și debitul de ulei (măsurat), care scade linear de la 6,4 l/min la 2,7 l/min, la reducerea presiunii de la 3,5 bar la 1 bar.

Prin cele prezentate la acest punct rezultă că reducerea presiunii uleiului cu cca. 1 bar față de valorile normale de lucru, nu influențează grosimea peliculei de ungere și deci nu se înrăutățește comportarea lagărului.

Această constatare este în concordanță cu afirmația existentă în lucrarea [11], din care cităm : "Thum, la experiențele sale, la presiuni ale uleiului la intrare de 0,3 bari pînă la 1,4 bari, n-a observat modificări ale presiunii maxime din filmul de ungere. Mult mai folositoare decît ridicarea presiunii, este reducerea temperaturii uleiului la intrare".

7.2.5. Influența jocului diametral

La studiul analitic, de la Cap. 5, s-a văzut că modificarea jocului în lagăr, în limitele $j = 0,1 - 0,3$ mm, nu are influență hotărîtoare, asupra grosimii peliculei de ungere.

Verificarea experimentală a acestui rezultat teoretic s-a făcut astfel :

S-a înregistrat pelicula de ulei pentru lagărul cu $j = 0,13$ mm, la diferite regimuri de turație și încărcare (statică). Apoi, s-a mărit jocul la $j = 0,25$ mm și s-au făcut înregistrări în aceleași condiții.

La toate regimurile investigate, diferențele au fost sub $3 \mu\text{m}$.

De ex., la $n = 750$ r/min, $t_1 = 70^\circ\text{C}$ și $p = 35$ bari, grosimea minimă a peliculei a fost $8,6 \mu\text{m}$ la $j = 0,13$ mm și $7,7 \mu\text{m}$ la $j = 0,25$ mm. În ceea ce privește temperatura, lagărul cu $j = 0,25$ mm, a mers mai rece cu $2^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}$.

Rezultă că sub aspectul termic, lagărele cu jocuri mai mari, sînt preferabile față de cele cu joc mic.

În cazul lagărelor paliere de la motoarele Diesel, jocul diametral nu se poate mări fără limită, deoarece există riscul amplificării vibrațiilor, acestea pot duce la ruperea arborelui cotit și la apariția defectului de cavitație, la cuzineți.

7.2.6. Influența rizurilor pe suprafața de alunecare a cuzinetului

Calculul grosimii peliculei de ungere se face în ipoteza că suprafața fusului și cuzinetului sînt netede. Condiția ungerii lichide este ca grosimea spațiului de ungere să fie mai mare decît suma înălțimii asperităților de pe fus și cuzinet și a diametrului celei mai mari particule solide care se află în ulei. Dacă nu este îndeplinită această condiție, particulele solide care sînt antrenate în zona portantă, produc zgîrieturi pe suprafața de alunecare a cuzinetului și fusului.

Influența acestor rizuri asupra ungerii lagărului, s-a studiat experimental după cum urmează :

S-au făcut înregistrări de peliculă, în situația cuzinetului fără rizuri, la diferite regimuri de lucru ale lagărului. După aceea, s-au demontat cuzineții și s-au făcut artificial rizuri în stratul de alunecare, s-au remontat în aceeași poziție. S-au repetat înregistrările în condiții similare, și diagramele obținute s-au interpretat după metoda de la punctul 6.4.2.

În tabelul 7.5 se prezintă parametrii măsurați pe stand, la experiențe cu cuzineți fără rizuri și cu rizuri. Din coloana 7 a acestui tabel și din diagrama Fig. 7.8 se vede că h_T min la cuzineții cu rizuri este de cca 2,5 ori mai mic decît la cuzineții fără rizuri. Rezultă că prezența rizurilor pe suprafața de alunecare, înrăutățește mult comportarea lagărului. Pelicula de ungere, fiind mai subțire, apare mai frecvent frecarea semilichidă. Acest fapt este ilustrat în fotografia din Fig. 7.9. Se vede, mai ales la semicuzinetul de sus, că în zona în care au existat rizuri, stratul galvanic s-a uzat mai mult decît în zona fără rizuri.

Autorul a constatat experimental că de obicei rizurile subțiri, nu duc la defectarea lagărului. În schimb ele accelerează procesul de uzare, ceea ce în final scurtează durata de serviciu a cuzinetului.

Rizurile adînci și grupate pot duce la defectarea lagărului.

Rezultă că prin eliminarea rizurilor, fapt ce se obține prin acuratețe la montarea motorului și filtrarea corectă a uleiului în exploatare, durata de serviciu a cuzineților se poate mări de cel puțin două ori.

7.2.7. Influența materialului stratului de alunecare

În exploatare, particulele fine din ulei pot să uzeze stra-

tul galvanic din aliaj Pb - In, astfel că apare la suprafață, stratul intermediar din bronz de plumb. Uzările se produc frecvent, în zona activă și se prezintă în forma unor pete lucioase de culoarea bronzului, ca în Fig.7.9. Au existat și cazuri când stratul galvanic s-a uzat pe întreaga suprafață, ca la semicuzineții din fig. 7.10.

Prezența unor asemenea pete de bronz de plumb a făcut necesar să se cerceteze, dacă ele pun sau nu în primejdie funcționarea lagărului.

În acest scop, s-au făcut cercetări pe standul de laborator cu cuzineți cu strat galvanic și fără strat galvanic.

Semicuzineții inferiori, prevăzuți cu traductori capacitivi și termocuple miniaturizate, folosiți la aceste experiențe, sînt arătați în Fig. 7.11.

S-a avut grijă ca suprafețele de lucru ale celor doi semicuzineți să aibă aceeași rugozitate și să fie realizați la aceleași toleranțe. Prin împerecherea acestor semicuzineți inferiori cu același semicuzinet superior, s-a obținut același joc diametral, $j = 0,16$ mm.

S-a înregistrat grosimea filmului de ungere și temperatura uleiului și a cuzinetului la diferite regimuri de încărcare statice și dinamice, mai întîi cu semicuzinetul cu strat galvanic și apoi cu cel cu strat de alunecare din bronz de plumb.

În primele 5 ore de funcționare peliculele de ungere au fost mai subțiri cu cca. 25 % decît ulterior, atît la semicuzinetul cu strat galvanic, cît și la cel cu strat de alunecare din bronz de plumb.

Temperaturile cuzineților, măsurate la cca. 0,2 mm de stratul de alunecare (în zona activă), au fost mai mari cu cca. 5 °C la cuzinetul cu strat galvanic și cca. 10 °C la cel fără strat galvanic.

Din această constatare a reieșit că există o perioadă de rodaj în care stratul de alunecare al cuzinetului se adaptează la forma fusului.

Sub aspectul termic, în perioada de rodaj, semicuzinetul cu strat galvanic, a avut o comportare mai bună.

După terminarea rodajului, ambii cuzineți s-au comportat identic, atît ca peliculă de ungere, cît și ca temperatură.

Pentru a se evita producerea unor eventuale defectiuni, la experimentele care au urmat pe locomotiva (cap. 8), semicuzinetul cu strat de alunecare din bronz de plumb, a fost supus unor încercări severe. Ele au constat în funcționarea continuă, timp de 3 ore, la sarcina corespunzătoare palierului Nr. 3 la puterea nominală a motorului Diesel ($p = 46$ bari, $n = 750$ r/min și $p_h = 150$ bar), cu creșterea temperaturii cuzinetului pînă la 110 °C. Traductorii capacitivi montați în zona de lucru, termocuplele miniaturizate și stratul din bronz de plumb, s-au comportat bine. În fotografia din fig. 7.11 se vede că s-a produs un riz circular, din cauza unei impurități, care însă n-a afectat traductorul capacitiv.

Experimentele prezentate la acest punct au arătat că, materialul din care este executat stratul de alunecare (aliaj moale Pb - In, sau bronz de plumb), nu influențează ungerea lagărului (exceptînd faza de rodaj).

Această constatare este în concordanță cu mențiunile existente în literatura de specialitate. Astfel, în [21] se afirmă că la cuzineții cu strat galvanic, dacă acesta se uzează, lagărul nu trebuie să se defecteze, deoarece stratul de sprijin posedă proprietăți bune de alunecare.

Comportarea lagărului, depinde mai mult de forma geometrică și de gradul de prelucrare, decît de calitatea materialului din care este executat lagărul.

7.2.8. Influența diluării uleiului cu motorină

Pentru a se cunoaște influența alterării uleiului cu motorina, s-au făcut experimente comparative cu ulei M 30 S 2, fără diluție și diluat cu 6 % motorină. Rezultatele obținute pentru regimul $n = 750$ r/min, $p = 45,8$ bar și $t_1 = 50$ °C - 80 °C, se prezintă în diagrama din fig. 7.13. De aici se vede că, la aceeași temperatură (la intrare), pelicula de ungere este mai subțire cu cca. 30 % la uleiul diluat cu motorină. De ex., la $t_1 = 70$ °C pelicula de ungere scade de la cca. $13,5 \mu\text{m}$ la $10 \mu\text{m}$ (valori măsurate capacitiv), adică cu 35 %. Teoretic, la aceeași temperatură scăderea este de cca. 16 %. Se consideră că procentul stabilit experimental este mai real decît cel teoretic. Între punctele calculate și măsurate există o concordanță bună, abaterea maximă fiind de cca. 15 %.

Rezultatele obținute arată, că diluarea uleiului cu motorină la temperaturile normale de lucru, defavorizează funcționarea

lagărului. Pelicula de ungere fiind mai subțire, la uleiul diluat, uzurile prin frecare sînt mai mari. Totuși, se subliniază că diluțiile cu motorina pînă la 5 % nu cauzează topiri de cuzineți, deoarece se păstrează domeniul ungerii lichide.

7.2.9. Influența vîscozității uleiului

Limitele de vîscozitate admise pentru uleiul folosit la motoarele LDA 28 sînt :

9,6 cSt - 13 cSt (cca. 8,1 - 15,4 CP) la 98,9 °C.

Pentru a se cunoaște influența vîscozității, s-au făcut experimente cu ulei M 30 S 2 la vîscozitate apropiată de valoarea maximă și apoi, în aceleași condiții, la valoarea minimă.

S-a constatat că pelicula de ungere (măsurată) a fost mai mică cu cca. 30 % la uleiul cu vîscozitate spre limita minimă admisă. De ex. la sarcina $p = 35,3$ bar, $n = 700$ r/min, $t_1 = 80$ °C, $j = 0,13$ mm, pelicula măsurată a fost $11 \mu\text{m}$, respectiv $8,5 \mu\text{m}$, ceea ce reprezintă 29 %.

Rezultă că uleiul cu vîscozitate spre limita minimă admisă, dezavantajează funcționarea lagărului.

7.2.10. Influența mărcii uleiului

S-au făcut cercetări comparative cu ulei M 30 S 2 și DS 30. Aceste mărci de ulei fac parte din aceeași clasă de vîscozitate. Probele de ulei nou, încercate pe stand, avînd vîscozități apropiate, nu s-au constatat diferențe evidente la grosimea filmului de ungere și nici la regimul termic.

Rezultă că sub aspectul peliculei de ungere și al regimului termic, lagărele au o comportare identică la funcționarea cu cele 2 mărci de ulei. Se menționează că aspectele chimice, n-au fost cercetate.

7.2.11. Cercetarea peliculei de ungere la pornirea și oprirea fusului

Investigările s-au făcut la temperaturi ale uleiului la intrare, cuprinse între 40 °C și 80 °C, urmărindu-se momentul formării filmului de ungere și al intreruperii, la pornirea, respectiv oprirea fusului. Pentru protecția instalației electrice, pornirea s-a făcut cu fusul fără sarcină.

S-a constatat că pelicula de ulei se formează aproape instantaneu cu punerea în mișcare a fusului (cu condiția preungerii). La oprire, pe măsură ce fusul își încetinește viteza, pelicula devine instabilă și dispare după oprirea completă a fusului. Timpul pînă la dispariția filmului, depinde de sarcina de apăsare.

În fig. 7.15 se prezintă o diagramă, care redă (la scara capacității traductorului) variația peliculei de ungere la pornire "a" și la oprire "b", la temperatura $t_1 = 50^\circ\text{C}$. În partea de jos sînt marcate momentul punerii în mișcare (P) și opririi complete a fusului (O).

Se vede că la pornire există o perioadă foarte scurtă în care lipsește filmul de ungere, în schimb la oprire, filmul de ungere persistă pînă la oprirea totală a fusului.

Rezultă că frecarea semilichidă și uscată, sînt inevitabile la pornirea fusului, dar durata de acționare este foarte scurtă.

7.2.12. Puterea consumată prin frecare în filmul de ungere și debitul de ulei

S-a văzut la cap. 5 că pierderile prin frecare în filmul de ungere, depind de vîscozitatea uleiului (temperatură), jocul diametral, sarcina și turația fusului.

Pentru a compara valorile teoretice cu valori măsurate, s-au efectuat măsurări de debite de ulei și de putere consumată pentru antrenarea fusului, la diferite regimuri. Puterea măsurată, are caracter informativ, deoarece nu se cunosc exact pierderile prin frecare în rulmenții de apăsare a fusului.

Calitativ, valorile măsurate sînt în concordanță cu cele calculate la cap. 5. Puterea consumată prin frecare crește cu scăderea temperaturii și cu mărirea sarcinii.

7.2.13. Cercetări la regim de temperatură ridicată

Temperatura maximă de funcționare a cuzinetului, este determinată de vîscozitatea minimă a uleiului, la care se asigură forța portantă. Dacă forța portantă din filmul de ulei, devine mai mică decît forța exterioară, se produc local contacte între cuzinet și fus, însoțite de creșteri de temperatură. La aceste cercetări, s-a căutat să se determine temperatura maximă a cuzinetului la care acesta poate să mai funcționeze. Investigările s-au făcut la $n = 750$ r/min, $p = 43,3$ bar ($p_h = 135$ bar).

Prin încălzirea uleiului la intrare la $t_1 = 98^\circ\text{C}$, și reducerea la minim a debitului de ulei $p_u = 0,5$ bar, temperatura cuzinetului a ajuns la $t_c = 137^\circ\text{C}$.

În fig. 7.16 se prezintă diagrama temperaturilor înregistrată la acest regim, cu aparatul FEA. Curba 1 redă temperatura uleiului la intrare, 2 și 3 temperatura suportului lagăr la 100 mm, respectiv 10 mm de spatele cuzinetului inferior și 4 temperatura cuzinetului inferior în zona activă, la cca. 0,2 mm de stratul de alunecare.

Durata de încălzire a fost de 4,5 ore funcționare continuă. Se vede că temperatura suportului lagăr (la 10 mm de cuzinet) urmărește temperatura cuzinetului inferior cu o diferență în minus de cca 10 $^\circ\text{C}$.

La fel și temperatura uleiului, urmărește pe a cuzinetului, dar cu o diferență de cca 40 $^\circ\text{C}$.

Înregistrările de peliculă de ungere, făcute cu traductorul A 3 la acest regim de funcționare au pus în evidență grosimi de peliculă foarte subțiri, cca $1\ \mu\text{m}$. Cu toate acestea, cuzinetul nu s-a defectat.

În fig. 7.14 se prezintă un fragment dintr-o diagramă a peliculei de ungere la $n = 750$ r/min, $p = 43,3$ bar, $j = 0,15$ mm și $t_c = 134^\circ\text{C}$, din care rezultă $h_T = 1,3\ \mu\text{m}$.

7.2.14. Investigarea unor cauze care produc defectări de cuzineți

Studiul teoretic de la cap. 5 și cercetările de laborator prezentate (verificate și în exploatare, cap. 8) au arătat că în cazul respectării formei geometrice a lagărului și asigurarea uleiului necesar pentru ungere și răcire, lagărele paliere și de bielă ale motoarelor LDA 28, se comportă bine.

Dintre cauzele care pun în pericol funcționarea cuzineților, abaterea de la forma geometrică prescrisă, ocupă primul loc. Pentru a verifica acest lucru s-au imitat pe standul de laborator condițiile unui montaj defectuos.

Abaterea a constat în așezarea fusului în așa fel încât a călcat în cruce și a lăsat amprentă numai pe jumătate din suprafața cuzinetului. Semicuzinetul inferior a avut o termocuplă Fe - Ko. După punerea în funcțiune, cu fusul fără sarcină, temperatura uleiului și a cuzinetului au crescut normal. La câteva se-

cunde după încărcare, la $p = 30$ bar, diferența dintre temperatura cuzinetului și a uleiului a crescut rapid. Pentru a se evita deteriorarea fusului, s-a procedat la oprirea lui și s-au demontat cuzineții.

La semicuzinetul inferior s-a constatat un început de gri-paj, cu întinderea stratului galvanic, după cum se vede în fotografia din fig. 7.12.

Acest rezultat experimental a fost confirmat și în exploatare în toate cazurile când capacele lagărului s-au montat inversat.

Altă abatere de montaj, investigată pe stand, a constatat în slăbirea penelor în așa măsură încât cuzineții au vibrat în lăcaș. În acest caz nu s-au produs defecte la cuzineți, dar s-a constatat că după strângerea penelor, temperatura cuzinetului inferior a scăzut cu oca 5°C .

7.2.15. Protecții împotriva topirilor de cuzineți

Motoarele LDA 28 sînt prevăzute cu relee de temperaturi și presiune, pentru protecția împotriva lipsei de ulei și a temperaturilor ridicate. La majoritatea topirilor de cuzineți aceste relee au fost în funcțiune și totuși n-au reușit să evite defectările.

Autorul este de părere că lagărele motoarelor LDA 28 n-au nevoie de sisteme de protecție suplimentare, dacă sînt montate corect și se asigură uleiul necesar cu proprietățile minime prescrise.

Cu toate acestea, în cadrul cercetărilor pe stand, s-au făcut experiențe cu termocontacte pe bază de bimetal și cu siguranțe fuzibile. Dintre acestea, siguranțele fuzibile au dat rezultate mai bune.

În fig. 7.17 se prezintă o diagramă înregistrată la o experiență cu o siguranță fuzibilă (cu punct de topire 130°C) montat la 10 mm de spatele cuzinetului.

Curba 1 redă temperatura uleiului, 2 și 3 a suportului lagăr, iar curba 4, temperatura cuzinetului inferior. Siguranța fuzibilă s-a topit la temperatura de 135°C (punctul T) și prin aprinderea unui bec electric a semnalizat acest lucru. Temperatura cuzinetului a fost de 144°C . Deși la semicuzinetul inferior nu s-a produs nici o defecțiune, autorul consideră că sistemele de protecție a cuzineților împotriva topirilor, trebuie să limiteze funcționarea lagărului pînă la max. 130°C .

Rezultatele prezentate la acest punct ar putea să fie valorificate dacă beneficiarii sau fabricanții motoarelor Diesel, solicită acest lucru. Pentru aceasta mai sînt necesare cercetări pe motoare Diesel în condiții reale de funcționare.

7.2.16. Concluzii la cap. 7.

Principalele concluzii ce se desprind din cercetările experimentale prezentate sînt :

7.3.1. Între peliculele de ungere stabilite teoretic și experimental, pentru diferite regimuri de funcționare, există concordanța calitativă și cantitativă. La grosimi de cca $16 \mu\text{m}$ diferențele între valorile măsurate și calculate sînt de $2 \mu\text{m}$ pînă la $6 \mu\text{m}$, ceea ce reprezintă $12,5\% - 37\%$, eroarea instalației de măsurare pe domeniul $0 - 50 \mu\text{m}$ fiind $\pm 1,8 \mu\text{m}$.

7.3.2. Temperatura uleiului la intrare, respectiv vîscozitatea (dependentă de temperatură), sînt parametrii hotărîtori pentru ungerea lagărelor. Filmul de ungere se reduce la cca 2,1 ori cînd temperatura crește de la $t_1 = 50^\circ\text{C}$ la $t_1 = 90^\circ\text{C}$ și de cca 1,44 ori, de la $t_1 = 70^\circ\text{C}$ (temperatura normală) la 90°C .

7.3.3. Alterarea uleiului cu motorină influențează negativ filmul de ungere. Diluarea uleiului cu 6% motorină reduce stratul de ungere de cca 1,3 ori, la temperatura normală de lucru.

7.3.4. Rizurile pe stratul de alunecare reduc de cca 2,4 ori filmul de ulei, comparativ cu cuzinetul fără rizuri.

7.3.5. Materialul stratului de alunecare (Pb - In sau bronz de plumb) nu influențează ungerea, după terminarea rodajului. În faza de rodaj stratul moale galvanic se adaptează mai repede la forma fusului. Stratul de alunecare din bronz de plumb posedă proprietăți de alunecare bune, astfel că asigură funcționarea lagărului, dacă stratul moale galvanic se uzează în timp.

7.3.6. Uleiurile DS 30 și M 30 S 2, sub aspectul filmului de ungere, se comportă identic, la aceeași vîscozitate.

7.3.7. Frecarea semilichidă și uscată este inevitabilă la punerea fusului în mișcare, dar durata este foarte scurtă dacă se asigură preungerea. La oprirea fusului, filmul de ulei devine instabil, dar nu se întrerupe decît după încetarea mișcării.

7.3.8. Abaterile importante de la forma geometrică prescri- .
să, cauzează defectarea lagărului în câteva minute sau ore, de la
punerea fusului în mișcare.

7.3.9. Temperatura maximă la care cuzinetul a funcționat
fără să se defecteze a fost 144 °C.

8. CERCETARI PE MOTOARE DIESEL

Rezultatele experimentelor de laborator, prezentate la cap. 7 nu se pot transpune în întregime la condițiile de funcționare ale la gărelor motorului Diesel. Oricare lagăr palier al arborelui cotit, funcționează în condiții diferite de cele de la standul de laborator. De aceea, au fost necesare cercetările pe motoare Diesel, care sînt expuse în continuare.

La aceste experimente efectuate cu motoare Diesel pe standul de probă, sau pe locomotive Diesel electrice legate la reostat în depou, s-au investigat grosimea peliculei de ungere și temperatura cuzinetului palier, pentru a se cunoaște influențele diferiților parametri asupra procesului de ungere al lagărelor.

Concluziile care au rezultat din aceste experimente și din cele de la Cap. 7, precum și unele măsuri tehnologice propuse de autor, s-au verificat pe locomotive Diesel în remorcarea trenurilor, pe perioade lungi de funcționare. La acestea s-a măsurat permanent sau periodic temperatura cuzinetului investigat, ori s-au făcut verificări de cuzineți cu sau fără demontare.

8.1. Desfășurarea experimentelor pe un motor Diesel la standul de probă I.C.M.R.

La lagărul Nr. 3 s-a montat un semicuzinet inferior, prevăzut cu doi traductori capacitivi, $d_c = 20$ mm și două termorezistențe miniaturizate. Pentru înregistrări s-a folosit un traductor, celălalt fiind de rezervă. Traductorii capacitivi și termorezistențele au fost plasate în zona de lucru a cuzinetului, fig. 8.4.

Legătura între traductorul capacitiv și instalația electronică, s-a făcut cu un cablu coaxial cu $C_p = 450$ p.F. Firul central s-a legat la armătura din cuzinet, iar montarea la masa fusului, prin intermediul unui contact cu alunecare fixat în partea frontală a arborelui cotit.

După reglarea instalației electronice de înregistrare și măsurare, perioadă în care s-a efectuat rodajul cuzinetului experimental, s-a procedat la înregistrarea grosimii peliculei de ulei și a temperaturii cuzinetului. Simultan cu aceste înregistrări, s-a măsurat cu aparate de bord și portative, temperatura și presiunea uleiului la intrare în motor, turația și puterea motorului. Jocul diametral în cuzinet a fost $j = 0,14$ mm. S-a folosit ulei DS 30 a cărui permitivitate relativă, determinată în laborator în

funcție de temperatură, se găsește în fig. 8.1.

8.1.1. Prezentarea rezultatelor

Grosimea minimă a filmului de ungere, stabilită din diagrame, cu metodologia de la punctul 6.4.2., a scăzut la încărcarea motorului, de la mersul în gol ($n = 350$ r/min) la sarcina nominală, de la $14,3 \mu\text{m}$ la $6 \mu\text{m}$, la temperatura medie a uleiului la intrare de cca. 60°C , fig. 8.3.

Diferența între temperatura cuzinetului și a uleiului la intrare a fost de 14°C la sarcina nominală și 5°C la mersul în gol.

Principalele rezultate, verificate mai amplu la experiențele pe locomotive Diesel electrice, sînt :

a) În regimuri tranzitorii, grosimea filmului de ulei a oscilat în limite largi, fără să se producă ungerea semilichidă între fus și cuzinet.

b) Modificarea presiunii uleiului la intrare în motor în domeniul $1,7 - 2,3$ bari, la mersul în gol $n = 350$ r/min, 70°C , n-a influențat grosimea minimă a filmului de ungere.

c) La oprirea motorului, filmul de ungere s-a întrerupt de cele mai multe ori după încetarea mișcării fusului. Au fost și situații cînd la ultimele 4-5 rotații au apărut contacte scurte între fus și cuzinet.

Experimentele de la standul de probă I.C.M.R. au scos în evidență că traductorii montați în zona de presiune maximă a cuzinetului au rezistat la solicitările mecanice și termice, ceea ce a reprezentat o garanție pentru efectuarea cercetărilor pe motoare în condiții de funcționare pe locomotive Diesel electrice.

Ca deficiențe s-a constatat că termorezistențele miniaturizate se defectează din cauza vibrațiilor. De aceea, la experimentele care au urmat, s-au folosit termocuple miniaturizate.

8.2. Cercetări experimentale pe motoare 12 LDA 28 montate pe locomotiva Diesel-electrică

S-au efectuat experimente la Depoul Caransebeș pe locomotive Diesel electrice, legate la reostat și în remorcarea trenurilor la care, s-a studiat procesul de ungere al lagărului Nr. 3 prin înregistrarea grosimii filmului de ulei și a temperaturii cuzinetului.

La alte experimente în depouri (Brașov, Dej, Pitești,

Timișoara), sau în remorcarea trenurilor pe diferite secții, s-a măsurat cu aparate indicatoare și înregistratoare temperatura uleiului la intrare și a lagărelor investigate, ori s-a urmărit comportarea cuzineților prin măsurarea jocurilor și aspectarea lor la reviziile preventive.

8.2.1. Pregătirea și modul de desfășurare a experimentelor pe L.D.E. 659

La lagărul Nr. 3/I s-a montat un semicuzinet inferior, prevăzut cu traductori capacitivi și termocuple Fe-Ko, ca cel de sus din fig. 8.5.

Jocul diametral obținut a fost $j = 0,14$ mm. Conectarea unui traductor capacitiv (celălalt a fost de rezervă) la instalația electronică s-a făcut la fel ca la punctul 8.1.

Experimentele s-au făcut cu ulei DS 30, cu care motorul funcționase cca. 15.000 km (300 ore).

Viscozitatea dinamică este în fig. 8.12, iar permitivitatea relativă în fig. 8.1.

S-a înregistrat grosimea filmului de ulei și temperatura cuzinetului la diferite regimuri stabilizate și la schimbări de sarcină. Pentru a se cunoaște influența alterării uleiului cu motorină, s-a procedat la diluarea lui cu 5 % motorină.

S-a analizat influența scăderii presiunii uleiului la mersul în gol (350 r/min, 70 °C) de la 2,1 bar la 1,5 bar asupra grosimii minime a filmului de ulei. Reducerea presiunii s-a obținut prin deschiderea robinetului de golire al filtrului combinat de ulei.

Parametrii cercetați s-au măsurat astfel :

Grosimea filmului de ungere s-a înregistrat capacitiv cu instalația electronică (cap. 6). Diagramele obținute s-au interpretat după metoda de la punctul 6.4.2.

Temperatura cuzinetului s-a măsurat cu termocuple miniaturizate, folosind un milivoltmetru portativ etalonat 0 °C - 200 °C.

Presiunea și temperatura uleiului la intrare, s-a măsurat cu aparate de bord, care s-au verificat înainte de experimente.

Sarcina motorului s-a stabilit prin poziția controlerului și prin măsurarea turației.

Cu locomotiva pregătită în așa fel, s-au cercetat influențele, sarcinii, presiunii și temperaturii uleiului asupra grosimii minime a peliculei de ungere, în regimuri stabile și tranzitorii.

8.2.2. Pregătirea și desfășurarea experimentelor pe L.D.E. 162

Pe această locomotivă s-au efectuat experimente la reostat în depoul Caransebeș în două etape și în remorcarea trenurilor pe o perioadă de un an.

În prima etapă s-a cercetat comportarea peliculei de ungere la un cuzinet palier, fără strat galvanic Pb - In. În acest scop s-a montat la lagărul Nr. 3/I semicuzinetul inferior din fig. 8.5, cel de jos. Acesta a fost prevăzut cu traductori $d_c = 18$ mm și 4 termocuple Fe-Ko fixate în zona portantă la cca 0,5 mm de stratul de alunecare. Stratul galvanic din aliaj Pb-In s-a îndepărtat de pe întreaga suprafață, pe o mașină specială. Rugozitatea obținută la stratul intermediar din bronz de plumb, a fost identică cu cea de la cuzineții cu strat galvanic ($\approx 0,2 \mu\text{m}$). Jocul diametral a fost 0,16 mm. Spatele semicuzinetului experimental se vede în fig. 8.6.

La lagărul Nr. 4/I s-a montat un semicuzinet inferior cu pată de bronz în zona de solicitare maximă, fig. 8.7. Acest semicuzinet a funcționat pe un alt motor cca 180.000 km (3600 ore) și fusese înlocuit la revizie în depou, din cauza uzării stratului galvanic până la stratul intermediar. Jocul obținut a fost 0,22 mm, cu o prestrângere de 0,20 mm.

Măsurarea temperaturii acestui cuzinet s-a făcut cu 4 termocuple fixate la fel ca și cele de la lagărul 3/I.

Pentru ca experimentele la reostat și cele de durată în remorcarea trenurilor să fie cât mai concludente, s-au ales condițiile cele mai severe.

Motorul Diesel o80 de pe L.D.E. 162 era aproape de cea de a doua reparație generală, ceea ce presupune jocuri mai mari la segmenti, pistoane și cămăși de cilindru, cu efecte defavorabile pentru ungerea lagărelor.

Legarea traductorului capacitiv de la lagărul 3/I, la instalația electronică, s-a făcut cu cablu coaxial $C_p = 458$ pF și la fel ca la punctul 8.1.

Schema de conexiuni a termocuplelor de la lagărele 3/I și 4/I, se prezintă în fig. 8.8. Aparatul înregistrator FEA etalonat 0 - 200 °C, a înregistrat temperaturile măsurate de termocuplele de la cei doi semicuzineți inferiori și temperatura uleiului la intrare în motor. Cîte o termocuplă de la cuzineții cercetați, a trimis

semnalul la buclele osciloscopiului Southern. Periodic s-au verificat temperaturile înregistrate de FEA și de osciloscop, cu ajutorul unui compensator QTK, o -15 mV și a unui milivoltmetru etalonat o - 200 °C.

Presiunea uleiului înainte și după filtrul de ulei s-a măsurat cu manometre de bord o - 6,3 bar, clasa de precizie 2,5 și suplimentar s-a folosit un manometru de comparare o - 6 bar, clasa de precizie 1,6.

Sarcina și turația motorului s-au stabilit la fel ca la punctul 8.2.1.

S-a folosit ulei M 30 S2, la care permitivitatea relativă se găsește în fig. 6.12 iar vâscozitatea în fig. 8.12.

În primele 2 zile de experimente s-a înregistrat, grosimea peliculei de ungere la lagărul Nr. 3, temperaturile cuzinetelor 3/I, 4/I și temperatura uleiului la intrare în motor, pentru diferite condiții de funcționare.

Obținându-se rezultate bune, privind grosimea filmului de ungere și temperatura celor două lagăre, s-a pregătit motorul pentru experimentarea semicuzinetului uzat, de la lagărul Nr. 4/I, în condiții de remorcare a trenurilor. Pregătirile au constat în :

Demontarea semicuzinetului cu traductori capacitivi de la lagărul Nr. 3/I și montarea unui semicuzinet cu strat galvanic din aliaj Pb - In. Acesta a avut 4 termocuple, fixate identic cu cele de la lagărul Nr. 4/I. Jocul diametral obținut a fost $j = 0,15$ mm. Schema de măsurare a temperaturilor pentru condițiile de remorcare, se prezintă în fig. 8.9. Pentru alimentarea aparatului FEA cu curent alternativ 220 V s-a folosit un convertor static 24 V c.c./ 220 V c.a. 60 Hz.

Aparatul înregistrator FEA s-a demontat după 10 zile de funcționare, pentru a se evita deteriorarea lui, din cauza vibrațiilor existente în timpul remorcării trenurilor. Pentru a se putea urmări evoluția în timp a temperaturii lagărelor experimentate, s-au făcut periodic măsurări cu aparate portative, în timpul remorcării trenurilor sau cu locomotiva legată la reostat în depou.

Experimentele din etapa a doua s-au efectuat după 6 luni de la darea locomotivei în funcțiune cu cuzinetul cu pată de bronz, de la lagărul nr. 4/I.

Mai întâi s-a verificat dacă termocuplele existente în semicuzinetele inferioare de la lagărele 3/I și 4/I nu s-au deteriorat.

După 1 oră de funcționare s-a constatat că temperaturile cuzinetilor aveau valori apropiate cu cele de la experimentele din prima etapă. După aceasta, s-au măsurat jocurile la toți cuzineții și s-a constatat că nu au apărut modificări măsurabile față de situația anterioară.

S-a demontat semicuzinetul inferior de la lagărul Nr. 3/I și în locul lui s-a montat un semicuzinet cu doi traductori capacitivi $d_c = 18$ mm (cu strat galvanic) și două termocuple Fe-Ko. Jocul diametral obținut a fost $j = 0,195$ mm.

În plus față de experimentele anterioare s-a înregistrat, presiunea gazelor în cilindru și presiunea uleiului la intrare în motor.

Pentru înregistrarea presiunii gazelor s-a folosit un traductor piezoelectric, care s-a montat în chiulasa de la cilindrul Nr. 3. Răcirea lui s-a făcut cu apă în circuit deschis.

Semnalul oferit de traductor s-a trimis la un electrometru și de aici la o buclă a osciloscopului Southern cu 24 canale.

Înainte de efectuarea fiecărei înregistrări trebuia să se procedeze la descărcarea electrometrului, prin apăsarea pe un buton.

Marcarea punctului mort superior, s-a făcut cu un traductor inductiv, montat în fața unui disc, din tablă de fier, prevăzut cu o fantă. Discul s-a fixat la capătul arborelui cotit.

Presiunea uleiului din circuitul de ungere s-a înregistrat de osciloscop cu ajutorul unui traductor inductiv.

După pregătirile menționate, s-a procedat la efectuarea unui rodaj al cuzinetului experimental, de cca 3 ore, pentru a se evita influența lipsei rodajului asupra peliculei de ungere și temperaturii cuzinetului. În acest timp s-a reglat instalația electronică de înregistrare și măsurare.

La experimente, s-a folosit ulei M 30 S 2 cu care motorul funcționase 6 luni (cu completările necesare). S-au înregistrat influențele diferiților parametri, așa cum se va vedea mai departe.

După cca 1 oră de diagramări în diferite regimuri de funcționare a motorului, s-a observat o scădere bruscă a presiunii uleiului și a grosimii filmului de ungere. La verificarea făcută s-a constatat că a pătruns cca 15 l apă (2 %) în ulei, din cauza unei defecțiuni la circuitul de răcire. Alterarea uleiului cu apă a atras după sine scăderea vîscozității și spargerea cartușelor filtrante micronice.

În acest fel, s-au cercetat involuntar efectele negative

ale alterării uleiului cu apă.

După îndepărtarea apei și înlocuirea cartușelor filtrante micronice, au continuat diagramările la regimuri stabilizate și tranzitorii. S-au simulat regimuri de supraturare, prin scoaterea excitației generatorului, cu motorul la sarcina și turația nominală și prin acționarea manuală a arborilor de reglaj, cu creșterea turației până la intrarea în funcțiune a protectorului de supraturare.

Au urmat experimente cu ulei M 30 S 2 uzat în care s-au introdus 50 l motorină, realizându-se o diluție de 6 %. În acest fel a scăzut vâscozitatea dinamică de la 24 CP la 19 CP (la 70 °C), iar punctul de inflamabilitate a ajuns 141 °C față de 155 °C admis de instrucții. La înregistrările făcute în aceste condiții, s-a constatat că filmul de ungere era mai subțire decât la uleiul nealterat cu motorină, dar totuși persista regimul de ungere hidrodinamică, după cum se va vedea la punctul 8.2.3.8.

După aceasta s-a procedat la înlocuirea uleiului alterat, cu altul nefolosit marca M 30 S 2. Cu acesta s-au făcut experimente la diferite temperaturi și sarcini ale motorului și s-au investigat influențele diferiților factori asupra comportării lagărilor.

La terminarea acestor cercetări, s-a înlocuit uleiul M30S2 cu alt ulei, tot nou, marca DS 30, pentru a se studia comportarea lagărelor cu două mărci de ulei diferite, dar din aceeași clasă de vâscozitate. S-au făcut apoi diagramări la regimuri de lucru cât mai apropiate de cele la care s-a folosit ulei M 30 S 2.

Se menționează că, în condițiile de funcționare a motorului pe locomotivă, este dificil ca parametrii studiați (puterea, turația, presiunea uleiului, temperatura etc) să fie reproduse exact de la o experiență la alta.

De aceea s-a acordat atenție regimurilor de mers în gol și sarcină nominală, care pe L.D.E. se reglează și se stabilează mai ușor decât regimurile de sarcini parțiale. Pentru a ține cont de dispersia ciclică, regimurile studiate s-au înregistrat de cel puțin 5 ori. Fiecare diagramă a cuprins un număr de 8 - 50 cicluri, în funcție de viteza de deplasare a hîrtiei. În total s-au înregistrat 350 diagrame, din care 268 pe L.D.E. 162, la experimentele din etapa a doua, când pe lîngă grosimea peliculei de ungere, s-au înregistrat și parametrii menționați. Toate diagramele s-au interpretat, în ceea ce privește grosimea peliculei, după metoda de

la punctul 6.4.2. S-au citit cu lupa distanțele $\pm d$ la cel puțin 4 cicli și s-a făcut media citirilor. Valorile cu diferențe mai mari de 20 % s-au eliminat, acestea reprezentând cca 15 % din valorile interpretate.

Rezultatele, s-au concentrat într-un tabel care cuprinde peste 3000 de valori măsurate, pe baza cărora s-au studiat influențele diferiților parametri asupra grosimii minime a filmului de ulei. În tabelul 8.1 se arată câteva din rezultatele obținute, restul fiind prezentate sub formă de diagrame în funcție de diferiți parametri analizați. În fig. 8.13 - 8.28 se prezintă 19 diagrame, care conțin variația grosimii peliculei de ungere (în zona de solicitare maximă a cuzinetului), iar o parte din ele și ceilalți parametri amintiți (temperaturi ulei și cuzinet, presiune ulei și gaze).

Referitor la presiunea gazelor din cilindru, se precizează că la unele diagrame, nu s-a descărcat electrometrul înainte de înregistrare, astfel că s-au produs deplasări față de linia de referință. Prin interpretarea a două diagrame indicate, la mers în gol și sarcina nominală, s-a stabilit variația presiunii gazelor în cilindru, cu care apoi s-au determinat diagramele de încărcare ale lagărelor, expuse la cap.5.

8.2.3. Interpretarea rezultatelor obținute

În cele ce urmează se prezintă valorile măsurate și se analizează influențele diferiților parametri asupra grosimii minime a filmului de ungere și a temperaturii lagărului.

8.2.3.1. Influența sarcinii și turației motorului Diesel

La motoarele L.D.A- 28 de pe L.D.E., odată cu creșterea turației crește și sarcina, din cauză că motorul a funcționat după caracteristica generatorului de c.c., $P_g = f(n)$, $\chi = f(n)$.

Regimurile de sarcină studiate au fost 205 KW (350 r/min), 580 KW (450 r/min), 904 KW (550 r/min), 1220 KW (650 r/min) și 1540 KW (750 r/min), la temperaturile uleiului la intrare $t_1 = 65^\circ\text{C}$, 70°C , 75°C și 80°C . În fig. 8.10 se prezintă $h_T \text{ min}$ în funcție de sarcină și turație pentru cele 4 regimuri de temperatură ale uleiului. Se vede că la $t_1 = \text{const}$, $h_T \text{ min}$ scade cu mărirea sarcinii. Valorile măsurate capacitiv s-au comparat cu valorile calculate după metoda de la punctul 5.3.6., cu mențiunea că în loc de p_M s-a luat p_{max} (și unghiul γ) din diagrama de încărcare a lagărului Nr. 3, la mers în gol și sarcina nomina-

lă.

Pentru sarcini parțiale nu se pot stabili valori calculate, deoarece nu se cunosc p_{\max} și unghiurile γ . Din coloanele 8 și 9, tabel 8.2, se vede că la încărcarea motorului de la gol la sarcina nominală, $h_{OT \min}$ scade cu cca 40 %, iar $h_T \min$ cu cca 80 %, la temperatură constantă.

Diferențele maxime între valorile măsurate și calculate (col. 8 și 9, tabel 8.2) sînt de $4,8 \mu m$ la mers în gol și de $1,9 \mu m$ la sarcina nominală, eroarea de măsurare fiind $\pm 1,8 \mu m$. Rezultă că există concordanță între studiul teoretic și experimental.

8.2.3.2. Influența temperaturii uleiului

Studiul s-a făcut la regimul de mers în gol și la sarcina nominală, la $j = 0,195 \text{ mm}$.

În diagramele din fig. 8.11 se prezintă curbele 1 trasate pe baza valorilor medii măsurate, în domeniul de temperatură : $t_1 = 65^\circ C - 80^\circ C$ și curbele 2, calculate pentru cele două regimuri de încărcare analizate. Din aceste rezultate se vede că la creșterea temperaturii uleiului, la turație și sarcina constantă, grosimea minimă a peliculei scade.

În domeniul de temperatură menționat, $h_T \min$ scade cu 66 % la mers în gol și la sarcină nominală, iar $h_{OT \min}$ cu 24 % - 40 %.

Creșterea temperaturii uleiului peste temperatura normală de lucru reduce grosimea minimă cu cca 4,4 % pentru fiecare grad. La studiul analitic, prezentat la punctul 5.3.1, scăderea a fost de 2,2 % pe $1^\circ C$. Există deci concordanță între rezultatele teoretice și cele experimentale.

Prin creșterea temperaturii uleiului la intrare peste temperatura de regim ($t_1 = 70^\circ C$), comportarea lagărului se înrăutățește. Aceasta scoate în evidență importanța ce trebuie să se acorde sistemului de răcire de pe locomotivă.

8.2.3.3. Influența jocului diametral

La înregistrarea peliculei de ungere la lagărul 3 la motoarele Diesel Nr. 862 și Nr. 080, jocurile diametrale au fost $0,14 \text{ mm}$ și $0,195 \text{ mm}$.

Rezultatele obținute, au arătat că în domeniul cercetat, nu s-au produs modificări evidente. Diferențele maxime constatate au fost de cca $1,5 \mu m$ la sarcina nominală, fiind situații cînd peli-

cula a fost mai mare la $j = 0,14$ mm și invers.

În ceea ce privește regimul termic, cuzinetul cu joc $0,195$ mm a realizat temperaturi mai mici cu $2 - 4$ °C față de cel cu joc mic.

Aceasta se explică prin debitul de ulei mai mic la cuzinetul cu $j = 0,14$ mm.

Prin mărirea jocului în lagăr, se îmbunătățește regimul termic, dar există riscul apariției defectului de cavitație la cuzineți.

8.2.3.4. Influența presiunii uleiului

Pentru a se cunoaște influența presiunii uleiului la intrare în motor, s-a înregistrat pelicula de ungere și temperatura cuzineților, apoi s-a redus presiunea uleiului și s-au repetat înregistrările în aceleași condiții de funcționare.

Reducerea presiunii s-a obținut prin deschiderea robinetului de golire de la filtrul de ulei, cu motorul Diesel în funcțiune. Diagramele înregistrare n-au scos în evidență nici o modificare la pelicula de ungere și la temperatura cuzineților. La mers în gol, presiunea uleiului s-a redus cu cca $0,5$ bar, iar la sarcina și turația nominală cu cca $0,3$ bar, sub valorile minime prescrise.

Deoarece, prin reducerea presiunii, debitul de ulei scade, temperatura cuzinetului ar trebui să crească, pe perioade mai lungi, de funcționare, Acest lucru este valabil la sarcina nominală, unde pierderile prin frecare în filmul de ungere sînt mai mari. La regimul de mers în gol pierderile fiind mai mici, temperatura cuzinetului nu se modifică, la reducerea presiunii uleiului. Acest lucru s-a verificat experimental pe un motor Diesel din exploatare. (După stabilizarea regimului normal $t_1 = 70$ °C, motorul a funcționat o oră la $n = 350$ și $p_u = 1,9$ bar și apoi $1,5$ ore cu $p_u = 1,4$ bar. În diagrama din fig. 8.29 înregistrată cu aparatul FEA, curba 1 reprezintă temperatura uleiului la intrare, iar curbele 2, 3 și 4, temperaturile cuzineților 4/I, 4/II și 3/II. Termocuplele au fost fixate în zona activă a cuzineților la cca 1 mm de suprafața de alunecare. Din diagramă se vede că în perioada funcționării cu $p_u = 1,8$ bar, diferența dintre temperatura cuzinetului cel mai cald și a uleiului la intrare este de 6 °C - 7 °C. La funcționarea cu $p_u = 1,4$ bar, la terminarea experimentului, temperatura cuzinetului este mai mare cu 2 °C, dar diferența

de temperatură s-a stabilizat la 6 °C.

Rezultă că la funcționarea cu presiune redusă, frecările în lagăr nu s-au modificat față de situația anterioară.

Filmul de ungere și prin aceasta comportarea lagărului nu se înrăutățesc la scăderea presiunii în limitele cercetate.

Rezultatul prezentat are importanță practică, deoarece în multe cazuri locomotivele sînt reținute în depouri sau pe linie, dacă presiunea uleiului scade cu 0,1 bar sub limita prescrisă.

Aceasta nu trebuie să conducă la minimalizarea importanței pe care o are presiunea uleiului. Acest parametru trebuie să fie verificat conștiincios în exploatare, deoarece scăderile mari de presiune pe intervale scurte, la aceleași condiții de turație și temperatură, semnaleză următoarele defecțiuni :

- Alterarea uleiului cu motorină sau apă peste limitele admise;
- Producerea unor neetanșități în circuitul de ungere, sau spargerea cartușelor filtrante;
- Defectarea pompei principale de ulei;
- Nivelul uleiului sub limita minimă;
- Gripări de cuzineți.

În cazul motoarelor noi, presiunea uleiului dă indicații asupra jocurilor existente la locurile de ungere și a performanțelor pompei principale. În timpul exploatării, presiunea scade din cauza degradării uleiului și îmbîcsirea filtrelor. Dacă aceste cauze se elimină, presiunea revine la valoarea inițială, sau aproape de ea. În timpul producerii unui gripaj de cuzineți, se manifestă scăderea bruscă a presiunii cu cca 0,3 bari.

Autorul a văzut acest lucru, cu ocazia probării unui motor pe stand. De aici s-a tras concluzia că scăderea presiunii a fost efectul și nu cauza gripării. Deși s-au luat măsuri de oprire a motorului, gripajul cuzinetului în cauză nu s-a eliminat, în schimb s-au redus mult efectele.

După părerea autorului, scăderea presiunii uleiului la producerea unui gripaj de cuzineți se datorește mai mult înfundării filtrului, decît mării jocului la lagărul gripat.

8.2.3.5. Influența materialului stratului de alunecare

Ca urmare a rezultatelor obținute în laborator, cu semicuzinetul fără strat moale galvanic (punctul 7.2.7.), s-au făcut experimente similare pe motorul Diesel o8o.

Semicuzinetul de jos din fig. 8.5, fără strat galvanic, prevăzut cu 2 traductori și 4 termocuple, a fost montat la lagărul 3/II, la experimentele din prima etapă. Concomitent, la lagărul Nr. 4/I s-a montat cuzinetul din fig. 8.7, cu pată de bronz de plumb în zona activă, prevăzut și el cu 4 termocuple plasate identic. În această situație s-au făcut înregistrări de peliculă de ungere la lagărul 3/I și de temperaturi la ambele lagăre.

Motorul a funcționat la diferite regimuri de încărcare cca 14 ore, din care 4 ore la sarcina nominală.

După interpretarea diagramelor, grosimile minime ale peliculei de ungere s-au comparat cu rezultatele obținute la experimentele din etapa a doua, precum și cu cele obținute anterior pe L.D.E. 659.

Rezultatele se prezintă în diagrama din fig. 8.30. Punctele marcate cu "0" reprezintă valori măsurate la cuzinet cu strat galvanic, iar cele cu "X" la cel fără strat galvanic. La aceeași temperatură, grosimile de peliculă măsurate prezintă diferențe maxime de cca $3\mu\text{m}$ la regimul de mers în gol și cca $2\mu\text{m}$ la sarcina nominală.

Se constată că pelicula de ungere se comportă identic la cuzineții cu și fără strat galvanic.

În ceea ce privește regimul termic, cuzineții cu strat galvanic au mers mai reci cu cca 5°C decât cel cu strat din bronz de plumb, numai în perioada rodajului.

Cuzineții cu strat moale galvanic sînt superiori, deoarece se adaptează mai repede la forma fusului. Stratul mai tare din bronz de plumb, se uzează mai greu, dar după ce s-a terminat rodajul, cuzinetul se comportă identic atît ca film de ungere cît și ca regim termic.

În acest fel s-a demonstrat experimental că, apariția la suprafață a petei lucioase de bronz de plumb, nu duce la griparea cuzineților, dacă se asigură uleiul corespunzător. Prin uzarea stratului galvanic, din cauza impurităților din ulei, jocul în lagăr crește cu max. $0,03\text{ mm}$, ceea ce nu afectează formarea peliculei de ungere.

Practica a demonstrat că majoritatea cuzineților s-au defectat în perioada cînd cuzineții au avut strat galvanic bun, la scurt timp după reparația generală a motorului, sau în uzina constructoare, în primele ore de rodaj. Faptul că la revizii în depouri și la R.G., se găsesc cuzineți cu pete de bronz, fără să se consta-

te uzuri la fus, arată că lagărul funcționează bine și cu cuzineți la care stratul galvanic se uzează în timpul exploatării, stratul din bronz de plumb avînd proprietăți bune de alunecare.

Aceste rezultate nu trebuie să ducă la concluzia că se poate renunța la stratul moale galvanic, ci să existe convingerea că dacă acesta se uzează, stratul de sprijin din bronz de plumb, asigură în continuare funcționarea lagărului.

Pata lucioasă de bronz de plumb, sau numita transparentă a stratului de sprijin, este nedorită, dar nu reprezintă un pericol pentru funcționarea lagărului.

8.2.3.6. Influența alterării uleiului cu apă

S-a arătat, că la motorul Diesel Nr. 080, la începerea experimentelor din etapa a doua, a pătruns accidental apă în ulei (cca 2 % față de max. 0,2 %). În timpul operațiilor de înregistrare a apărut instabilitatea peliculei de ungere și scăderea grosimii minime la valori greu de măsurat ($0,1 \mu\text{m} < h_T < 1 \mu\text{m}$). Totodată, presiunea uleiului la mersul în gol, a scăzut treptat de la 1,7 bar la 1,12 bar, la $n = 350 \text{ r/min}$ și $t_1 = 70^\circ\text{C}$.

Căderea de presiune pe filtru a fost de 3,5 bari, adică mai mare decît presiunea la care se deschid supapele de ocolire ale filtrului de ulei (2,5 bar).

Aceste rezultate arată că alterarea uleiului cu apă, înrăutățește în mod evident comportarea lagărului.

Pe de o parte se reduce mult pelicula de ungere, iar pe de altă parte, prin deschiderea supapelor de siguranță, uleiul ajunge la cuzineți cu impurități mari (cca $80 \mu\text{m}$), care degradează stratul de alunecare.

8.2.3.7. Influența uleiului uzat

Experimentele s-au făcut mai întîi cu ulei M 30 S 2 după o funcționare de 6 luni, și apoi cu ulei nou M 30 S 2 și DS 30.

Grosimile de peliculă $h_T \text{ min}$, valori medii din măsurări la sarcina nominală, se prezintă în diagrama din fig. 8.31.

Pentru comparare cu valori analitice, s-au calculat $h_{OT} \text{ min}$, pentru $t_1 = 65^\circ\text{C}$, 70°C , 75°C și 80°C , cu vîscozitățile corespunzătoare uleiului nou și uzat. Acestea s-au extras din fig. 8.12. Rezultatele sînt cuprinse în tabelul 8.3. Din aceste rezultate se

vede că grosimea minimă a peliculei, la temperatura de regim, se reduce de cca 1,66 ori la uleiul uzat, fiind o concordanță între valorile calculate și măsurate.

8.2.3.8. Influența alterării uleiului cu motorină

Experimentele s-au făcut numai cu ulei folosit 6 luni, în care s-au introdus 48 l motorină (6 %). Nu s-au făcut experimente cu ulei nou diluat cu motorină.

În diagramele din fig. 8.32 se prezintă rezultatele obținute în cele două situații, la încărcarea nominală a motorului Diesel.

La uleiul cu 6 % diluție cu motorină, la temperatura de regim, $h_{T \min}$ scade cu cca 30 %. Rezultă că alterarea uleiului cu motorină înrăutățește comportarea lagărului.

Pentru a se cunoaște efectul diluției pe un timp mai lung de funcționare, asupra cuzinetului cu pată de bronz de la lagărul Nr. 4/I și a celui fără strat galvanic de la lagărul 3/I, s-a efectuat o probă la sarcini alternante, de 5 ore fără întrerupere. S-a funcționat 10' la sarcina nominală, 15' în gol, 15' la sarcina 3/4 și 20' în gol, după care s-a repetat acest ciclu. S-a înregistrat cu aparatul FEA temperaturile celor 2 cuzineți și a uleiului la intrare. La sarcina nominală s-a obținut $\Delta t = 18^{\circ}\text{C}$, iar la mers în gol $\Delta t = 7^{\circ}\text{C}$.

Analizele efectuate la ulei după cele 5 ore de funcționare, au arătat că vîscozitatea dinamică a crescut de la 42,1 cP la 44,7 cp (la temperatura de referință 50°C). În același timp, punctul de inflamabilitate a crescut de la 141°C la 152°C , adică cu 7,8%. Această îmbunătățire a proprietăților uleiului se explică prin evaporarea motorinei în timpul funcționării.

Acest rezultat experimental are importanță practică. Dacă se elimină cauza diluării uleiului cu motorină (de ex. înlocuirea unei țevi de injecție sparte), nu este necesar să se facă completări exagerate cu ulei proaspăt pentru scăderea procentului de diluție.

Din cele expuse la acest punct, rezultă că la temperaturile normale de lucru, fenomenul de diluție cu motorină înrăutățește comportarea lagărului, fără să cauzeze griparea lor. La temperaturi mari, diluțiile peste 6 % periclitizează funcționarea lagărelor și există riscul de explozii în carterul motorului.

8.2.3.9. Comportarea cuzineților cu zgîrieturi pe suprafața de alunecare

La experimentele pe motoare Diesel nu s-a măsurat pelicula de ulei la cuzineți cu rizuri, cum s-a procedat în laborator, la punctul 7.2.7.

Din aspectarea unui număr mare de cuzineți, demontați la revizii curente sau la reparații generale, s-a constatat că la cuzineții cu rizuri, uzarea stratului galvanic, este mai pronunțată decât la cuzineții fără rizuri. Cuzinetul de sus din fotografia 7.9 arată acest lucru.

Zgîrieturile de pe cuzinet, sînt consecința impurităților din ulei sau a înțepăturilor și zgîrieturilor de pe fus. Aceste zgîrieturi perturbă regimul de curgere al filmului de ulei, care se subțiază, așa cum au arătat experimentele de laborator.

8.2.3.10. Influența mărcilor de ulei M 30 S 2 și DS 30

Experimentele comparative cu ulei M 30 S 2 și DS 30, s-au efectuat pe același motor Nr. 080, în aceleași condiții de funcționare. S-a înregistrat pelicula de ungere la lagărul Nr. 3, temperatura uleiului la intrare și a cuzineților de la lagărul Nr. 3/I și 4/I.

Din interpretarea diagramelor înregistrate, a rezultat că cele două mărci de ulei n-au influențat pelicula de ungere și regimul termic.

În tabelul nr. 8.1, parametri măsurați la regimurile de lucru de la Nr. 1 la Nr. 35 s-au obținut cu ulei M 30 S 2, iar în continuare cu DS 30.

Rezultatele din acest tabel arată că atât h_T min, cît și creșterile de temperatură au valori apropiate, ceea ce duce la concluzia că procesul de ungere este identic la funcționarea lagărului, cu cele două tipuri de ulei.

La concluzia menționată s-a ajuns pe baza unui număr mult mai mare de rezultate experimentale, care n-au putut să fie cuprinse în tabelul 8.1.

Rezultatele obținute sînt în concordanță cu relațiile din teoria ungerii hidrodinamice (Cap. 4), după care, caracteristica portanței S_{0p} , depinde de vîscozitatea dinamică, dacă ceilalți parametri p, ψ, ω sînt constanți. Cele două tipuri de ulei, avînd vîscozități foarte apropiate, portanța a rămas constantă,

pentru aceleași condiții de funcționare.

8.2.3.11. Comportarea filmului de ulei la regimuri tranzitorii

Pornirea, oprirea și schimbarea regimului de încărcare la motoarele Diesel de tracțiune feroviară au pondere mare pe durata de serviciu a motorului.

Studiul analitic al peliculei de ungere în regimurile tranzitorii este dificil.

Pentru a se cunoaște efectele regimurilor tranzitorii asupra peliculei de ungere s-au făcut diagramări ale căror rezultate se prezintă în continuare.

8.2.3.11.a. Pornirea motorului

În fig. 8.28. se prezintă trei fragmente dintr-o diagramă înregistrată în timpul lansării motorului la $t_1 = 47,6^\circ\text{C}$.

La începutul fragmentului "a", linia 4 de măsurare a peliculei, se desprinde de linia de scurtcircuit 5 cu o întârziere foarte mică față de punerea în mișcare a fusului, scoasă în evidență de scăderea presiunii în cilindru motorului. Grosimea peliculei crește rapid, astfel că la sfârșitul primei rotații, în momentul exploziei (în cilindru Nr. 3), trece printr-un max. de $24\ \mu\text{m}$, urmat de un minim de $15\ \mu\text{m}$. În continuare, grosimea peliculei variază neregulat și la sfârșitul lansării (fragmentul C) oscilează armonic între valorile $h_T \text{ min} = 20\ \mu\text{m}$ și $h_T \text{ max} = 58\ \mu\text{m}$.

Temperatura cuzinetului crește rapid cu 3°C și apoi, după formarea peliculei de ungere, revine la valoarea inițială. Această mică creștere de temperatură precum și momentul desprinderii, liniei 4 de 5, arată prezența inevitabilă a frecării uscate și semilichide în timpul pornirii motorului. Se menționează că lansarea motorului s-a făcut după operația de preungere, care este importantă pentru reducerea frecărilor la pornire.

Pe diagramă se mai poate urmări variația presiunii gazelor în cilindru, a presiunii și temperaturii uleiului. Se remarcă faptul că presiunea gazelor în cilindru la început scade (linia 10), turbosufianta fiind în repaos. Înălțimile vîrfurilor de presiune sînt neegale, iar după stabilizarea turației, devin egale.

Asemenea operații de lansare s-au repetat la alte regimuri

de temperaturi și fenomenele s-au desfășurat la fel, producându-se numai diferențe cantitative în funcție de temperatura de lansare.

8.2.3.11.b. Oprirea motorului

Din diagramele înregistrate la oprirea motorului, s-a constatat că pe măsură ce turația scade, pelicula de ungere devine instabilă, scade pînă aproape de zero, dar nu se întrerupe decît după încetarea completă a mișcării fusului.

La oprirea motorului la temperaturi peste 80°C , la ultimele 2-3 rotații s-au produs atingeri între fus și cuzinet.

8.2.3.11.c. Schimbările de sarcină

La regimul normal de temperatură, la creșterea treptată a sarcinii, pelicula de ulei scade fără să dispară, iar temperatura cuzinetului crește. La reducerea sarcinii, fenomenele se petrec invers.

La temperaturi ridicate, $t_1 > 80^{\circ}$, la schimbările rapide de sarcină, pelicula tinde spre zero. La majoritatea experimentelor nu s-au produs contacte, între fus și cuzinet. Avînd în vedere că au existat tendințe de întrerupere, se recomandă să se evite schimbările rapide de sarcină.

La funcționarea motorului 12 L.D.A. 28 la turația critică, pelicula de ulei devine instabilă.

8.2.3.12. Comportarea peliculei de ungere la creșterea rapidă a turației

La reducerea rapidă a sarcinii motorului Diesel, turația acestuia crește pînă la turația maximă admisă, la care intră în acțiune protectorul de supraturare. S-a presupus că aceste creșteri de turație, denumite supraturări, produc defecțiuni la cuzineți.

Pentru clarificarea s-au făcut înregistrări de peliculă de ulei în timpul supraturărilor. Acestea s-au provocat prin scoaterea excitației generatorului principal cînd motorul funcționa la sarcina nominală. Experimentul s-a repetat de 3 ori. După aceea s-au produs supraturări prin acționarea manuală a arborilor de reglaj, pînă la intrarea în funcțiune a protectorului. La aceste experimente, la interpretarea diagramelor, nu s-a constatat întreruperea filmului de ungere.

Se desprinde concluzia că la descărcarea bruscă a motorului, nu se produc topiri de cuzineți, dacă protectorul de supraturare declanșează la turația maximă admisă.

La turații superioare celei maxime este posibil ca pierderile prin frecare în filmul de ungere să crească mult și să ducă la distrugerea lagărului. Experiențe peste turația maximă nu s-au putut face.

Deoarece, din practică a reieșit că motoarele care au fost supraturate, mai târziu au avut topiri de cuzineți, se presupune că la acele motoare, din cauza forțelor de inerție mari, s-au produs slăbiri de cuzineți și aceste slăbiri au condus la griparea cuzinetelor.

8.2.3.13. Comportarea cuzinetelor slăbiți în lagăr

În timpul exploatării este posibilă slăbirea cuzinetelor, fie din neglijență de montaj (baterea și neasigurarea corectă a penelor, etc), fie din cauza procesului de îmbătrânire a carcasei din oțel, a cuzinetului.

Efectele acestui fenomen s-au cercetat prin slăbirea penelor la lagărul Nr. 3. După pornirea motorului s-a constatat că lagărul slăbit avea temperatura mai mică decât lagărul de comparare. La pelicula de ungere nu s-au constatat întreruperi. La creșterea sarcinii motorului temperatura lagărului slăbit a crescut rapid și a depășit cu cca 15 ° C pe cea a lagărului vecin.

Pentru a evita o defectare s-a oprit motorul și s-au strâns penele. După repunerea motorului în funcțiune fenomenul nu s-a mai repetat.

Experimentul a arătat că slăbirea cuzinetelor în lagăr pune în pericol funcționarea motorului.

8.2.4. Comportarea cuzinetului cu stratul galvanic uzat în condiții de remorcare a trenurilor

La experimentele efectuate în depou, cu locomotiva legată la reostat, cuzinetul cu pată de bronz din fig. 8.7. s-a comportat identic cu cel de la lagărul Nr. 3, care avea stratul de alunecare din bronz de plumb. Pe baza acestor constatări s-au organizat experimente în condiții de remorcare a trenurilor, la care s-a urmărit comportarea cuzinetelor cu pată de bronz comparativ cu cuzineții cu stratul galvanic Pb-In în stare bună. În acest scop s-a

demontat cuzinetul inferior de la lagărul Nr. 3/I prevăzut cu traductori capacitivi și în locul lui s-a montat un cuzinet nou cu strat galvanic.Pb-In în stare bună, așa cum s-a arătat la punctul 8.2.2.

După 6 luni de serviciu, timp în care nu s-a produs nici o defecțiune la cuzineți, locomotiva urma să fie introdusă la reparație generală, în uzina reparatoare.

În baza măsurărilor de temperatură la cuzineții experimentali s-a prelungit norma de R.C. cu 6 luni, fără să se facă vizitarea cuzineților prin demontare.

În perioada care a urmat locomotiva a avut o comportare bună. Cuzinetul cu pata de bronz a funcționat un an de la data montării lui cu caracter experimental.

La demontarea motorului pentru reparația generală, o comisie tehnică a examinat starea cuzineților și a fusurilor. Nu s-au constatat uzuri la fusuri sau cuzineți gripați.

Experimentul a demonstrat că stratul din bronz de plumb posedă proprietăți bune de alunecare și că pata lucioasă de bronz, ca cele din fig. 8.7 și 7.9 jos, nu reprezintă cauza topirilor de cuzineți, dacă lagărul este montat corect și dacă există la locul de ungere, uleiul necesar.

8.2.5. Variația grosimii peliculei în zona activă în timpul unui ciclu motor

S-a arătat că la toate experimentele, traductorul capacitiv a măsurat grosimea stratului de ungere în zona cea mai solicitată în timpul unui ciclu motor.

La interpretarea diagramelor s-a determinat numai h_T min pentru reducerea volumului de calcule.

În tabelul 8.4. se prezintă un exemplu de determinare a grosimii stratului de ungere h_T în zona cea mai solicitată a cuzinetului Nr. 3, la sarcina nominală a motorului Diesel, $t_1 = 74,8$ °C, $j = 0,195$ mm și $n = 750$ r/min .

În figura 8.33 s-a trasat curba de variație $h_T = f(\alpha)$. Pe aceeași diagramă s-a trasat $h_{OT} = f(\alpha)$ recalculat conform metodei de la punctul 5.3.6. Deoarece h_{OT} max ieșea din planul diagramei, s-a procedat la tăierea acestor vîrfuri.

Se constată că există o concordanță bună între h_T și h_{OT} ca poziție a punctelor minime și maxime. La valorile minime există

concordanță foarte bună, în schimb la valorile maxime sînt diferențe mari. Cauza acestei neconcordanțe s-a arătat la punctul 5.3.6.

8.3. Cauzele principale ale defectărilor de cuzineți și măsuri de prevenire

Studiile teoretice și experimentale prezentate au scos în evidență că dacă se respectă forma geometrică a lagărului și există în permanență în lagăr ulei cu proprietăți peste limitele minime prescrise, pelicula de ungere persistă, astfel că nu au loc defecțiuni de cuzineți.

La originea defectelor ce se produc accidental, există următoarele cauze :

- Abateri de la forma geometrică a lagărelor și a liniilor;
- Slăbirea cuzineților în lagăr;
- Lipsa de ungere sau ulei cu vîscozitate prea mică (ulei degradat sau temperaturi prea mari față de cele normale);
- Filtrarea necorespunzătoare a uleiului și defecțiuni la sistemul de răcire.

În cele ce urmează se prezintă cîteva constatări făcute asupra cauzelor menționate.

8.3.1. Abateri de la forma geometrică

La construcția motorului Diesel, sau la reparațiile generale, aceste abateri se pot produce accidental la interoperațiile de prelucrare - reparare a carterului, în timpul montajului și la probele pe stand sau pe locomotivă. Ele constau în :

- Lipsa de coaxialitate la linia arborilor cotiți, sau ovalități și conicități la alezaje, peste toleranțele admise.
- Tușarea necorespunzătoare a planelor de așezare dintre carter și blocul cilindrilor.
- Operații de găurire la pereții carterului și blocului necorespunzătoare.
- Prezența tensiunilor interne din cauza detensionării incomplete după operațiile de sudare ale carterului și blocului cilindrilor.

Aceste defecțiuni se elimină ușor prin folosirea dispozitivelor de lucru și control, verificate periodic, pentru ca acestea să asigure toleranțele de fabricație.

În ceea ce privește tensiunile remanente este necesar să se respecte prescripțiile de detensionare a subansamblelor motorului Diesel. Autorul a constatat că, la unele cartere, după executarea găurilor pentru metacoane, distanța dintre brațele pe care se fixează generatorul principal crește cu cca 1 mm, față de cca. 0,3 mm la majoritatea carterelor. A rezultat că aceste deschideri se datorau tensiunilor remanente.

La montaj s-au constatat următoarele greșeli :

- Efectuarea unei operații de tușare a blocului pe carter pentru eliminarea jocului la planul de separație, care se constată de regulă la pereții Nr. 3 și 4. Prin măsurări făcute de autor, înainte și după punerea blocului cu cilindri pe carter, s-a constatat că este inevitabilă producerea unei săgeți de cca 0,04 mm, la mijlocul carterului. După strângerea șuruburilor de prindere, blocul fiind mai rigid, săgeata se anulează. Prin tușarea blocului pe carter, se anulează spațiul de la planul de separație, dar linia arborilor continuă să rămână deformată după strângerea șuruburilor de prindere.

Deficiența se elimină prin tușarea individuală a carterului și blocului cu cilindri, cu placă de tușare.

- Volum mare de remedieri prin răzuirea la jugul angrenajului, la unele cartere detensionate necorespunzător,

- Neatenție la împerecherea cuzineților și la stabilirea prestrîngerii lor.

- Inversarea accidentală a capacelor lagăr.

- Pătrunderea unor impurități mecanice între spatele cuzinetului și suprafața de așezare (mai ales la intervențiile din depouri), precum și în circuitul de ungere.

- Baterea necorespunzătoare a penelor și neasigurarea corectă a lor.

La probele pe stand sau de parcurs se pot produce următoarele nereguli :

- Centrarea necorespunzătoare a grupului Diesel generator pe prismă, sau în cutia locomotivei.

- Efectuarea spălării circuitului de ungere cu ulei rece.

- Neacordarea atenției cuvenite fazelor de rodaj.

8.3.2. Slăbirea cuzineților în lagăr

În literatură se menționează că există un fenomen de îmbătrânire naturală a cămășii din oțel, care se manifestă prin scur-

tarea lungimii semicuzinetului și aceasta duce la scăderea forței de prestrângere. Acest fenomen se diminuează prin efectuarea unui tratament de îmbătrânire artificială a cuzineților, care constă într-un tratament de detensionare.

Cele mai multe slăbiri de cuzineți se datoresc montării necorespunzătoare a penelor de strângere.

Prin slăbirea cuzineților în lagăr se crează premisele de întrerupere locală a filmului de ungere, pe perioade foarte scurte, dar cumulate în timp mai lung, duc la degradarea cuzinetului. Spre deosebire de defectările de cuzineți provocate de abateri de la forma geometrică sau de lipsă de ungere, la cele produse prin slăbirea lagărului, cuzineții nu prezintă colorări de încălzire pronunțate.

Realizarea unei forțe de prestrângere peste valoarea prescrisă are efecte negative tot așa de mari ca și slăbirea cuzineților.

În aceste cazuri apar deformații la cămașa cuzinetului, care duc inevitabil la degradarea lui. În alte situații, tensiunile prea mari duc la inițierea unor crăpături pe generatoare în zona buzunarelor de ulei, sau circular prin canalul de ungere, fig. 3.9. În timp, crăpăturile progresează pînă la desprinderea unor bucăți din cuzinet, ca la cel din fig. 3.6.

8.4. Aprecierea comportării cuzineților în exploatare

Experimentele de laborator au arătat că prin măsurarea peliculei de ungere și a temperaturii cuzineților se pot face aprecieri asupra comportării cuzineților.

În practică este dificil să se măsoare pelicula de ungere pentru a se stabili o eventuală funcționare defectuoasă a unui lagăr.

În ceea ce privește măsurarea temperaturii, în mod continuu sau la anumite intervale, acest lucru este posibil. Temperatura cuzinetului este un parametru ce se poate măsura relativ ușor și care dă indicații sigure asupra funcționării lagărului. Termocuplele miniaturizate, Fe-Ko, executate de autor, s-au comportat bine pe perioade lungi, în condițiile de exploatare ale motorului Diesel. Apar însă dificultăți la pozarea cablurilor de compensare în interiorul carterului și cheltuieli care nu se justifică decît în cazuri speciale. Ca exemple se dau motoarele Diesel de putere mare executate în serie mică, lagărele turbinelor cu abur, etc.

La înlocuirea unui cuzinet defect, fără demontarea arborelui cotit, este indicat să se măsoare temperatura cuzinetului înlocuit și a celor alăturați, pentru prevenirea unei alte defectări.

Diagrama din fig. 8.34 este o dovadă în acest sens. Aceasta conține curbele de variație a temperaturii cuzineților de la motorul Diesel 1633, la care s-au făcut remedieri la cuzineți, fără demontarea arborelui cotit.

Deoarece au existat abateri de la forma geometrică a lagărelor, după efectuarea remedierilor, temperatura lagărului Nr. 3/II a crescut brusc pînă la 132 °C, în timpul rodajului. Constatîndu-se acest lucru, s-a oprit motorul Diesel și astfel s-a evitat o nouă defectare.

În aceste situații, sistemele de protecție bazate pe fenomene termice (vezi punctul 7.2.15.) sînt deosebit de utile.

Metoda de analiză spectrală a uleiului poate să dea unele indicații asupra comportării lagărelor, dar acestea nu sînt suficiente de concludente.

Aprecieri sigure asupra comportării cuzineților se pot face numai prin demontarea lor la anumite intervale. Aceste intervale trebuie să fie cît mai lungi, deoarece orice demontare și remontare a unui cuzinet bun, reprezintă un pericol pentru funcționarea lui, mai ales cînd aceste operații se execută pe locomotivă sau în ateliere slab utilate.

De aceea se recomandă ca vizitarea cuzineților la toate motoarele Diesel de tracțiune feroviară, să se execute la reparațiile programate în ateliere reparatoare.

Deoarece în exploatare se produc accidental defecțiuni la cuzineți, autorul a conceput o metodă prin care este posibilă descoperirea lagărelor defecte sau cu comportare dubioasă, fără demontarea lor. Metoda are la bază constatarea că la supraîncălzirea cuzineților cu pereți subțiri, se produc deformații termice remanente, astfel că între spatele cuzinetului și suportul lagăr apare un joc.

Prin verificarea periodică cu lamele de control a jocului dintre suportul lagăr și spatele cuzinetului se pot descoperi cuzineții care au suferit supraîncălziri.

Defectările mai grave sînt însoțite de colorări de încălzire care sînt vizibile la capetele cuzineților și la fusurile arborelui cotit.

Conform acestei metode, cuzineții la care se constată prezența jocului amintit sau colorări de încălzire, se consideră dubioși, ceea ce impune vizitarea lor prin demontare.

Prin verificarea preventivă fără demontare nu se pot descoperi cuzineții cu pată de bronz sau cu rizuri. Cercetări la experimentele prezentate au arătat că pata lucioasă de bronz și rizurile nu duc la defectarea lagărelor, cît timp există uleiul necesar pentru ungere și răcire.

9. POSSIBILITATI DE APLICARE IN PRODUCTIE A REZULTA-
TELOR CERCETARILOR EFECTUATE ASUPRA LAGARELOR
MOTOARELOR DIESEL

Datorită efectelor economice favorabile, ce se obțin prin mărirea siguranței și duratei de funcționare a cuzineților a existat în permanență interes pentru efectuarea acestor cercetări și pentru valorificarea rezultatelor, atât din partea I.C.M. Reșița, cât și din partea organelor de conducere C.F.R.

Interesul acestora s-a concretizat prin încheierea a 4 contracte de cercetare pe această temă, cu Institutul Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara, Institutul de Subingineri Reșița și Direcția Tracțiune și Vagoane din MTTc, respectiv I.C.M. Reșița.

O parte din rezultatele prezentate în teză, s-au inclus în protocoalele de finalizare a contractelor amintite, de către colectivul de cercetare, din care a făcut parte și autorul.

Ca urmare a recomandărilor făcute, I.C.M. Reșița a luat măsuri de detensionare corectă a carterelor și a interzis operația de tușare a blocului pe carter. De asemenea s-au recondiționat dispozitivele de găurire a carterului și blocului și s-a întărit activitatea de control la alezajele pentru cuzineți și la linia arborilor cotiți. La standul de probă s-a îmbunătățit instalația de spălare cu ulei cald, a circuitului de ungere. Prin aceste măsuri, defectările de cuzineți s-au redus de la cca. 7 pe an, la un singur caz în anul 1978.

La C.F.R. s-au luat măsuri de instruire a muncitorilor care fac intervenții la cuzineți, prin trimiterea lor la I.C.M. Reșița. S-au organizat simpozioane la care autorul a fost invitat să expună probleme legate de comportarea lagărelor.

Rezultatele experimentului făcut pe L.D.E. 162 cu cuzinet cu pată de bronz, s-a extins cu caracter experimental la L.D.E. 336 de la depoul Brașov. La motorul respectiv, din lipsă de cuzineți de schimb, la o treaptă specială, s-au remontat, la două lagăre, semicuzineți cu pată de bronz. În acest fel s-a evitat staționarea locomotivei cel puțin 2 luni. Locomotiva a funcționat în aceeași situație 2 ani, fără defecțiuni la cuzineți. Cu ocazia reparației generale, în ianuarie 1978, o comisie tehnică a examinat cuzineții în cauză și fusurile aferente.

S-a constatat că suprafața petei de bronz progresare puțin,

dar nu s-au produs uzuri la fusuri. Acest exemplu a demonstrat că rezultatele cercetărilor de laborator și pe L.D.E. 162, cu cuzineți cu pată de bronz, nu sînt întîmplătoare. Pentru acest lucru pledează și cuzineții de bielă din fig. 7.10, care s-au găsit la o revizie în depou după 180.000 km, fără strat galvanic, iar fusul maneton n-a fost uzat.

Rezultatele cercetărilor experimentale, s-au aplicat în depourile Brașov, Dej, Cluj, Pitești și Timișoara la repararea accidentală a cuzineților la peste 10 motoare, dintre care unele greu avariate. Acestea s-au reparat pe baza tehnologiilor întocmite de autor, care pornind de la necesitatea unei așezări corecte a fusului în cuzinet, a recomandat verificarea prin amprentă de tuș. La majoritatea acestor motoare reparate, s-au folosit termocuplele executate de autor și s-a măsurat temperatura lagărelor remaniate și a lagărelor vecine. Pe baza rezultatelor obținute, s-au putut face aprecieri asupra comportării lagărelor și s-au luat decizii privind repunerea locomotivelor în serviciu. Majoritatea acestor motoare au ajuns deja la reparația generală fără să fie avut alte defecțiuni de cuzineți.

Prin aplicarea integrală în producție a rezultatelor efectuate asupra ungerii lagărelor, este posibilă dublarea actualului parcurs de cca 180.000 km dintre reviziile prin demontare a cuzineților în depouri. Pentru aceasta nu sînt necesare fonduri de investiții sau cheltuieli suplimentare, ci respectarea următoarelor măsuri tehnologice:

9.1. Măsuri tehnologice la uzina constructoare și reparatoare

9.1.1. Detensionarea corectă a carterelor după operațiile de sudare.

9.1.2. Respectarea coaxialității lagărelor și a toleranțelor de la alezajele pentru cuzineți.

9.1.3. Asigurarea forței de prestrîngere a cuzineților în limitele prescrise.

9.1.4. Eliminarea impurităților din circuitul de ungere. Evitarea operațiilor de polizare în apropierea locului de montaj a motoarelor Diesel.

9.1.5. Centrarea corectă a generatorului principal. Să se evite strîngerea longeroanelor carterului peste cca. 0,5 mm, la fixarea generatorului principal. Strîngerile exagerate introduc

tensiuni în zona lagărelor pentru roțile de sincronizare. Aceste tensiuni produc deformații care cauzează topirea cuzineților, la roțile de sincronizare.

9.1.6. Baterea penelor cu dispozitive de lucru și montarea corectă a siguranțelor de fixare.

9.1.7. În caz de gripări de cuzineți, sau început de gripaj, la probele pe stand sau pe locomotivă în uzina reparatoare și constructoare, este necesară demontarea totală a motoarelor și refacerea liniei arborilor cotiți. Gripările de cuzineți sînt însoțite totdeauna de deformații la capace lagăr și la pereții carterului, precum și de producerea unor microfisuri pe suprafața fusului. Dacă acestea nu se elimină prin rectificarea fusului la treapta următoare, există pericol de rupere a arborelui cotit.

9.1.7. În sectorul de fabricație a cuzineților, să se respecte riguros tratamentul termic de îmbătrînire artificială a cămășilor din oțel. Totodată să se analizeze cauzele magnetismului remanent.

La cîțiva cuzineți gripați, s-a constatat magnetism remanent.

9.2. Măsuri tehnologice de întreținere a motoarelor în exploatare

9.2.1. Verificarea periodică a instalației de filtrare și întreținerea ei, astfel ca să poată reține impurități cu dimensiuni mai mari ca $1 \mu m$.

9.2.2. Etanșarea conductelor de motorină, pentru a evita diluarea uleiului.

9.2.3. Verificarea periodică a uleiului prin analize de laborator.

9.2.4. Intreținerea sistemului de răcire astfel ca acesta să nu permită creșterea exagerată a temperaturii uleiului peste cea normală de lucru ($70^{\circ}C$).

9.2.5. Spălarea băii de ulei și a sorbului cu ocazia schimbării totale a uleiului.

9.2.6. Păstrarea curățeniei la operațiile de reparații, astfel ca să nu pătrundă impurități în ulei.

9.2.7. Verificarea periodică a fixării motorului în cutia locomotivei prin măsurarea jocurilor la metacoane.

9.2.8. Renunțarea la revizia cuzineților prin demontare, la 180.000 km și introducerea controlului preventiv al cuzineților

fără demontarea lor. Este necesar ca trecerea la acest nou sistem de întreținere să se facă treptat.

Economia de manoperă ce se obține prin acest sistem, să fie redistribuită la alte operații de întreținere a motorului. În acest fel se va îmbunătăți starea tehnică a motoarelor Diesel.

10. CONCLUZII GENERALE. EFICIENȚA ECONOMICĂ ȘI PROPUNERI

10.1. Concluzii generale

Rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale conduc la următoarele concluzii :

10.1.1. Concluzii asupra cercetărilor teoretice

1. Grosimea minimă a filmului de ulei este un parametru hotărâtor pentru funcționarea lagărelor motoarelor Diesel și a oricăror lagăre cu alunecare. Aceasta se poate stabili teoretic cu metodele de calcul prezentate în teză, iar rezultatele ce se obțin permit să se facă aprecieri asupra comportării lagărelor. Astfel, dacă grosimea minimă calculată este mai mare decât cea $0,6 \mu\text{m}$ (suma asperităților de pe fus și cuzinet) și uleiul este curat, lagărul funcționează în regimul de ungere hidrodinamică, regim lipsit de uzuri de frecare.

2. Organigrama de calcul concepută de autor pentru calculul încărcării fusurilor permite stabilirea analitică într-un timp scurt, pe calculator, a diagramelor polare și desfășurată pe fusul maneton și pe oricare fus palier; pentru motoarele Diesel cu cilindrii în linie. De exemplu, mărimile necesare trasării diagramelor de încărcare a fusului maneton și a fusului palier Nr.3, pentru intervale de 2° RAC, la motorul LDA 28, s-au stabilit pe calculatorul Felix C 256 într-un timp de 1 min și 20 s.

3. Lagărele paliere ale motoarelor Diesel pot fi solicitate peste limitele date în literatură dacă se realizează regimul de ungere hidrodinamică, dacă se respectă forma geometrică și se asigură uleiul necesar cu vâscozitatea prescrisă. De exemplu lagărul palier Nr.4, lagărul cel mai încărcat al motorului LDA 28, la care presiunea medie în cuzinet este mai mare cu 37 % față de limita superioară recomandată în literatură, are grosimea minimă a peliculei de ulei mai mare decât $0,6 \mu\text{m}$, ceea ce înseamnă că

funcționează în regim de ungere hidrodinamică.

4. Locul pe cuzinet, unde apare cel mai subțire strat de ungere, depinde de forța de încărcare, de direcția ei, de vîscozitatea uleiului, turația și dimensiunile constructive ale lagărului. În cazul lagărului Nr. 3 a motorului LDA 28, la sarcina nominală, acest loc se află în semicuzinetul inferior pe un interval unghiular de cca 40° față de verticală, în sensul de rotație și cca 10° în sens invers. În această zonă există probabilitatea cea mai mare de întrerupere a filmului de ulei însoțită de creșterea uzurilor de frecare și de griparea cuzinetului. Această zonă stabilită teoretic corespunde cu locul uzurilor maxime constatate în practică.

5. Regimul termic al lagărelor motoarelor Diesel și debitul de ulei se pot stabili teoretic cu relațiile prezentate în teză.

Cu cît temperatura uleiului la intrare în motor este mai coborîtă, cu atît pierderile prin frecare în lagăre sînt mai mari, sau cu cît diferența dintre temperatura cuzinetului și a uleiului la intrare este mai mare.

Debitul de ulei fiind mai mic prin lagărul cu joc minim, regimul termic este mai ridicat decît la lagărul cu joc maxim. Din punct de vedere termic, lagărele cu joc mare sînt de preferat celor cu joc mic.

6. La o turație cu sarcina constantă a motorului temperatura la intrare, pentru un ulei dat, are influență mai mare asupra funcționării lagărelor decît jocul diametral. De exemplu, la motorul LDA 28, la sarcina și turația nominală, creșterea temperaturii de intrare a uleiului de la 70°C la 90°C determină micșorarea grosimii peliculei de ungere cu cca 66 %, în timp ce mărirea jocului de la 0,1 mm la 0,2 mm duce la o scădere de numai cca 6 %.

Pentru oricare motor Diesel menținerea temperaturii uleiului la intrare la valoarea optimă (cca 70°C), garantează o funcționare mai sigură și mai lungă a lagărelor decît micșorarea jocului diametral.

7. La un joc constant, debitul de ulei crește proporțional cu presiunea, iar la o presiune a uleiului constantă, crește cu cubul jocului diametral.

Pe măsură ce jocul diametral crește prin uzare, presiunea uleiului scade, dar debitul de ulei care trece prin lagăr, rămîne constant.

8. Vîscozitatea uleiului - similar cu temperatura - are

influență mare asupra comportării lagărelor. Astfel uleiul M 30 S 2, cu vîscozitatea la limita minimă, realizează pelicule de ungere mai subțiri cu cca 30 % decît același ulei cu vîscozitatea la limita superioară.

9. La temperatura normală de lucru a motorului, diluarea uleiului cu motorină, are influență negativă asupra comportării lagărelor, din cauza scăderii vîscozității : o diluție cu 6 % motorină duce la micșorarea grosimii peliculei de ungere cu 20% (experimental cu cca 30 %).

10. Relațiile de calcul prezentate și stabilite în lucrare pot fi aplicate pentru studiul ungerii și proiectarea lagărelor motoarelor Diesel feroviare cu rezultate mai apropiate de comportarea reală a lagărelor decît cele recomandate în prezent în literatura de specialitate.

10.1.2. Concluzii asupra cercetărilor experimentale pe standul de laborator

1. Standul experimental din laborator realizează forțele de încărcare a fusului, statice și dinamice, la nivelul forțelor medii pe ciclu din lagărele paliere de la motoarele Diesel de tracțiune feroviară. De aceea, rezultatele obținute în laborator se pot transpune cu unele corecții la lagărele paliere de la motoarele LDA 28, precum și la alte lagăre cu alunecare asemănătoare.

2. Intre grosimea peliculei de ungere măsurată capacitiv pe standul de laborator și cea stabilită teoretic există concordanță acceptabilă. Pentru grosimi de cca $16\mu\text{m}$ abaterile sînt de $2\mu\text{m} - 6\mu\text{m}$, ceea ce reprezintă 12,5 % - 37 %, eroarea absolută a instalației pe domeniul $0\mu\text{m} - 50\mu\text{m}$ fiind $\pm 1,8\mu\text{m}$.

3. Traductorii capacitivi și termocuplele miniaturizate, realizate de autor, au dovedit o comportare sigură la temperaturi și încărcări mai mari decît cele utilizate la lagărele paliere de la motoarele Diesel sau de la alte tipuri de mașini.

4. Metodele de măsurare elaborate de autor se pot utiliza într-un domeniu mai larg de cercetare a lagărelor paliere de la motoarele Diesel precum și a lagărelor de alunecare de la alte mașini.

5. Influența temperaturii de intrare a uleiului asupra grosimii filmului de ungere confirmă rezultatele cercetărilor teoretice.

6. Zgîrieturile circulare pe suprafața de lucru a cuzinetului înrăutățesc comportarea lagărului. La cuzineții cu zgîrieturi circulare, grosimea peliculei de ulei se reduce de oca 2,4 ori față de cuzineții cu suprafața de alunecare fără zgîrieturi. Rezultă că zgîrieturile scurtează durata de funcționare a cuzinetelor cel puțin de două ori.

7. Materialul din care este executat stratul de alunecare, aliaj moale Pb-In sau bronz de plumb, nu influențează grosimea filmului de ulei și temperatura cuzinetului, decât în faza de rodaj.

Aliajul depus galvanic Pb-In se adaptează mai repede la forma fusului decât aliajul bronz de plumb. Grosimea filmului de ungere și temperatura, depind astfel de forma geometrică și de gradul de prelucrare al suprafețelor de alunecare și nu de materialul Pb-In sau bronz de plumb din care este executat stratul de alunecare al cuzinetului.

8. Alterarea uleiului cu motorină, la temperatura normală de lucru sau mai mare, influențează negativ comportarea peliculei de ungere.

Diluția uleiului cu 6 % motorină a condus la reducerea grosimii minime a filmului de ulei cu cca 30 %, față de 20 % stabilită teoretic.

9. În ceea ce privește grosimea peliculei de ungere și a regimului termic, funcționarea lagărului cu ulei M3oS2 sau DS3o este identică.

10. Frecarea semilichidă și uscată este inevitabilă la punerea fusului în mișcare, dar durata este foarte scurtă dacă se efectuează preungerea lagărului. La oprirea fusului, filmul de ulei devine instabil, însă nu se întrerupe decât după încetarea mișcării fusului.

11. Abaterile importante de montaj, ca de exemplu așezarea fusului în cruce pe cuzinet, produc defectarea lagărului într-un timp scurt de la punerea fusului în mișcare, chiar și la sarcină mică. Rezultă că majoritatea defectărilor care se produc în perioada de rodare a cuzinetelor sînt consecința unor abateri de la forma geometrică a lagărului.

12.-Temperatura maximă pînă la care poate să funcționeze cuzinetul cu strat de alunecare din Pb-In este 130 °C. La inițierea fenomenului de gripaj, temperatura cuzinetului crește în 2-3 secunde de la temperatura normală de lucru la cca 170 °C, cînd

procesul de uzare se dezvoltă rapid.

- Fenomenul de gripare se evită dacă se comandă oprirea fusului în momentul când se depășește temperatura maximă 130 °C. Acest lucru se poate realiza cu ajutorul unor senzori de temperatură cu inerție mică. Dintre cei încercați, siguranțele fuzibile s-au comportat cel mai bine.

10.1.3. Concluzii asupra cercetărilor experimentale pe motoare Diesel

1. Intre rezultatele cercetărilor experimentale și cele teoretice există concordanță calitativă și cantitativă. Cu ajutorul acestor rezultate se pot stabili măsuri pentru creșterea duratei și siguranței de funcționare a lagărelor paliere.

2. Solicitățile în lagărele paliere ale motoarelor Diesel LDA 28 au valori în jurul limitelor superioare recomandate în literatură. Cu toate acestea, cercetările experimentale au arătat că dacă se respectă forma geometrică și la locul de ungere există ulei bine filtrat, grosimea minimă a filmului de ungere nu scade sub limita care asigură regimul de ungere hidrodinamică. În aceste condiții nu se produc defecte din cauza frecărilor directe dintre fus și cuzinet, ci numai prin acțiunea chimică a uleiului asupra stratului de alunecare al cuzineților, eventual prin cavitație și lipsă de aderență.

3. Impuritățile din ulei, cu dimensiuni mai mari decât grosimea minimă a filmului de ungere, produc zgîrieturi pe fus și cuzinet. Aceste zgîrieturi, dacă nu sînt grupate pe suprafața de alunecare, nu duc la defectarea cuzinetului, dar le scurtează durata de funcționare.

Motivul principal al înlocuirilor de cuzineți, la reviziile programate, este prezența acestor zgîrieturi pe suprafața de lucru. Literatura de specialitate estimează la 40 % înlocuirile de cuzineți din cauza acestor zgîrieturi.

4. Slăbirea cuzineților în lagăr sau prestrîngerea cu forță prea mare, duce după o perioadă mai lungă de serviciu la defectarea lagărelor constînd în uzarea stratului de alunecare și apariția unor crăpături în cămașa din oțel a cuzineților.

Slăbirea poate să fie consecința unui montaj defectuos sau a procesului de îmbătrînire naturală (scăderea elasticității) a cămășii din oțel a cuzinetului.

Cuzinetul slăbit în suportul lagăr, vibrează în timpul

funcționării ducând la întreruperea repetată pe perioade foarte scurte a peliculei de ungere, ceea ce după un timp mai lung, duce la degradarea stratului de alunecare fără colorări pronunțate de încălzire.

5. Alterarea uleiului cu apă peste 2 % (admis 0,2 %) are ca efect spargerea filtrelor micronice și scăderea grosimii stratului de ungere aproape de zero, ceea ce produce uzarea cuzineților și în multe cazuri defectarea lor.

6. Grosimea minimă a peliculei de ungere cu ulei M3oS2 după 6 luni de funcționare, este de cca 1,66 ori mai mică decât în cazul aceluiași ulei nou. Totuși, uleiul M3oS2 după 6 luni de funcționare asigură regimul de ungere hidrodinamică a lagărelor paliere.

7. La temperatura normală de funcționare a motorului Diesel, grosimea peliculei de ungere scade cu 30 % când uleiul este diluat cu 6 % motorină; rezultă înrăutățirea siguranței și a duratei de funcționare a lagărelor.

8. Modificarea presiunii uleiului la intrare în motor cu 0,5 bari față de valorile obișnuite, nu influențează grosimea peliculei de ungere și regimul termic. Comportarea lagărelor motoarelor Diesel nu se îmbunătățește prin mărirea presiunii uleiului la intrare în motor. Totuși presiunea uleiului trebuie să fie urmărită în exploatare, deoarece scăderea ei cu cca 0,3 bar într-un interval scurt (la aceeași temperatură și turație), semnalează apariția unor defecțiuni care pot duce la avarierea motorului (diluție cu apă sau motorină, defectarea pompei principale, neetanșeității în circuitul de ungere, gripări de cuzineți, etc).

9. Regimul de frecare uscată și mixtă este inevitabil la pornirea motorului, dar pelicula de ulei se formează aproape instantaneu cu punerea arborelui cotit în mișcare, dacă se efectuează operația de preungere. La oprirea motorului, pelicula de ungere devine instabilă, dar de cele mai multe ori nu se întrerupe decât după încetarea mișcării arborelui cotit.

10. La schimbarea lentă a sarcinii motorului Diesel nu se întrerupe filmul de ulei. La schimbarea rapidă a sarcinii, pelicula de ungere devine instabilă cu tendință de întrerupere la temperaturi mari.

11. Creșterea turației până la valoarea maximă admisă, prin scăderea bruscă a sarcinii motorului Diesel, nu cauzează între-

ruperea filmului de ungere și defectarea cuzineților. Se presupune că la turații mai mari decât cea maximă admisă (supraturarea) în cazul motorului LDA 28, duce la slăbirea cuzineților în suportii lagăr și ulterior la defectarea lor.

12. Cuzineții cu stratul de alunecare din Pb-In sau numai din bronz de plumb s-au comportat la fel după terminarea rodajului, în ceea ce privește pelicula de ulei și regimul termic.

13. Pata lucioasă de bronz, care se produce într-un timp lung pe suprafața de lucru a cuzinetului, prin uzarea stratului galvanic, nu modifică forma geometrică a lagărului și de aceea nu duce la defectarea cuzinetului.

14. Creșterea temperaturii uleiului la intrare în motor peste temperatura normală de lucru reduce grosimea peliculei de ungere cu cca 4,4 % pe 1 °C. Comportarea lagărelor se îmbunătățește dacă sistemul de răcire menține temperatura uleiului la intrare în motor, la valoarea normală de lucru (cca 70 °C).

15. Gripările de cuzineți la motoarele LDA 28, sînt însoțite totdeauna de modificări la linia arborilor cotiți, iar pe fusul lagărului defect se produc microfisuri. Înlocuirea cuzineților defecti fără recondiționarea liniei arborilor cotiți și fără îndepărtarea microfisurilor de pe fus, duce la avarierea mai gravă a cuzineților și în timp mai lung la ruperea arborelui cotit.

16. - Lagărele paliere funcționează normal cînd diferența dintre temperatura cuzinetului și a uleiului la intrare în motor este de cca. 15 °C la sarcina nominală și de cca 5 °C la mersul în gol al motorului Diesel. Diferențe de temperatură mai mari se produc cînd uleiul este prea rece sau în timpul gripării cuzinetului.

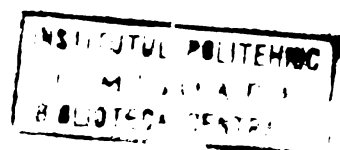
- Griparea cuzinetului se poate evita dacă se oprește motorul cînd cuzinetul depășește temperatura maximă de funcționare de cca 130 °C.

10.2. Efecte economice

Creșterea duratei și siguranței de funcționare a lagărelor, atrage efecte economice favorabile, care constau în reducerea cheltuielilor de întreținere și creșterea gradului de utilizare a locomotivelor.

Eficiența economică se calculează în următoarele ipoteze:

- Există 1000 buc. locomotive și fiecare parcurge 130.000 Km/an.



- La 170.000 Km se execută vizitarea cuzineților prin demontare și cu această ocazie se înlocuiesc 10 % din cuzineții vizitați (5 buc. a 600 lei/buc = 3000 lei/motor).

- La 4 % din locomotive se produce anual câte o defectare de cuzineți, care necesită repararea accidentală prin demontarea totală a motorului, într-un atelier de specialitate.

- Costul unei reparații accidentale se estimează la 250.000 lei/loco m.

- Staționarea unei locomotive la reparație accidentală este de 30 zile.

- Se apreciază că prin renunțarea la vizitarea cuzineților prin demontare la 170.000 km, se reduce staționarea locomotivei cu 1 zi, iar manoperele cu 32 ore.

- Se estimează cota de amortizare a locomotivei la 800 lei/zi.

Cu aceste ipoteze, economiile probabile la 1000 locomotive pe an, sînt :

10.2.1. Economii din anularea reviziei cu demontare a cuzineților

- Revizii anulate = $\frac{1000 \times 130.000}{170.000} = 765$ loco m/an

- Valoarea cuzineților :

760 locom. x 3000 lei/loco m = 2.180.000 lei/an

- Valoarea manoperei :

760 locom. x 32 ore x 8 lei = 194.500 lei/an

- Valoarea cotei de amortizare :

760 locom. 1 zi x 800 lei/zi = 608.000 lei/oră

Total : = 2.982.500 lei/an

10.2.2. Economii din reducerea numărului de reparații accidentale

- Reparații accidentale anulate :

1000 locom. $\frac{2}{100} = 20$ loco m/an

- Valoarea reparațiilor accidentale anulate :

20 locom. x 250.000 lei = 5.000.000 lei/an

- Valoarea cotei de amortizare :

20 locom. x 30 zile x 800 lei/zi = 480.000 lei/an

Total : = 5.480.500 lei/an

Total general : = 8.462.500 lei/an

Se apreciază că pentru obținerea acestor rezultate, sînt necesare cheltuieli suplimentare de cca. 1462 lei/locom. an, pentru întreținerea sistemului de filtrare. Rezultă o cheltuială suplimentară de :

1000 locom. x 1462 lei = 1.462.000 lei/an

Economia netă la 1000 locomotive va fi de cca. 7.000.000 lei/an.

Există economii ce nu se pot aprecia. Acestea constau în reducerea staționărilor locomotivelor pe linie și în îmbunătățirea stării tehnice a motoarelor Diesel, cu consecințe pozitive asupra consumului specific de combustibil.

10.3. Propuneri

10.3.1. Propuneri privind lagărele motoarelor LDA 28

Cauzele care produc defectarea cuzineților sînt : abaterile de la forma geometrică a lagărelor, slăbirea cuzineților în suportul lagăr, vîscozitatea prea mică a uleiului (diluție cu motorină și temperaturi ridicate), filtrarea și răcirea nesatisfăcătoare a uleiului și lipsa de ulei.

În concordanță cu cauzele menționate pentru creșterea siguranței și duratei de funcționare a cuzineților de la motoarele Diesel LDA 28, se propun:

1. Respectarea riguroasă a forței de prestrîngere a cuzineților și asigurarea contra slăbirii a penelor de strîngere, cu siguranțe dințate corespunzătoare.
 2. Respectarea formei geometrice și coaxialitatea lagărelor.
 3. Detensionarea carterelor prin tratament termic după terminarea operațiilor de sudare. În limita posibilităților, să se evite remanierele cu sudură la suportii lagăr, dacă nu se poate efectua detensionarea prin tratament termic.
 4. Întreținerea sistemului de filtrare astfel ca acesta să rețină impuritățile cu dimensiuni mai mari decît $1\mu\text{m}$.
 5. Să se evite alterarea uleiului cu apă sau cu motorină.
 6. Să se urmărească, de personalul de exploatare, presiunea uleiului la intrare în motor. Dacă se constată scăderi mai mari decît cca 0,3 bari, într-un interval scurt, la aceeași turație și temperatură, să se oprească motorul și să se constate cauza.
- Pornirea motorului să se facă numai după eliminarea cauzei care a dus la scăderea bruscă a presiunii.
7. Să se evite pornirea motorului la temperaturi ale uleiului sub 40°C , iar creșterea turației și sarcinii să se facă trep-

tat după ce uleiul la intrare, depășește temperatura de cca 45 °C.

8. Asigurarea uleiului necesar pentru ungere și răcire, cu proprietăți fizico-chimice peste limitele minime prescrise. În limita posibilităților, furnizorul să livreze uleiul cu vâscozitatea spre limita superioară.

9. Când se produc gripări de cuzineți, să se facă demontarea motorului pentru rectificarea fusurilor defecte și refacerea liniei arborilor cotiți, în ateliere de specialitate.

În cazuri accidentale, când nu este posibilă demontarea totală a motorului, în depourile de locomotive, se pot înlocui cuzineții defecti cu luarea unor măsuri de siguranță. Acestea constau în verificarea așezării fusului în cuzinet cu ajutorul amprentei de tuș și folosirea unui sistem de protecție pentru evitarea gripării cuzinetului remaniat sau a celor alăturați. Asemenea reparații se pot efectua de meseriași instruiți sub îndrumarea unui organ tehnic de specialitate, numai la motoare aproape de o reparație planificată.

10. Renunțarea la sistemul de revizie a cuzineților prin demontare în depouri, la jumătatea intervalului dintre reparațiile prevăzute în ateliere reparatoare.

11. Efectuarea în cadrul reparațiilor de întreținere în depouri, a reviziei preventive a cuzineților fără demontare. Aceasta constă în verificarea jocului dintre spatele cuzinetului și capacul lagărului, cu lamele de control. Cuzineții la care intră lamela de control cu grosime mai mare ca 0,03 mm se consideră necorespunzători.

10.3.2. Propuneri privind lagărele altor tipuri de motoare Diesel

1. Motoarele Diesel la care se cere siguranță mare de funcționare, ca de ex. cele navale, sau pentru instalații de foraj etc., să fie prevăzute cu sisteme de avertizare pentru evitarea gripărilor de cuzineți. Siguranțele fuzibile și termocuplele experimentate de autor se pot utiliza în acest scop.

2. Evitarea canalului circular de ungere în semicuzinetul inferior, la proiectarea lagărului palier intermediar cu presiune specifică medie mai mare ca 50 bar.

3. Alezajele pentru cuzineți să se execute pe mașini de precizie care să asigure forma geometrică și coaxialitatea la-

gărelor, fără prelucrări manuale.

4. Montarea motoarelor Diesel să se facă în locuri lipsite de praf, pentru a se evita producerea zgîrieturilor pe cuzineți și fus în timpul montajului.

5. Determinarea experimentală și respectarea duratei minime necesare pentru efectuarea rodajului cuzineților.

6. Se remarcă utilizarea de metode de analiză spectrală pentru determinarea rapidă a impurităților din ulei care cauzează producerea zgîrieturilor pe cuzineți.

7. Revizia cuzineților prin demontare să se facă la intervale cât mai mari. Demontările care nu sînt necesare pot duce la defectarea cuzineților.

- dialgleitlagern M.B.T. 20, 1971
13. R. Müller,
E. Koemer Der Einfluss der Alterung der Stahlstütz-
schalen an das Verhalten von Gleitlagern.
Glyco-Metallwerke, Sonderdruck aus M.T.Z.28,
H. 2, 1967
 14. F. Grobuschek Besonderheiten instationärer Gleitlager,
Teil I, II, Techn. Mitteilungen MIBA, Gleit-
lager, Sonderdruck aus Antriebstechnik 12,
1973
 15. E. Roemer Die Berechnung des Presssitzes von Gleitla-
gerschalen, MTZ 22, 1961
 16. F. Grobuschek Festsitz und Deckelvorspannung von Gleitla-
gern in Kolbenkraftmaschinen, Automobilin-
dustrie, 11, 1966
 17. H.N- Kauffman An Evaluation of various journal materials
with regard to machiningtype wear, Lubrifi-
cation Engineering, 1968
 18. Davson, P.H.
F. Fidler The Behaviour of Cr-Steel in large high speed
, bearings, AEI Engng.2, 1962,
 19. K.J. Nemeč Erkenntnisse zur Problematik der Zuverlässig-
keits- und Lebensdauererhöhung von Dieselmotoren-Gleitlagern, MBT, 24, 1975 - 3
 20. K. Anderko Aluminium-Verbundlagerwerkstoffe. Fachzeit-
schrift der Deutschen Aluminium-Industrie
"Aluminium" Sonderdruck aus 44. Jhg., 1968
 21. K. Anderko Gleitlagerwerkstoffe und ihr Verhalten im
Einsatz, Sonderdruck, VDI Berichte, 156,
E. Weber
E. Grau 1970
 22. Roemer Beurteilung gelaufener Galvaniklager in mit-
telschnellaufenden Dieselmotoren. Glyco-
Metallwerke, Daelen u. Loos GmbH, 1969
 23. V. Berindean Studii privind pelicula de ungere la lagă-
rele paliere ale motoarelor Diesel de trac-
tiune feroviară, Sesiune de comunicări INMT,
A. Dobrescu
I. Schweinert
A. Bartl București, 1977
 24. C. Skach Calculul lagărului radial în regim hidro-
dinaric nestaționar folosind calculul nu-

- meric., Sesiunea de comunicări I.P.
"Traian Vuia" Timișoara, 1976
25. H. Ott
Zylindrische Gleitlager bei instationärer Belastung, Diss. Zürich, 1948
26. Gumbel, L.
Everling, E
Reibung und Schmierung im Maschinenbau, Berlin, 1925.
27. A. Dobrescu
A. Bartl
I. Schweinert
Studii și cercetări cu privire la influența unor parametri asupra ungerii cuzinețelor palieri de la motoarele Diesel de pe L.D.E., Lucrări tehnice și științifice ale Institutului de Subingineri Reșița, 1976
28. M. Bănărescu
Motoare cu ardere internă, Editura Tehnică, 1957
29. Eberhard- Lang
Zur Berechnung der Gleitlager im Verbrennungsmotor mittels elektronischem Digitalrechner, MTZ 7, 1961
30. Raica, T.
Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă, Partea I, I.P. "Traian Vuia" Timișoara, 1977
31. Fränkel, A.
Berechnung von Zylindrischen Gleitlagern, E.T.A, Zürich, 1944
32. Sassenfeld, H.
A. Walther
Gleitlagerberechnungen, V.D.I. Forschungsheft 441 - Düsseldorf, 1954
33. E. Roemer
Öldurchsatz, Öltemperatur und Lagerspiel von Gleitlagern mit Druckschmierung, Glyco-Metallwerke Daelem u. Loos GmbH Sonderdruck aus VDI 103, 1961, Nr.17
34. N. Bogoevici
A. Dobrescu
A. Bartl
I. Tudora
Cercetări asupra ungerii lagărelor palier de pe motoarele Diesel LDA 28, Simpozion Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița, 1976
35. A. Dobrescu
A. Bartl
I. Schweinert
Influența debitului de ulei asupra regimului termic al lagărelor paliere, Tribotehnica, Galați, 1978

36. Bowden- Tabor
Reibung und Schmierung fester Körper, Springer Verlag, Berlin, 1959
37. I. Schweinert
A. Dobrescu
A. Bartl
Calitatea uleiului, factor hotărîtor de care depinde siguranța în funcționare a lașărelor motoarelor Diesel fabricate la I.C.M.R-, Tribotehnica, Galați, 1978
38. N. Bogoevici
A. Dobrescu
I. Schweinert
A. Radu
A. Bartl
Influența uzurii și îmbătrînirii uleiului asupra comportamentului lașărelor paliere de la motoarele Diesel LDA 28, Sesiune de comunicări, INMT București, 1977
39. I. Schweinert
A. Dobrescu
Studii experimentale asupra temperaturii cuzineților paliere de la motoarele Diesel pentru LDE 1540 kW. Lucrări tehnice și științifice ale Institutului de Subingineri Reșița, 1976
40. B. H. Paine
Examples of damage which can occur in automative engine bearings, The Glacier Metal company Limited Alperton, Wembley, Middlesex, England, 1969
41. Carl Th.
Das Zylindrische Gleitlager unter konstanter und sinusförmiger Belastung, eine experimentelle Untersuchung, Dissertation, Karlsruhe, 1962
42. Thum H.
Ein Beitrag zur Untersuchung des Betriebsverhaltens von Gleitlagern bei periodisch-schwellender Belastung, Diss. T.H. Otto von Guericke, Magdeburg, 1969
43. K. Kollman
H. Ditrich
Litzler
Beitrag zur Messung von Schichtdicke und Dichte mit Hilfe von Strahlung, M.T.Z. 27/6, 1966

44. D. Pavelescu
M. Musat
A. Tudor Tribologie, Ed. Didactică și Pe-
dagogică, București, 1977
45. Kragelski, I.S. Trenie i iznos, Mașghiz, Moscova,
1962
46. Glyco-Metall Werke Konstruktionsblatt
Schmierfilmtheorie, 1971

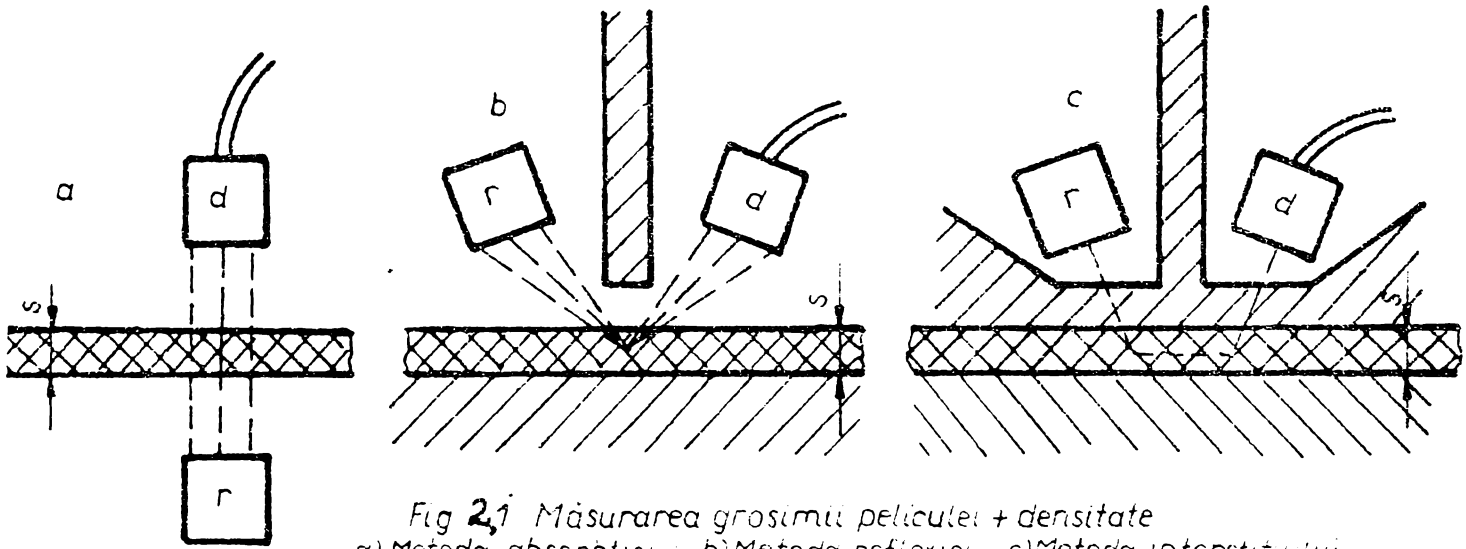


Fig 2.1 Măsurarea grosimii peliculei + densitate
a) Metoda absorbției ; b) Metoda reflexiei ; c) Metoda interstițialului

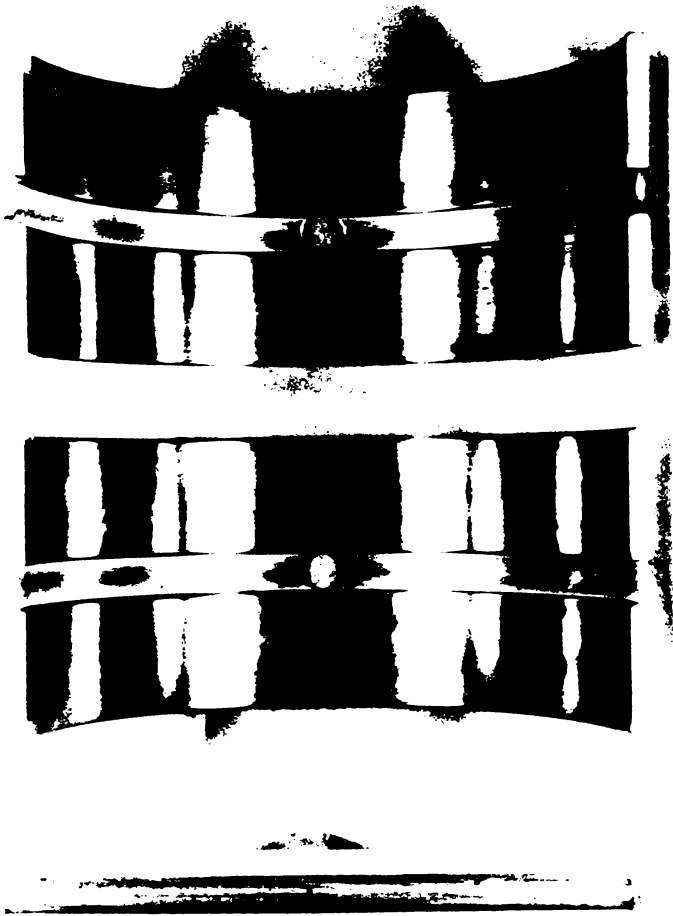


Fig. 3.1

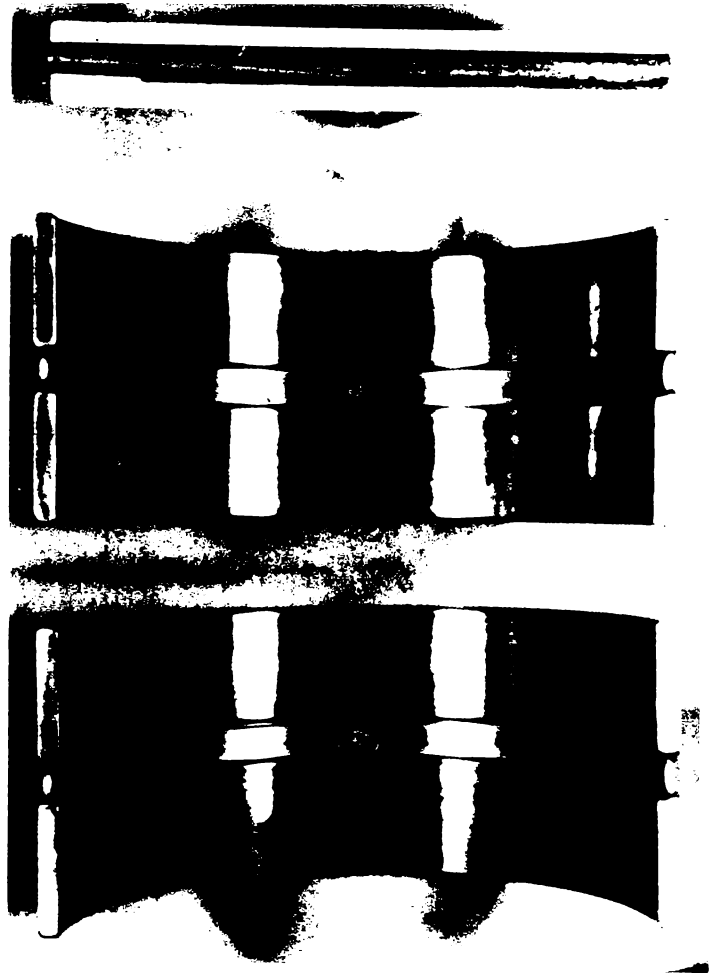


Fig. 3.2

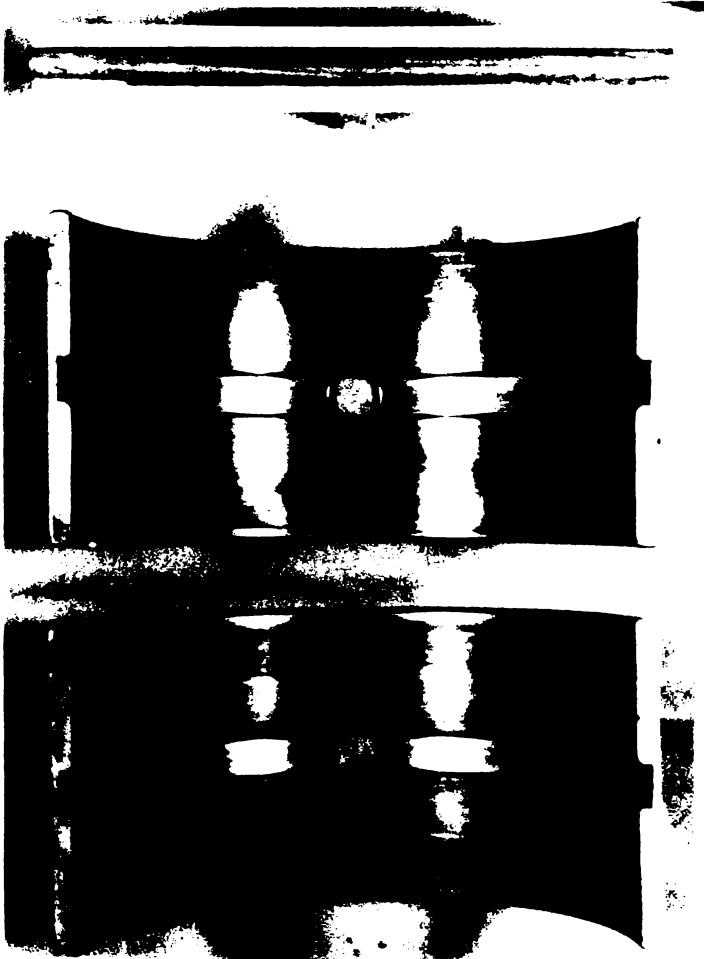


Fig. 3.3

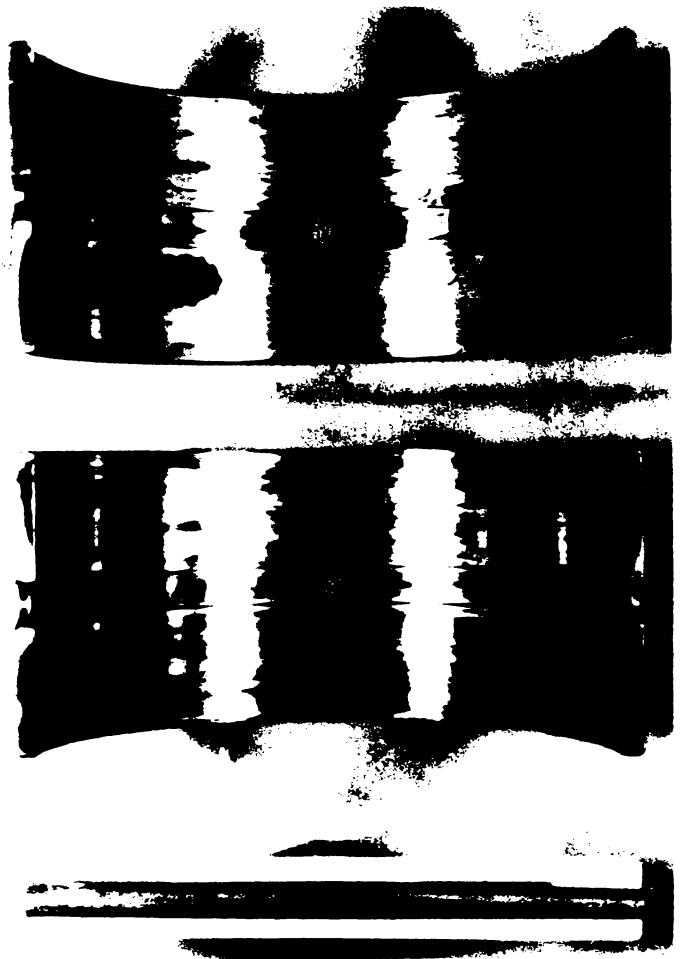


Fig. 3.4



Fig. 3.5



Fig. 3.6



Fig. 3.7

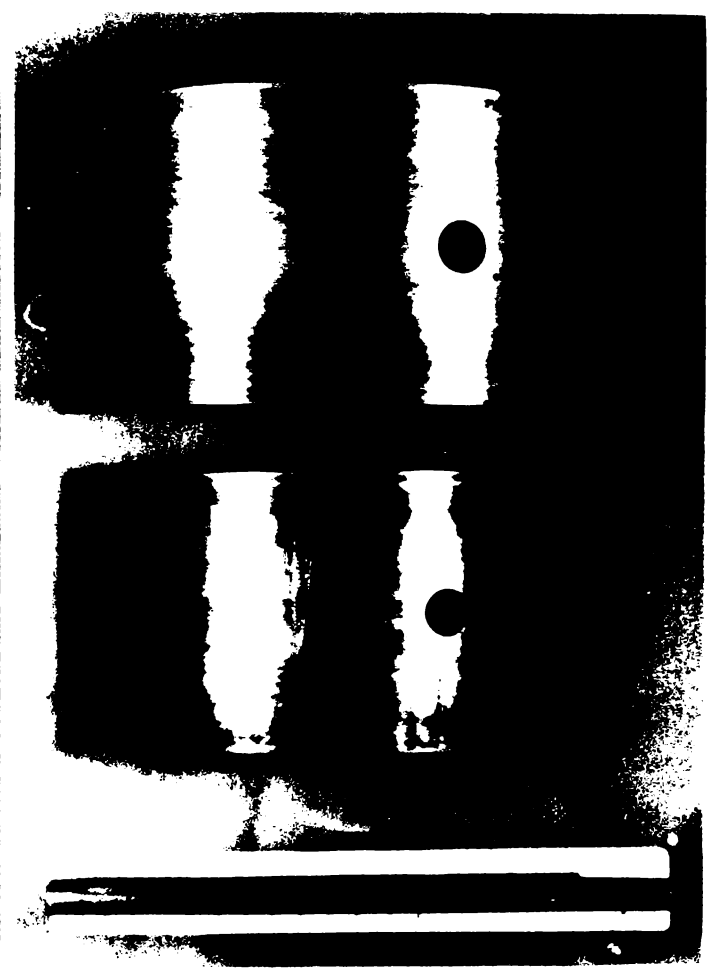


Fig. 3.8



Fig. 3.9.



Fig. 3.10

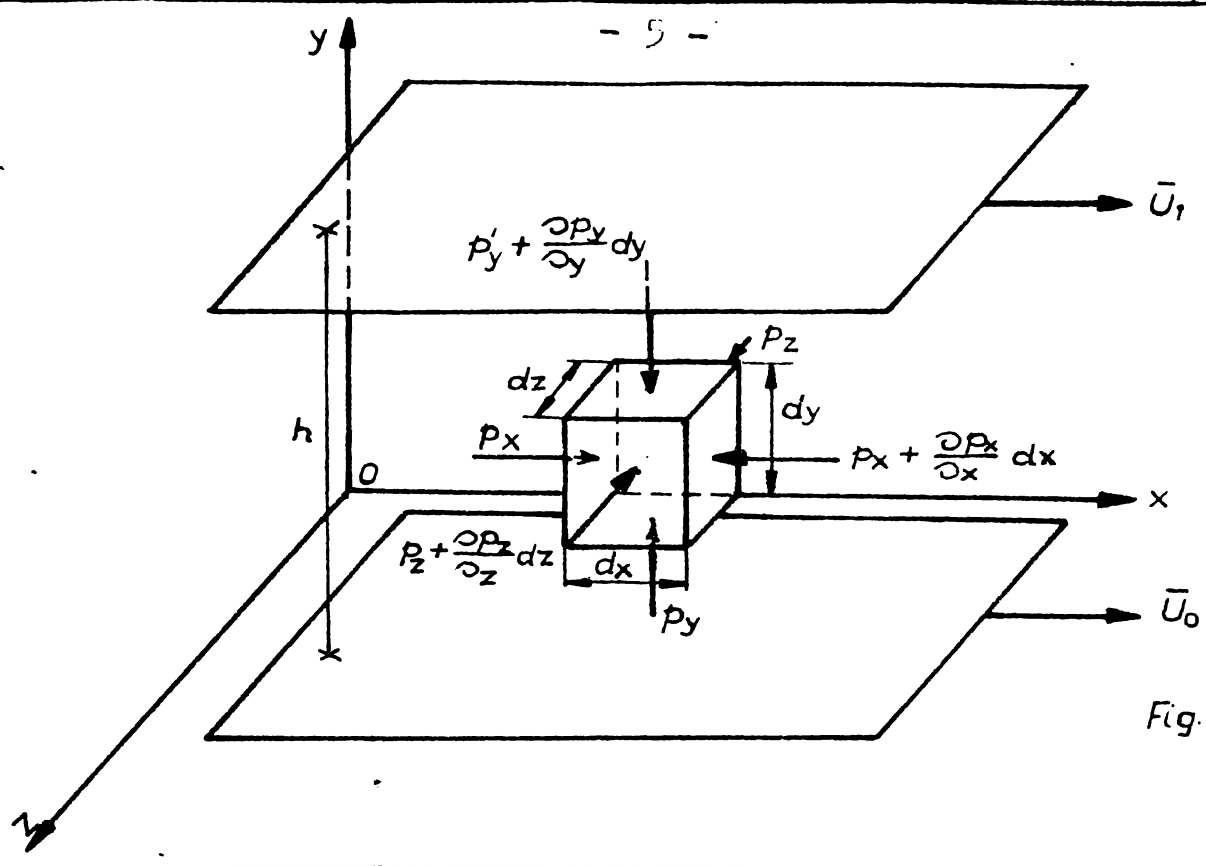


Fig. 4.1

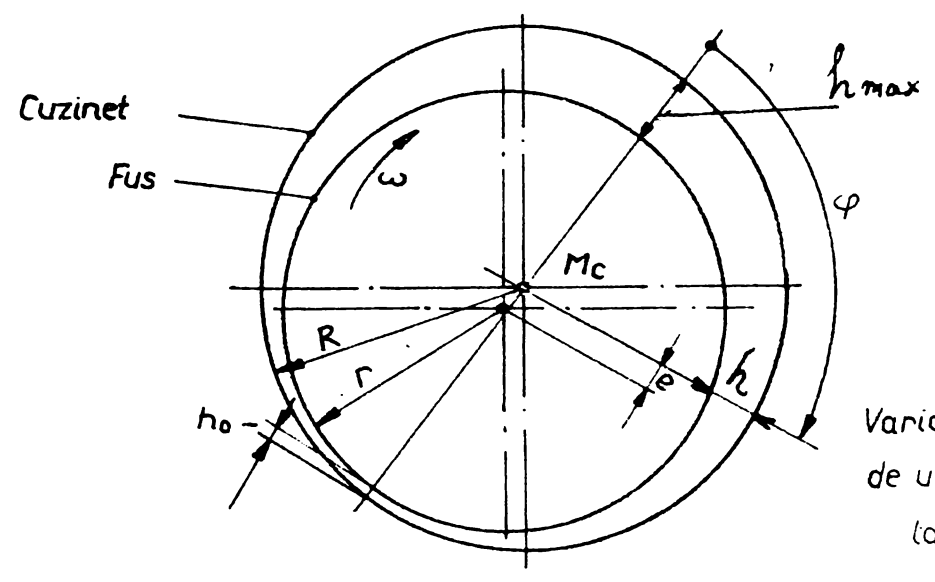


Fig. 4.2
 Variația grosimii filmului de ungere pe circumferința lagărului cilindric

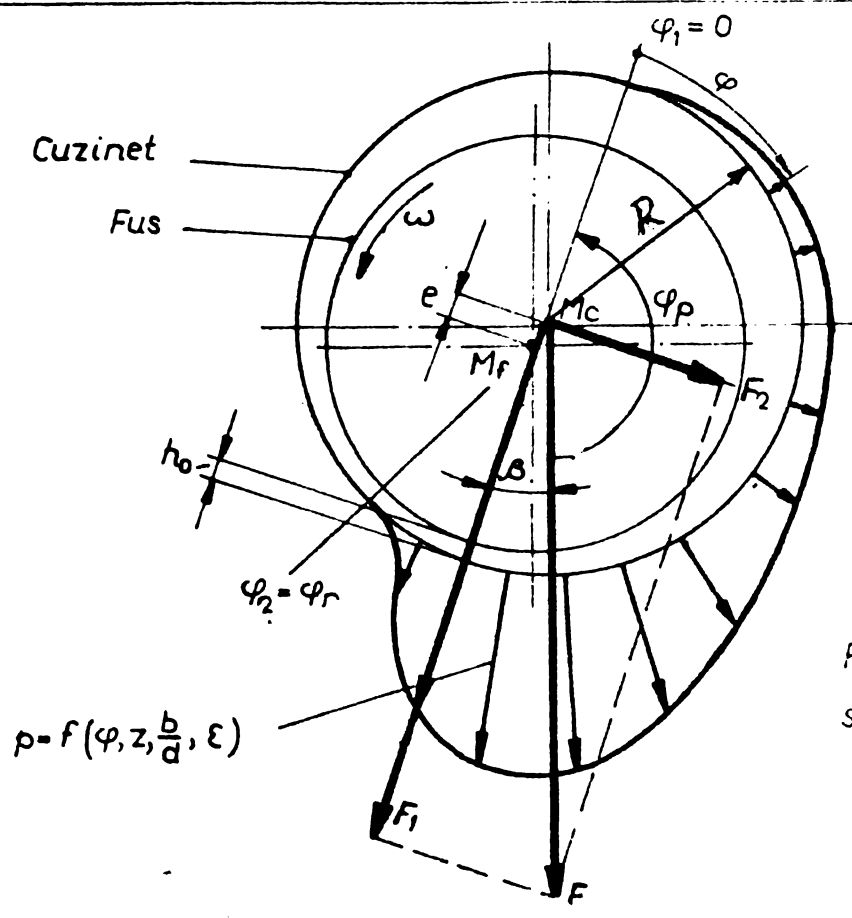


Fig. 4.3
 Forțele în lagărul cu încărcare staționară după Sassenfeld - Walther

Scara proiectivă :

$$S_{OR} [\text{mm}] = \frac{7,1768 \times S_{OR} + 1}{0,0315 \times S_{OR} + 0,1137}$$

..... Calculată cu relația [4.51]
————— după Sassenfeld și Walther

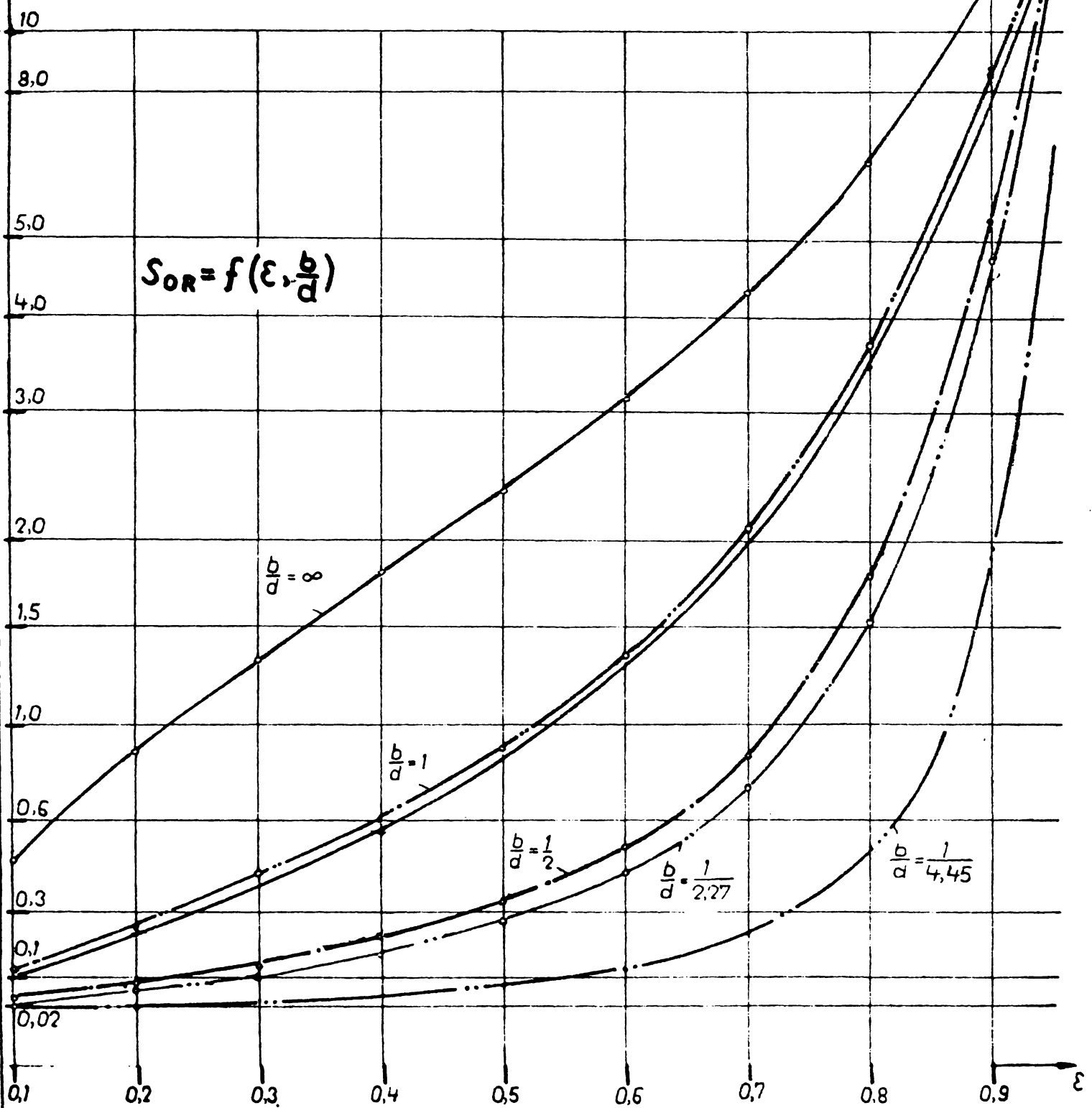


Fig 4.4 Criteriul Sommerfeld pentru mișcarea de rotație pură în funcție de excentricitate și raportul b/d

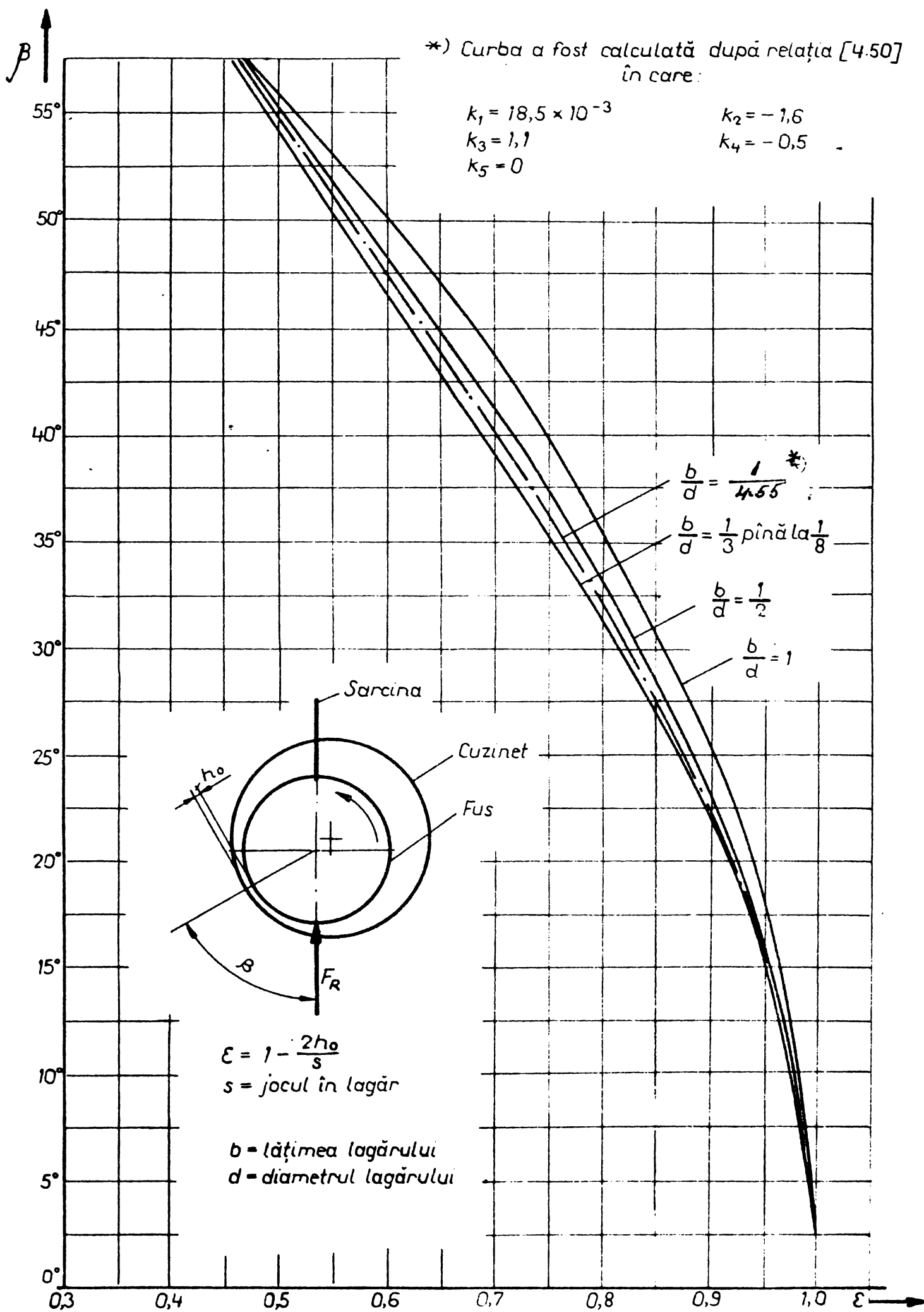


Fig. 4.5 Unghiul β între forța în lagăr F_R la rotirea pură și spațiul minim h

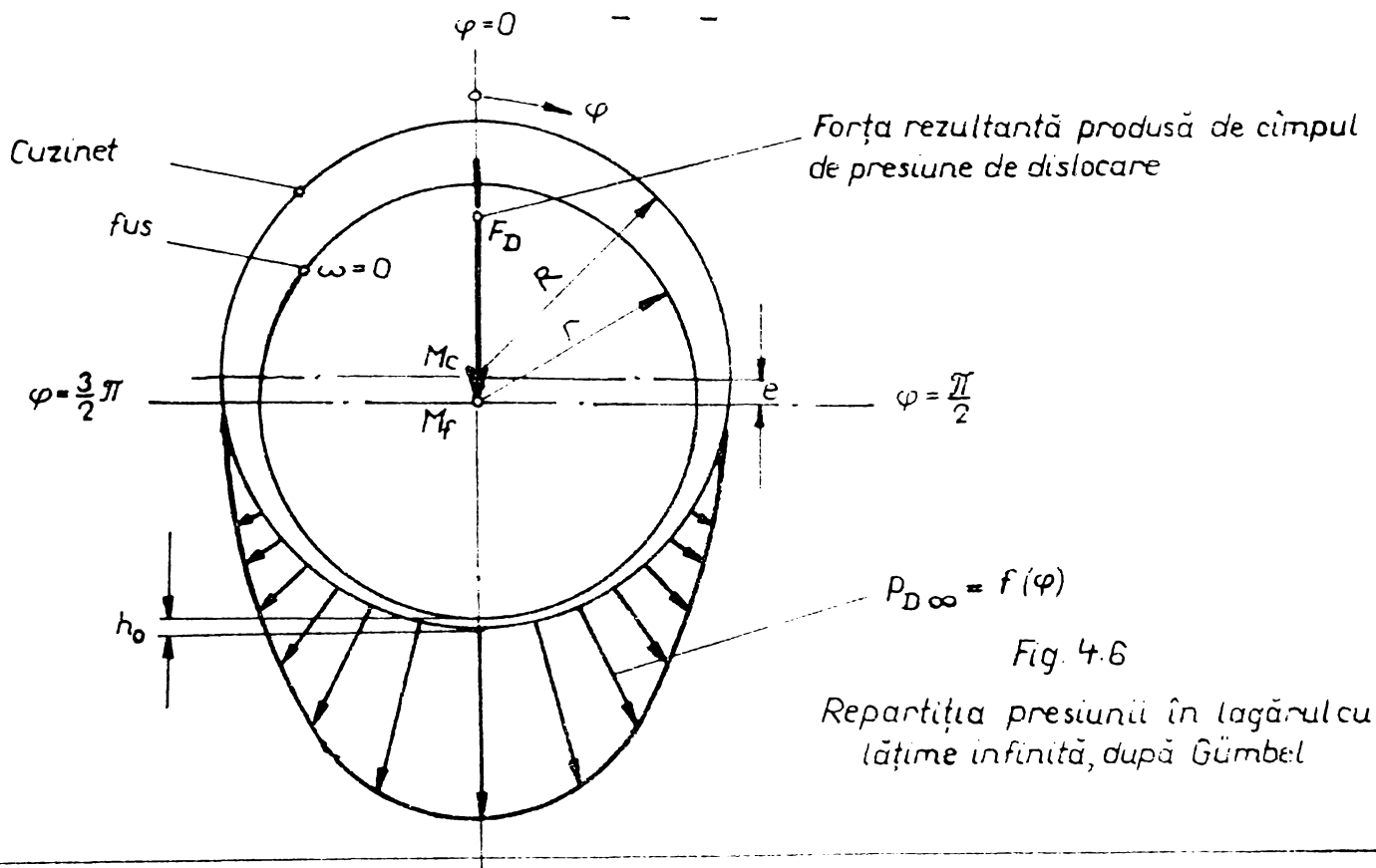


Fig. 4.6

Repartiția presiunii în lagărul cu lățime infinită, după Gumbel

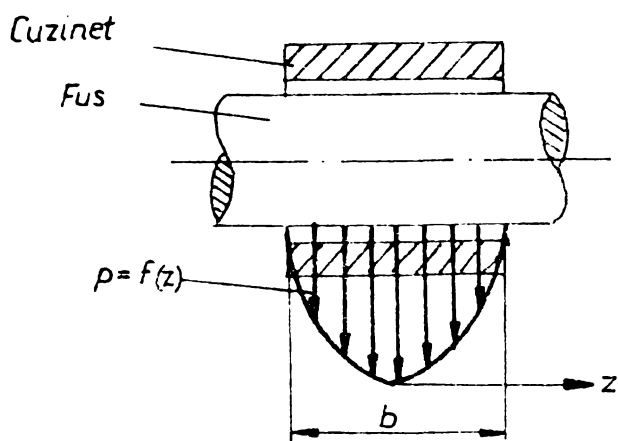


Fig. 4.7

Repartiția parabolică a presiunii cu lagărul cu lățime finită

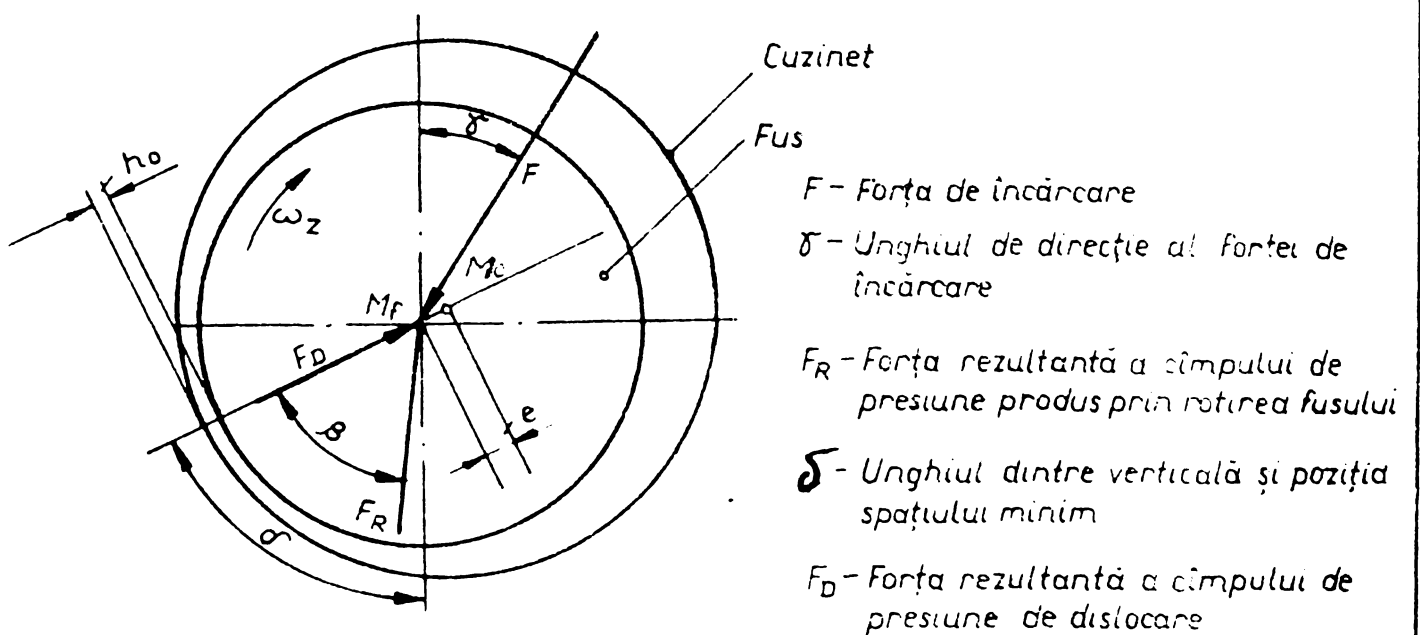
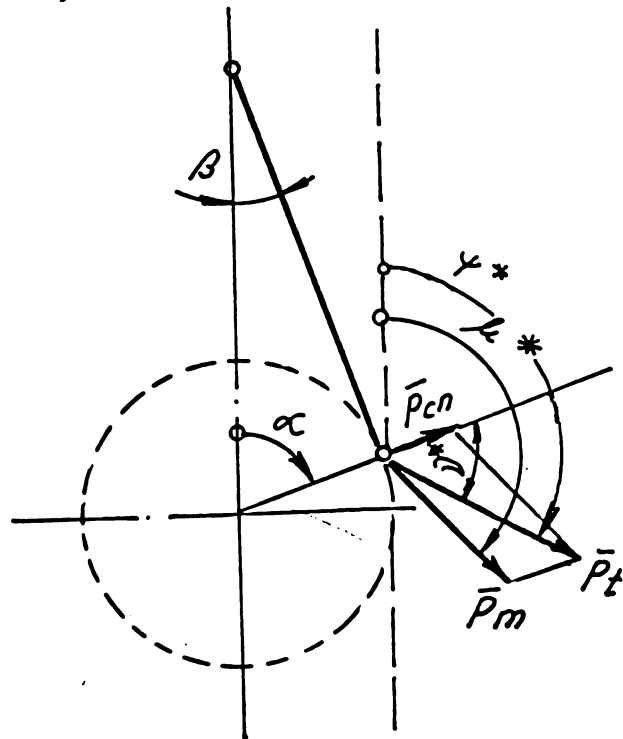
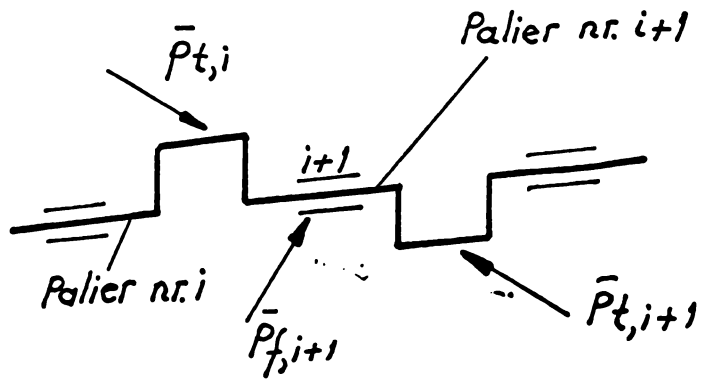
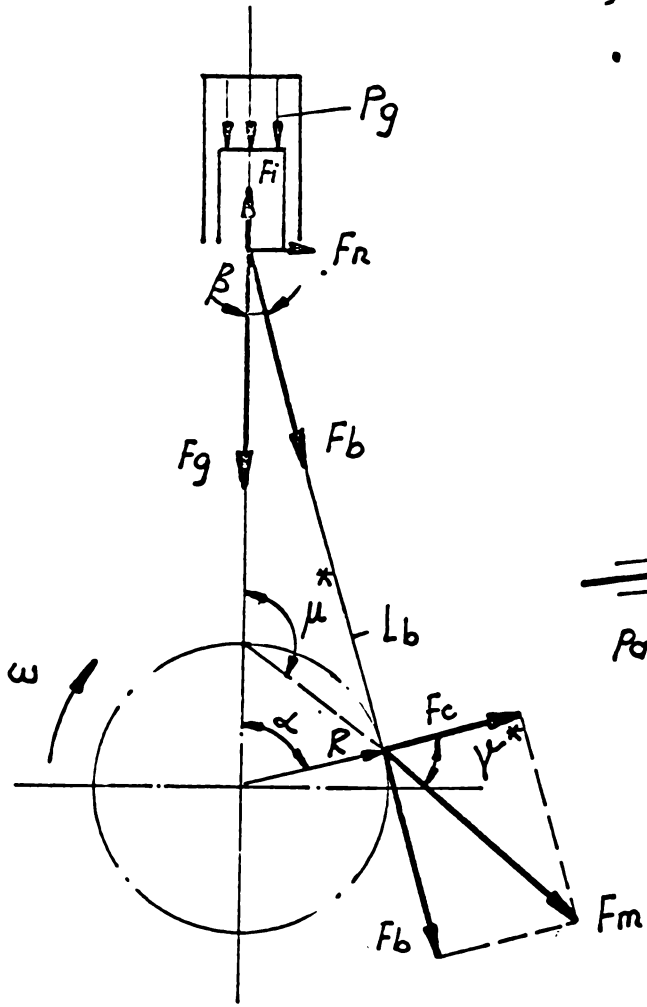


Fig 4.8.

Forțele în lagăr cu încărcare nestaționară după Holland



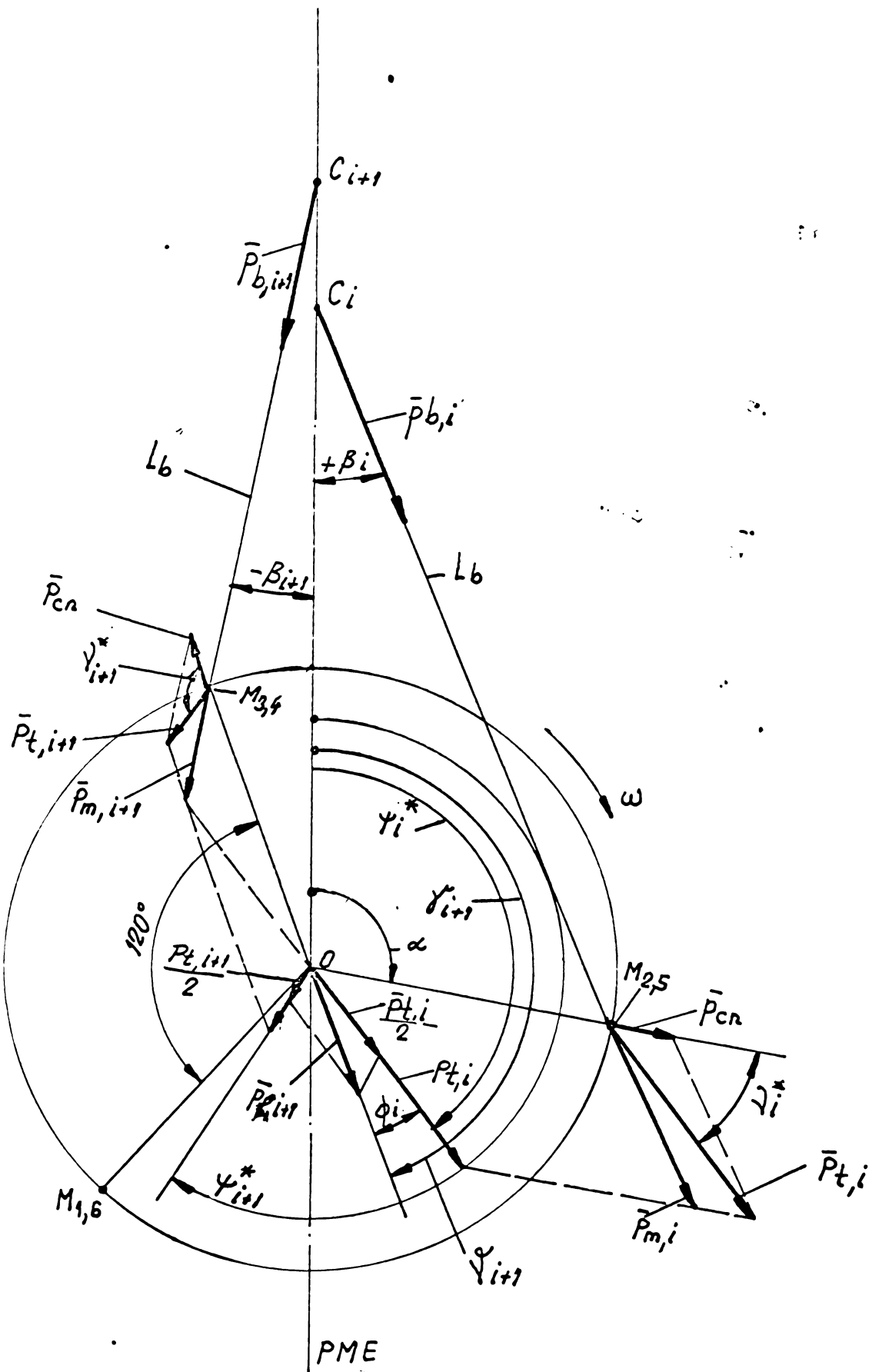
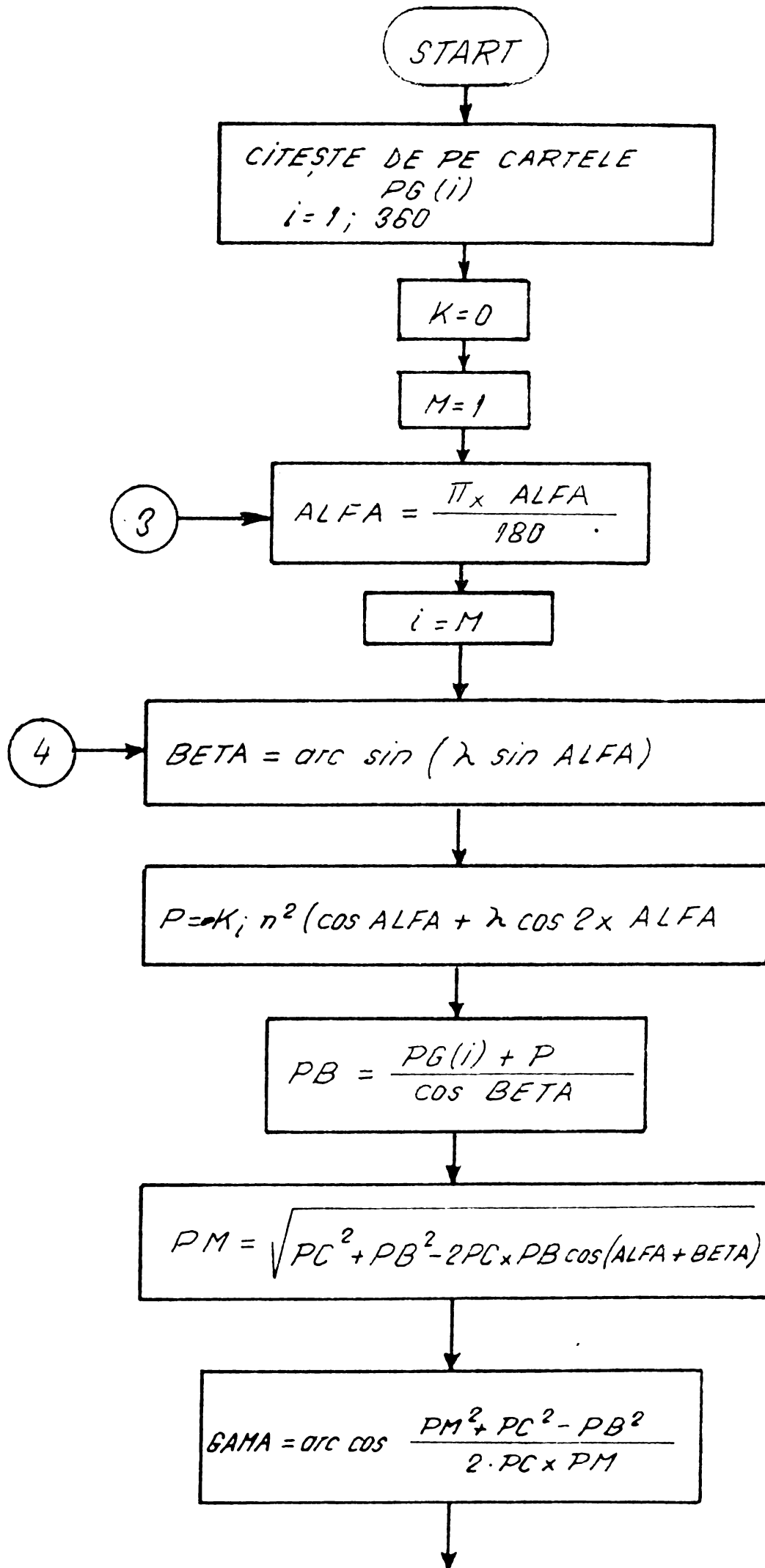
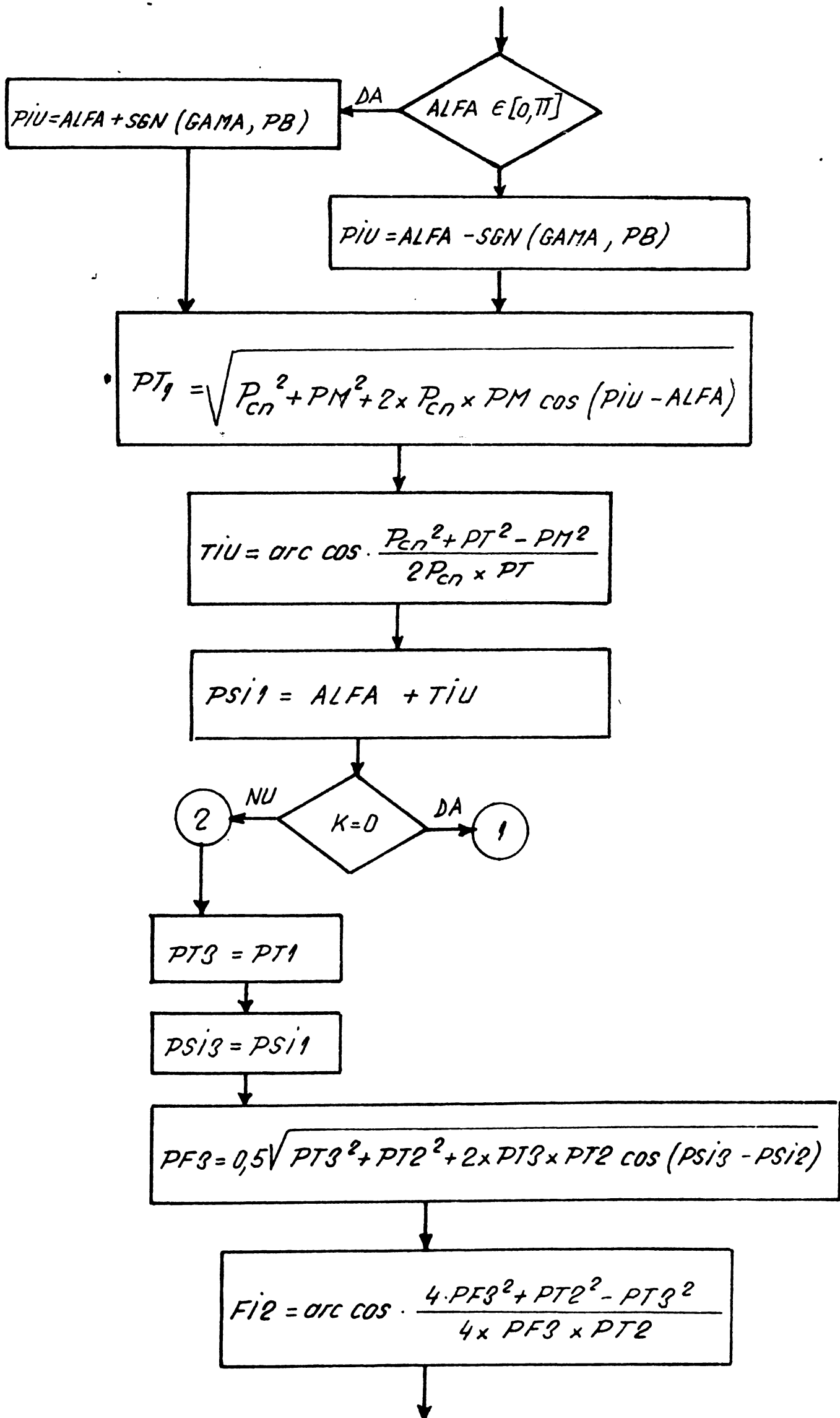
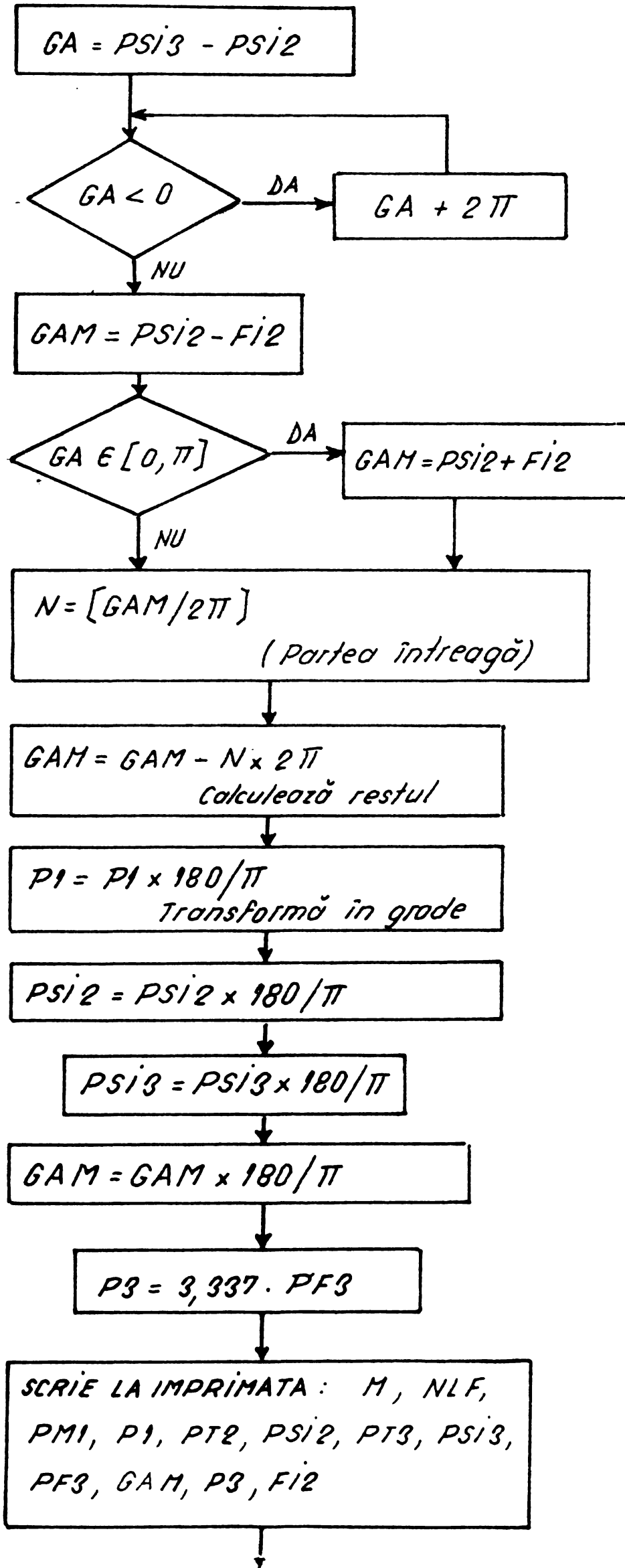


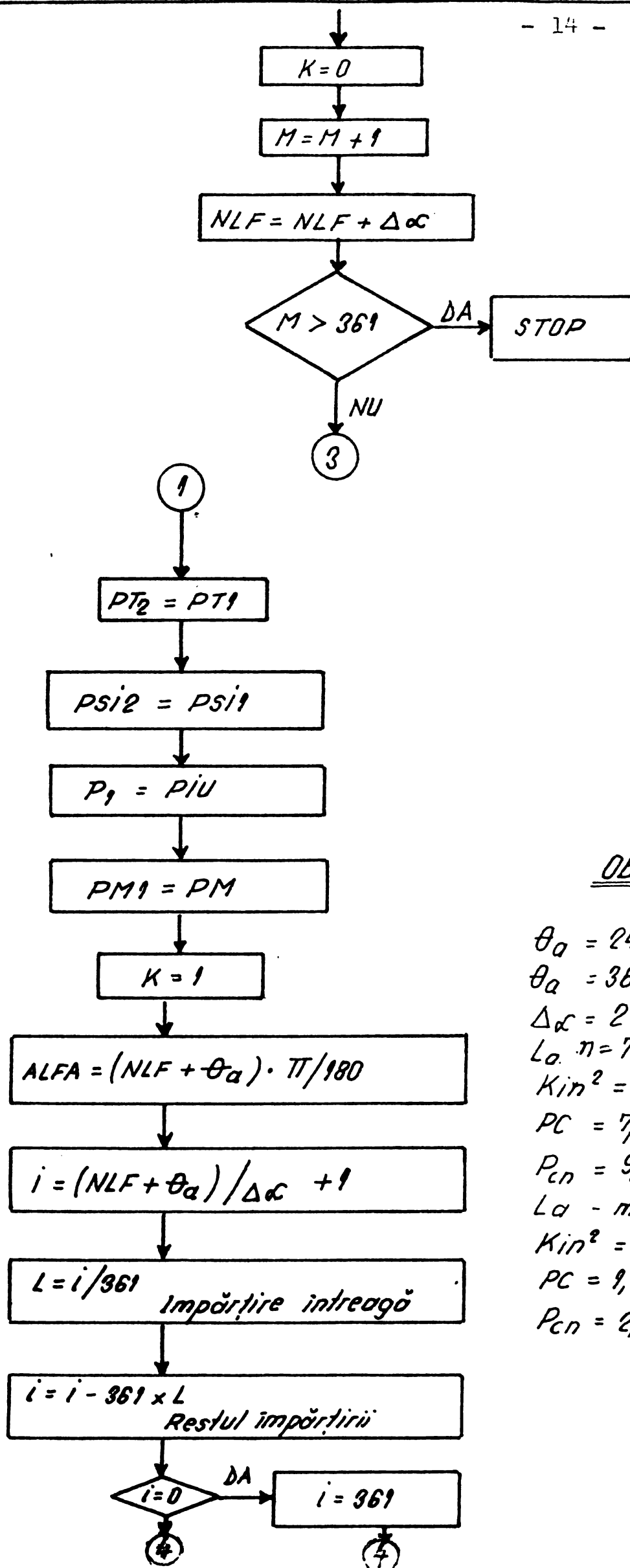
Fig. 4. 12.

Transmiterea presiunilor (forțele raportate la suprafața pistonului), prin mecanismul motor al cilindrilor Nr. i și Nr. i+1, la fusurile manetoane și fusul palier intermediar Nr. i+1, pentru un unghi oarecare α° RAC.









Observatii

$\theta_a = 240^\circ$ ptr. lagărul Nr. 3
 $\theta_a = 360^\circ$ ptr. lagărul Nr. 4
 $\Delta\alpha = 2$
 $L_a \cdot n = 750$ r/min.
 $K_{in}^2 = 91,775$
 $PC = 7,898$
 $P_{cn} = 9,4$
 L_a - mers în gol
 $K_{in}^2 = 2,56433$
 $PC = 9,72002$
 $P_{cn} = 2,05$

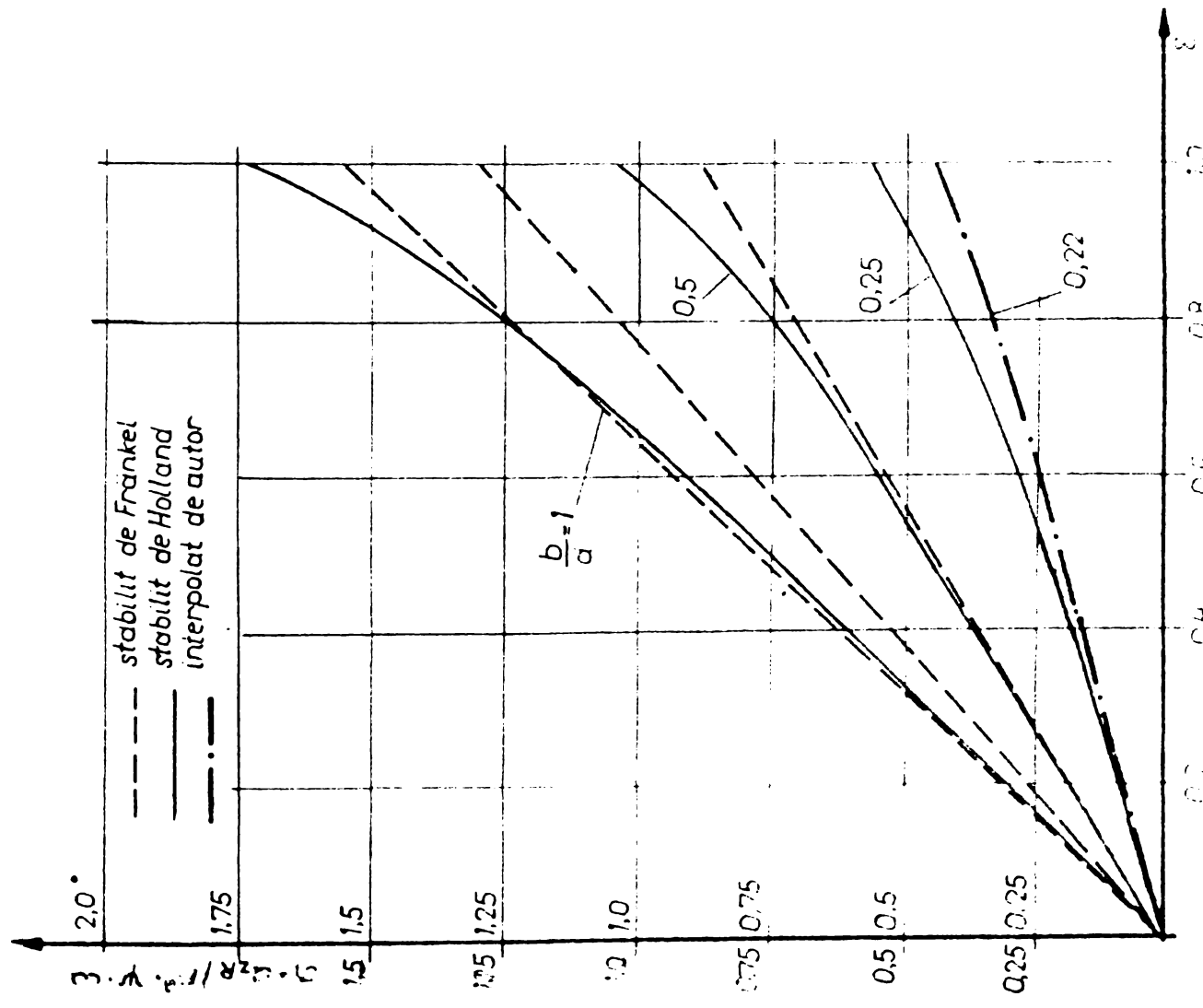


Fig. 4.4 Caracteristica de debit de ulei produs prin rotirea fosei in functie de excentricitatea relativa ϵ pentru diferite rapoarte b/d

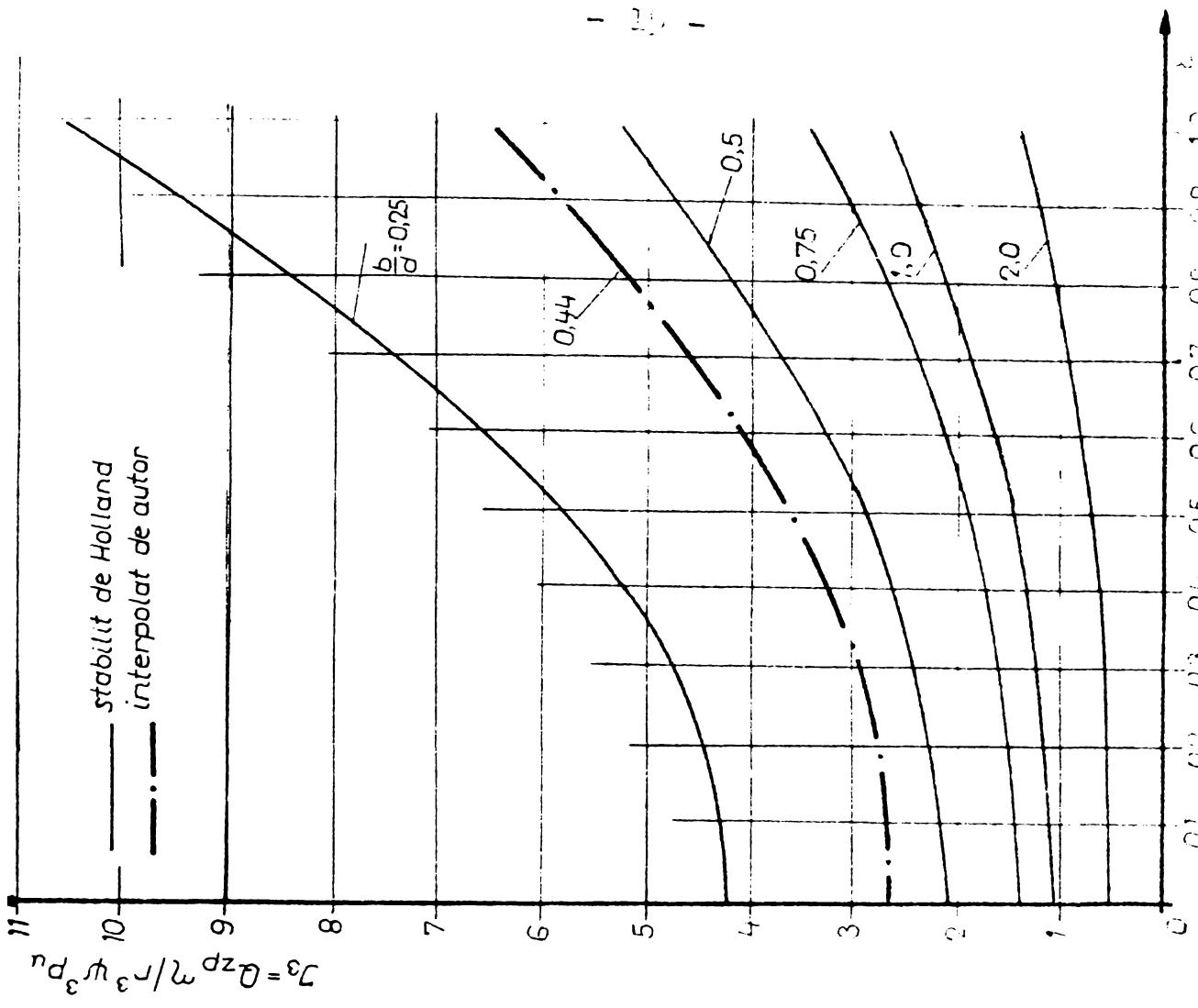


Fig. 4.15 Caracteristica debitului produs de presiunea uleiului in functie de ϵ pentru diferite rapoarte b/d

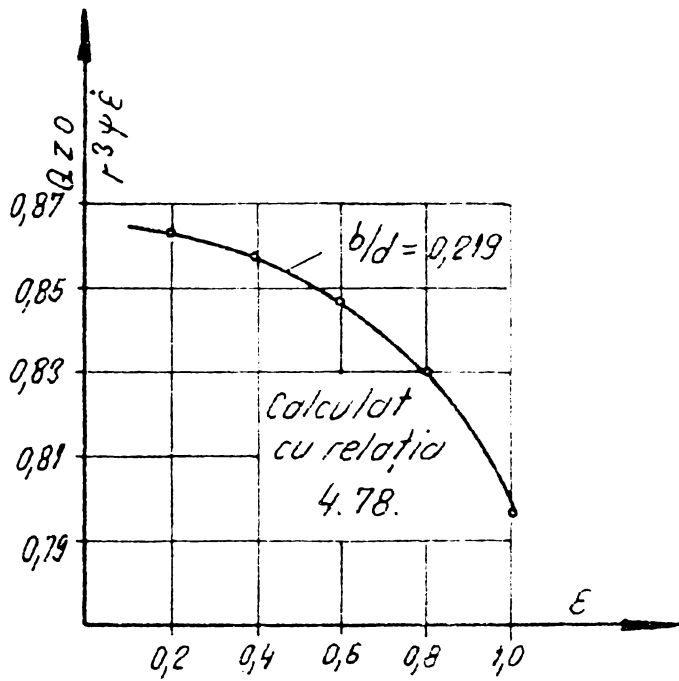


Fig. 4.16.

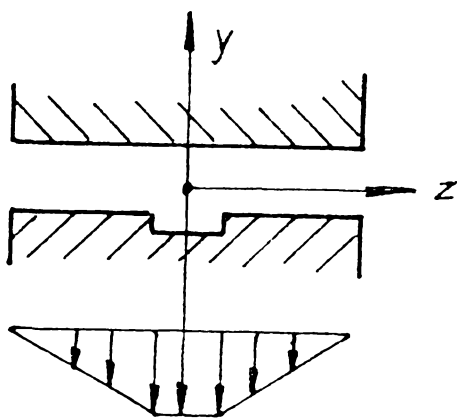


Fig. 4.17

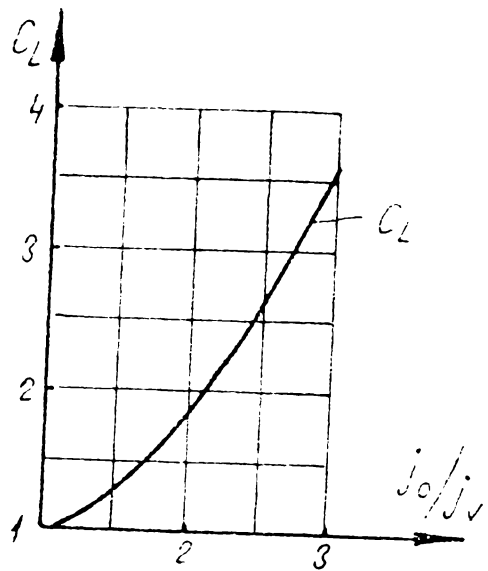


Fig. 4.18

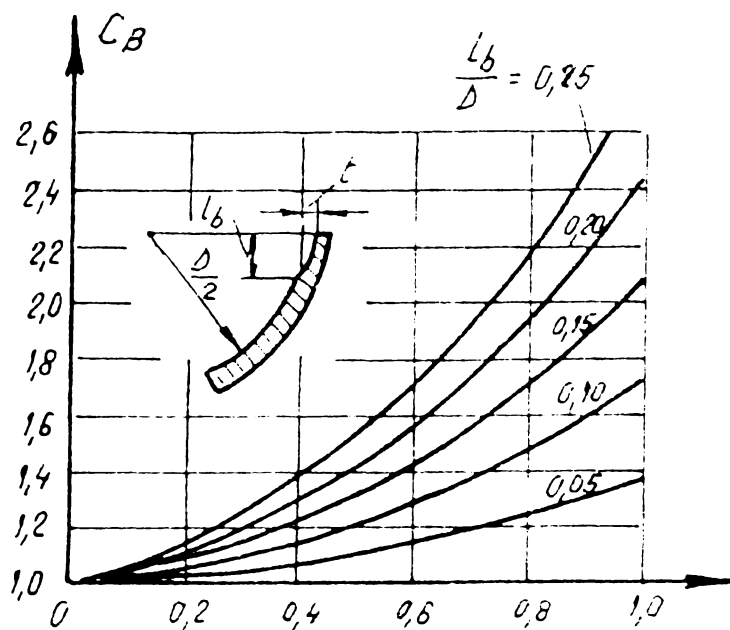


Fig. 4.19

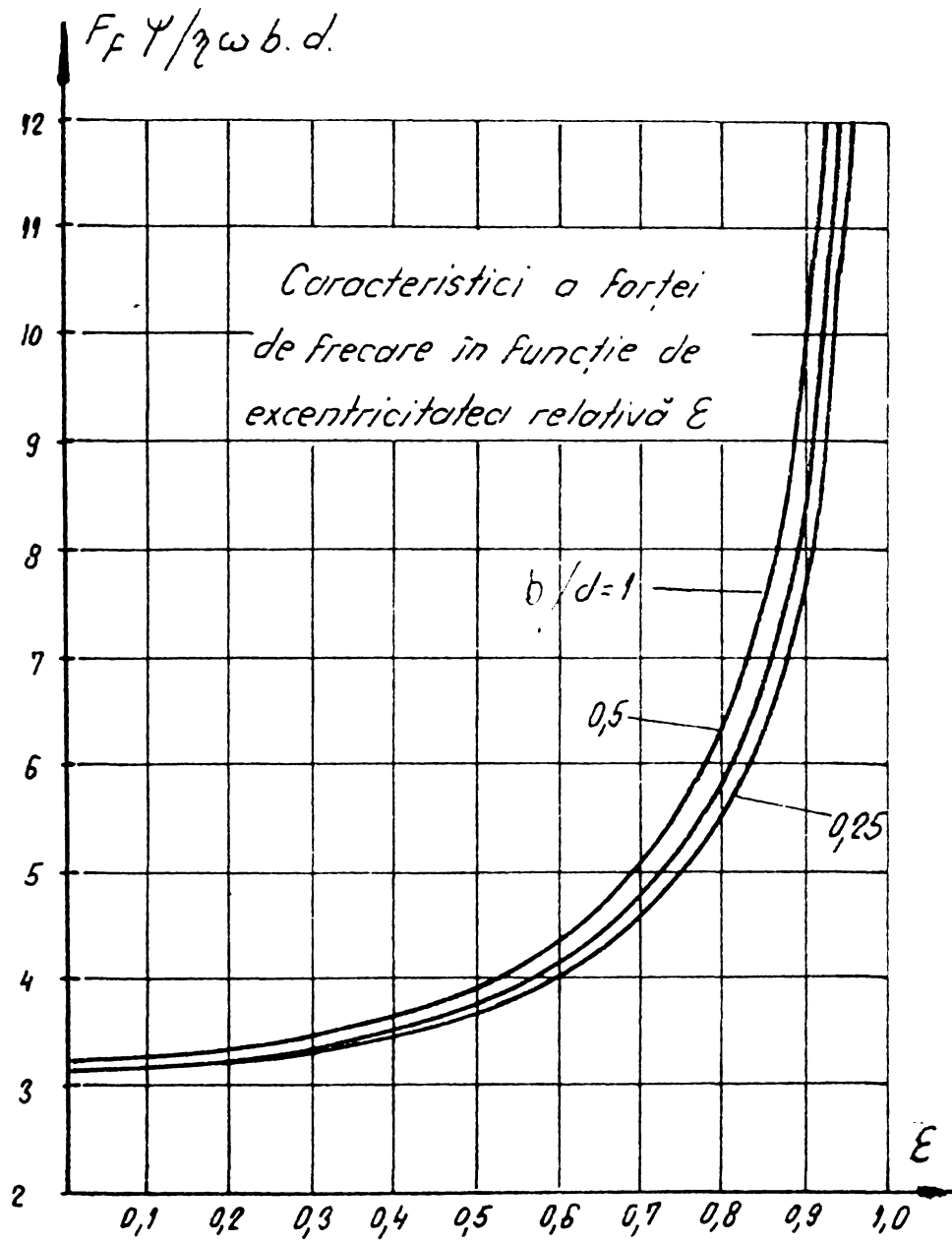


Fig. 4.20

[N]

Λ [bar]

475.000
450.000
425.000
400.000
375.000
350.000
325.000
300.000
275.000
250.000
225.000
200.000
175.000
150.000
125.000
100.000
75.000
50.000
25.000
0

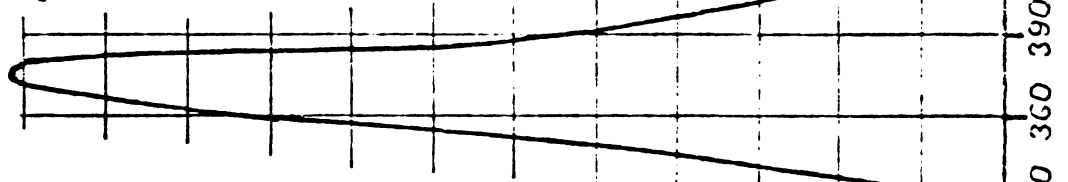


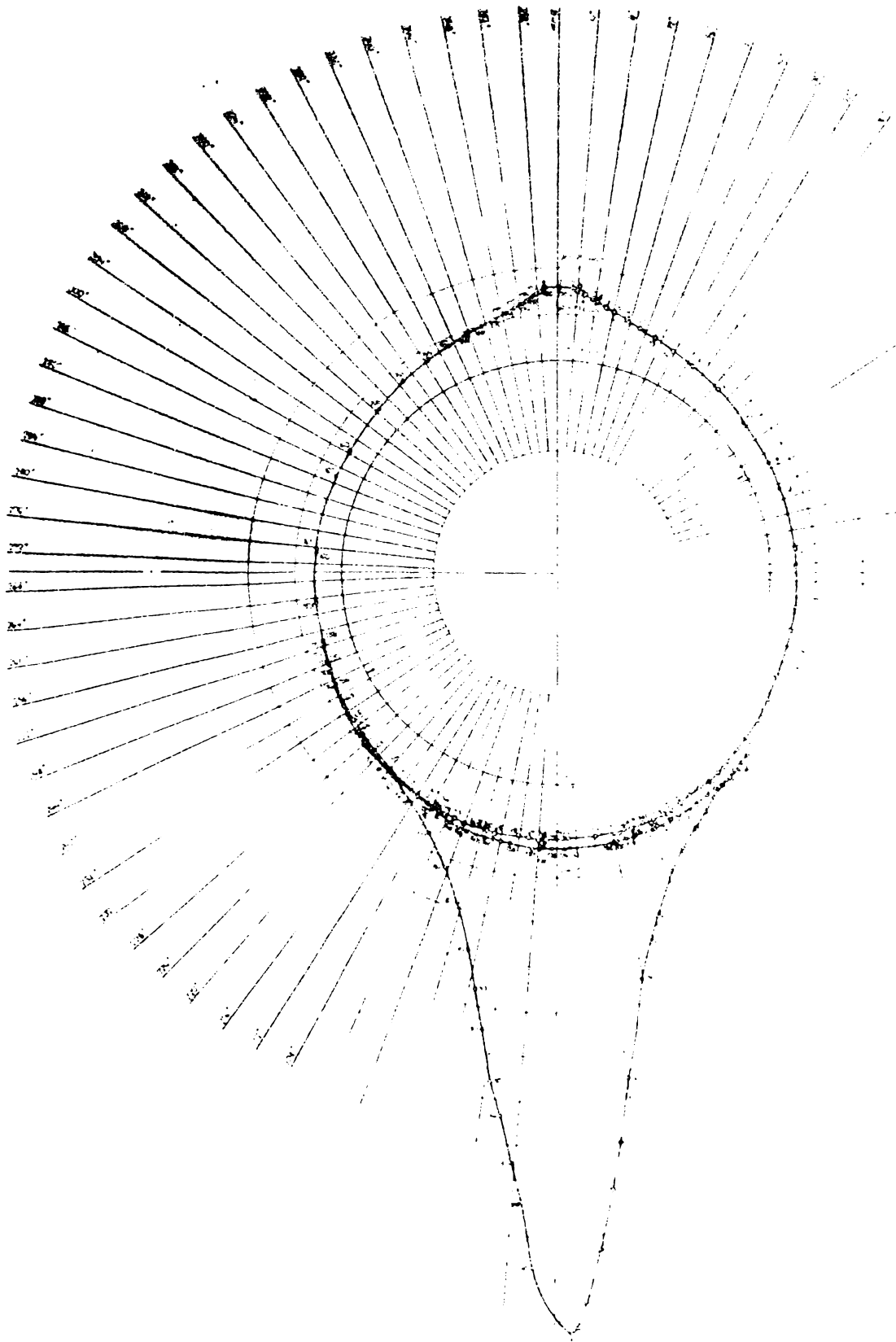
Fig.5.1. Diagrama desfășurată a presiunii și forței pe fusul maneton
Motor DIESEL LDA-28
 $n = 750$ rot/min ; $P_e = 1540$ kw

Scara diagramei:
1 bar = 0,5 mm
3° RAC = 1 mm
10.000 N = 2,63 mm

Suprafața diagramei : 6950 mm²

$P_{min} = 16,08$ [bar]
 $P_M = 57,9$ [bar]
 $P_{max} = 242,80$ [bar]
 $F_{min} = 30.552$ [N]
 $F_M = 110010$ [N]
 $F_{max} = 461320$ [N]

Fig. 5.1

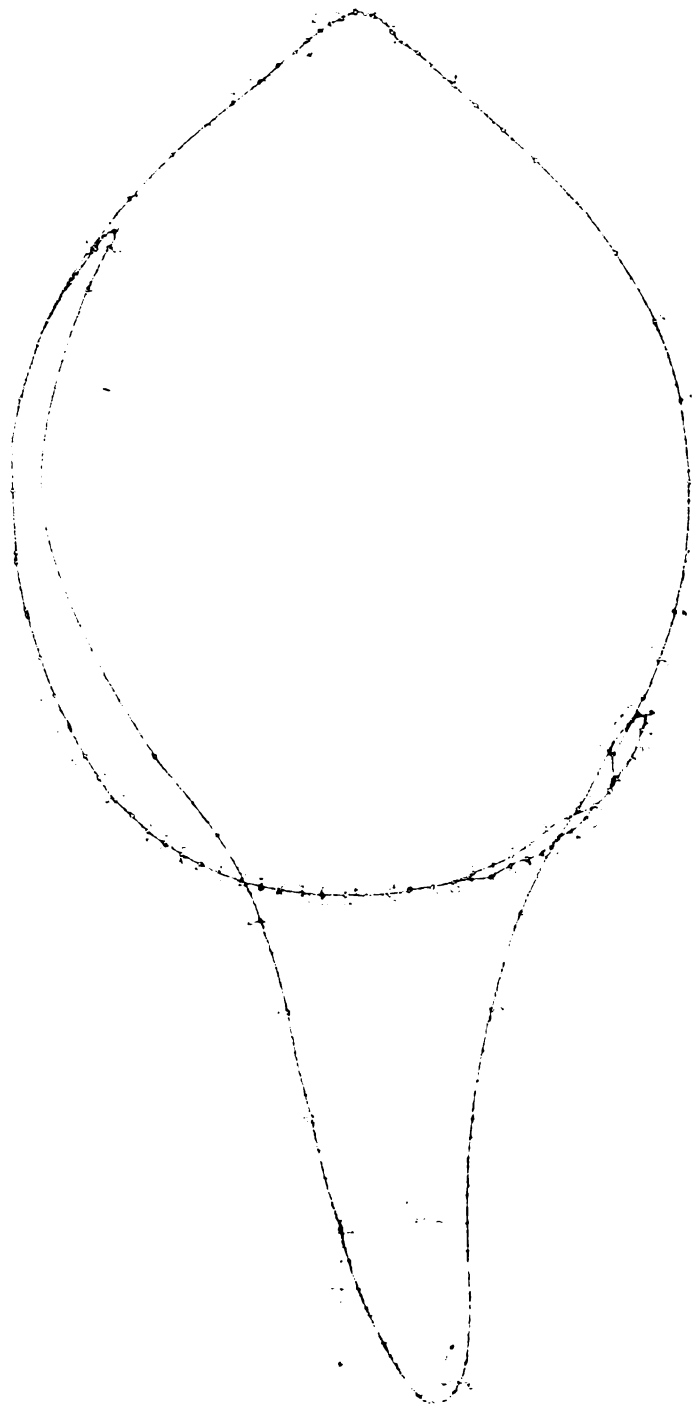


PME

Fig 5.2

Fig
DIAGRAMA POLARĂ A PREZIUNII PE
FUSUL MANETON LA 350 rot/min
Motor Diesel tip LDB 28
 $\Delta\alpha = 4^\circ \text{RAC}$

P.M.I.



P.M.E.

DIAGRAMA POLAR A PRESIUNI
PE FUSIUN MAGNETON

Motor Diesel LSA 38
Cl. P_g = 1200 bar, n = 750 rot/min

Fig 5.3

Diagramele $p = f(\alpha)$ la mers în gol
 $n = 350$ r/min., pentru lagărele Nr 3 și Nr 4.

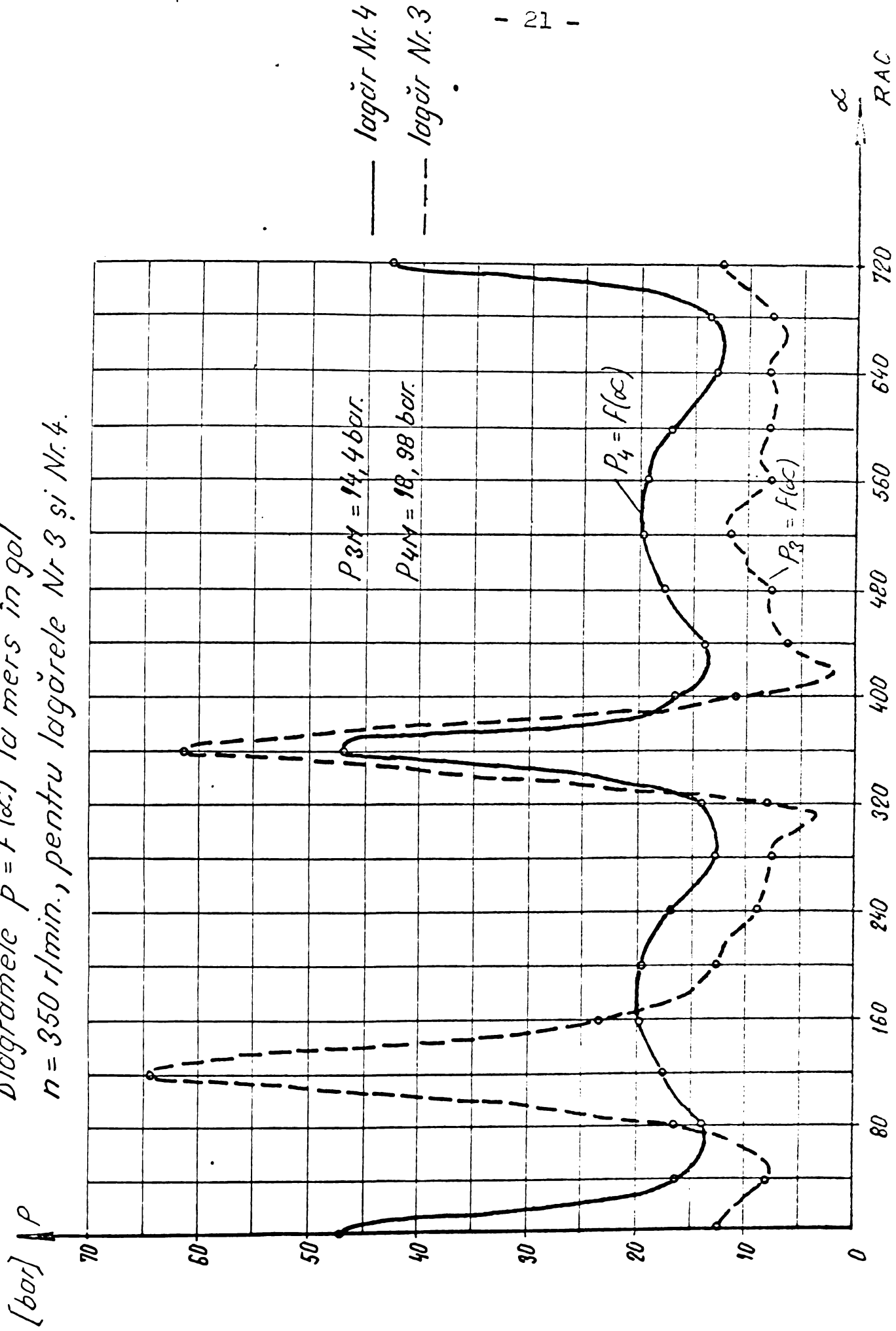


Fig. 5.4

Diagrama desfășurată a
presiunii pe fusul palier 3 și 4
la $n = 750 \text{ r/min}$. $P_e = 1540 \text{ kW}$

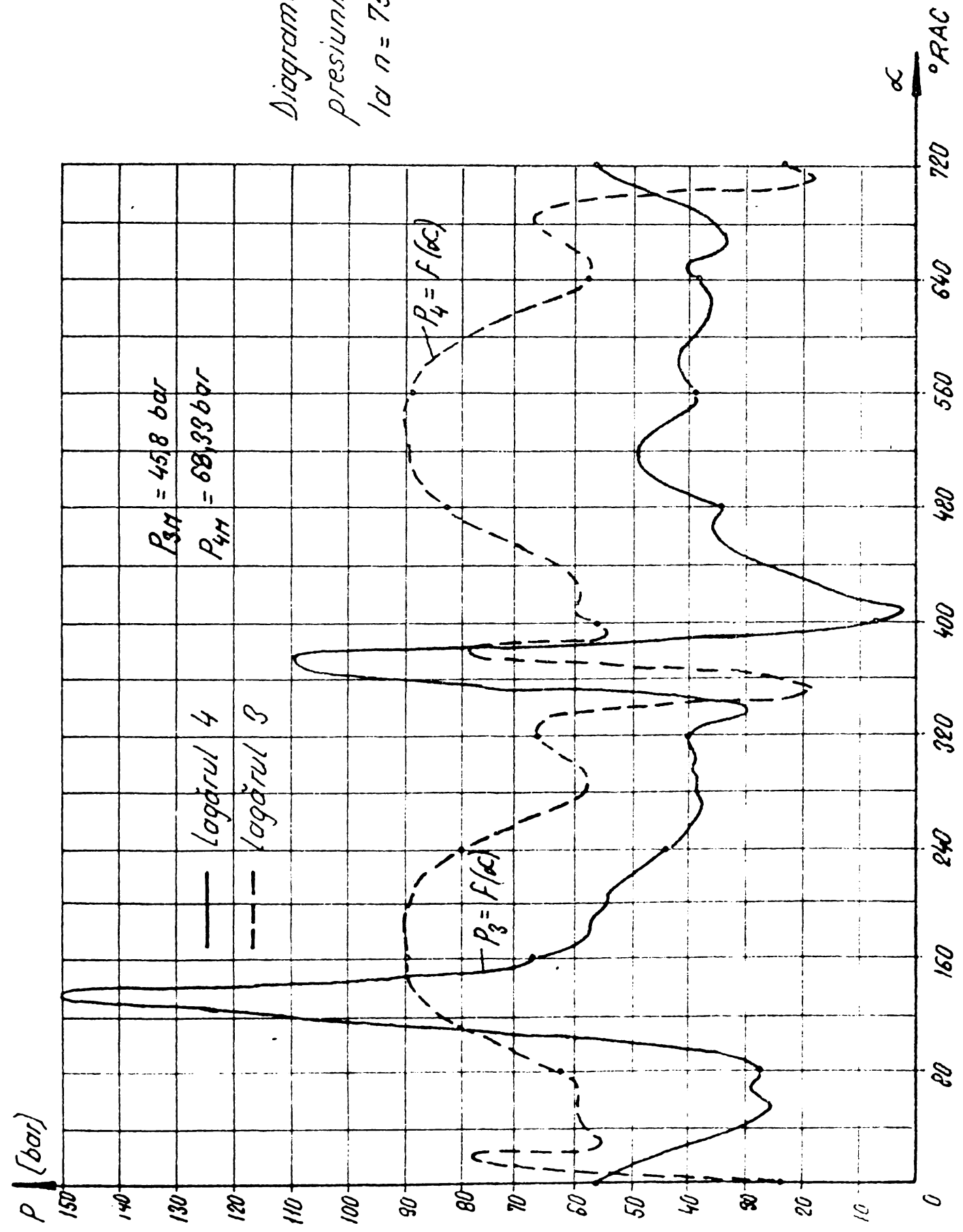


Fig. 5.5.

Diagrama polară a presiunii pe
fusul palier Nr 3 la $n = 750$ r/min. $P_c = 1540$ Kw
Scara: $1\text{ mm} = 1\text{ bar}$.

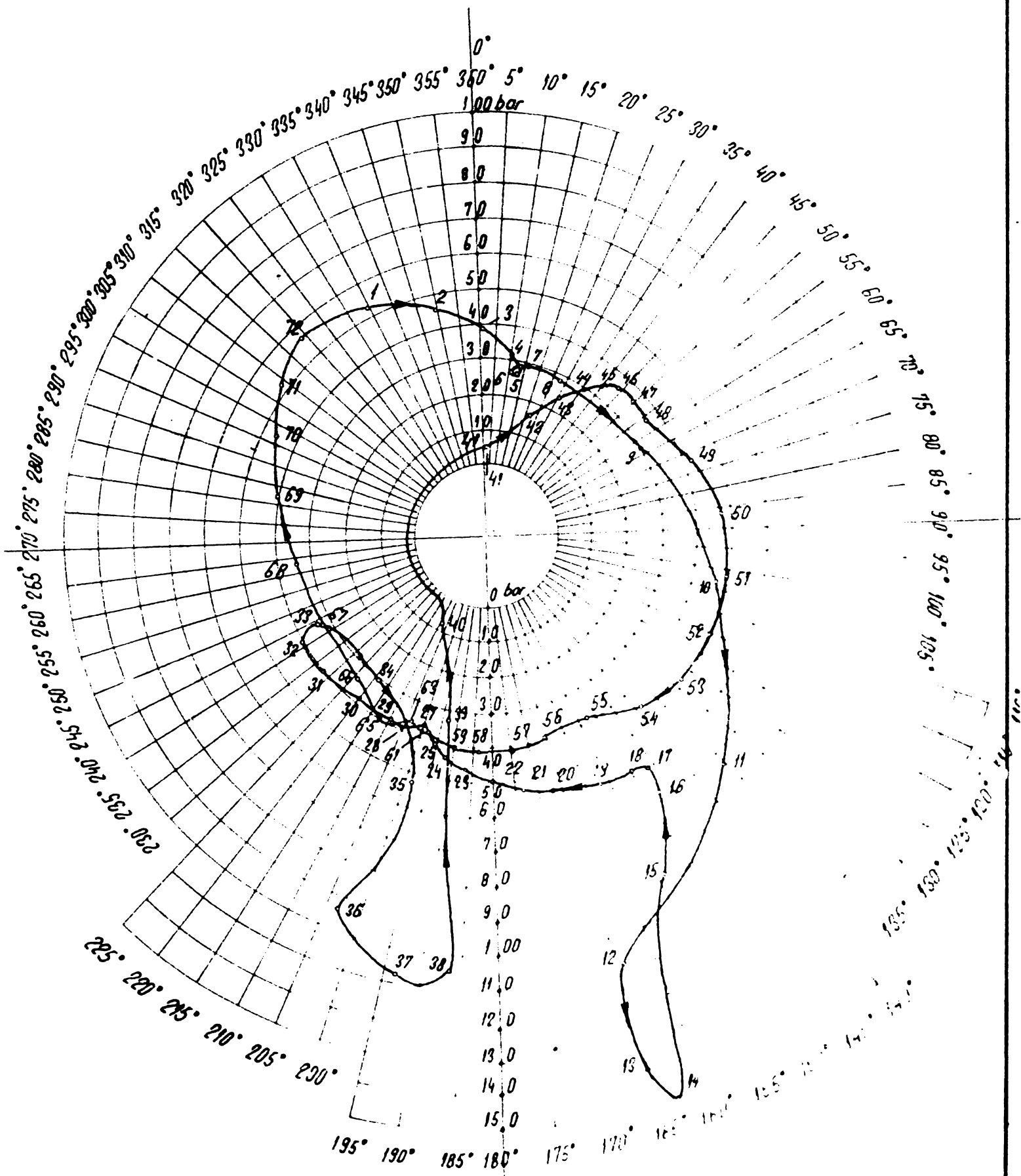


Fig. 5.6.

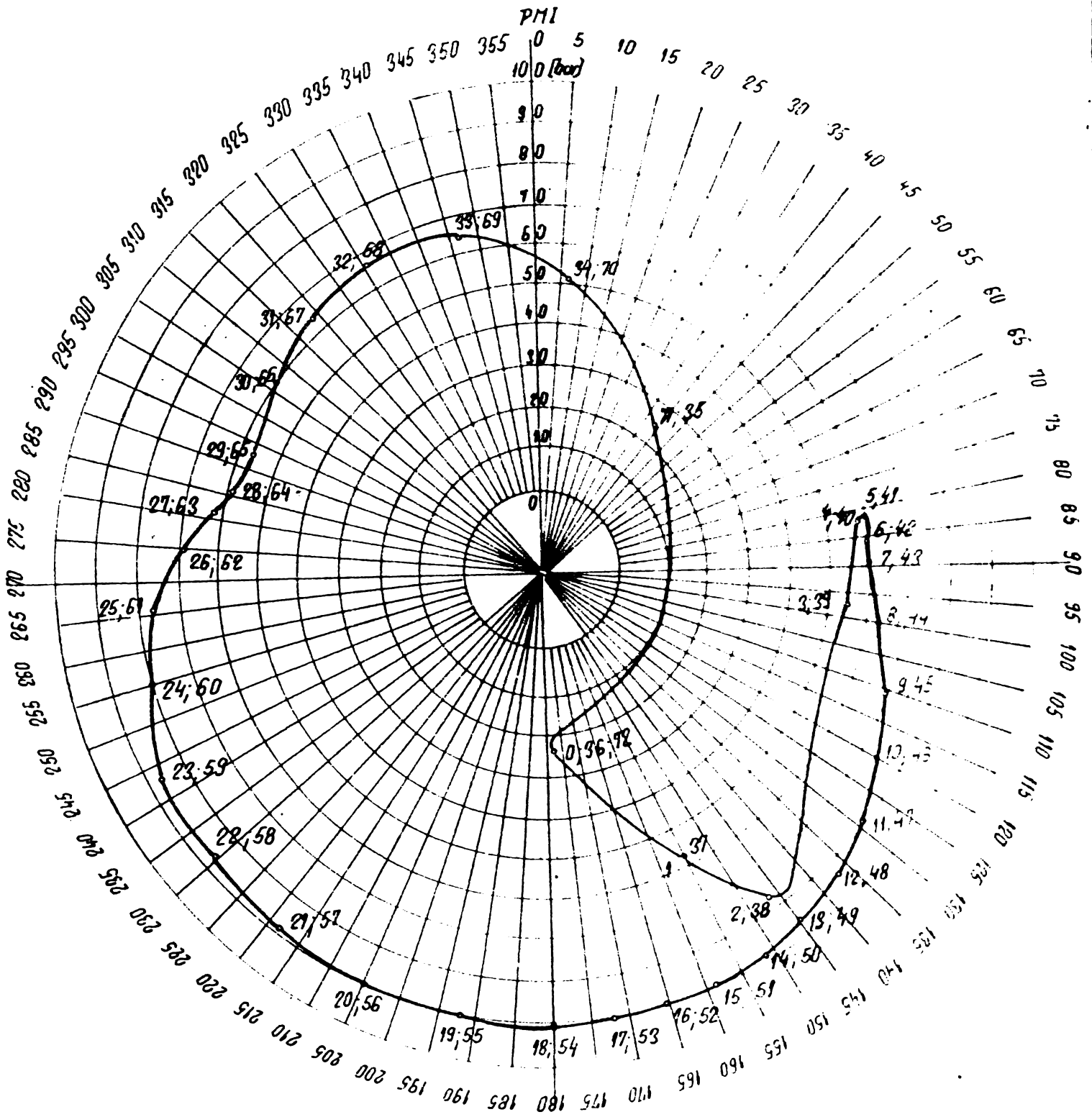


DIAGRAMA POLARĂ A PRESIUNII PE FUSUL
PALIER Nr.4 LA $n = 750 \text{ r/min.}$
 $P_e = 1540 \text{ Kw}$

Fig. 5.7

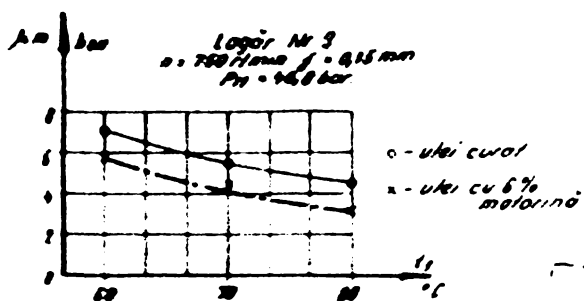


Fig. 5.8

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

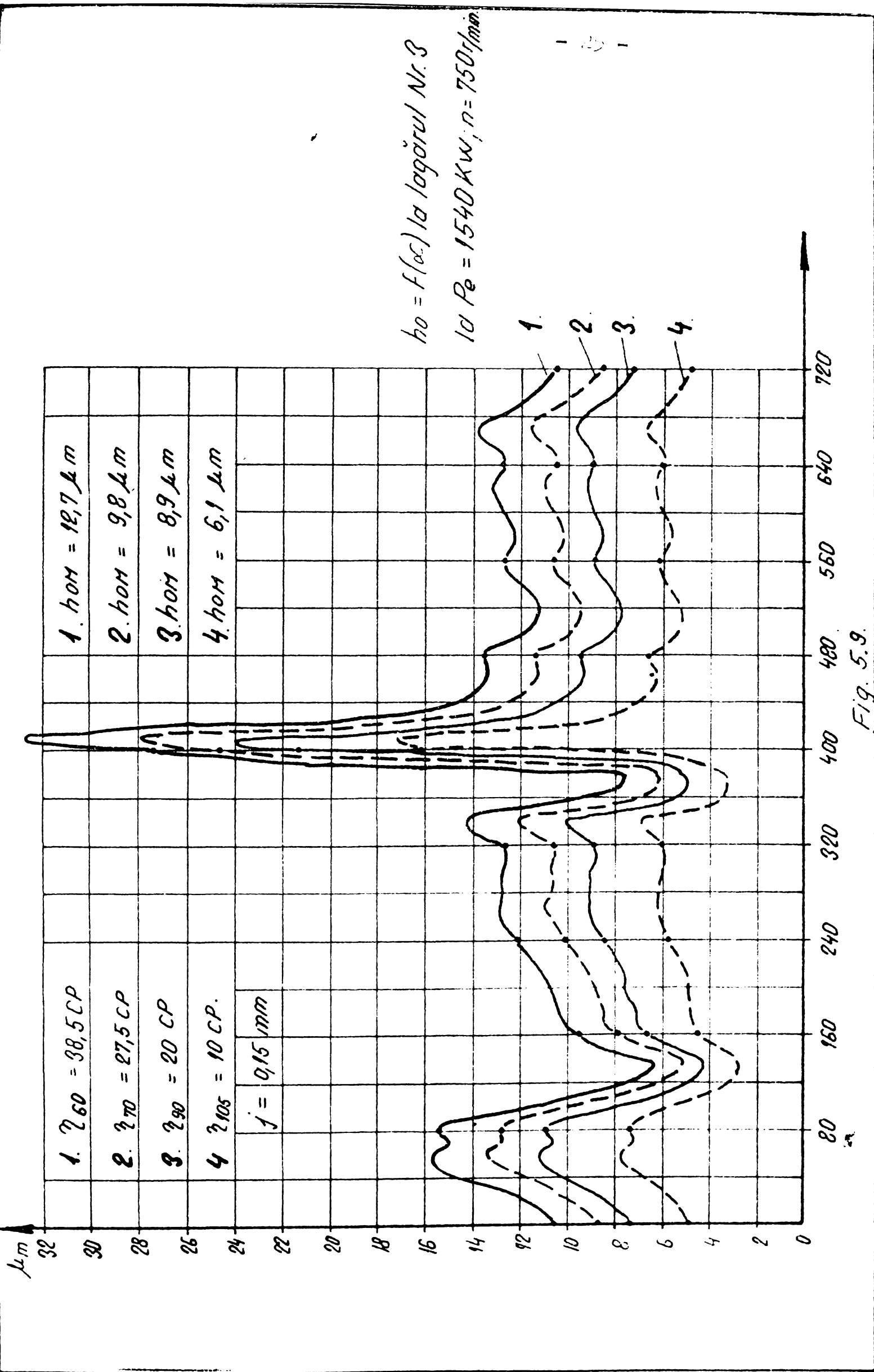
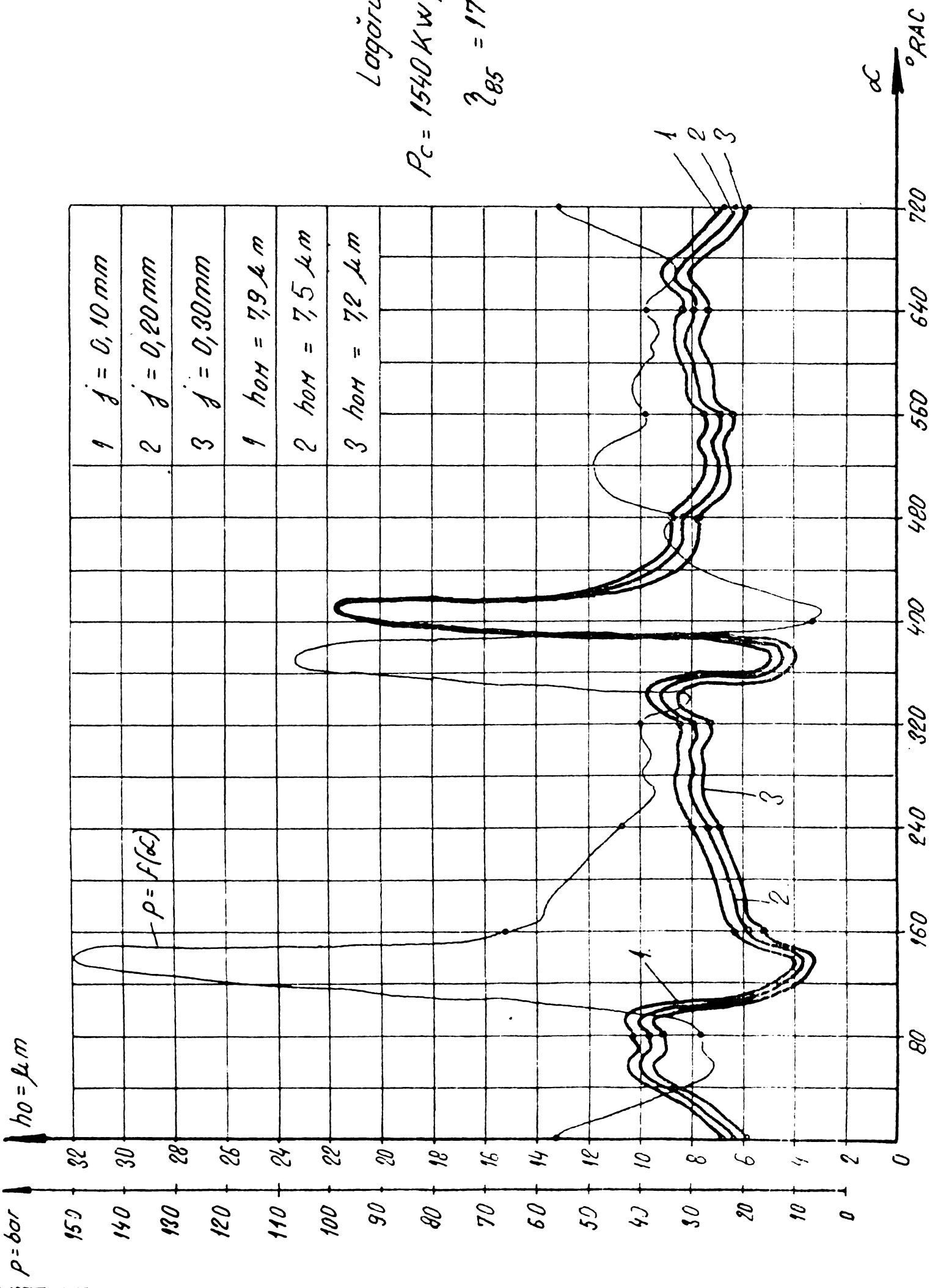


Fig. 5.9.



Logăruil Nr. 3

$P_c = 1540 \text{ KW}$; $n = 750 \text{ r/min}$;

$Z_{85} = 17CP$

Fig. 5.10.

Lagär Nr. 4

$h_0 = f(\alpha)$ și $p = f(\alpha)$

$P_C = 1540 \text{ kW.}$

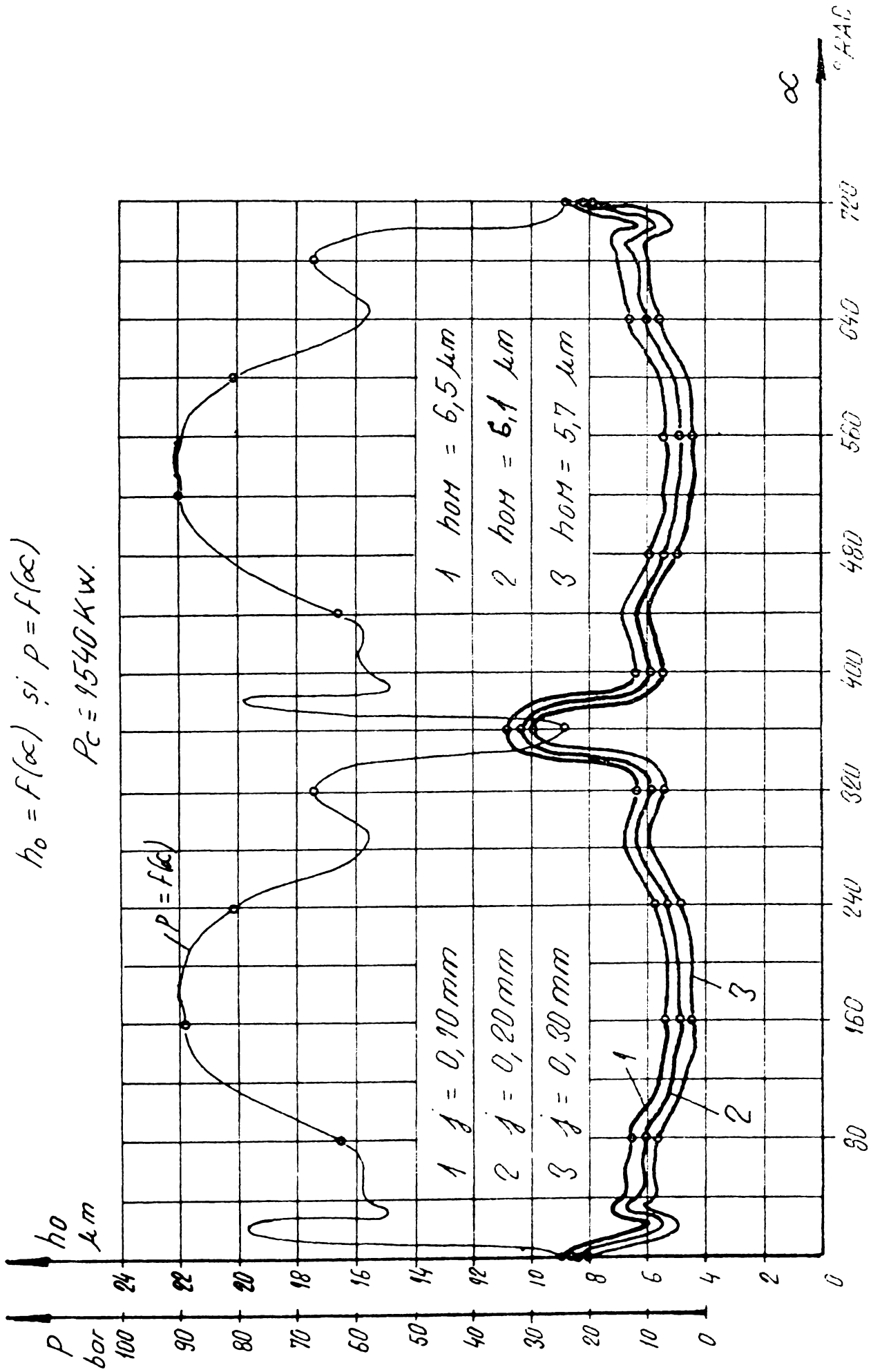


Fig. 5.11.

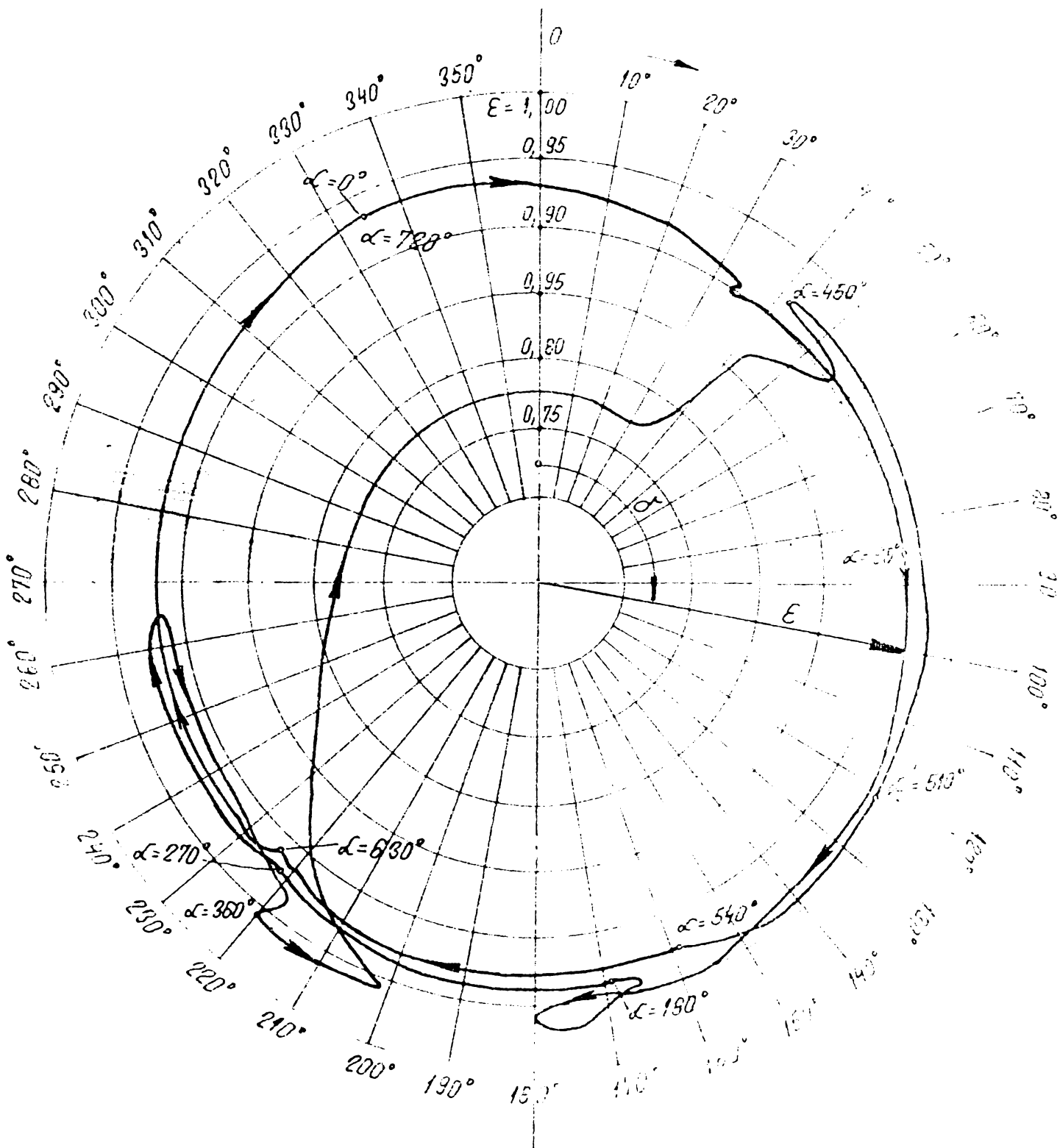


Diagrama polară a deplasării
Fusului în cuzinet la lagărul Nr 3
la $n = 750 \text{ r/min}$. $P_e = 1540 \text{ Kw}$
 $f = 0,20 \text{ mm}$ $\eta = 17 \text{ CF}$
85

Fig. 5.12.

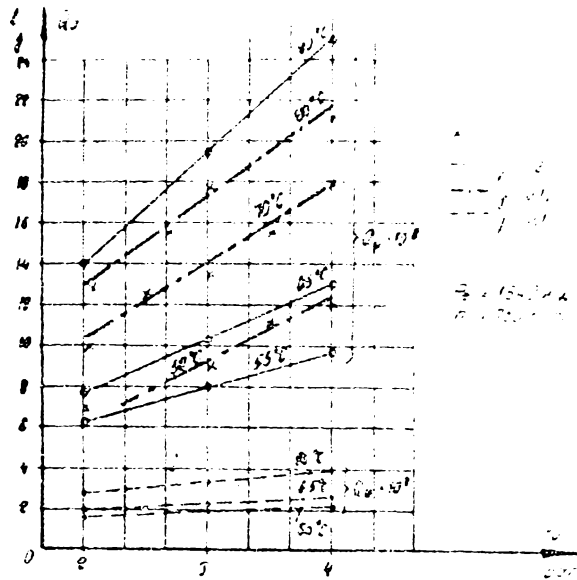


Fig. 5.13

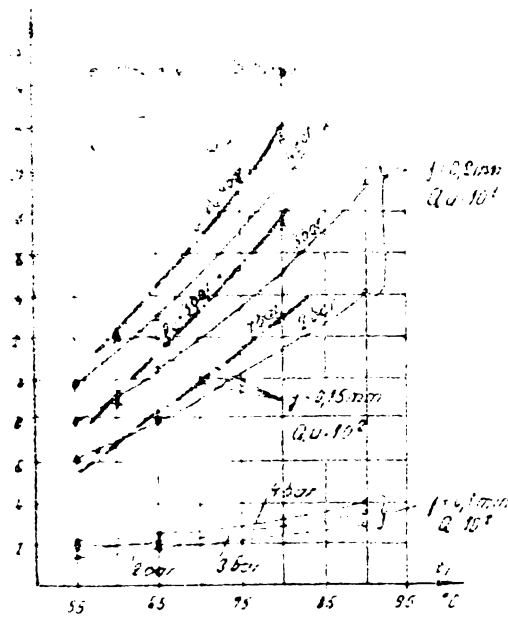


Fig. 5.14

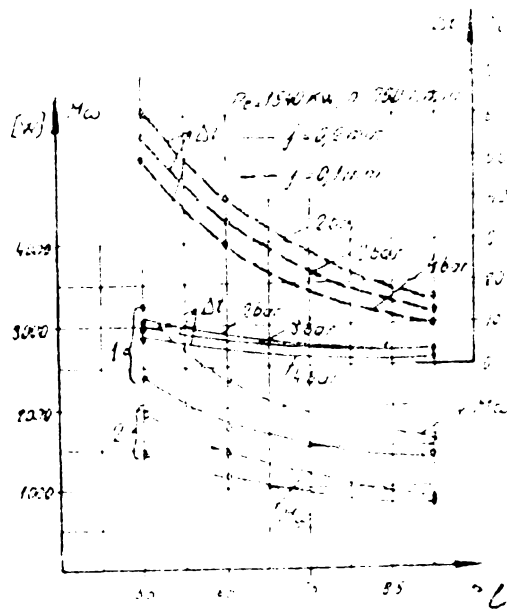


Fig. 5.15

Tabel 5.1

Regimul de funcționare	UM	Presiunea specifică pe maneton/forță			Observații
		minimă	medie	maximă	
0	1	2	3	4	5
$P_e = 1540 \text{ kw}$ $n = 750 \text{ r/min}$	bar	16,08	57,9	242,8	$d_m = 190 \text{ mm}$ $b_m = 100 \text{ mm}$
	N	30552	110010	461320	

Tabel 5.2

Regimul de funcționare	Lagăr Nr.	UM	Presiunea specifică pe fusul palier/forță			Observații
			minimă	medie	maximă	
0	1	2	3	4	5	6
$n = 350 \text{ r/min.}$ $P_e = 0$	3	bar	1,7	15,4	65,8	$d = 205 \text{ mm}$ $b = 90 \text{ mm}$
		N	3136	28413	121401	
	4	bar	12,6	18,94	47,6	
		N	23247	34944	87822	
$n = 750 \text{ r/min}$ $P_e = 1540 \text{ kw}$	3	bar	2,0	45,8	150,2	
		N	3690	84501	277119	
	4	bar	17,5	68,33	90,1	
		N	32287	126068	166234	

Tabel 5.4

Nr. crt.	t_1 °C	t_2 °C	η CP	$h_{o \text{ min}}$ μm	$h_{o \text{ M}}$ μm	$h_{o \text{ max}}$ μm	Observații
0	1	2	3	4	5	6	7
1	45	60	38,5	6,2	12,7	32,8	Lagăr Nr. 3 $j = 0,15 \text{ mm}$ $n = 750 \text{ r/min.}$
2	55	70	27,5	5,0	9,9	23,0	
3	65	80	20	4,2	8,9	24,0	
4	90	105	10	2,7	6,1	17,3	

Tabel 5.5

j mm	Lagăr Nr. 3			Lagăr Nr. 4			Observații	
	$h_{o \text{ min}}$ μm	$h_{o \text{ M}}$ μm	$h_{o \text{ max}}$ μm	$h_{o \text{ min}}$ μm	$h_{o \text{ M}}$ μm	$h_{o \text{ max}}$ μm		
0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,1	4,0	7,9	22,5	5,4	6,5	10,9	$t_1 = 70^\circ\text{C}$ $t_2 = 35^\circ\text{C}$ $\eta_{05} = 17 \text{ CP}$ $n = 750 \text{ r/min.}$ $P_e = 1540 \text{ kw}$
2	0,2	3,7	7,5	22,5	5,0	6,1	10,4	
3	0,3	3,3	7,2	22,2	4,5	5,7	9,9	

Tabel 5.3.

Temp °C	M 30 S2										DS 30									
	ρ [kg/dm ³]		ν [cst]		η [cP]		°E	ρ [kg/dm ³]		ν [cst]		η [cP]		°E						
	M	C1	M	C2	M	C3		C4	M	C1	M	C2	M		C3	C4				
22	0.893	0.853	320	305.1	285.8	286.4	295	42.3	0.896	349	345.2	312.7	339	320.23	45.9					
37.8	0.883	0.884	124	115.3	109.5	101.25	105.18	16.32	0.887	127	128.6	112.52	113.6	113.73	16.72					
50	0.874	0.876	62.97	62.48	55.03	54.48	55.4	8.70	0.877	68	67.28	59.64	59.33	59.67	8.99					
70	0.861	0.865	29.08	27.8	25.04	24.31	23.73	3.95	0.864	29.68	29.65	25.64	25.45	25.47	4.03					
80	0.854	0.859	20.46	19.90	17.47	17.35	16.7	2.93	0.857	20.89	20.80	17.90	17.88	17.90	2.79					
98.9	0.841	0.848	12.12	11.70	10.19	9.99	9.48	2.03	0.847	12.15	11.46	10.25	10.03	10.16	2.03					
100	0.837	0.847	11.39	11.38	9.53	9.70	9.22	1.96	0.843	11.76	11.7	9.91	9.72	9.86	1.99					

Tabel 5.6

Nr. crt.	pM bar	b/d	$S_{OR} = \frac{74.42}{\eta \omega}$	ε	h _o μm	Observații
0	1	2	3	4	5	6
1	68,30	15/205*	2,329	0,912	6,6	* Cu canal de ungere Δ Fără canal de ungere n = 750r/min. ; η = 20 cP d = 0,15 mm. Lagăr Nr. 4
2	61,50	100/205	2,096	0,825	13,1	

1) $\rho = \rho_{22} [1 - \alpha (t - 22)]$

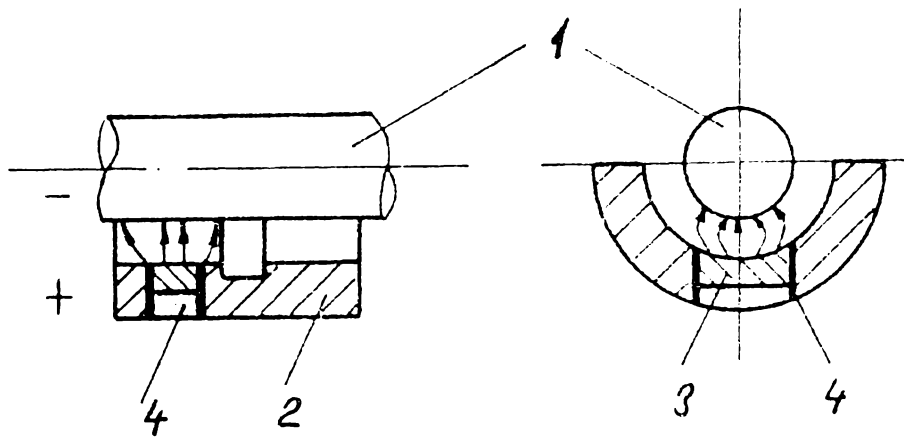
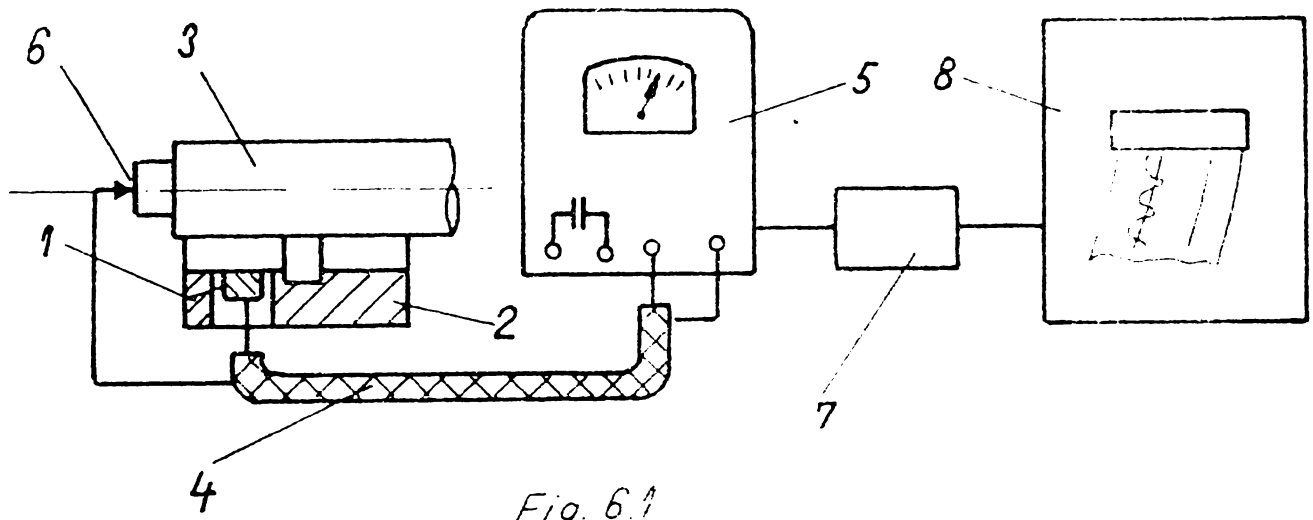
2) $(g \cdot y \cdot \nu + 0.6) = A + B(g \cdot T$

3) $\nu = \frac{k_1}{(1.8t + 32) \eta}$

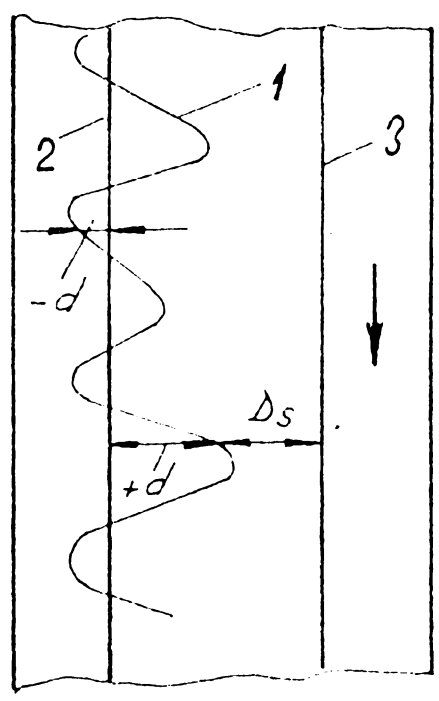
4) $\eta = k_2 t^c$

U_{DS} M = măsurat

C₃ - C₄ = calculat cu relația 1 - 4



- 1. Fus
- 2. Cuzinet
- 3. Armătură
- 4. Adesiv electro-izolant



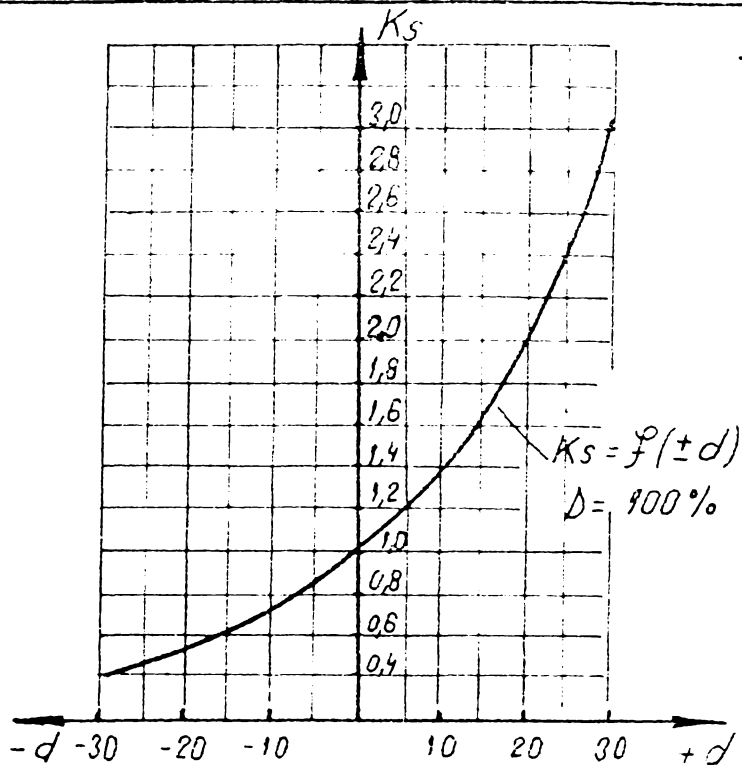


Fig. 6.4

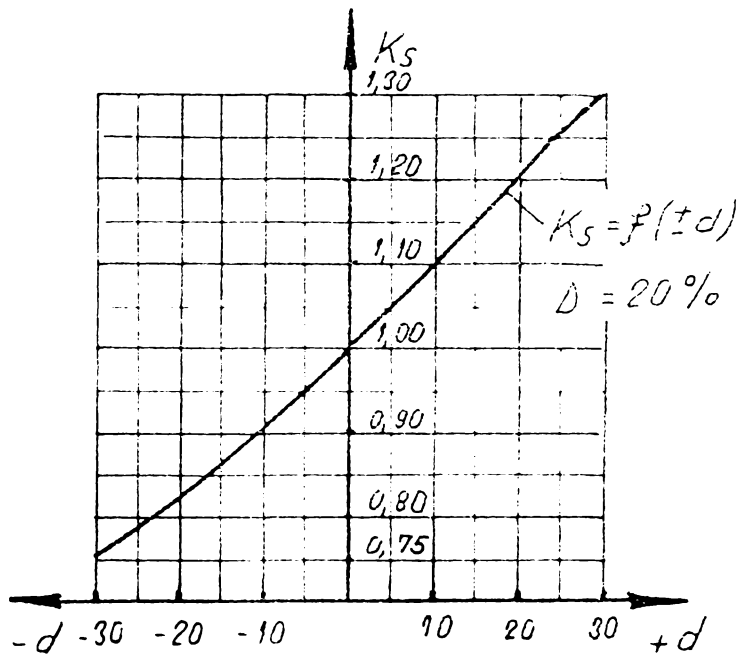


Fig. 6.5

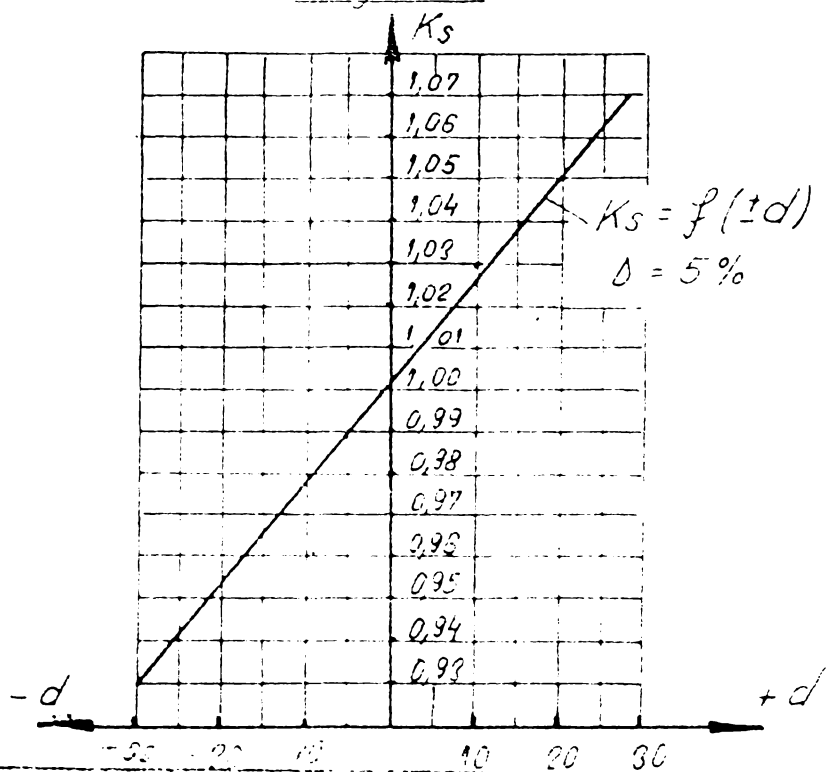


Fig. 6.6

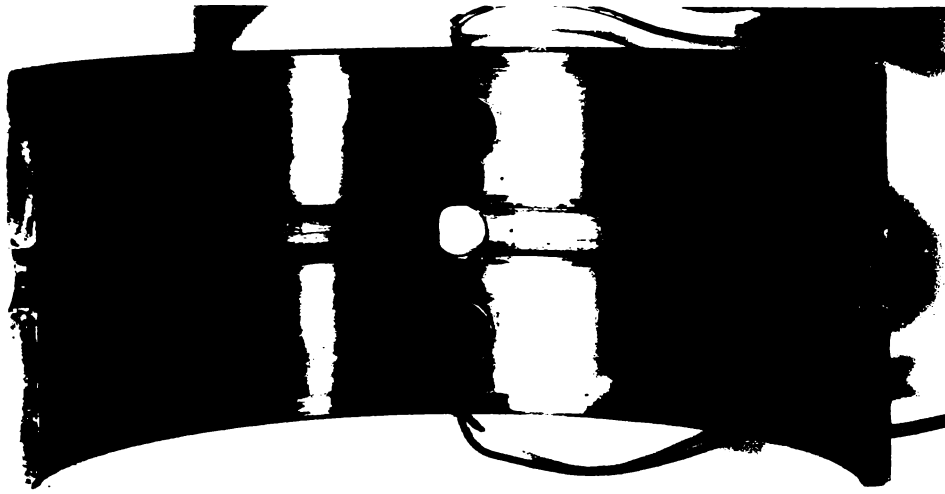


Fig. 6.7.

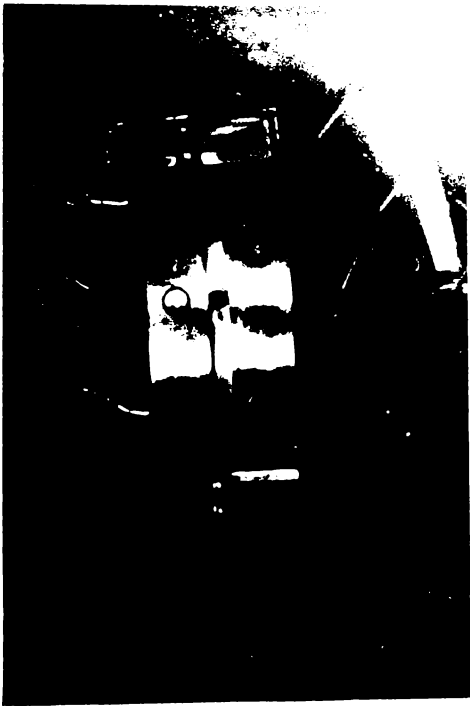


Fig. 6.8



Fig. 6.9.

INSTITUTUL
TECNOLOGIC

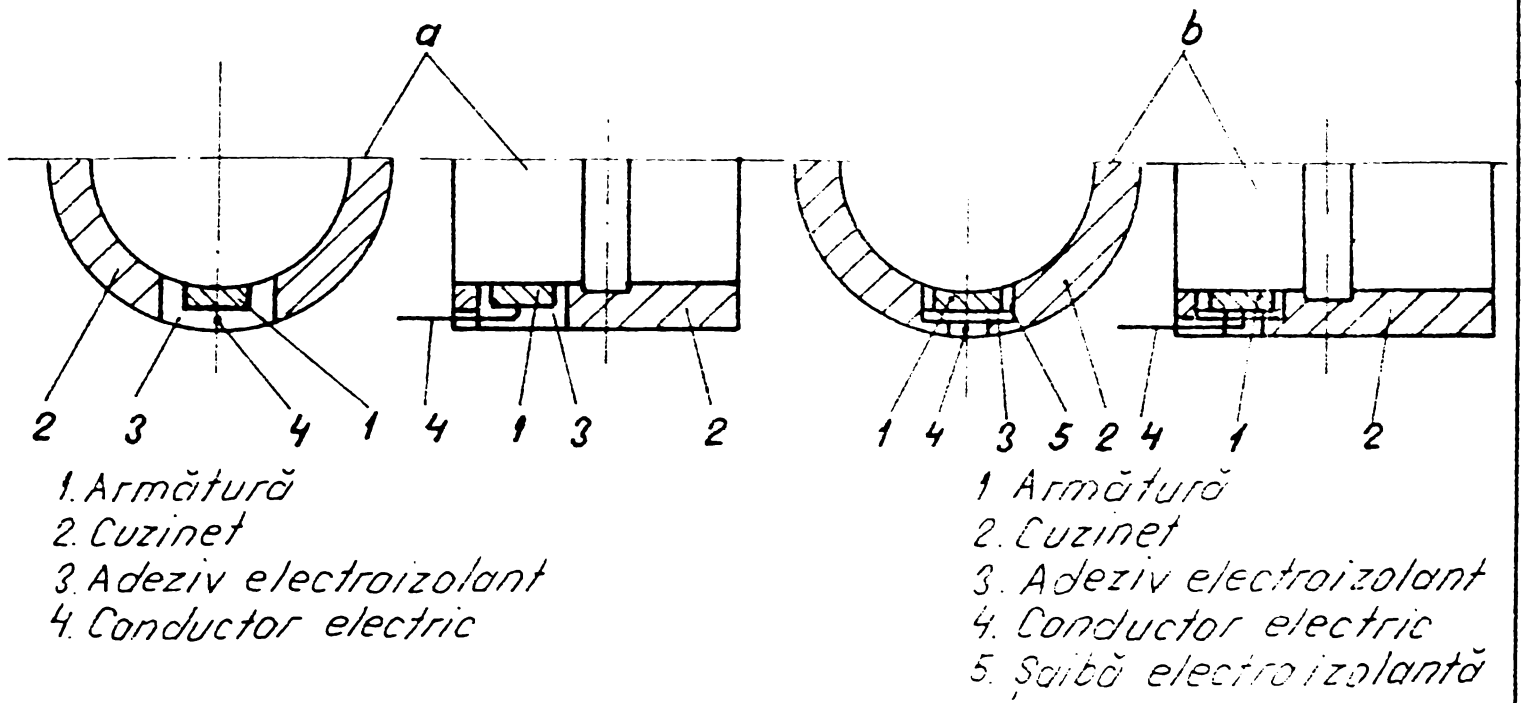


Fig. 6.10

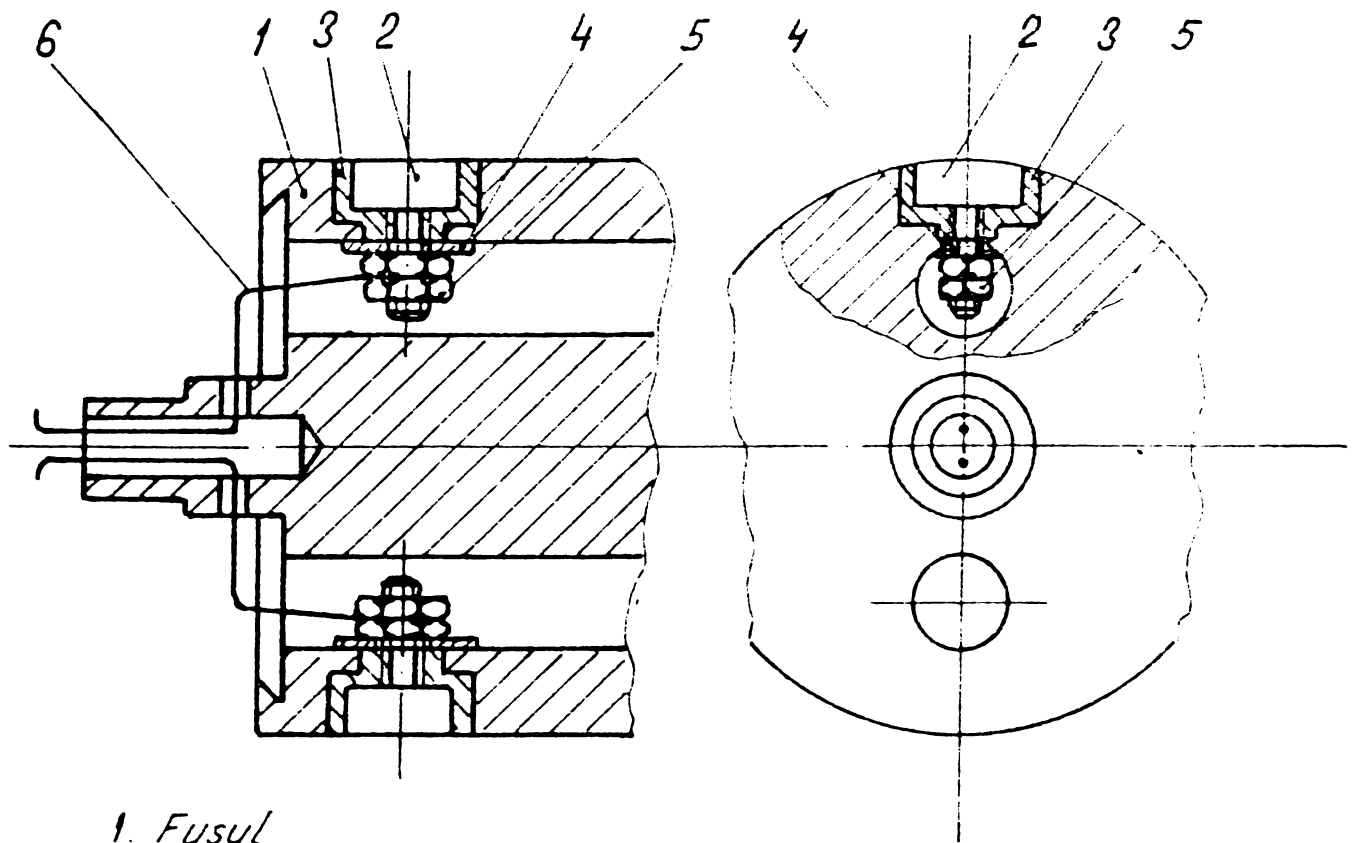
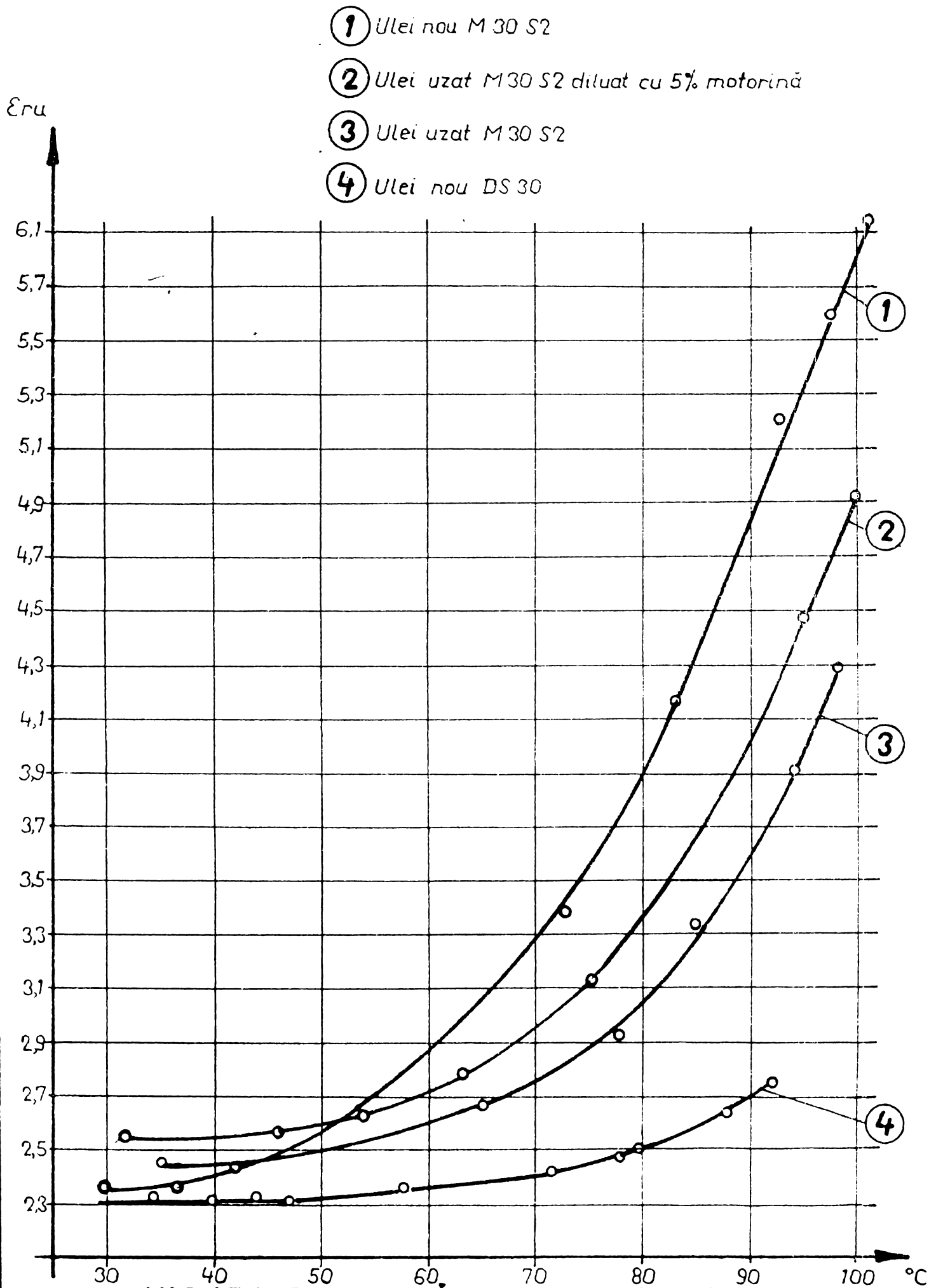
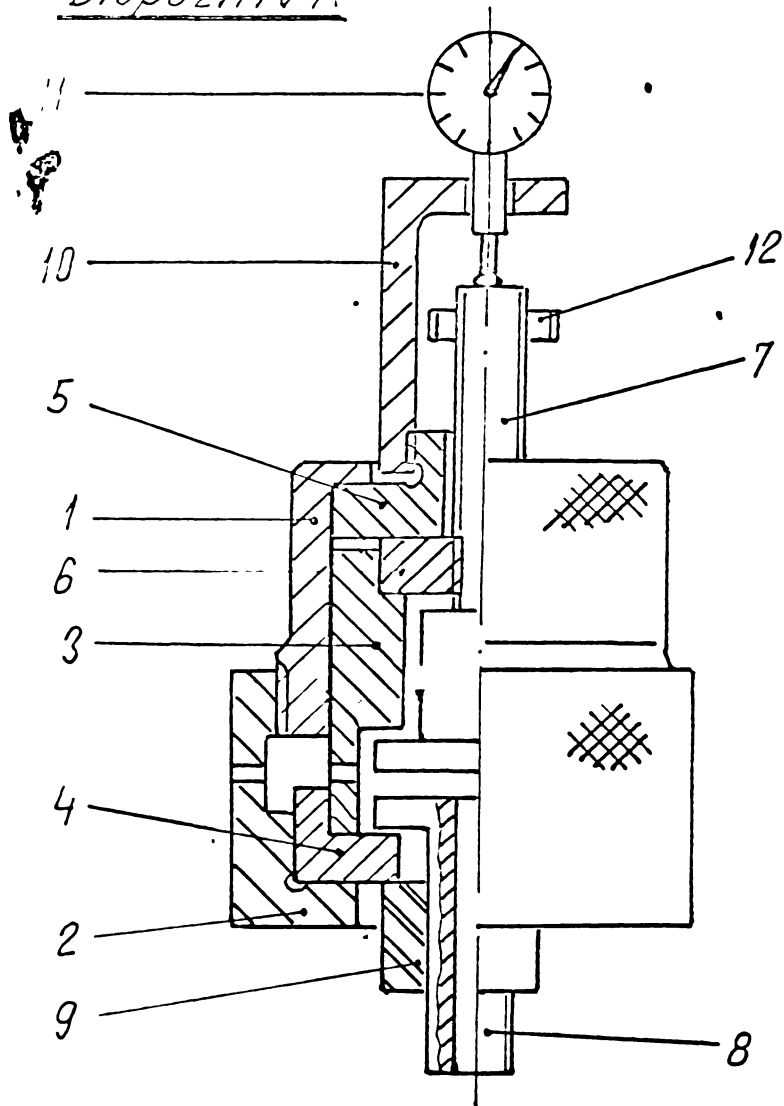


Fig. 6.11



VARIATIA PERMITIVITĂȚII CU TEMPERATURA LA ULEIURILE INCERCATE PE O LOCOMOTIVĂ DIESEL

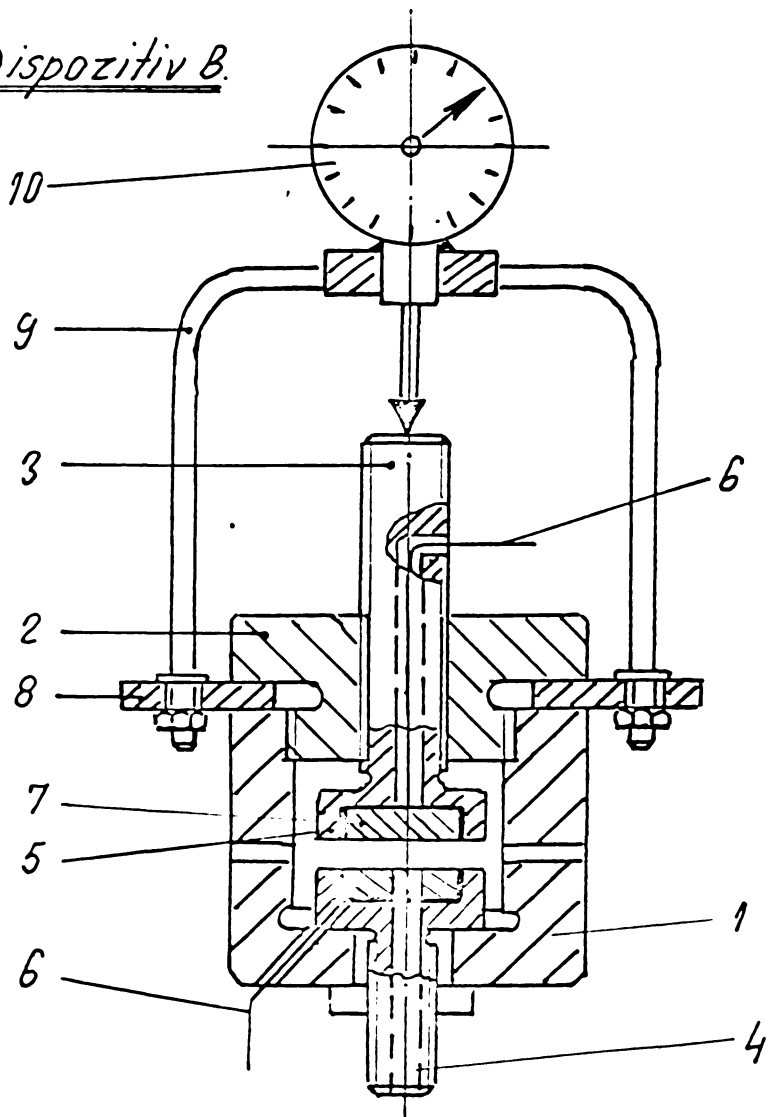
Fig. 6.12.



- 1 - Carcasă superioară
- 2 - Carcasă inferioară
- 3 - Carcasă electro-izolantă
- 4 - Disc inferior izolant
- 5 - Disc superior
- 6 - Piulită
- 7 - Tijă cu disc superioră
- 8 - Tijă cu disc inferioară
- 9 - Piulită
- 10 - Suport comparator
- 11 - Ceas comparator
- 12 - Bornă

Fig. 6.13

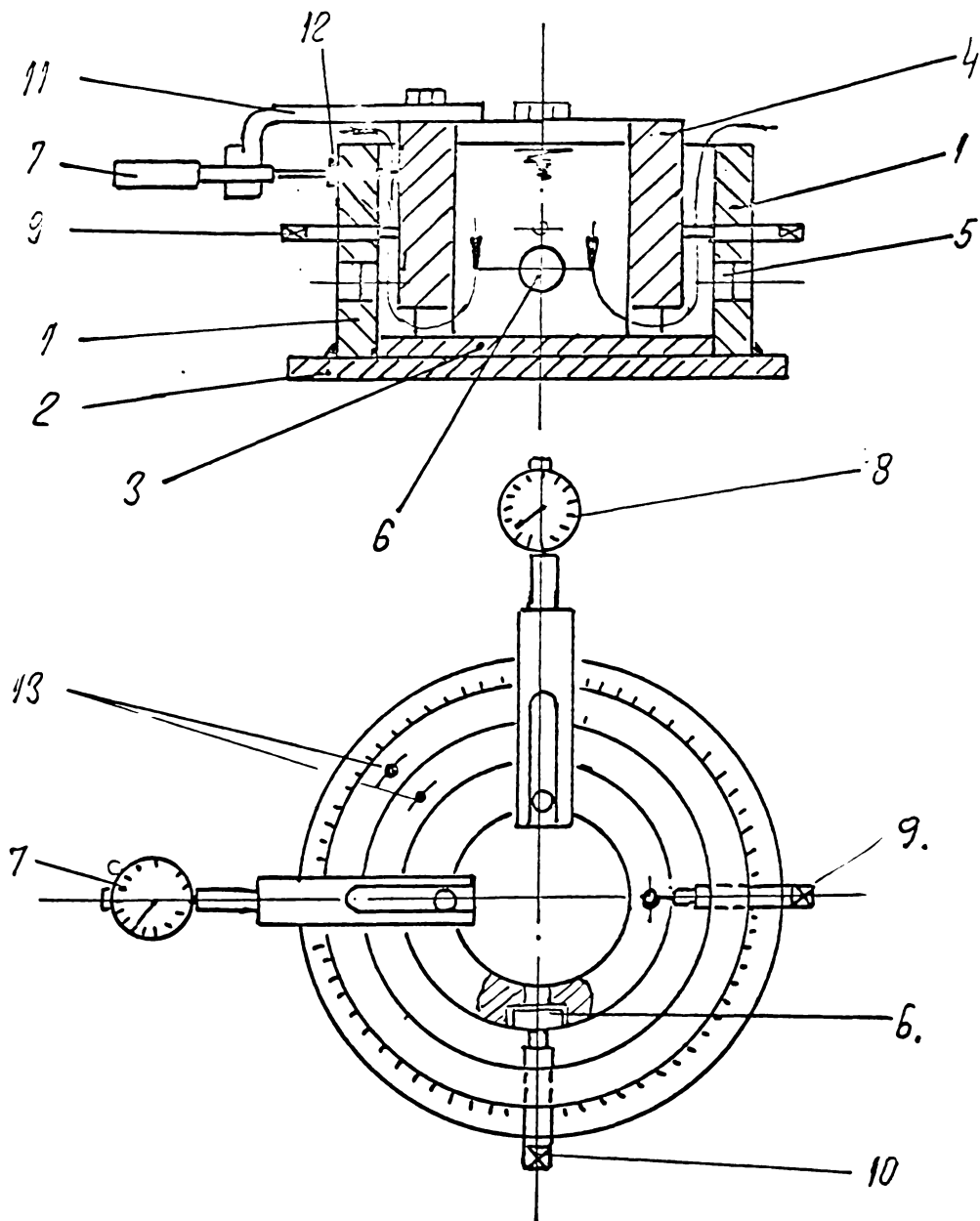
Dispozitiv B



- 1 - Carcasă electroizolantă
- 2 - Piulită electroizolantă
- 3 - Tijă superioară
- 4 - Tijă inferioară
- 5 - Armături
- 6 - Cablu electric
- 7 - Adeziv
- 8 - Disc
- 9 - Suport comparator
- 10 - Comparator

Fig. 6.14

Dispozitiv C



- 1 - Inel exterior
- 2 - Placă de sprijin
- 3 - Disc electro-izolant
- 4 - Bucșă
- 5 - Traductori capacitivi $d_c = 18 \text{ mm}$.
- 6 - Traductor capacitiv $d_c = 15 \text{ mm}$.
- 7, 8 - Comparatoare
- 9, 10 - Șuruburi
- 11 - Suport
- 12 - Folie electroizolantă
- 13 - Termocuple miniaturizate

Fig. 6. 15.

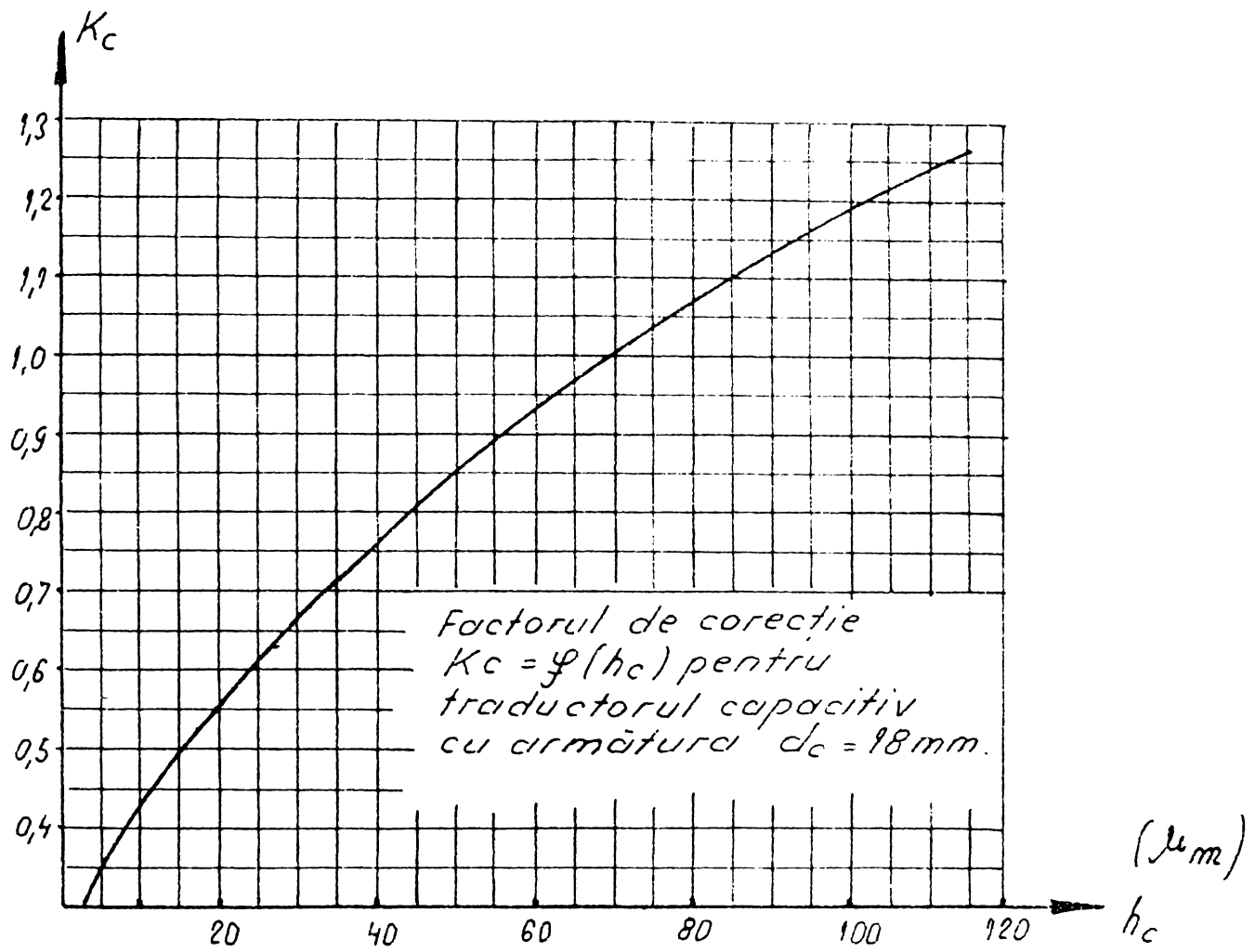
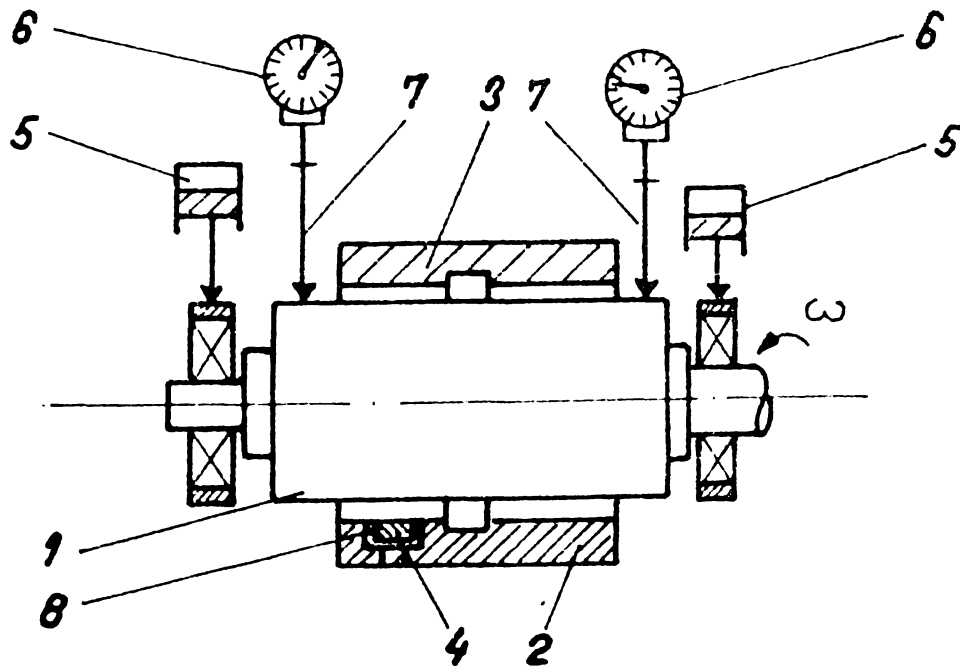


Fig. 6.16.



- | | |
|-------------------------|-------------------------|
| 1. Fus | 5. Prese hidraulice |
| 2. Semicuzinet inferior | 6. Comparatoare cu ceas |
| 3. Semicuzinet superior | 7. Tije intermediară |
| 4. Traductor capacitiv | 8. Adeziv. |

Fig. 6.17.

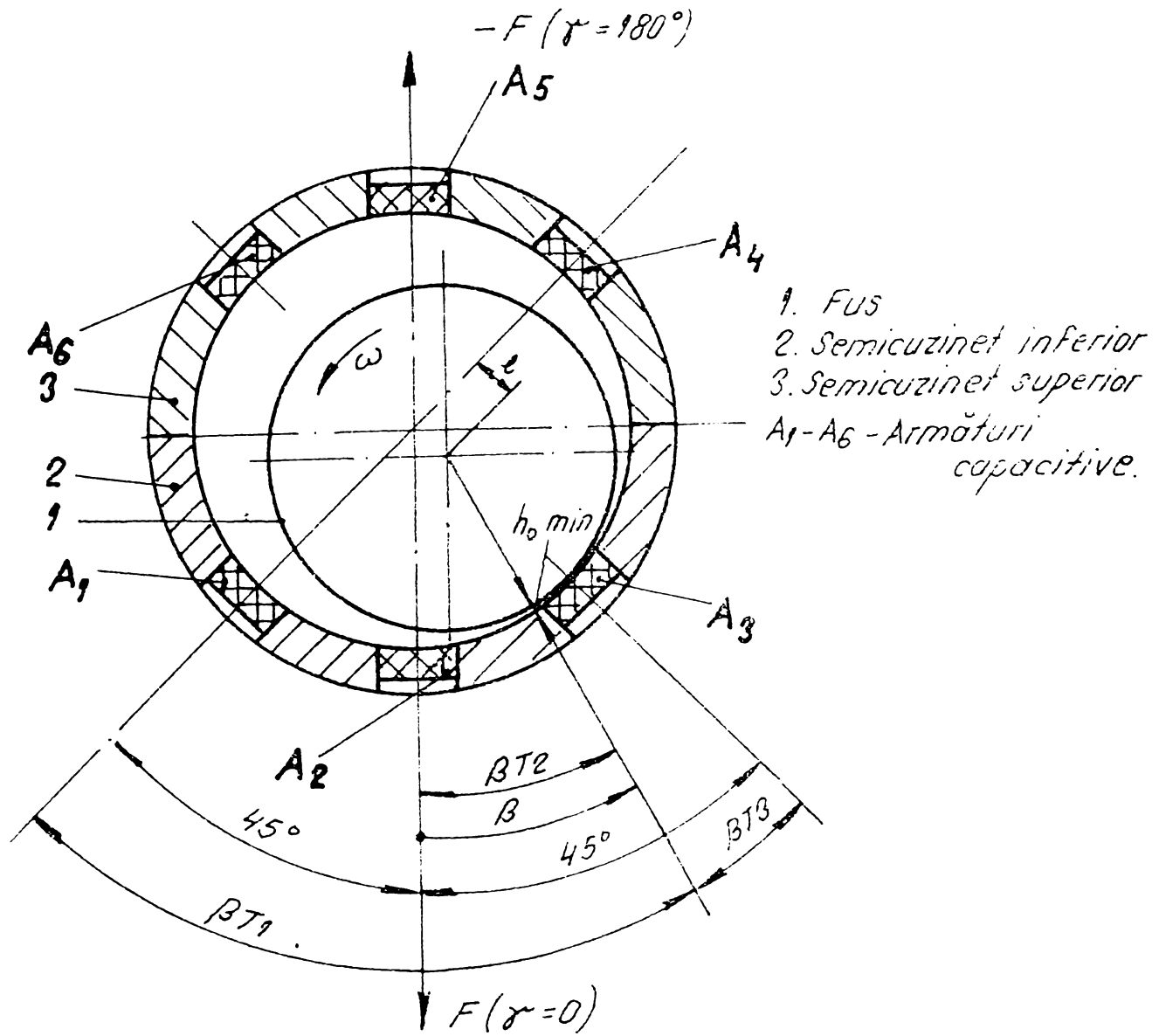


Fig. 6.18

Tabel 6.6

Nr. crt.	n r/min.	p_M bar	η CP	S_{OR}	ε	β	$h_{0 \text{ min}}$	$h_{0 \text{ max}}$	$h_T \text{ min.}$	Observatii
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	550	14,35	20,4	0,491	0,796	32	13,3	21	17	$j = 0,13 \text{ mm}$ $d = 205 \text{ mm}$ $b = 90 \text{ mm}$
2	650	14,35	20,4	0,415	0,798	34	14,4	23	25,5	
3	550	35,3	17,5	1,41	0,884	24,5	7,5	12,7	11,0	

tabel 6.1

Nr. crt.	h μm	C _m * pF	C _c pF	Domeniul de măsurare cu puntea pe 100% și C _c din col. 3				Traductor		Observații
				C _m [pF]		h [μm]		de mm	S _a cm ²	
				max.	min.	min	max			
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0	∞	1000	∞	∞	0	0	15	1,77	* Calculat cu relatia 6.2 ε _r = 2,9 ε _p = 0
2	5	906	302	905	105	5	43			
3	10	453	151	453	53	10	85			
4	100	45	100	300	35	15	129			
5	190	24	80	240	28	19	161			
6	0	∞	1000	∞	∞	0	0	**	2,54	** Traductor folosit la majoritatea experimentelor
7	5	1306	450	1350	157	5	41			
8	10	653	217	651	76	10	86			
9	100	65	100	300	35	22	186			
10	190	34	90	270	32	24	204			
11	0	∞	1000	∞	∞	0	0	20	3,14	
12	5	1612	537	1612	182	5	44			
13	10	806	269	806	94	10	86			
14	100	80	150	450	52	18	155			
15	190	43	100	300	35	27	230			

Tabel 6.2

±d mm	K _s	±d mm	K _s	±d mm	K _s	±d mm	K _s	±d mm	K _s	±d mm	K _s
-30	0,400	-20	0,510	-10	0,710	0	1,000	10	1,390	20	2,000
-29,5	0,400	-19,5	0,520	-9,5	0,730	0,5	1,015	10,5	1,410	20,5	2,045
-29	0,410	-19	0,530	-9	0,740	1	1,03	11	1,430	21	2,090
-28,5	0,415	-18,5	0,537	-8,5	0,755	1,5	1,045	11,5	1,452	21,5	2,135
-28	0,420	-18	0,545	-8	0,770	2	1,060	12	1,48	22	2,180
-27,5	0,424	-17,5	0,552	-7,5	0,780	2,5	1,080	12,5	1,505	22,5	2,220
-27	0,428	-17	0,560	-7	0,79	3,0	1,100	13	1,530	23	2,260
-26,5	0,431	-16,5	0,57	-6,5	0,805	3,5	1,120	13,5	1,560	23,5	2,305
-26	0,435	-16	0,58	-6	0,820	4	1,140	14	1,590	24	2,350
-25,5	0,438	-15,5	0,59	-5,5	0,832	4,5	1,155	14,5	1,620	24,5	2,390
-25	0,440	-15	0,60	-5	0,845	5	1,170	15	1,650	25	2,430
-24,5	0,445	-14,5	0,61	-4,5	0,857	5,5	1,195	15,5	1,685	25,5	2,490
-24	0,450	-14	0,62	-4	0,870	6	1,220	16	1,720	26	2,550
-23,5	0,455	-13,5	0,63	-3,5	0,885	6,5	1,235	16,5	1,750	26,5	2,600
-23	0,460	-13	0,64	-3	0,900	7	1,250	17	1,780	27	2,650
-22,5	0,470	-12,5	0,65	-2,5	0,915	7,5	1,270	17,5	1,815	27,5	2,695
-22	0,480	-12	0,66	-2	0,930	8	1,290	18	1,850	28	2,740
-21,5	0,485	-11,5	0,665	-1,5	0,945	8,5	1,315	18,5	1,890	28,5	2,795
-21	0,490	-11	0,670	-1	0,960	9	1,340	19	1,930	29	2,850
-20,5	0,500	-10,5	0,690	-0,5	0,980	9,5	1,365	19,5	1,965	30	

Tabel 6.3

h_m μm	$\pm d$ mm	K_s	C_e pF	C_m pF	h_c^* μm	Observații
0	1	2	3	4	5	6
0	62	∞	300	∞	0	Dispozitiv A $\epsilon_r = 2,27$ $C_p = 182 \text{ pF}$ * Stabilită cu relația 6.2 pt. traductor $d_c = 18 \text{ mm}$
10	10,5	1,41	300	241	21,2	
20	6,0	1,22	300	184	27,8	
30	1,5	1,05	300	133	38,4	
40	-1,0	0,96	300	106	48,2	
50	-2,5	0,915	300	92,5	55,3	
60	-3,5	0,88	300	82	67,3	
70	-4,5	0,86	300	76	67,3	
80	-5,0	0,845	300	71	71,5	
90	-6,5	0,81	300	62	83,8	

Tabel 6.4

h μm	$\pm d$ mm	K_s	C_e pF	C_m pF	h_c^* μm	Observații
0	1	2	3	4	5	6
10	15	1,65	300	393	16,3	Dispozitiv B $\epsilon_r = 2,27$ $C_p = 182 \text{ pF}$ * Stabilită cu relația 6.2 pt. traductor $d_c = 18 \text{ mm}$
20	8,0	1,29	300	205	25	
30	2,5	1,08	300	142	36	
40	0	1,00	300	118	43,3	
50	-1,5	0,945	300	101,5	50,4	
60	-3,0	0,900	300	88	58	
70	-4,5	0,860	300	76	67	
80	-5,0	0,840	300	70	73	
90	-6	0,820	300	64	79,9	

Tabel 6.5

Grosimea stratului	μm	Traductorul conform fig. 6.18					
		A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6
0	1	2	3	4	5	6	7
Reală h_m	μm	19	0	19	110,9	130	110,9
Măsurată h_T	μm	22,5	0	21	90	101	91

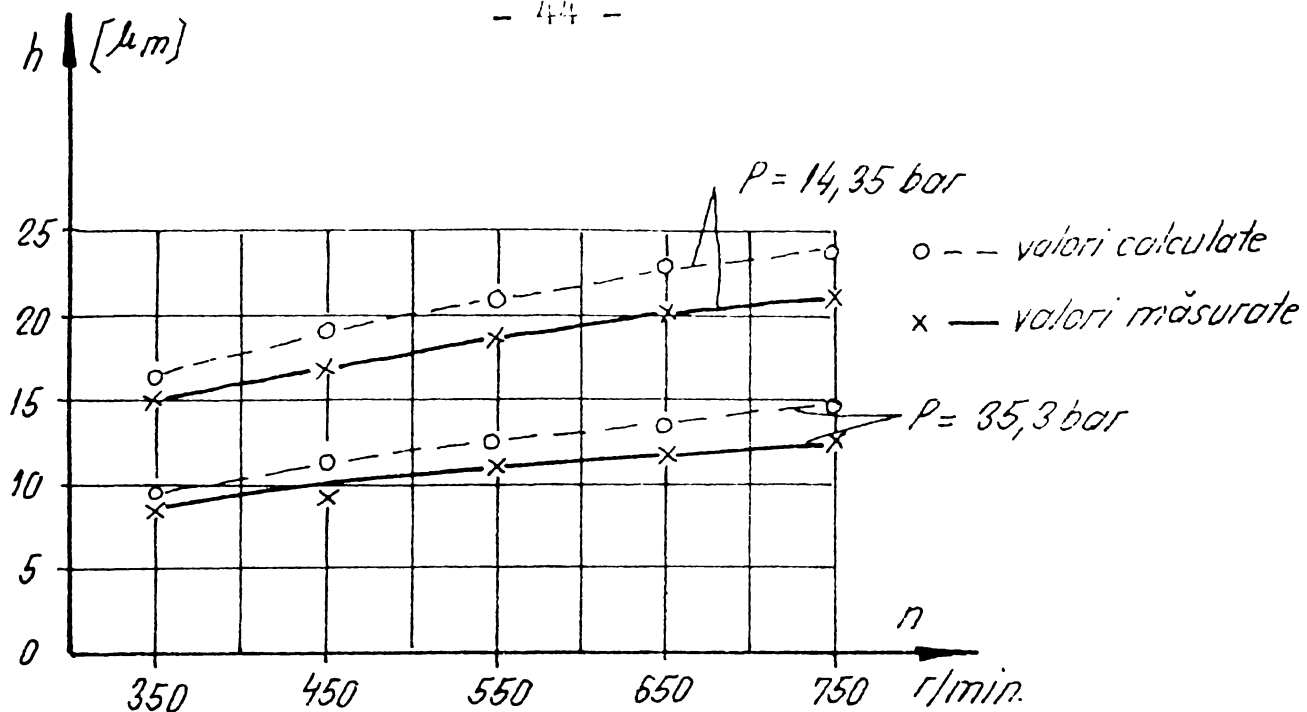


Fig. 7.2

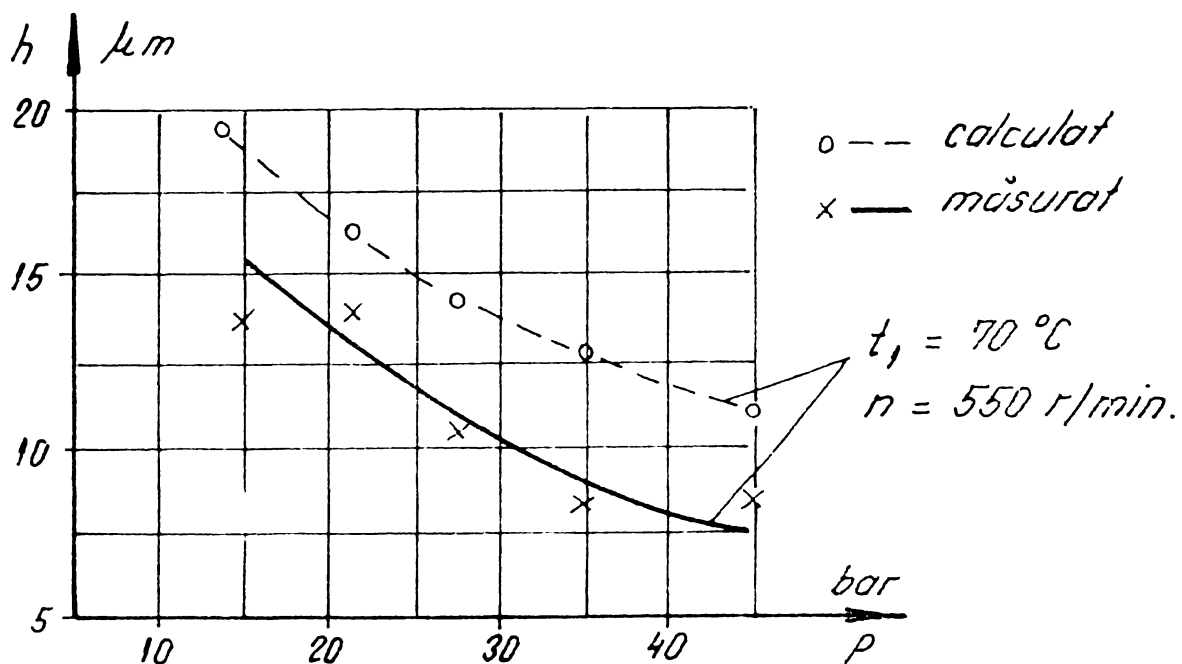


Fig. 7.2a

Linia de referință



$n = 600 \text{ r/min.}$

$P_h = 0 \text{ bar}$

$t_1 = 45^\circ\text{C}$

$t_2 = 60^\circ\text{C}$

Linia de scurtcircuit



$n = 600 \text{ r/min}$

$P_h = 50 \text{ bar}$

$t_1 = 46^\circ\text{C}$

$t_c = 68^\circ\text{C}$



$n = 600 \text{ r/min.}$

$P_h = 100 \text{ bar}$

$t_1 = 50^\circ\text{C}$

$t_c = 75^\circ\text{C}$

Fig. 7.3.

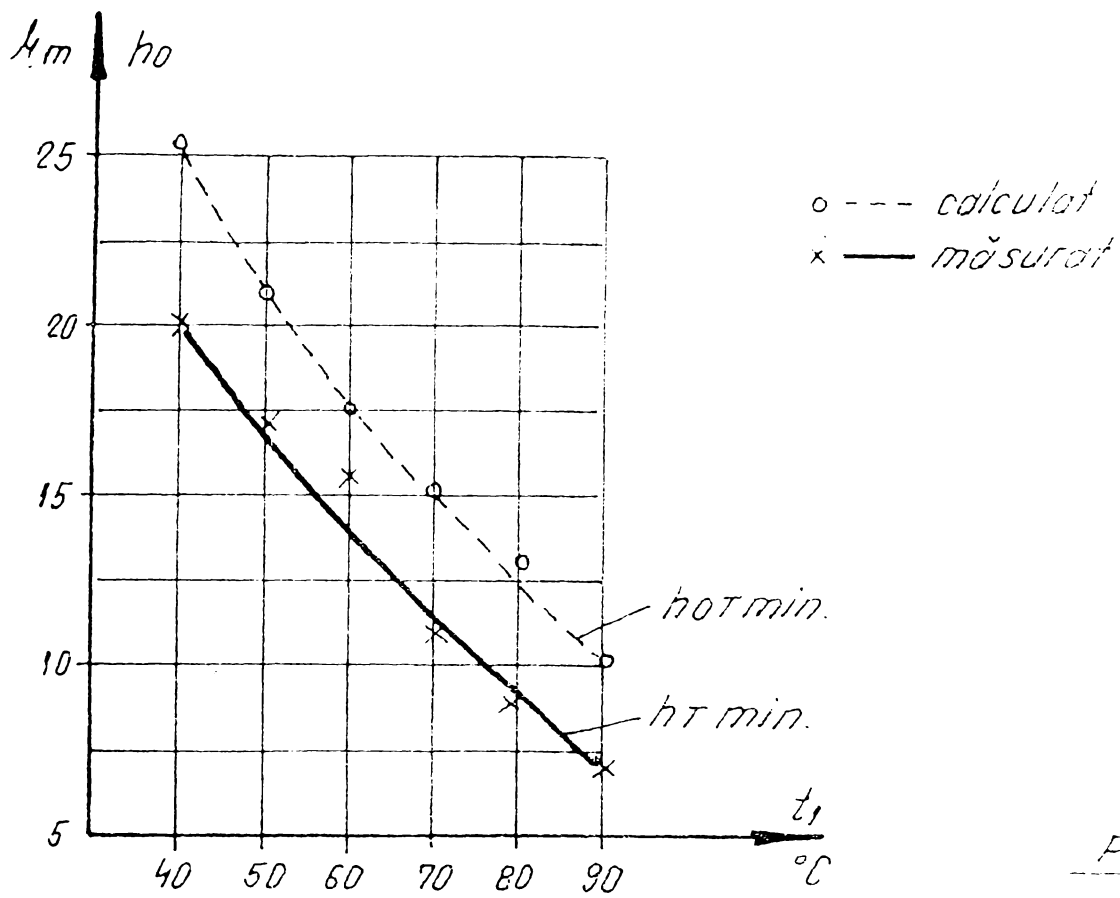


Fig. 7.4.



Fig. 7.5

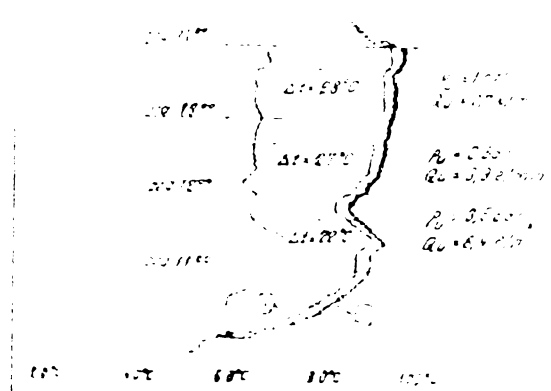


Fig. 7.6

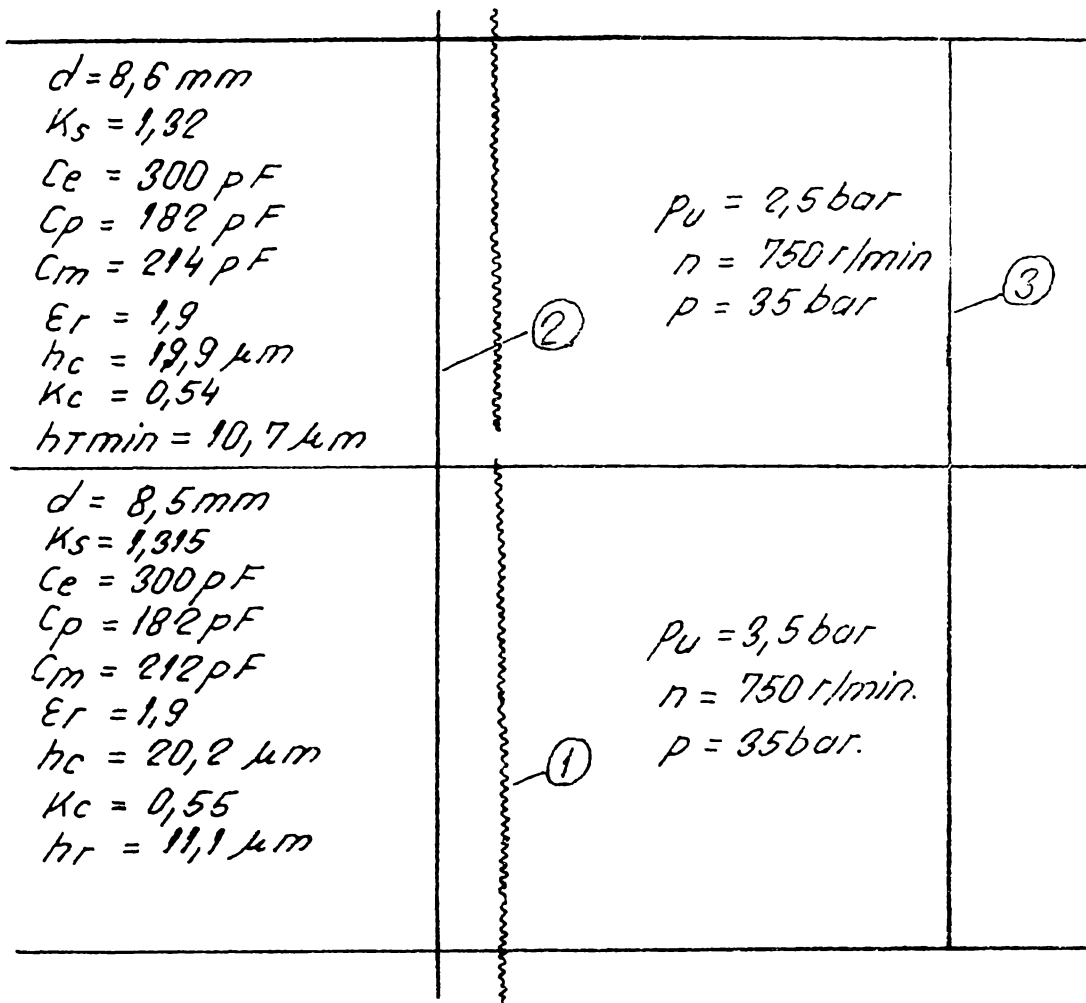


Fig. 7.7.

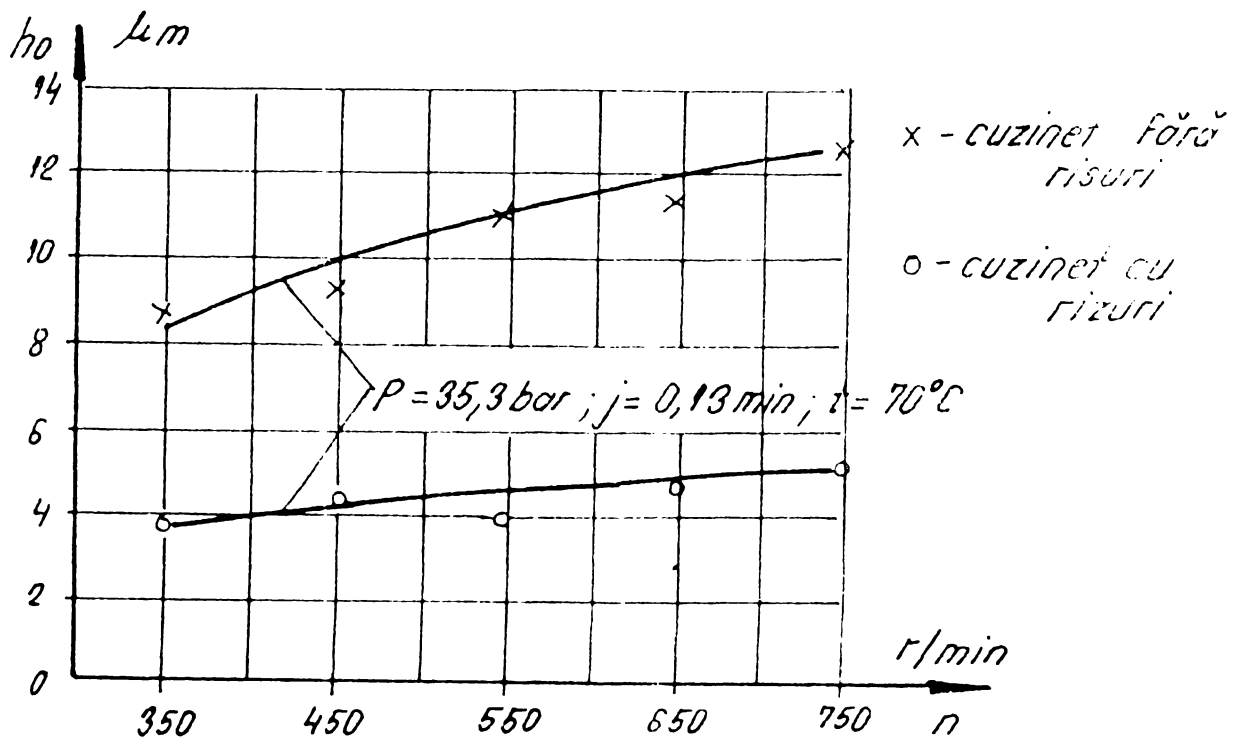


Fig. 7.8



Fig. 7.9.

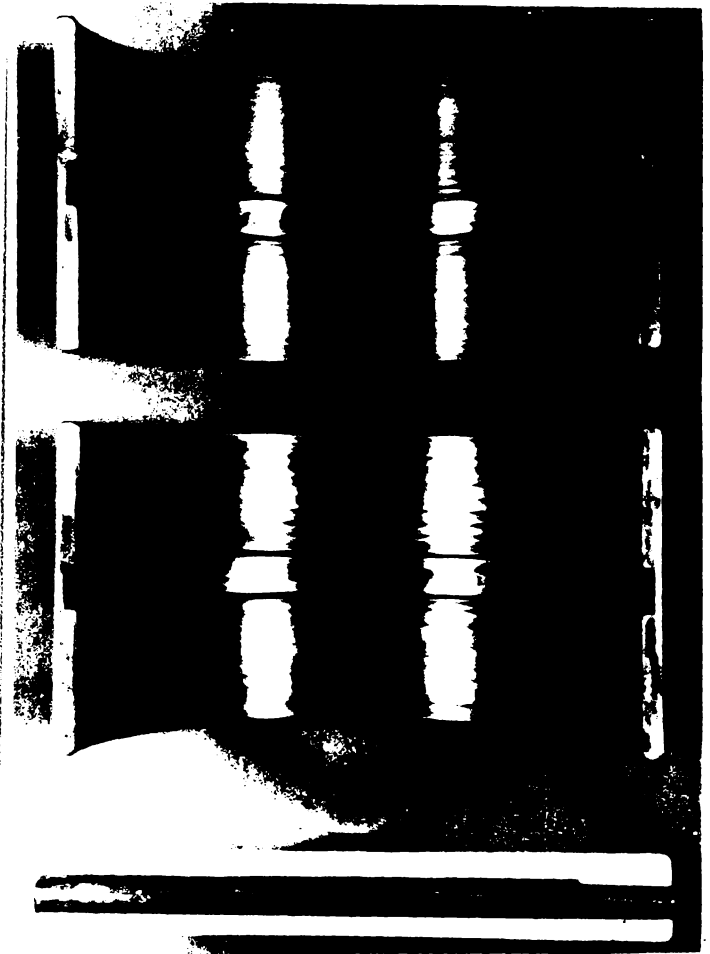


Fig. 7.10.



Fig. 7.11.

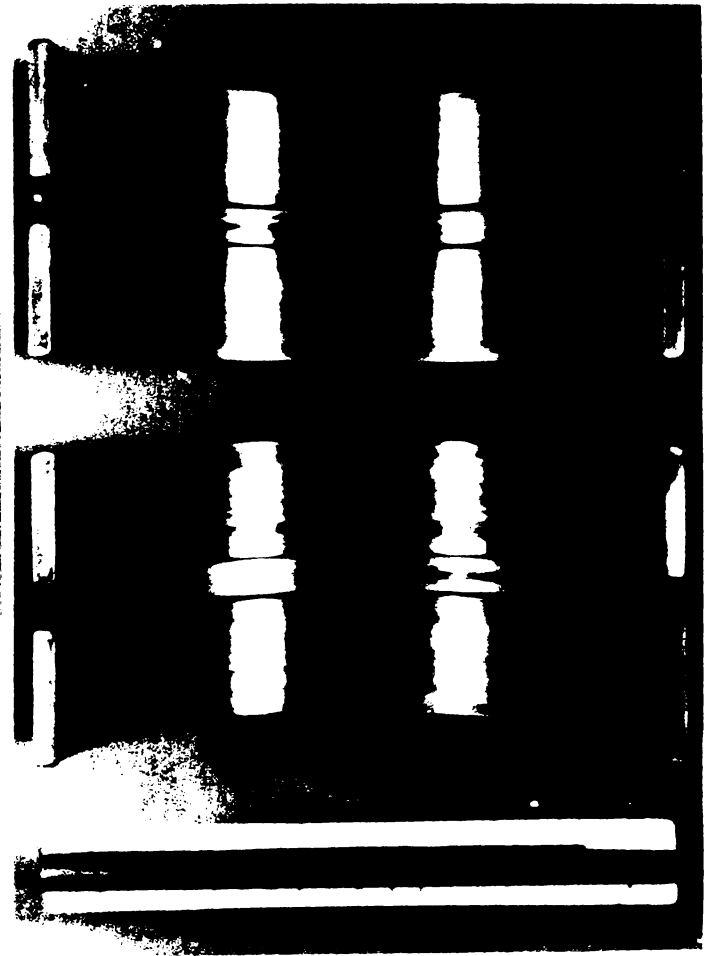


Fig. 7.12.

INSTITUTO VALLERON
 DE QUÍMICA
 FARMACÉUTICA

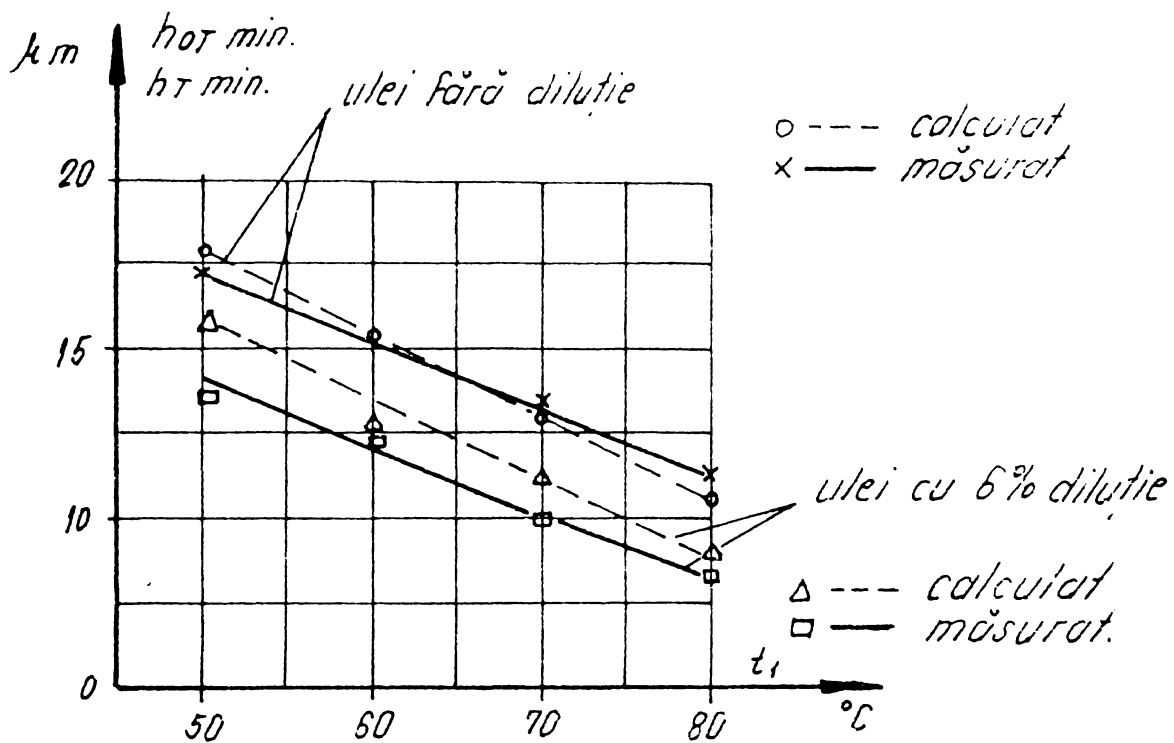


Fig. 7.13

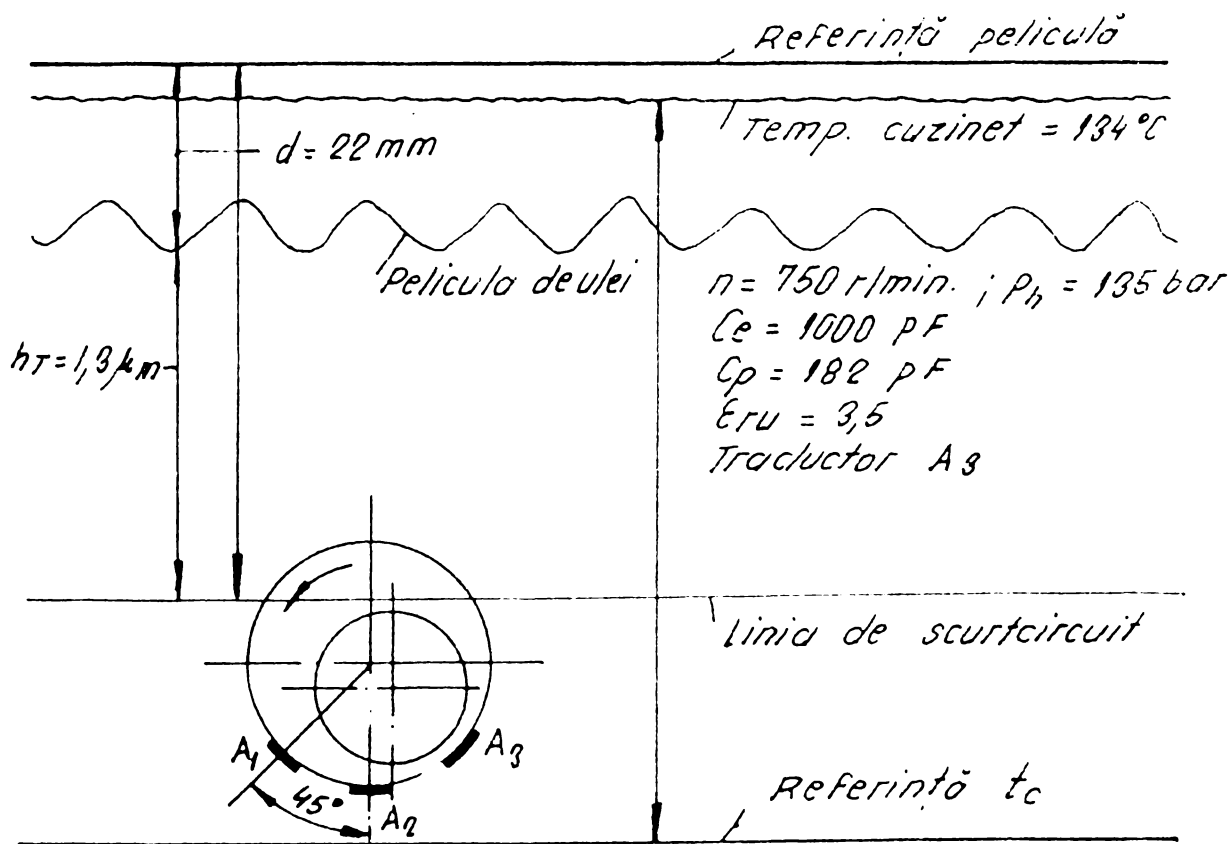


Fig. 7.14.

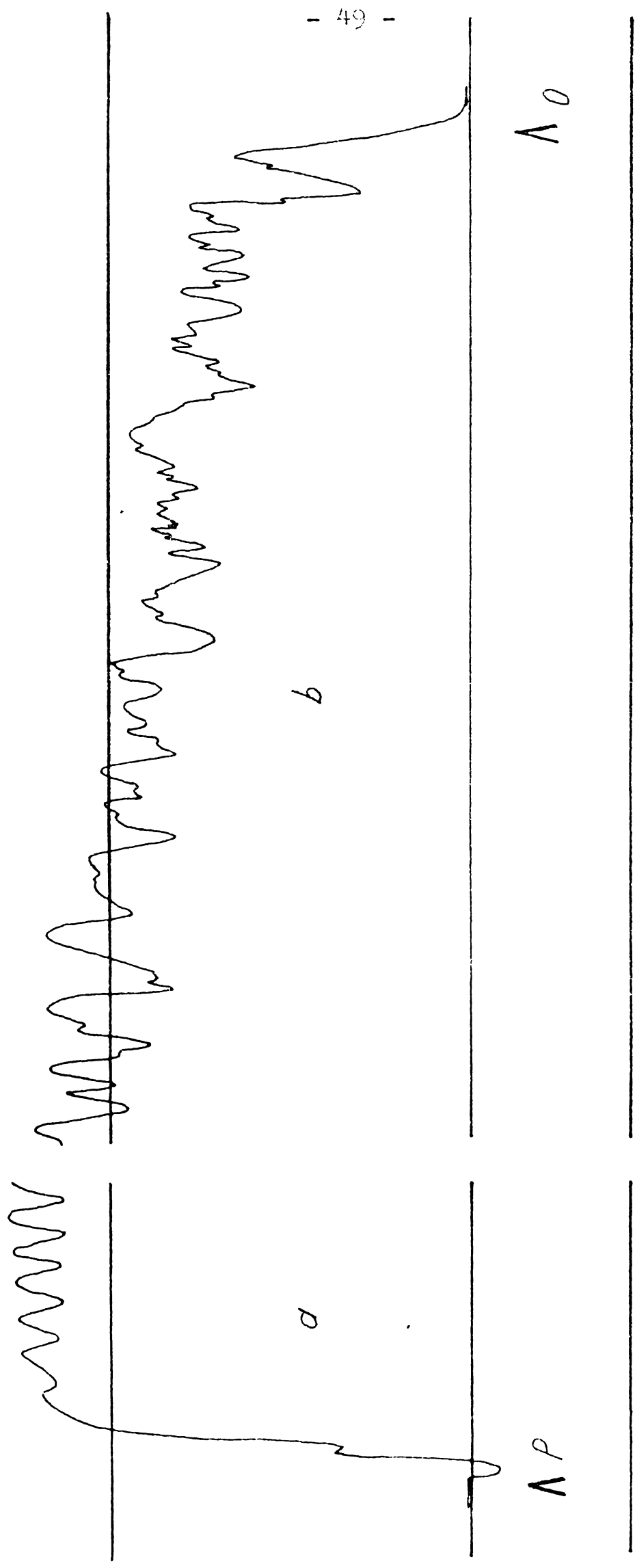


Fig. 7.15.

40°C

Fig. 10

50°C

Tabel 7.1

Nr. crt.	p _M bar	n r/min.	Valori calculate					Valori măsurate					Observații		
			S _{OR}	ε	β	h _{omin.} μm	* h _{OTmin.} μm	±d mm	K _S	C _m pF	h _c μm	K _c		h _{Tmin.} μm	t _c °C
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	* Recalculat cu relația 5.4 p _M = 14,35 bar t ₁ = 70°C η = 20,4 cP δ _r = 2,4 C _c = 300 pF C _p = 182 pF
1	14,35	350	0,771	0,839	29	10	16,9	8,4	1,3	208	25,9	0,59	15,3	73	
2	14,35	450	0,600	0,817	30	11,9	19	7,5	1,27	199	27,1	0,62	16,8	75	
3	14,35	550	0,491	0,796	32	13,3	21	6,5	1,235	188,5	28,7	0,63	18,1	76	
4	14,35	650	0,415	0,778	34	14,4	23	5,5	1,195	176,5	30,6	0,65	19,9	77	
5	14,35	750	0,360	0,762	35	15,5	24,4	5,0	1,17	169	31,9	0,66	21,0	78	

Tabel 7.2

Nr. crt.	p _H bar	n r/min.	Valori calculate					Valori măsurate					Observații		
			S _{OR}	ε	β	h _{omin.} μm	* h _{OTmin.} μm	±d mm	K _S	C _m pF	h _c μm	K _c		h _{Tmin.} μm	t _c °C
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	* Recalculat cu relația 5.4 p _M = 35,3 bar t ₁ = 70°C η = 17,5 cP δ _r = 2,5 C _c = 300 pF C _p = 182 pF
1	35,3	350	2,21	0,910	21,6	5,8	9,9	16	1,72	334	16,8	0,51	8,6	79	
2	35,3	450	1,72	0,896	23	6,8	11,4	15	1,65	313	17,9	0,52	9,3	81	
3	35,3	550	1,41	0,884	24,5	7,5	12,7	13	1,53	277	20,3	0,55	11,0	82	
4	35,3	650	1,19	0,872	25,8	8,3	13,9	12,4	1,50	270	20,8	0,55	11,4	86	
5	35,3	750	1,03	0,862	26,8	9,0	15,0	11,0	1,43	247	22,7	0,56	12,7	87	

Tabel 7.3

Nr. crt.	p bar	η CP	Valori calculate					h_{Tmin}^{**} μm	t_c $^{\circ}C$	Observații
			S _{OR}	ϵ	β	$h_o min.$ μm	$h_o T min.$ μm			
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	14,35	17,4	0,575	0,812	31	12,2	19,7	13,5	77	n = 550 r/min. t ₁ = 70 °C j = 0,13 mm d = 205 mm b = 90 mm * Recalculat cu 5.4 ** Măsurat
2	21,68	17,4	0,869	0,848	28	9,9	16,3	14,1	80	
3	27,1	17,4	0,087	0,866	26	8,7	14,4	10,5	82	
4	25,3	17,4	1,416	0,884	24	7,5	12,5	8,5	84	
5	45,8	17,4	1,837	0,899	22,9	6,6	11,2	8,5	86	

Tabel 7.4

Nr. crt.	t ₁ $^{\circ}C$	η CP	Valori calculate						t_c $^{\circ}C$	Observații
			S _{OR}	ϵ	β	h_o μm	$h_o T^*$ μm	h_{Tmin}^{**} μm		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	40	54,5	0,322	0,748	36	16,4	25,7	20	28	p _M = 32 bar n = 700 r/min. p _u = 2,5 bar j = 0,13 mm * Recalculat cu 5. ** Măsurat 4
2	50	35,4	0,496	0,797	32	13,2	21,1	17	23	
3	60	24,3	0,722	0,833	29	10,8	17,6	15,5	19	
4	70	17,4	1,015	0,861	27	9,0	15,1	11	15	
5	80	12,8	1,371	0,882	25	7,7	13,1	9	13	
6	90	9,7	1,809	0,889	23	5,6	10,3	7	12	

Tabel 7.5

Nr. crt.	n r/min.	$\pm d$ mm	K _s	C _m	h _c μm	K _c	h_{Tmin} μm	Observații
0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	350	16	1,72	334	16,8	0,51	8,6	A. Cuzinet fără rizuri p = 35,3 bar t ₁ = 70 °C j = 0,13 mm $\epsilon_r = 2,5$ c _e = 300 pF c _p = 182 pF
2	450	15	1,65	313	17,9	0,52	9,3	
3	550	13	1,53	277	20,3	0,55	11	
4	650	12	1,48	262	21,5	0,555	11,4	
5	750	11	1,43	247	22,7	0,56	12,7	
6	350	9	1,34	625	9,05	0,42	3,8	B. Cuzinet cu rizuri Restul parametrilor ca la A
7	450	7	1,25	568	9,9	0,43	4,3	
8	550	6,6	1,27	580	9,7	0,43	4,1	
9	650	5,5	1,195	535	10,5	0,45	4,7	
10	750	4,0	1,14	502	11,2	0,455	5,1	

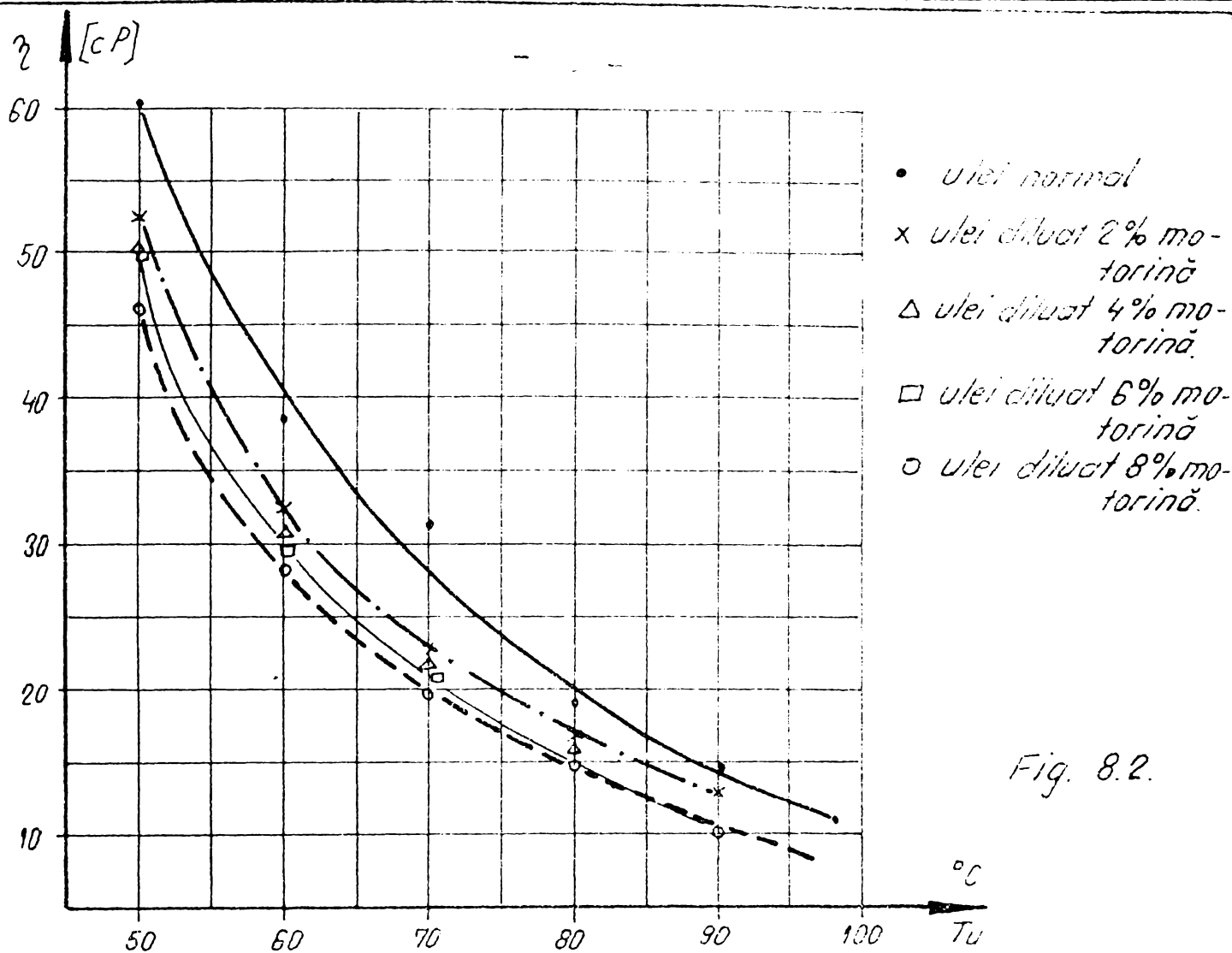


Fig. 8.2.

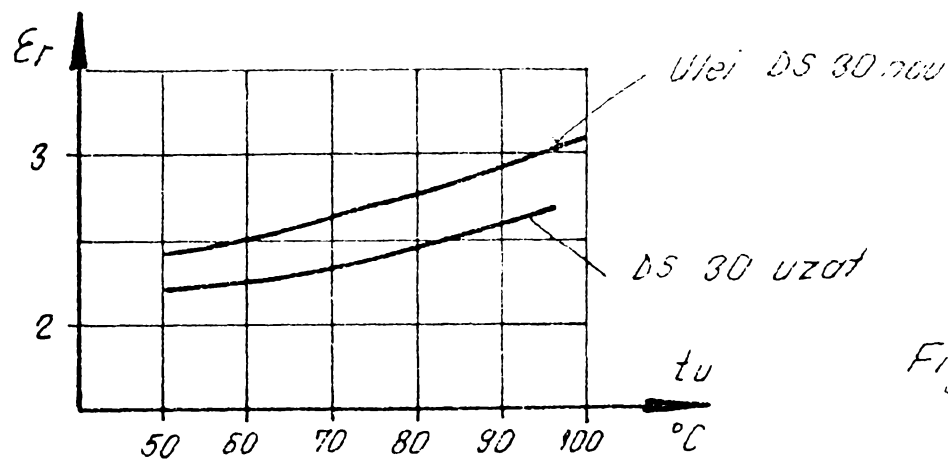


Fig. 8.1

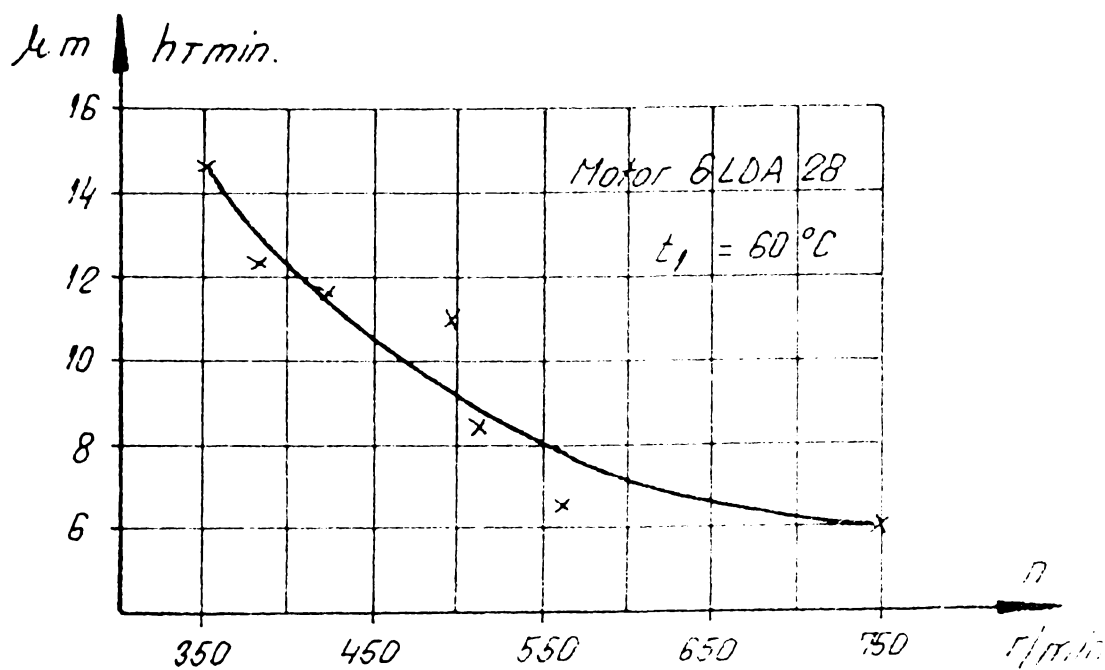


Fig. 8.3.

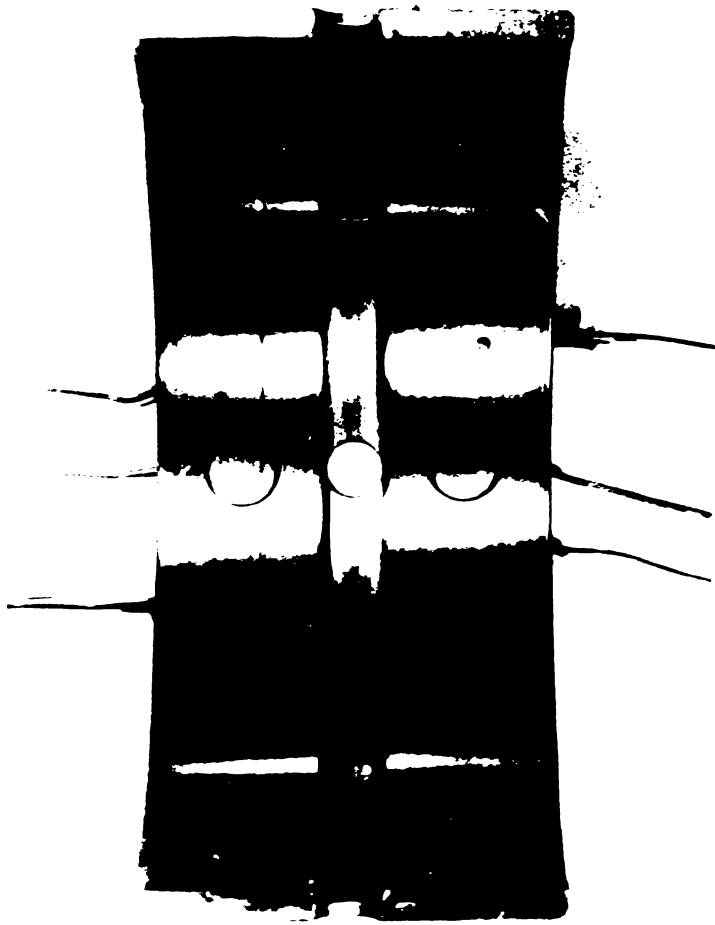


Fig. 8.4

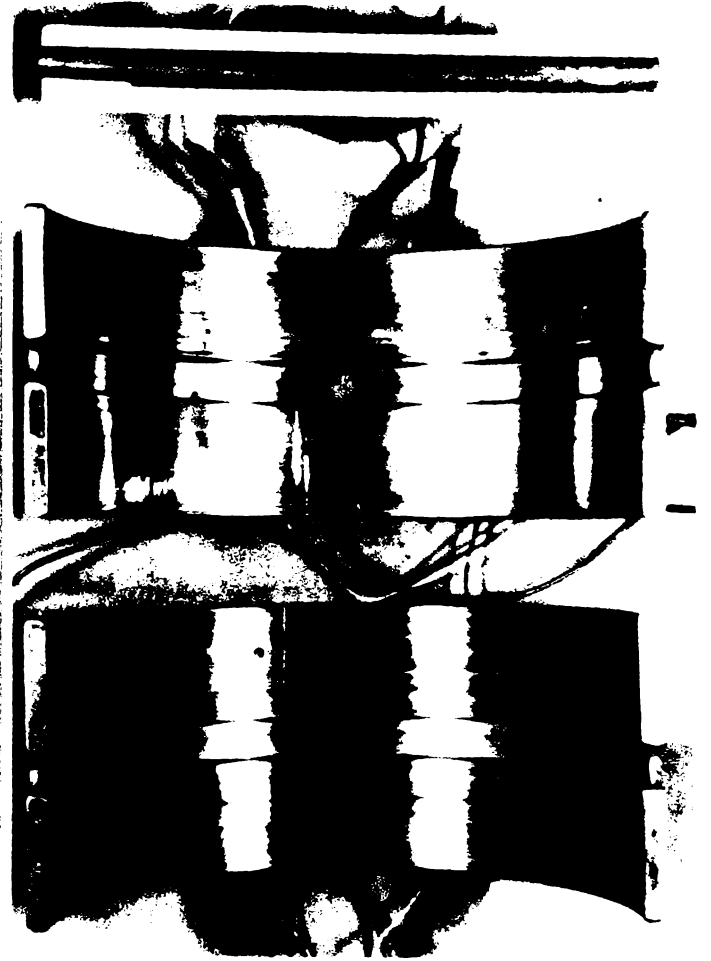
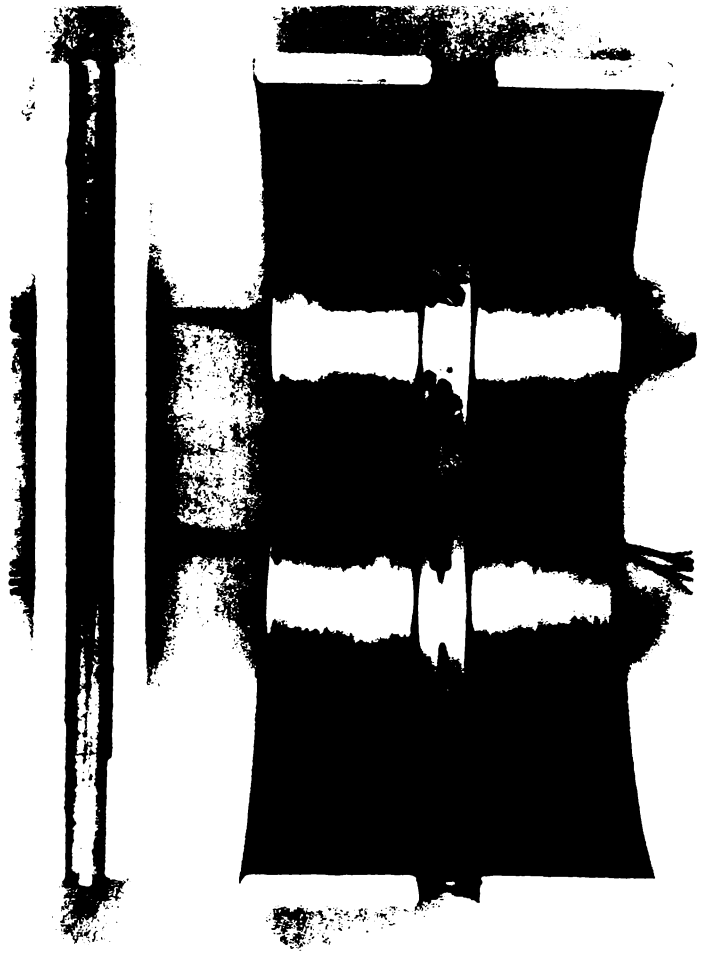
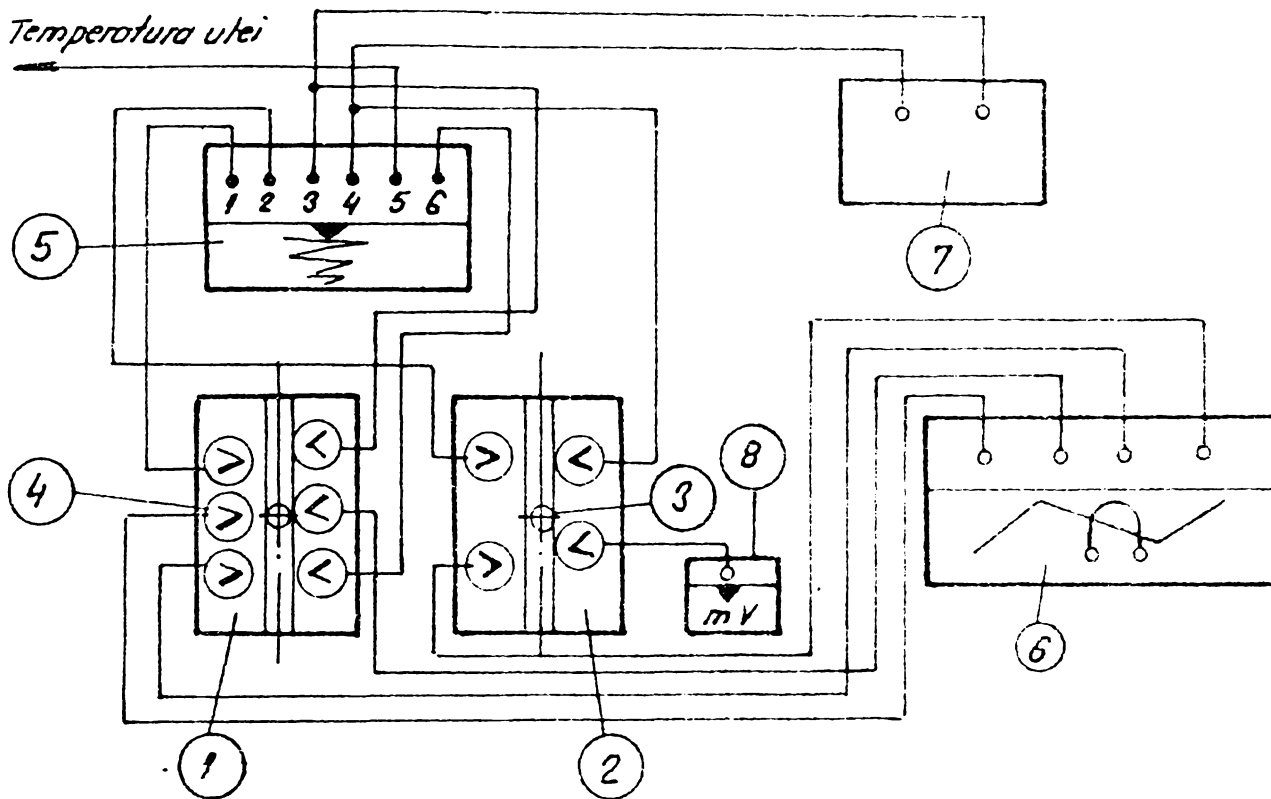


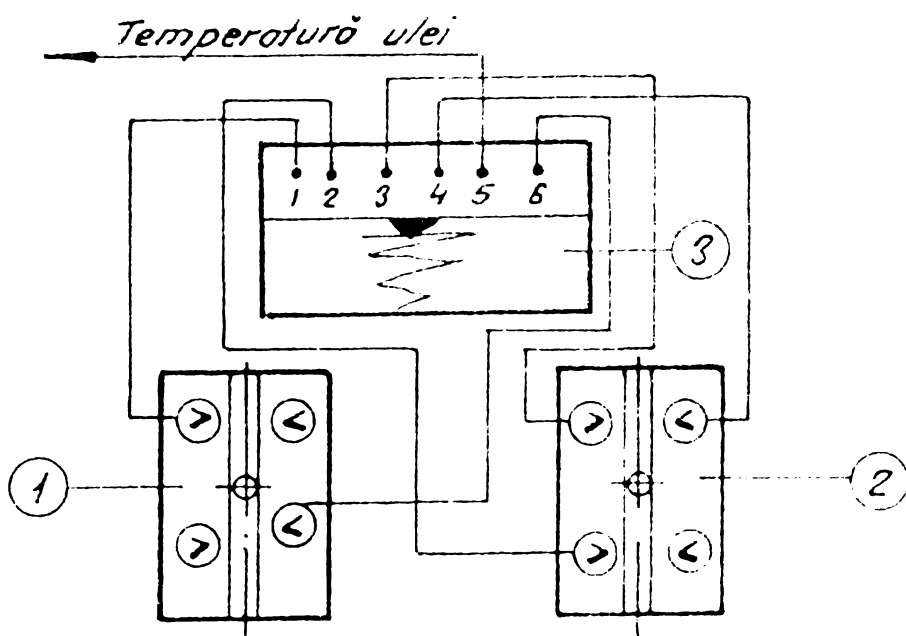
Fig. 8.5





- | | |
|--------------|--------------------|
| 1 Lagär 3/1 | 5 Compensograf FEA |
| 2 Lagär 4/1 | 6 Osciloscript |
| 3 Termocuple | 7 Compensator C.C. |
| 4 Troductari | Q 5K |
| | 0 - 15 mV |
| | 8 Milivoltmetru |

Fig. 8.8.



- | |
|--------------------|
| 1 Lagär 3/1 |
| 2 Lagär 4/1 |
| 3 Compensograf FEA |

Fig. 8.9.

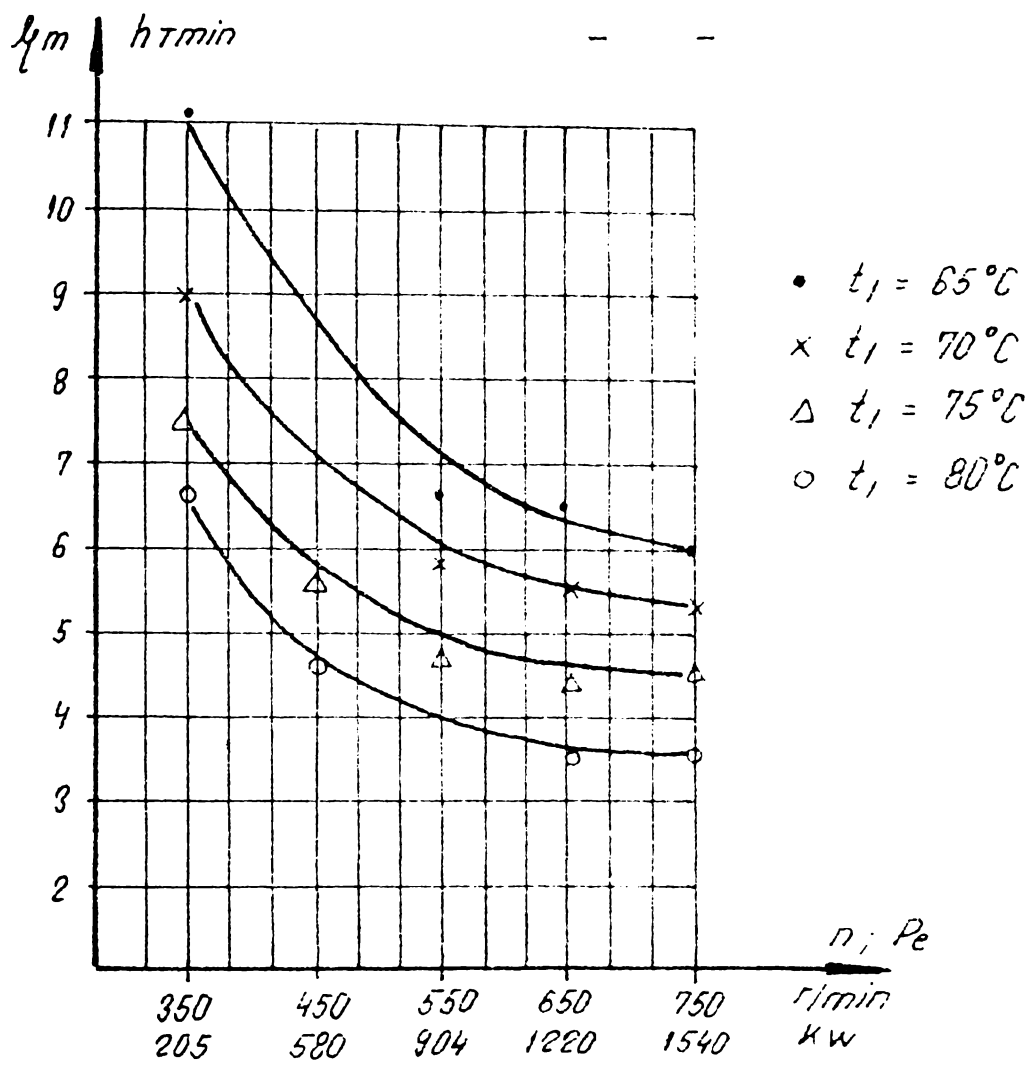


Fig. 8.10

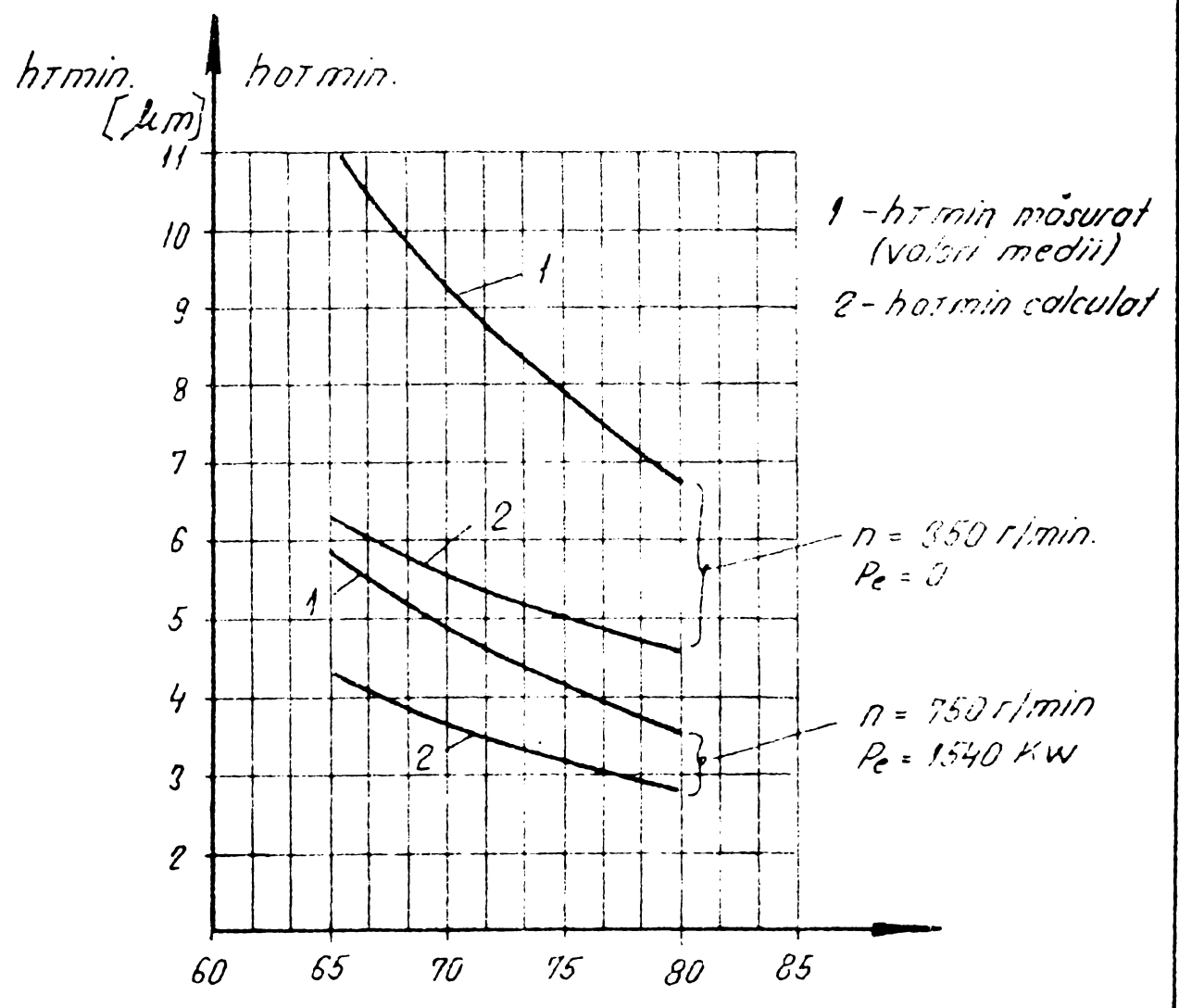


Fig. 8.11

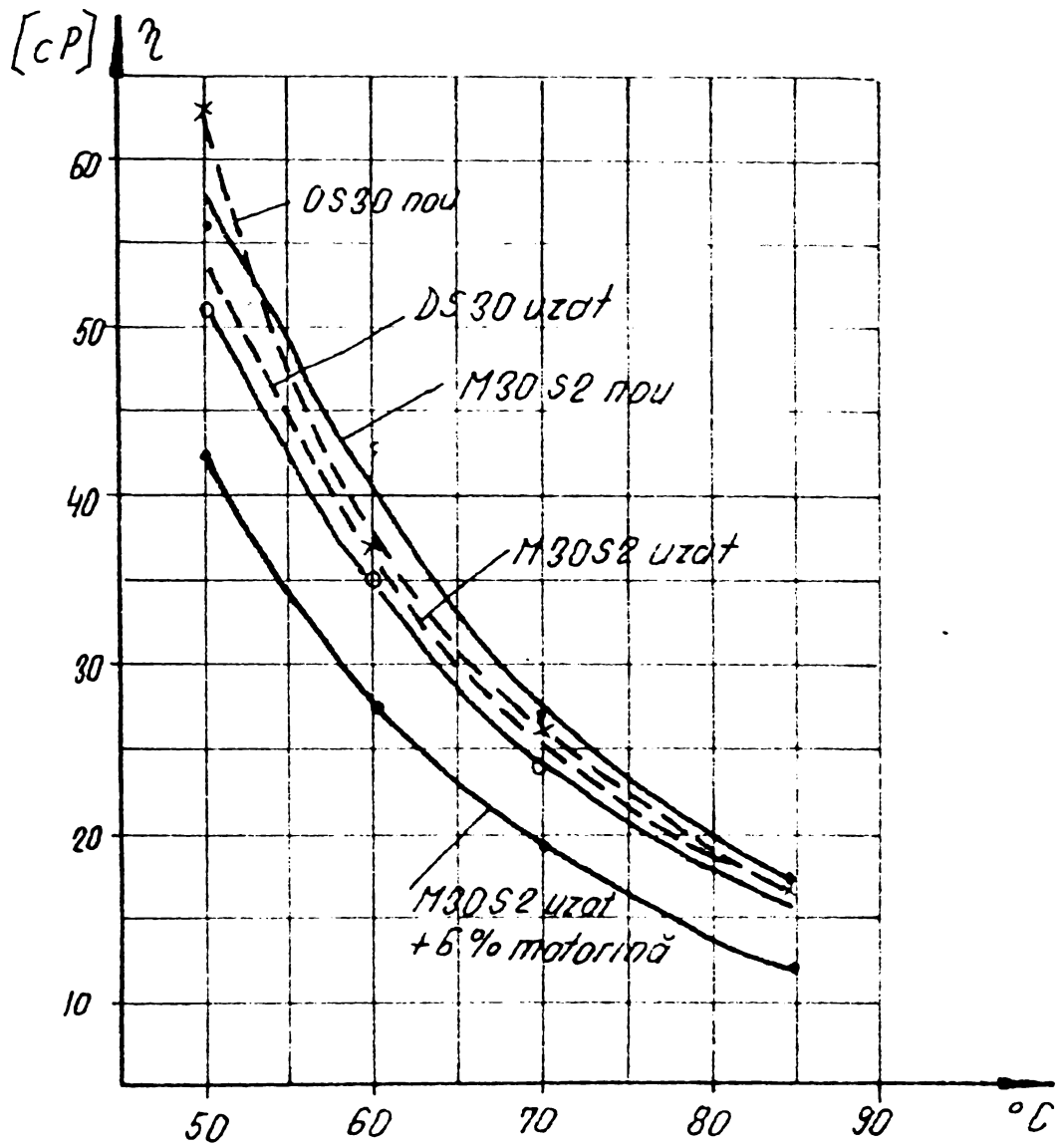
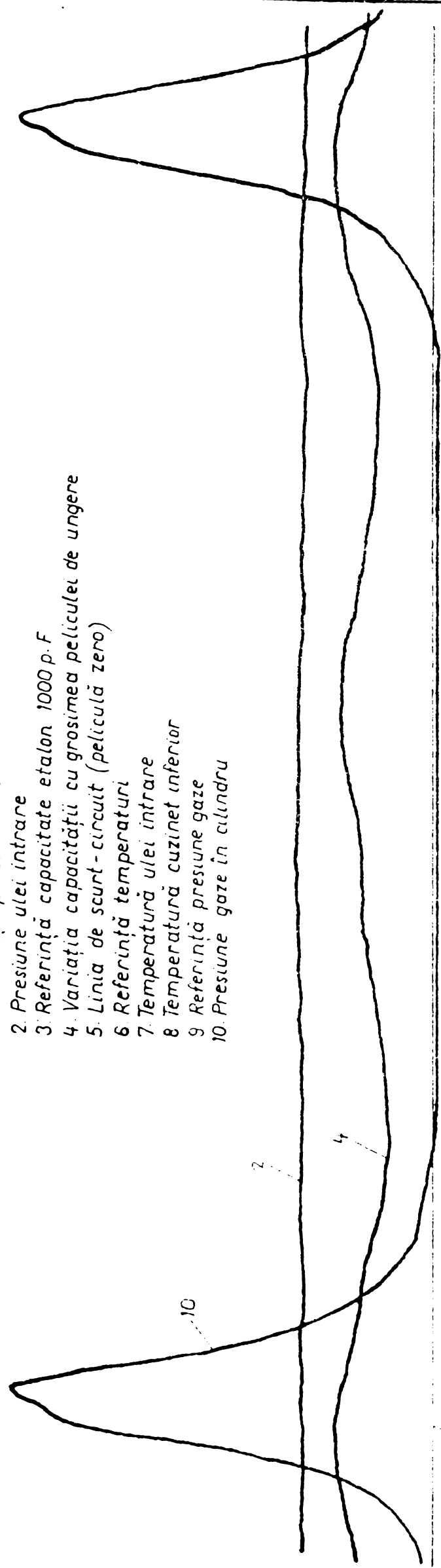


Fig. 8,12

- 1. Referință presiune ulei
- 2. Presiune ulei intrane
- 3. Referință capacitate etalon 1000 p.F
- 4. Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
- 5. Linia de scurt-circuit (peliculă zero)
- 6. Referință temperaturi
- 7. Temperatura ulei intrane
- 8. Temperatura cuzinet inferior
- 9. Referință presiune gaze
- 10. Presiune gaze în cilindru



3,9

Regim :
 $n = 350 \text{ rot/min}$
 $T_{u_1} = 62^\circ\text{C}$
 $T_{\text{cuz}} = 62,4^\circ\text{C}$

5

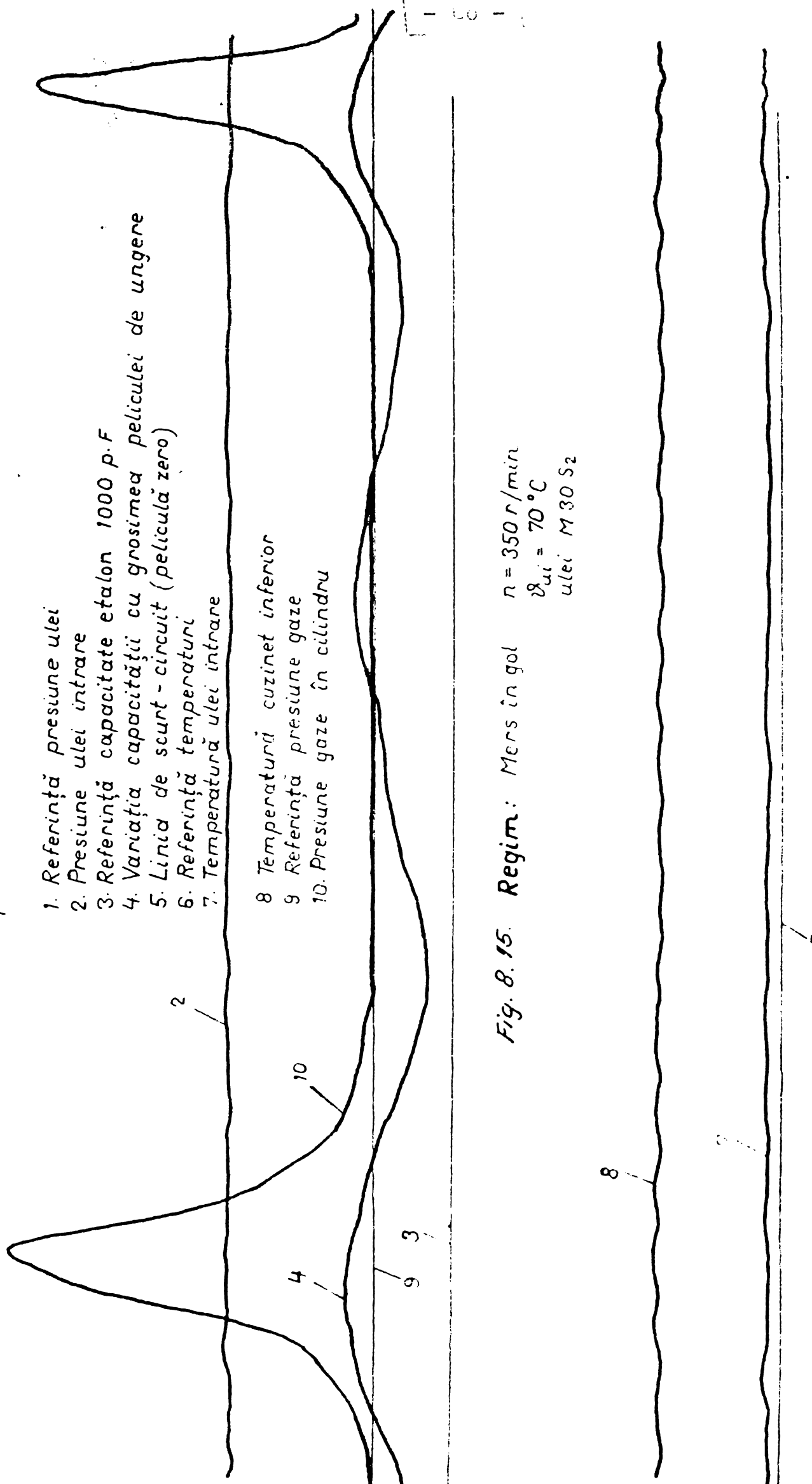
6
7
8

Fig. 6.13

- 1 Referință presiune ulei
- 2 Presiune ulei intrare
- 3 Referință capacitate etalon 1000 p.F
- 4 Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
- 5 Linia de scurt-circuit (peliculă zero)
- 6 Referință temperaturi
- 7 Temperatură ulei intrare
- 8 Temperatură cuzinet inferior
- 9 Referință presiune gaze
- 10 Presiune gaze în cilindru

Regim: Mers în gol
 $n = 550 \text{ r/min}$
 $P_{100} = 41,6 \text{ W}$
 $\eta = 0,85$

Fig. 8.14



1. Referință presiune ulei
2. Presiune ulei intrare
3. Referință capacitate etalon 1000 p.F
4. Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
5. Linia de scurt - circuit (peliculă zero)
6. Referință temperaturi
7. Temperatura ulei intrare
8. Temperatura cuzinet inferior
9. Referință presiune gaze
10. Presiune gaze în cilindru

Fig. 8. 15. Regim: $n = 350 \text{ r/min}$
 $\nu_{\text{ui}} = 70^\circ\text{C}$
 ulei M 30 S2

1. Referință presiune ulei
2. Presiune ulei intrare
3. Referință capacitate etalon 1000 p.F
4. Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
5. Linia de scurt-circuit (peliculă zero)

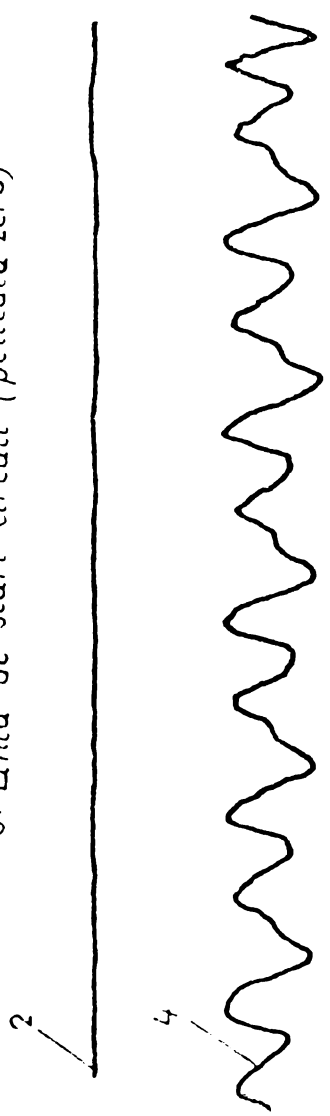


Fig. 8.16

Regim : Mers în gol $n = 350$ r/min
 $T_{u1} = 70^\circ\text{C}$
 M 30 S₂

6. Referință temperaturi
7. Temperatură ulei intrare
8. Temperatură cuzinet inferior

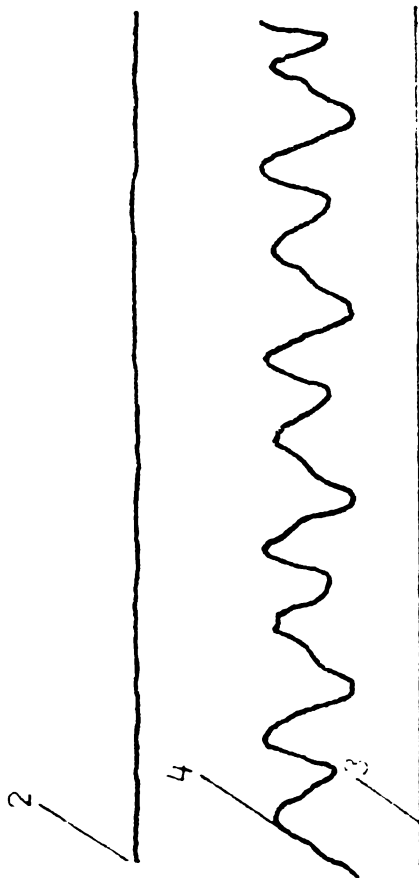
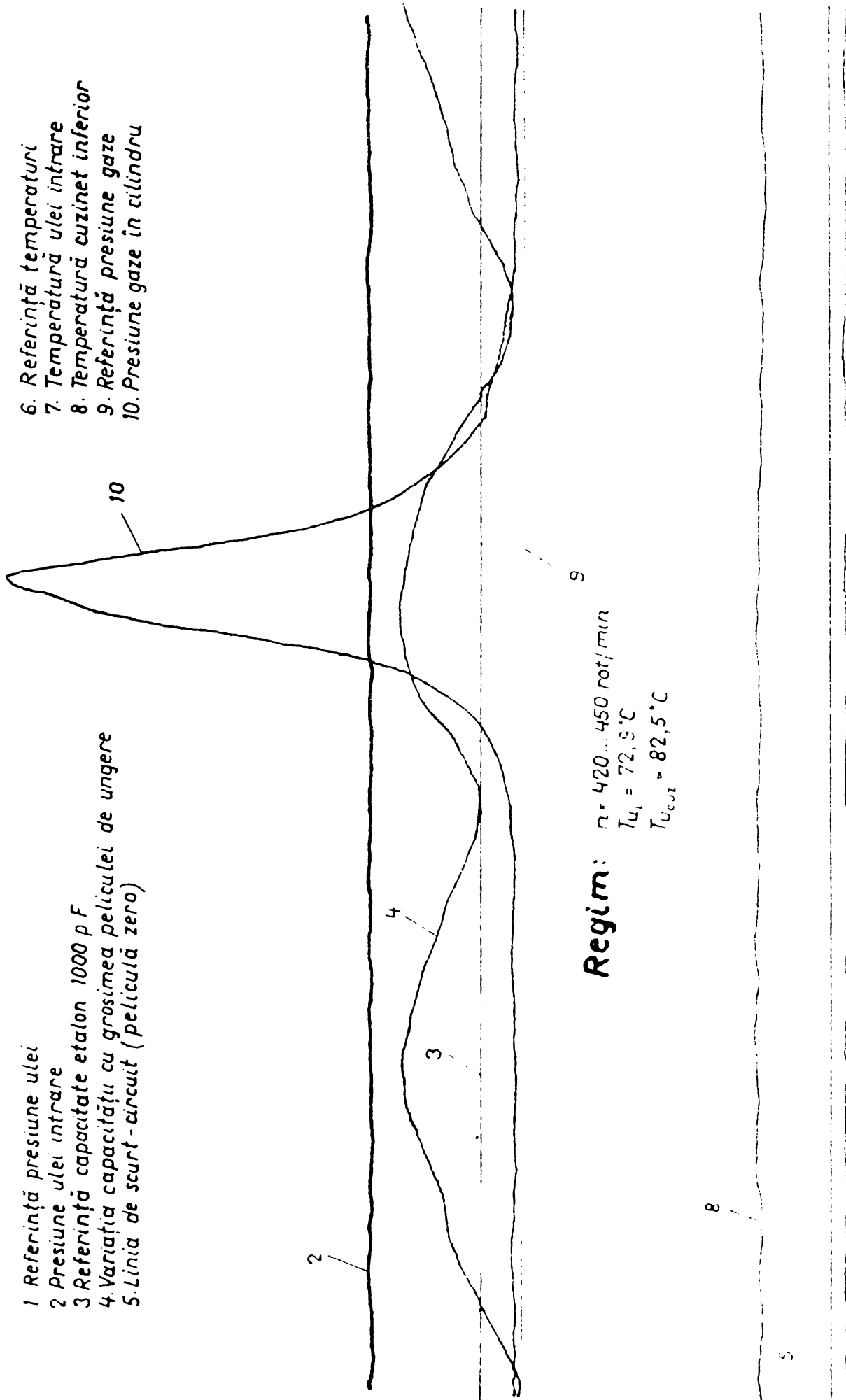


Fig. 8.17

Regim : $n = 350$ r/min
 $T_{u1} = 62,1^\circ\text{C}$
 M 30 S₂

- 6. Referință temperaturi
- 7. Temperatura ulei intrare
- 8. Temperatura cuzinet inferior
- 9. Referință presiune gaze
- 10. Presiune gaze în cilindru

- 1 Referință presiune ulei
- 2 Presiune ulei intrare
- 3 Referință capacitate etalon 1000 p F
- 4. Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
- 5. Linia de scurt-circuit (peliculă zero)



Regim: $n = 420 \dots 450 \text{ rot/min}$
 $T_{u_i} = 72,9^\circ\text{C}$
 $T_{cuzet} = 82,5^\circ\text{C}$

Fig. 8. 18.

1. Referință presiune ulei
2. Presiune ulei intrare
3. Referință capacitate etalon 1000 p-F
4. Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
5. Linia de scurt-circuit (peliculă zero)
6. Referință temperaturi

7. Temperatură ulei intrare
8. Temperatură cuzinet inferior
9. Referință presiune gaze
10. Presiune gaze în cilindru

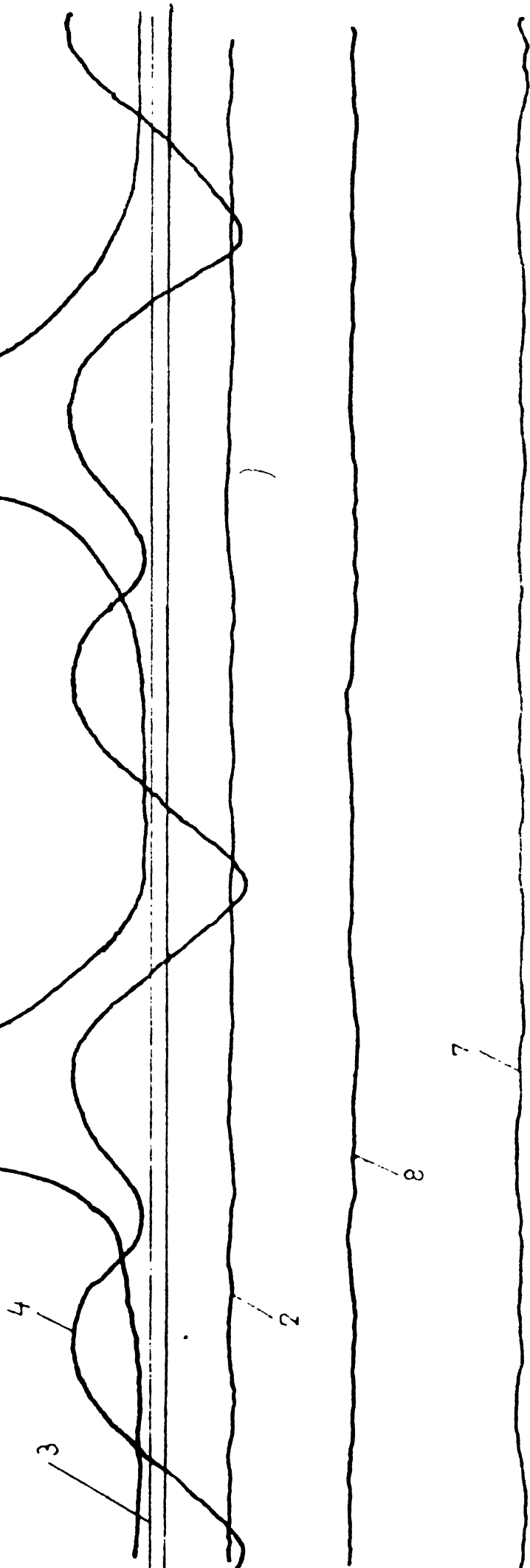
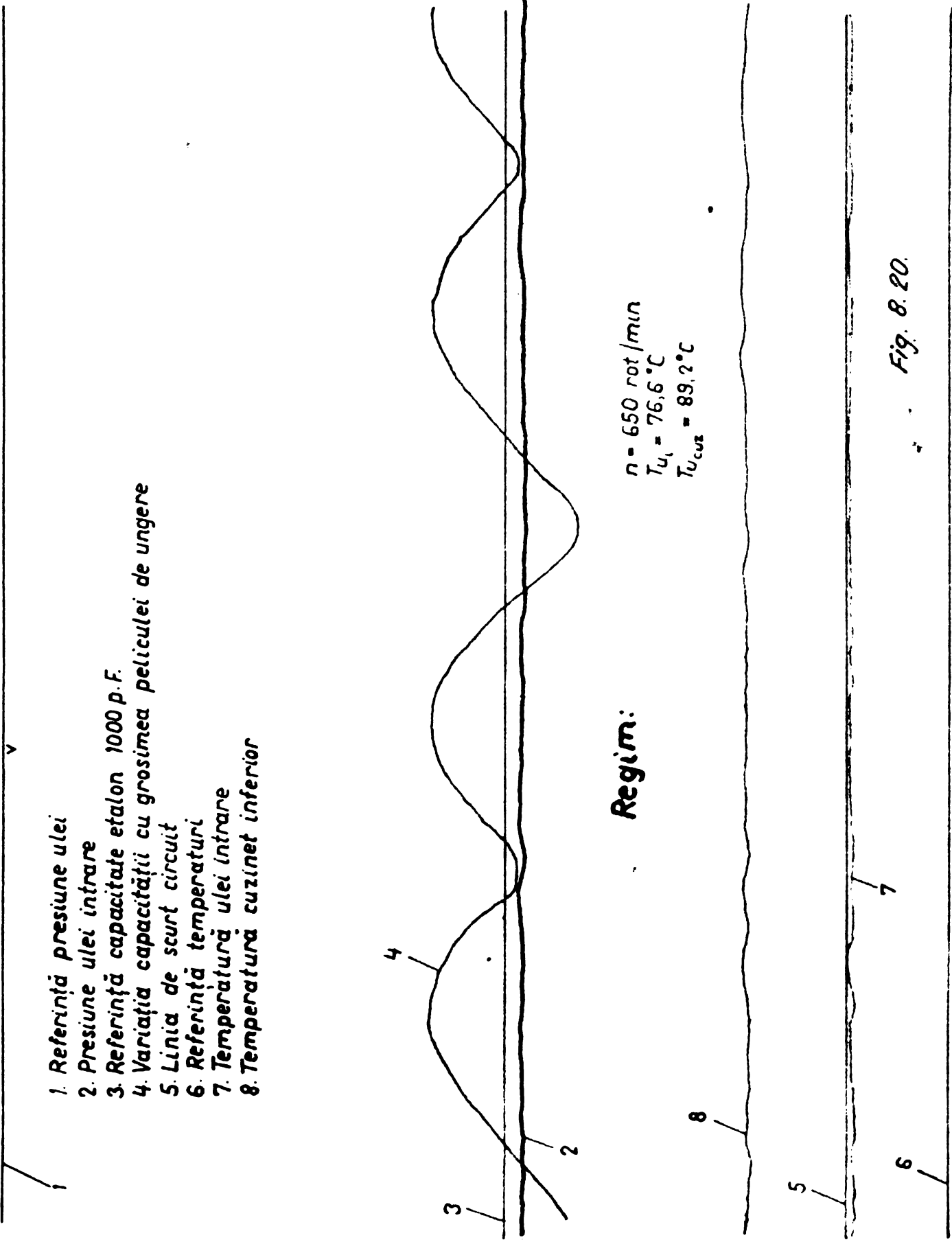


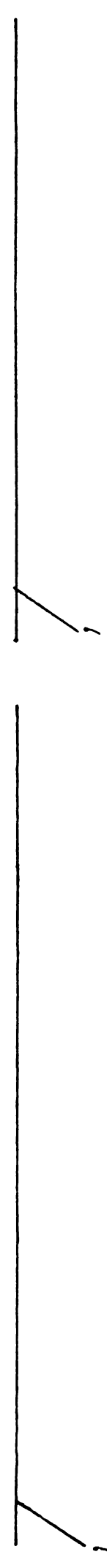
Fig. 8.19. Regim: $n = 750 \text{ r/min}$; $S_R = 8,1$
 $\vartheta_{u,i} = 74,8^\circ\text{C}$; ulei M 30 S2



1. Referință presiune ulei
2. Presiune ulei intrare
3. Referință capacitate etalon 1000 p.F.
4. Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
5. Linia de scurt circuit
6. Referință temperaturi
7. Temperatură ulei intrare
8. Temperatură cuzinet inferior

Regim:
 $n = 650 \text{ rot/min}$
 $T_{u_1} = 76,6 \text{ }^\circ\text{C}$
 $T_{u_{cuz}} = 89,2 \text{ }^\circ\text{C}$

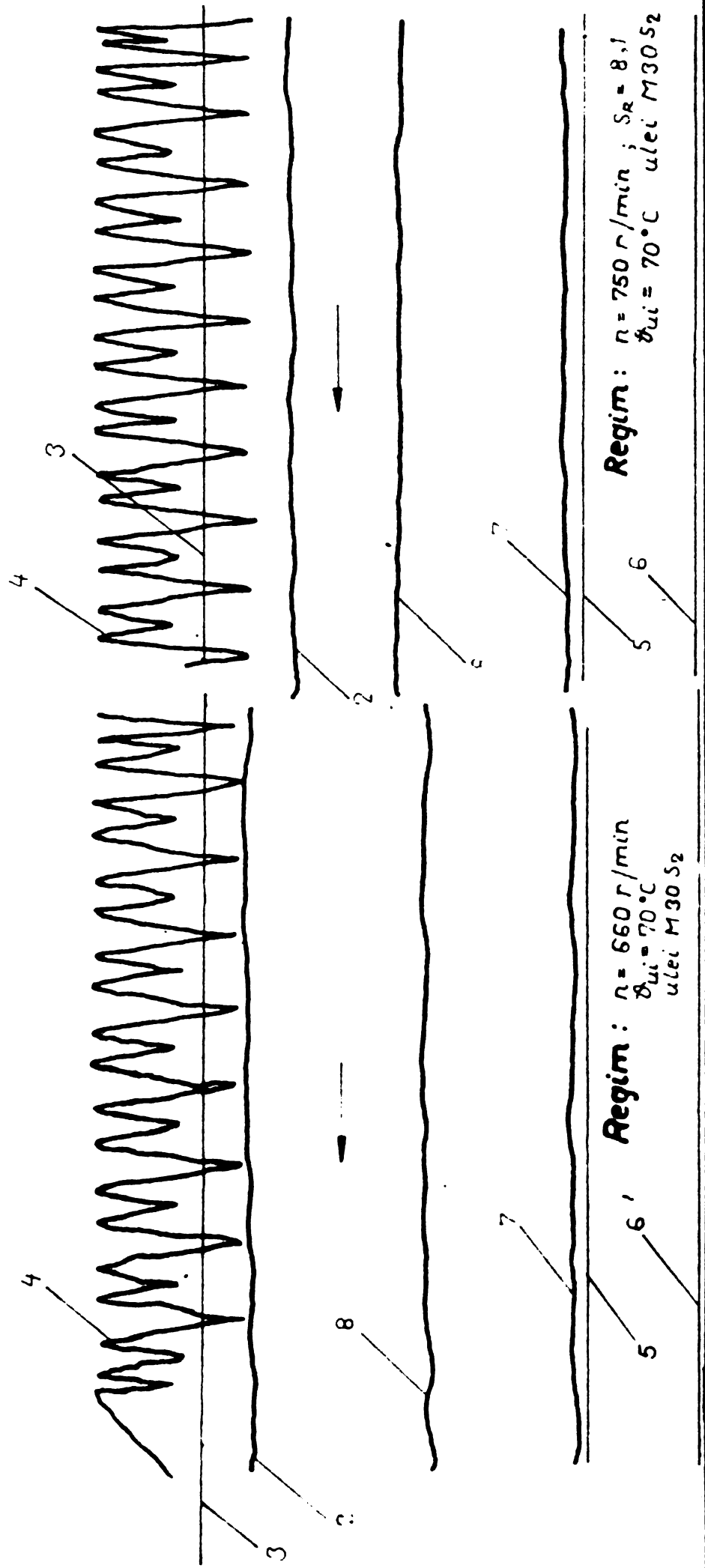
Fig. 8.20.



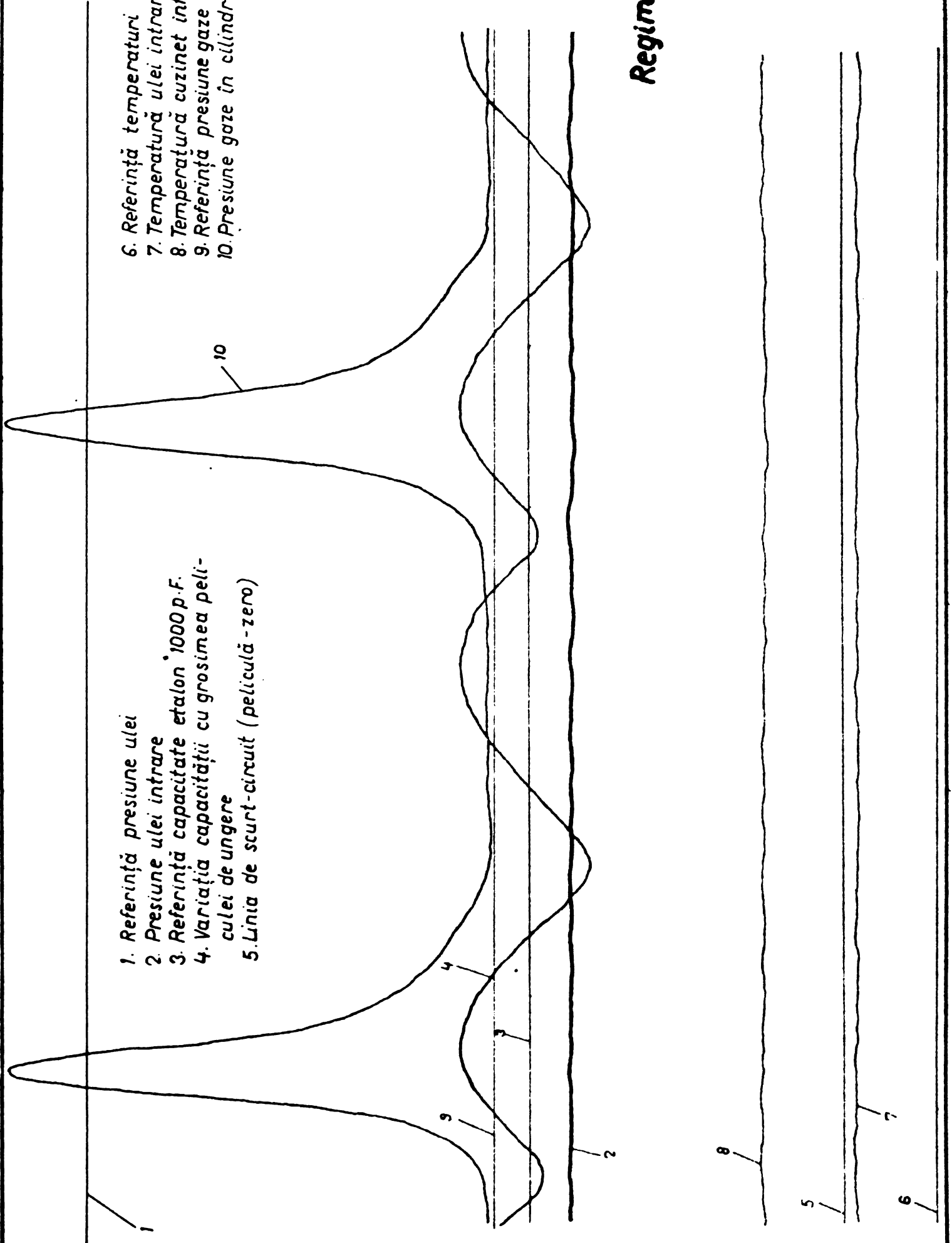
1. Referință presiune ulei
2. Presiune ulei intrare
3. Referință capacitate etalon 1000 p.F
4. Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
5. Linia de scurt-circuit (peliculă zero)
6. Referință temperaturi
7. Temperatură ulei intrare
8. Temperatura cuzinet inferior

Fig. 8.21

Fig. 8.22



- 1. Referință presiune ulei
- 2. Presiune ulei intrare
- 3. Referință capacitate etalon 1000 p.F.
- 4. Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
- 5. Linia de scurt-circuit (peliculă - zero)
- 6. Referință temperaturi
- 7. Temperatură ulei intrare
- 8. Temperatură cuzinet inferior
- 9. Referință presiune gaze
- 10. Presiune gaze în cilindru

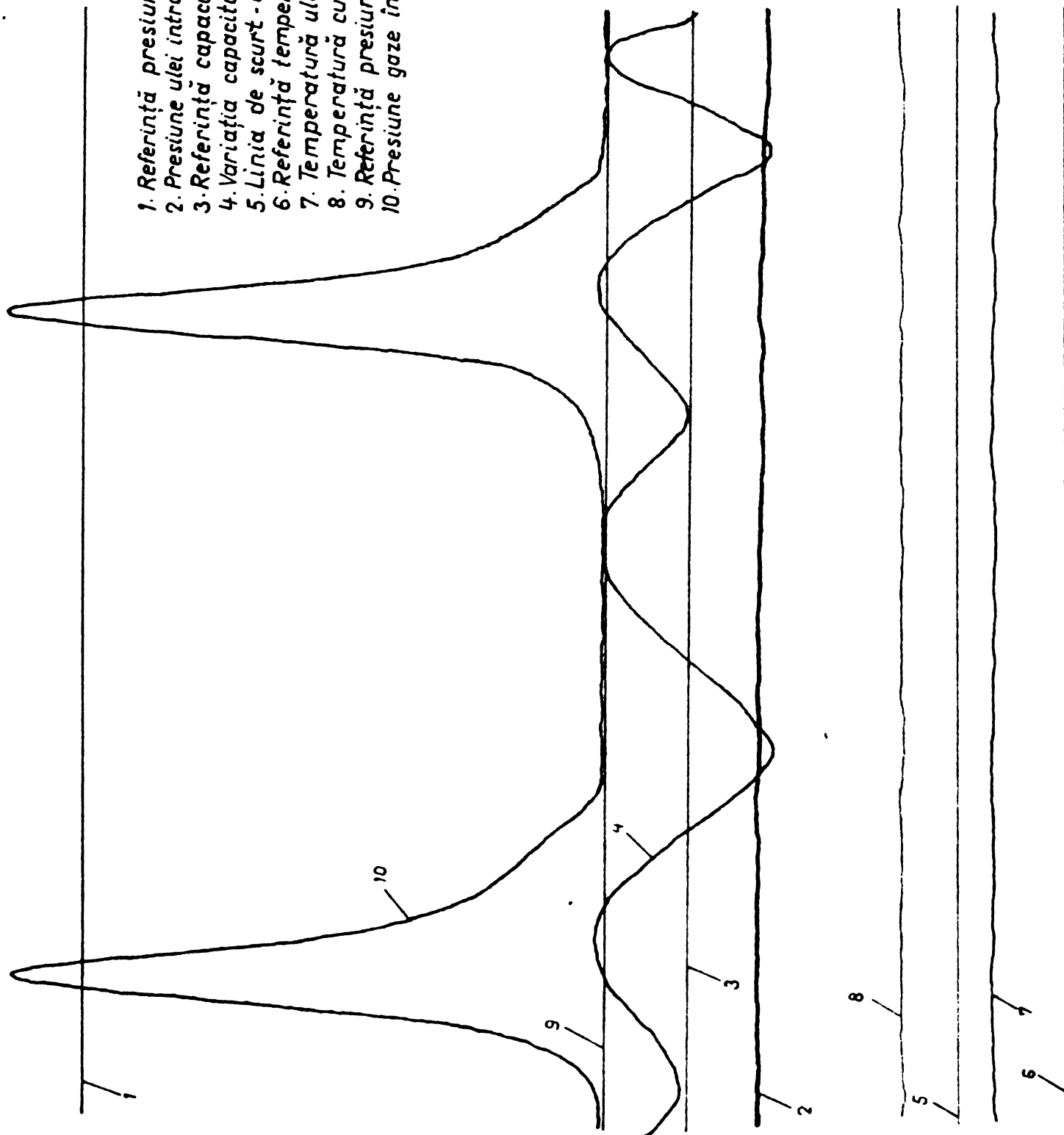


Regim:

666 rot/min
 $T_{uj} = 73,3^{\circ}\text{C}$
 $T_{ucz} = 84,9^{\circ}\text{C}$

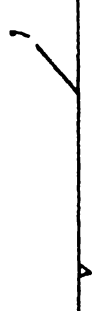
Fig. 8.23.

1. Referință presiune ulei
2. Presiune ulei intrare
3. Referință capacitate etalon 1000 p.F
4. Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
5. Linia de scurt-circuit (pelicula zero)
6. Referință temperaturi
7. Temperatura ulei intrare
8. Temperatura cuzinet inferior
9. Referință presiune gaze
10. Presiune gaze în cilindru.

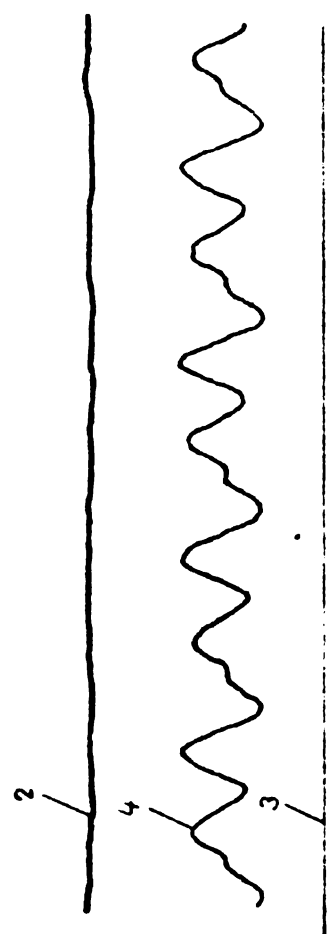


Regim: $n = 750 \text{ rot/min}$
 $T_{u_i} = 73,2^\circ\text{C}$
 $T_{u_{cuz}} = 84,2^\circ\text{C}$

Fig. 4.24



1. Referință presiune ulei
2. Presiune ulei intrare
3. Referință capacitate etalon 1000 p.F.
4. Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
5. Linia de scurt-circuit (peliculă zero)



Regim:
 $n = 350 \text{ rot/min}$
 $T_{u_i} = 63,9^\circ\text{C}$
 $T_{u_{cuz}} = 64,7^\circ\text{C}$

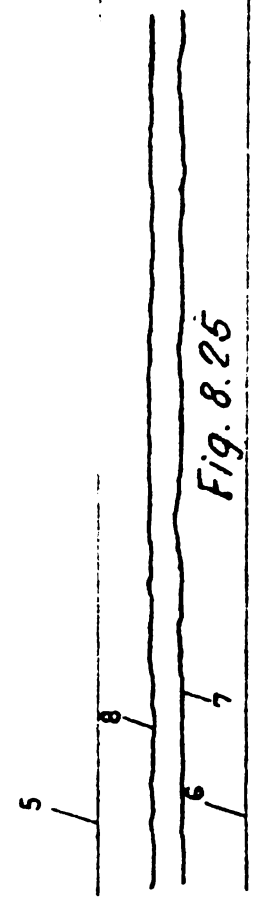
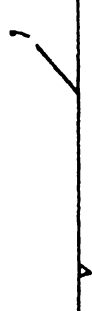
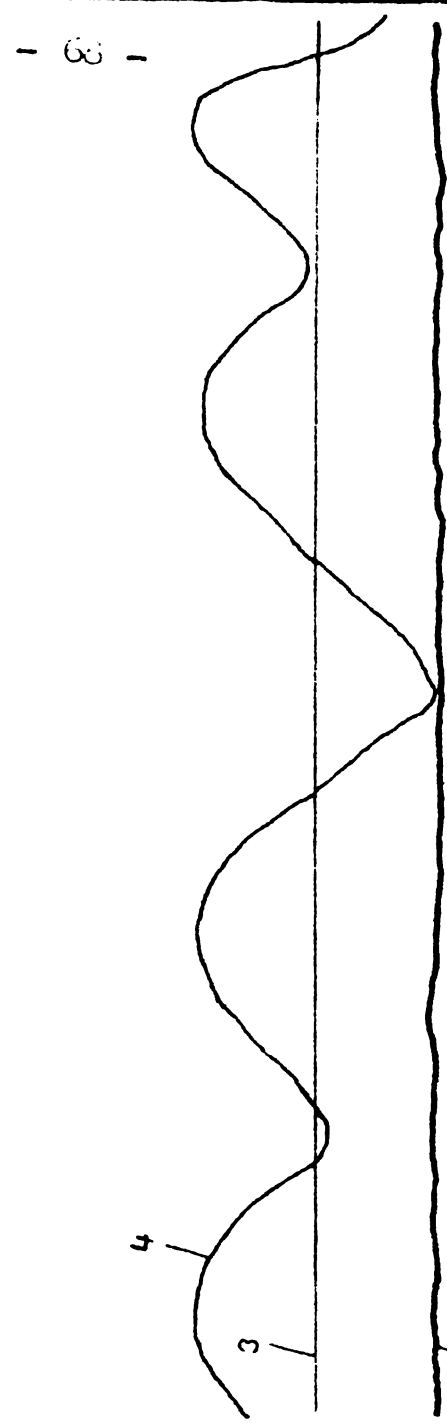


Fig. 8.25



6. Referință temperaturi
7. Temperatură ulei intrare
8. Temperatură cuzinet inferior



Regim:
 $n = 750 \text{ rot/min}$
 $T_{u_i} = 73,6^\circ\text{C}$
 $T_{u_{cuz}} = 83^\circ\text{C}$

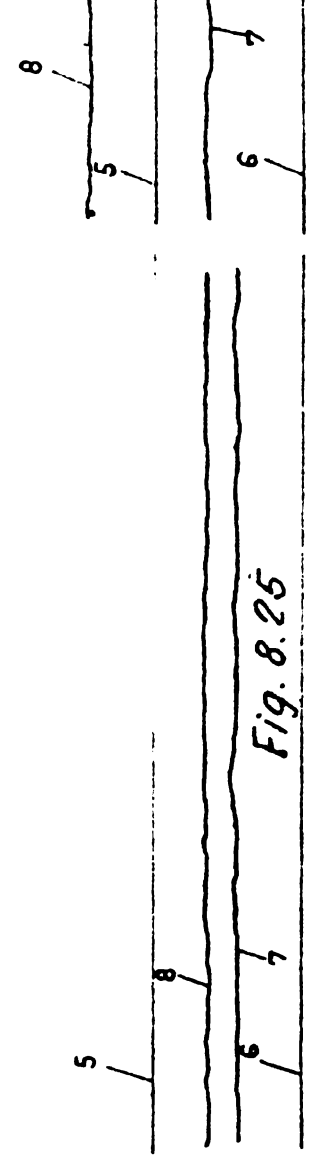


Fig. 8.26

1. Referință presiune ulei
2. Presiune ulei intrare
3. Referință capacitate etalon 1000 p.F
4. Variația capacității cu grosimea peliculei de ungere
5. Linia de scut - circuit (peliculă zero)
6. Referință temperaturi
7. Temperatură ulei intrare
8. Temperatură cuzinet inferior

Regim: $n = 750$; $S_R = 8,1$
 $\varnothing_{ci} = 60,1$; ulei M30S2

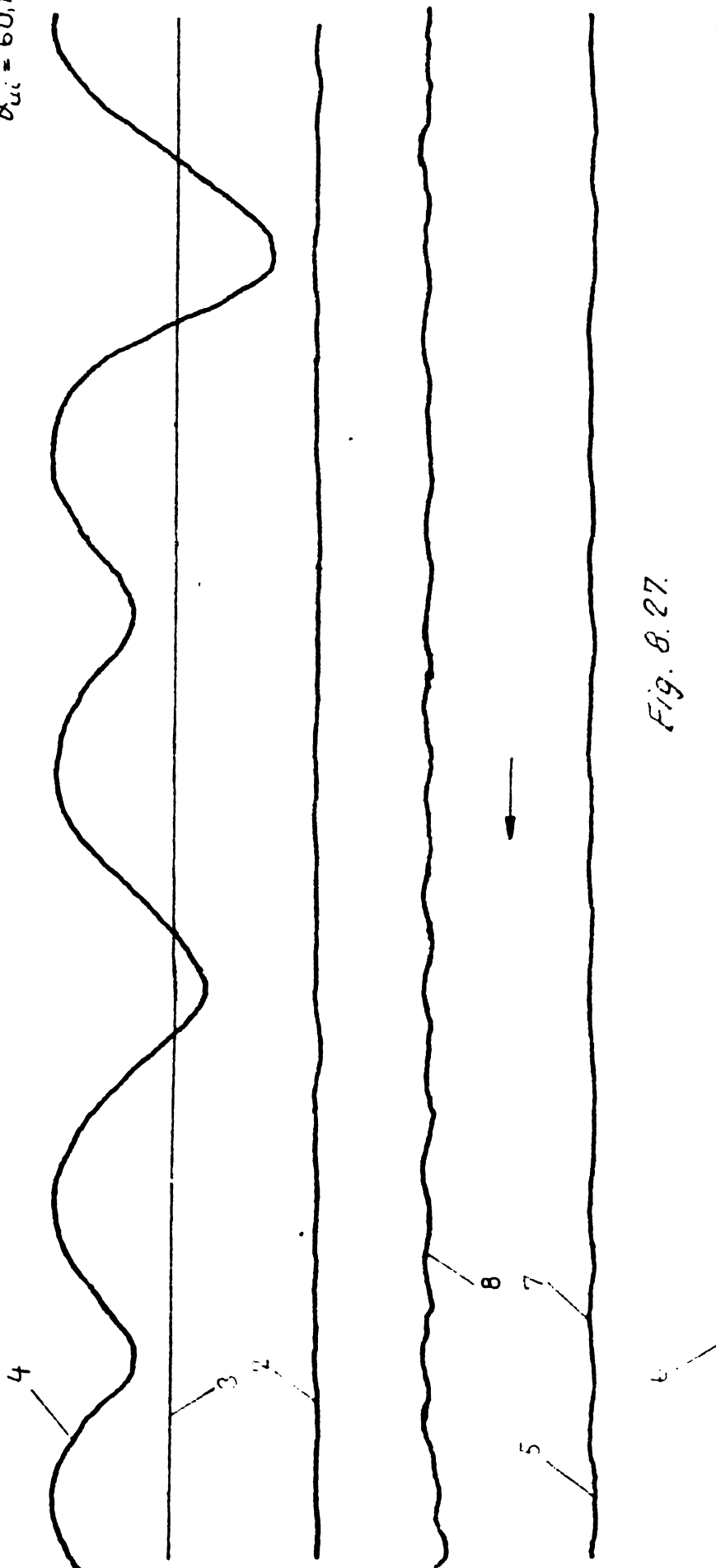


Fig. 8.27.

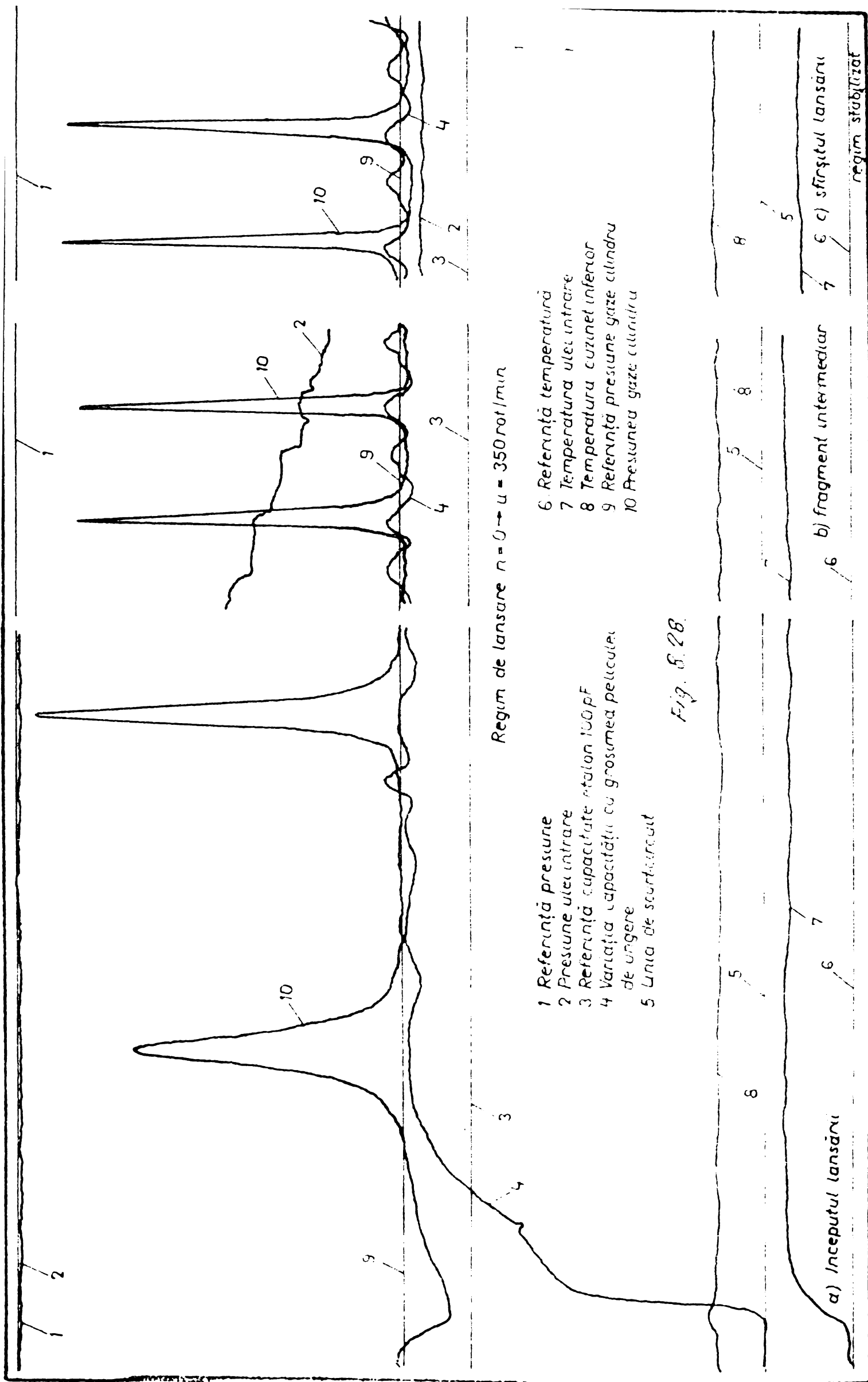


Fig. 8.28.

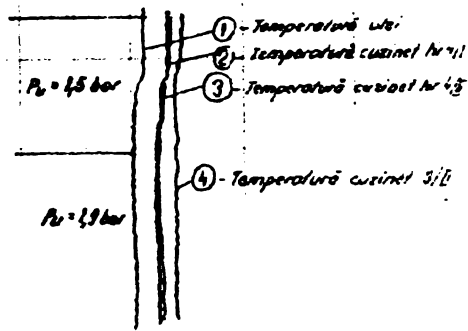


Fig. 8.29

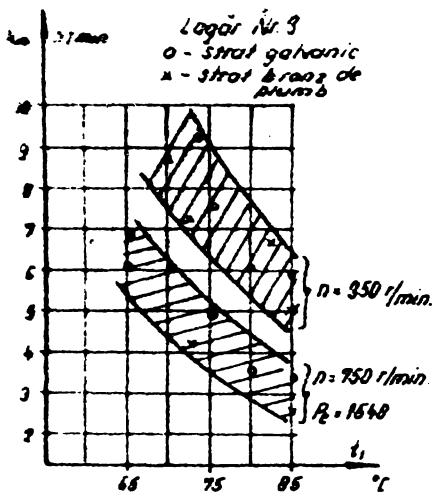


Fig. 8.30

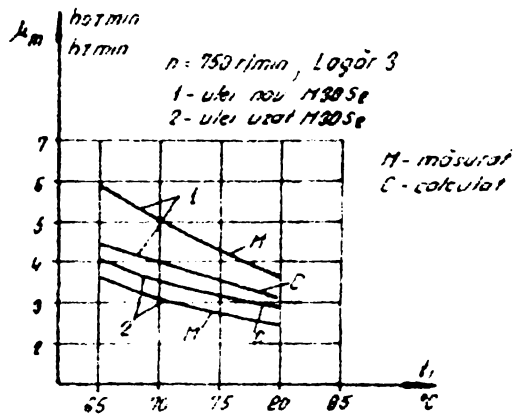


Fig. 8.31

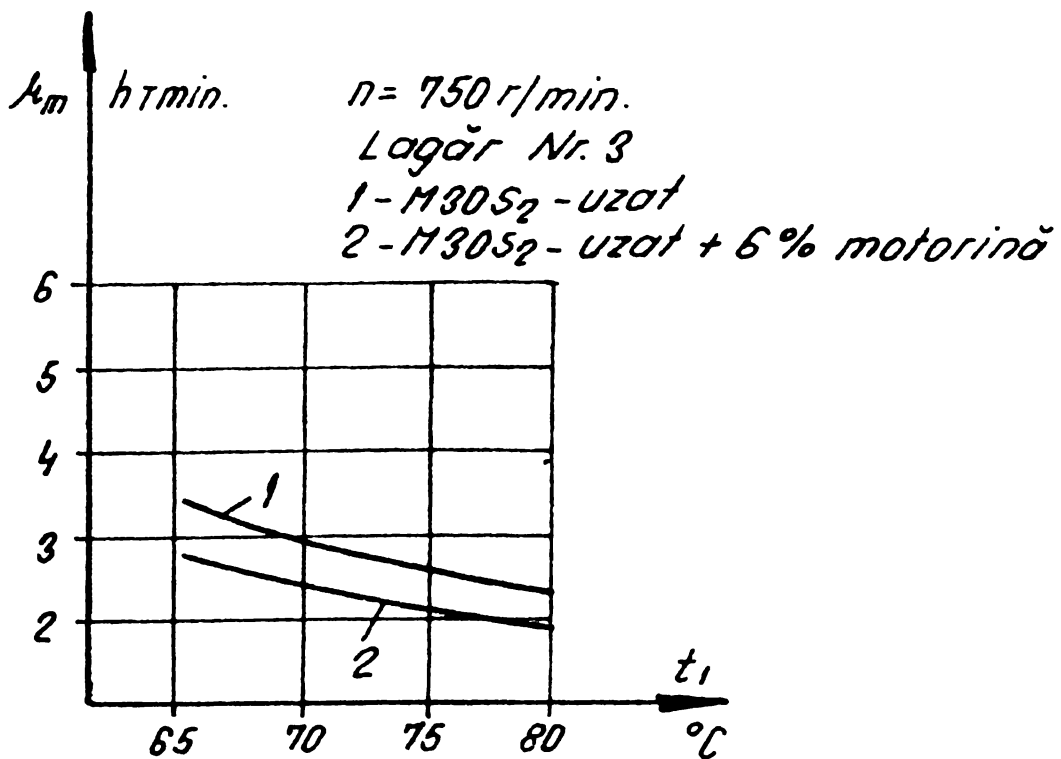


Fig. 8.32.

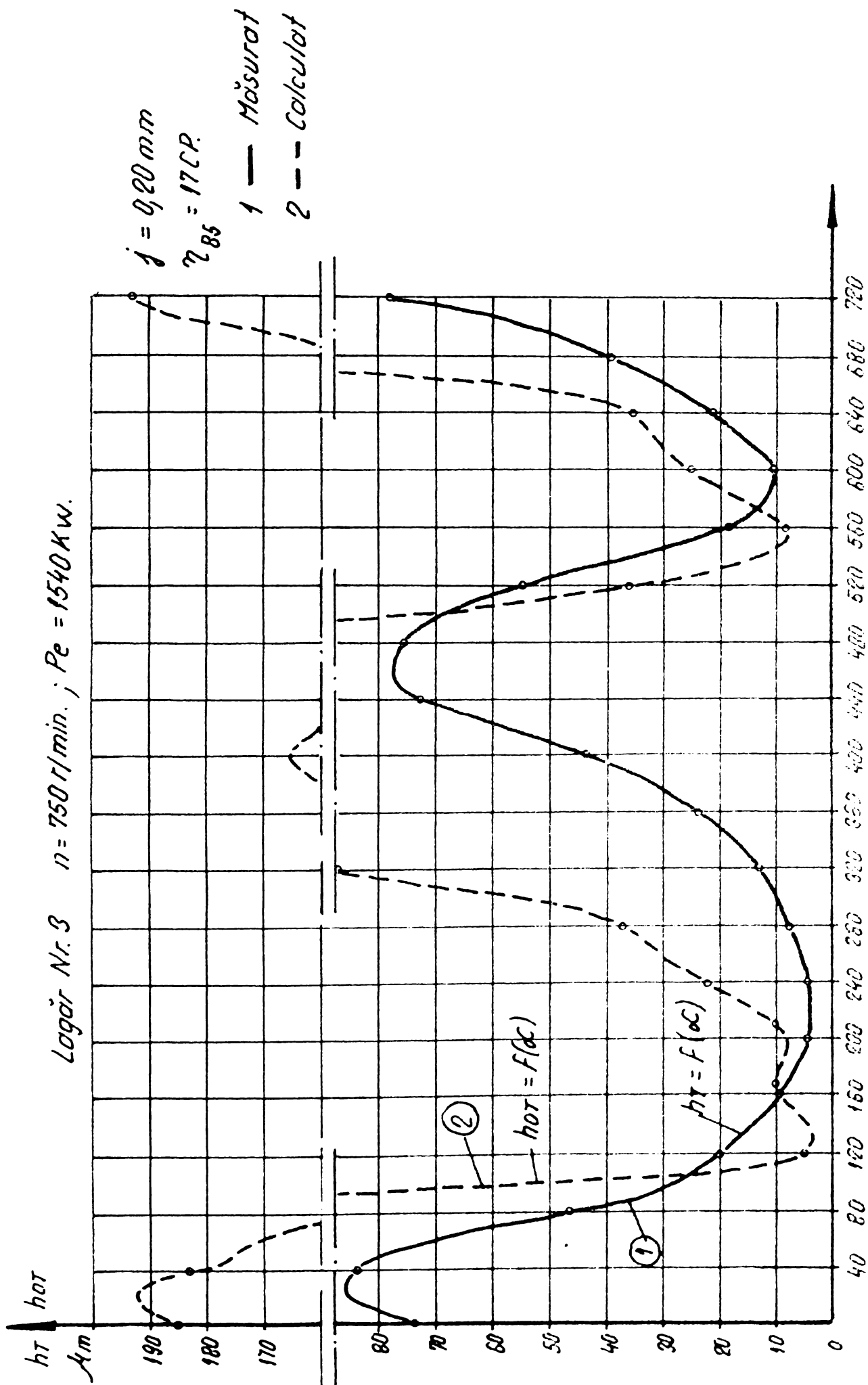


Fig. 8.33.

$h=16^{\circ}-18^{\circ}$ Vizitat cuzinet $3/\Pi$, cel inferior
cu usor început de gripare, cel superior bun

$h=16^{\circ}$ $n=600 \rightarrow 0$ r/min

- 1 lagăr $3/\Pi$
- 2 " " $4/\Pi$
- 3 " " $3/\Pi$
- 4 " " $4/\Pi$
- 5 " " $5/\Pi$
- 6 " " $6/\Pi$



Lagăr $3/\Pi$ $t_c=132^{\circ}C$
Temperatura maximă
 $t_c=180^{\circ}C$

$h132^{\circ}$ $n=0 \rightarrow 350$ r/min

$h93^{\circ}-132^{\circ}$ Vizitat cuzinetul $5/\Pi$ la
care temperatura a crescut
brusc până la $130^{\circ}C$ (indicat ΔV)
s-a găsit un riz circular
în stratul galvanic

Diagrama
temperaturilor
la rotoaj MD1633

Brasov
9 XI 1978

80°C 100°C 120°C 70

$h7^{\circ}$ $n=630 \rightarrow 350$ r/min

$h6^{\circ}$ $n=350 \rightarrow 630$ r/min

$h=53^{\circ}$ $n=630 \rightarrow 350$ r/min

Fig 8.34

Tabel 8.1

Nr. crt.	Turatie n r / min.		Presiune ulci		Temperatură		εr	±d mm	Ks	Cm pF	hc μm	Kc	ht μm	Observatii
	3	4	după filtru	Ulci	Ulci	Cuzinet Nr.3								
0	1	2			5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	350	72	3,15	2,7	58,2	58,6	281	-9	0,73	272	23,3	0,59	13,7	Ce = 1000 pF Cp = 458 pF M3052
2	350	75	2,82	2,42	63,9	64,7	3,02	-7	0,79	332	20,5	0,55	11,3	
3	750	77	4,3	3,75	73,6	83	4,16	13,3	1,55	1092	8,6	0,42	3,6	
4	660	78	4,0	3,42	74,3	83,6	4,20	13,8	1,58	1122	8,4	0,42	3,5	
5	350	80	2,32	2,0	73,6	77,3	3,60	1,0	1,03	572	14,2	0,48	6,8	
6	750	82	4,25	3,72	73,2	84,2	4,25	13,8	1,585	1127	8,5	0,42	3,6	
7	660	84	3,95	3,4	77,5	86	4,44	13,7	1,57	1112	9,0	0,425	3,8	
8	350	87	2,2	1,9	77	82	4,05	3,8	1,13	672	13,6	0,48	6,5	
9	350	91	1,9	1,6	82,4	87,3	4,6	10	1,39	932	11,1	0,45	5,0	
10	750	100	4,2	3,65	81	95,5	5,4	17,5	1,81	1352	9,0	0,425	3,8	
11	750	115	4,18	3,65	77,7	93,3	5,18	19,3	1,93	1472	7,9	0,41	3,2	
12	750	117	4,1	3,6	77,2	94,2	5,26	19,2	1,93	1472	8,0	0,415	3,3	
13	660	120	4,0	3,5	72,8	87,8	4,62	12,1	1,49	1032	10,1	0,44	4,4	
14	660	121	3,95	3,42	74,7	89	4,74	13,5	1,57	1112	9,6	0,43	4,1	
15	750	126	4,15	3,58	78,1	96	5,45	21,3	2,06	1602	7,7	0,41	3,1	
16	750	127	4,10	3,52	79,1	96,7	5,5	22,5	2,17	1712	7,2	0,41	2,9	

14

Ce = 1000 pF
 Cp = 458 pF
 M305g

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
17	350	134	2,2	1,89	75,5	85,6	4,39	1,035	1,035	577	17,1	0,52	8,9
18	350	135	2,26	1,95	73,4	84,7	4,30	0,6	1,015	557	17,4	0,525	9,1
19	450	136	2,5	2,80	71,2	84,4	4,29	7	1,25	792	12,2	0,46	5,6
20	550	137	3,7	3,25	73	85,7	4,42	7,8	1,29	832	11,9	0,46	5,5
21	660	138	4,1	3,45	73,7	87,7	4,59	14,5	1,625	1167	8,8	0,42	3,7
22	750	139	4,18	3,65	74,5	90,4	4,89	13	1,54	1082	10,2	0,44	4,5
23	750	140	4,12	3,55	74,7	92,5	5,08	13	1,54	1082	10,6	0,445	4,7
24	350	142	3,58	3,05	49,6	62,1	2,93	-10,8	0,695	237	27,8	0,63	17,5
25	350	143	3,45	3,0	50,6	61,5	2,91	-10,9	0,69	232	28,2	0,64	18,0
26	650	144	4,45	3,9	53,4	70,2	3,28	2,5	1,085	627	11,8	0,46	5,4
27	750	145	4,5	4,0	60,1	79,6	3,86	7,8	1,29	832	10,4	0,445	4,6
28	350	146	2,55	2,18	63,1	73,4	3,44	-6,6	0,798	340	22,8	0,585	13,3
29	350	147	2,58	2,25	63,1	72,7	3,40	-6,7	0,795	337	22,7	0,575	13,0
30	350	148	2,65	2,3	63,1	72	3,37	-6,4	0,805	347	21,9	0,575	12,6
31	350	149	2,65	2,32	62,1	72	3,37	-6,6	0,798	340	22,3	0,575	12,8
32	350	150	2,68	2,35	62,1	72	3,37	-6,7	0,795	337	22,5	0,58	13,0
33	660	151	4,2	3,66	64	72	3,37	6	1,21	752	10,1	0,44	4,4
34	660	152	4,15	3,60	65,9	80,3	3,92	6,7	1,24	782	11,3	0,45	5,1
35	750	153	4,95	3,8	66,9	85,9	4,42	7,3	1,26	802	12,4	0,46	5,7

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
36	750	154	4,3	3,75	68,8	87,7	4,59	8,8	1,33	872	11,8	0,46	5,4	
37	550	198	4,15	3,58	48,5	61,8	2,36	0,9	1,025	567	9,4	0,43	4,0	
38	660	199	4,4	3,88	56,3	69	2,40	2,0	1,07	612	8,8	0,42	3,7	
39	350	200	2,8	2,4	59,2	65,9	2,38	-10,8	0,695	237	22,6	0,58	13,1	
40	660	202	4,3	3,77	60,2	73,5	2,43	-2,6	0,92	462	11,8	0,46	5,4	
41	750	203	4,4	3,85	64,1	79,4	2,50	-2,8	0,908	450	12,5	0,465	5,8	
42	750	204	4,28	3,72	68,5	83,4	2,57	-1,3	0,95	492	11,8	0,46	5,4	
43	350	205	2,28	1,95	69,6	79,8	2,50	-6,8	0,795	337	16,7	0,515	8,6	
44	660	206	4,1	3,58	69,6	81,6	2,53	-2,6	0,91	452	12,6	0,465	5,8	
45	750	207	4,21	3,65	69,9	86,6	2,62	-0,8	0,97	512	11,5	0,455	5,2	
46	750	208	4,18	3,6	71,5	88,5	2,67	-0,6	0,975	517	11,6	0,455	5,3	
47	350	209	2,12	1,8	72,2	84,5	2,58	-5,4	0,835	377	15,4	0,505	7,8	
48	350	210	2,25	1,92	69,6	81,6	2,53	-6,6	0,798	340	16,7	0,517	8,6	
49	660	211	4,0	3,45	69,5	85,7	2,61	-1,0	0,96	502	11,7	0,458	5,3	
50	750	212	4,2	3,62	71,3	88,9	2,66	0,5	1,015	557	10,7	0,448	4,8	
51	750	213	4,15	3,57	73,2	90,9	2,72	1,1	1,035	577	10,6	0,445	4,7	
52	350	214	2,1	1,79	73,2	85,1	2,59	-4,7	0,855	397	14,7	0,49	7,2	
53	350	215	2,26	1,92	69,4	82,6	2,55	-5,4	0,835	377	15,2	0,50	7,6	
54	520	216	3,52	3,0	68,7	81,7	2,54	-3,2	0,89	432	13,2	0,47	6,2	

$C_c = 1000 \text{ pF}$
 $C_p = 458 \text{ pF}$
 DS 30

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
														$C_e = 1000 \text{ pF}$ $C_p = 458 \text{ pF}$ DS 30
55	570	217	3,7	3,18	68,9	82,6	2,55	-3,5	0,885	427	13,4	0,418	6,4	
56	670	218	4,0	3,42	70,3	85,1	2,59	-4,1	0,869	411	14,2	0,485	14,8	
57	350	226	3,0	2,58	57,3	64,6	2,37	-11,5	0,675	217	24,6	0,60	14,8	
58	350	227	3,0	2,55	57,5	65,2	2,38	-8,6	0,750	292	18,3	0,53	9,7	
59	660	231	4,15	3,62	65	79,6	2,50	-3	0,90	442	12,7	0,47	5,9	
60	750	232	4,35	3,79	66	84	2,57	-2,8	0,91	452	12,8	0,47	6,0	
61	350	233	2,42	2,05	66,1	77,1	2,46	-8,5	0,755	297	18,6	0,535	9,9	
62	350	234	2,6	2,2	70,1	75,7	2,45	-8,5	0,755	297	18,6	0,535	9,9	
63	660	239	4,5	3,5	71,9	78,5	2,49	-2,3	0,920	462	12,1	0,46	5,6	
64	750	240	4,25	3,75	70,2	79,7	2,50	-3,6	0,88	422	13,3	0,47	6,2	
65	660	241	3,92	3,35	72,9	-	2,5	-0,4	0,985	527	10,7	0,445	4,8	
66	750	242	4,25	3,7	73,9	84,7	2,58	-1,4	0,95	492	11,8	0,46	5,4	
67	470	243	3,18	2,7	74,1	77,4	2,47	-3,4	0,89	432	12,9	0,47	6,1	
68	545	244	3,58	3,05	70,5	79,6	2,50	-2,9	0,905	447	12,6	0,465	5,8	
69	660	245	3,9	3,35	71,5	81,5	2,53	-0,7	0,97	512	11,1	0,45	5,0	
70	750	246	4,1	3,52	75,0	85,5	2,60	0,1	1,005	547	10,7	0,448	4,9	
71	750	247	4,05	3,45	77,2	86,8	2,63	-0,2	0,99	532	11,1	0,45	5,0	
72	750	248	4,0	3,44	80,1	89,7	2,69	0,1	1,005	547	11,1	0,45	5,0	
73	350	250	2,08	1,75	80,6	84	2,57	-5,1	0,846	388	14,9	0,50	7,4	

Tabel 8.2

Nr. crt.	t_1	t_c	η_{CP}	SOR	δ	β	h_{omin} μm	h_{otmin}^* μm	h_{Tmin} μm	Observatii
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	65	70	27,5	5,91	0,948	16,4	5,1	6,3	11,1	$p_{max.} = 65,8$ $\gamma = 173$
2	70	75	23,5	6,91	0,953	15,6	4,6	5,6	9	$n = 350 r/min.$
3	80	85	17	9,55	0,961	14,2	3,8	4,5	6,7	* Recalculat cu formula 5.4
4	65	80	20	8,64	0,959	14,6	3,99	4,1	6,0	$p_{max.} = 150,05 \text{ bar}$ $\gamma = 163,6$
5	70	85	17	10,2	0,963	13,8	3,61	3,7	5,3	$n = 750 r/min.$
6	80	95	13	13,3	0,968	12,8	3,1	3,3	3,6	$j = 0,195 \text{ mm}$

Tabel 8.3

Nr. crt.	t_1 $^{\circ}C$	t_c $^{\circ}C$	η_{CP}	SOR	δ	β	h_{omin} μm	h_{otmin} μm	h_{Tmin} μm	Obs
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	65	80	20	8,69	0,959	14,5	4,1	4,4	5,7	M30S2 neu
2	70	85	17	10,21	0,963	13,8	3,6	3,9	5,6	
3	75	90	14,5	11,86	0,966	13,2	3,3	3,5	4,3	
4	80	95	12,5	13,88	0,969	12,6	3,0	3,1	3,5	
5	65	80	18	9,64	0,961	14,2	3,8	4,1	3,3	M30S2 folosit 6 luni
6	70	85	15,5	11,19	0,966	13,2	3,3	3,5	3,0	
7	75	90	13,5	12,85	0,967	13,0	3,2	3,3	2,7	
8	80	95	11,5	15,08	0,971	12,2	2,8	2,9	2,5	

Tabel 8.4

Nr. crt.	\angle RAC	$\pm d$ mm	K_s	C_m pF	h_c μm	K_c	h_T μm	Observasi
0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	0	-14,5	0,610	152	70,2	0,99	69,5	$C_e = 1000 \text{ pF}$
2	33	-15,5	0,590	132	80,9	1,06	85,7	$C_p = 458 \text{ pF}$
3	65	-14,0	0,62	162	65,9	0,96	63,3	$t_g = 74,8^\circ C$
4	98	-9,5	0,73	272	39,2	0,75	29,4	$t_e = t_c = 89^\circ C$
5	130	-4,5	0,857	399	26,7	0,62	16,5	$\epsilon_r = 4,74$
6	164	2,0	1,06	602	17,7	0,53	9,4	$P_e = 1540 \text{ Kw}$
7	196	8,5	1,315	857	12,4	0,46	5,7	$n = 750 \text{ rpm}$
8	229	12,5	1,505	1047	10,2	0,44	4,5	Lagor Nr.3
9	262	9,5	1,365	907	11,7	0,45	5,3	
10	294	2,5	1,08	622	17,1	0,52	8,9	
11	327	-3,0	0,9	442	24,1	0,5	14,5	
12	360	-5,0	0,845	387	27,5	0,63	17,3	
13	392	-10,5	0,69	232	46	0,81	37,3	
14	425	-14	0,62	162	65,9	0,96	63,3	
15	458	-15	0,60	142	75,2	1,03	77,4	
16	490	-14,8	0,604	146	73	1,01	73,7	
17	523	-12,5	0,650	192	55,6	0,88	48,9	
18	556	-7	0,790	332	32,1	0,67	21,5	
19	589	-4,5	0,857	399	26,7	0,62	16,5	
20	621	-4,0	0,870	412	25,9	0,61	15,8	
21	654	-8,5	0,755	297	35,9	0,71	25,5	
22	687	-12	0,660	202	52,8	0,86	45,4	
23	720	-14,5	0,610	152	70,2	0,99	69,5	

A1. :

Obs: Program valabil pt n=750/Min.
k n=350 v/min, valabile
constantele de pãrezc in
fig. 4.13

```

1 DIMENSION PG(561)
2 WRITE(100,1)
3 FORMAT(2X,'PRC ALF',F10.8X,'MIU',5X,'PT2',6X,'PSI2',5X,'PTS',6X,'P
4 SI3',5X,'PF3',6X,'GAM',6X,'P3'//)
5 READ(105,2)PG
6 FORMAT(11F7.4)
7 K=0
8 MLF=0
9 ME=1
10 ALFA=ELF*3.14159/180.
11 BELTA=PI*(U.25*SI+M(ALFA)/SQRT(1.-(U.25*SIH(ALFA)))**2))
12 PE=-11.275*(COS(ALFA)+U.25*COS(2*ALFA))
13 PBE=(PC(SI)+P)/COS(BETA)
14 PBE=PC(SI)+2*PB**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
15 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
16 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
17 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
18 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
19 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
20 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
21 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
22 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
23 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
24 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
25 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
26 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
27 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
28 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
29 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
30 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
31 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
32 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
33 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
34 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
35 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
36 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
37 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
38 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
39 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
40 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
41 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
42 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
43 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
44 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
45 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
46 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
47 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
48 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
49 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
50 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
51 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
52 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
53 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
54 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
55 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
56 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
57 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
58 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
59 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
60 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
61 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
62 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
63 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
64 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
65 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
66 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
67 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
68 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
69 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
70 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
71 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
72 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
73 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
74 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
75 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
76 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
77 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
78 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
79 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
80 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
81 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
82 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
83 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
84 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
85 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
86 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
87 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
88 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
89 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
90 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
91 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
92 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
93 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
94 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
95 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
96 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
97 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
98 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
99 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)
100 U=PE*(1.0+PE**2)/PE**2-15.790*PB*(ALFA+BETA)

```


E

.....

SOR

.....

SOD

.....

A.2 B

.....

ϵ

.....

S_{OR}

.....

S_{OD}

.....

A.2

β

.....