MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI

INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VUIA" TIMISOARA

FACULTATEA DE MECANICA

Ing. MARIUS MARINA

CONTRIBUTII LA STUDIUL OPTIMIZARII DISTRIBUTIEI MOTOARELOR CU ARDERE INTERNA IN PATRU TIMPI

VOLUMUL I

Teză pentru obţinerea titlului ştiinţific de doctor inginer

CONDUCATOR STIINTIFIC

Prof.dr.ing. VASILE BERINDEAN

- 1978 -

Contribuţii la studiul optimizării distribuţiei motoarelor cu ardere internă în patru timpi

– REZUMAT –

Domeniu de mare eficienţă în creşterea performanţelor motoarelor cu ardere internă, optimizarea distribuţiei preocupă multe colective de specialişti. Literatura nu abordează însă, decît parţial, problemele aferente acestui domeniu lăsînd nerezolvate o serie de aspecte deosebit de importante pentru constructori şi proiectanţi.

Cercetarea de faţă îşi propune să trateze analitic şi experimental cele mai importante etape din realizarea unei distribuţii capabile să satisfacă atît din punct de vedere dinamic, cît şi gazodinamic, funcţionarea motorului considerat.

Elementul optimizării îl constituie legea de mişcare a supapei, ea reflectînd atît regimul dinamic al mecanismului de distribuţie, cît şi aspecte determinante ale gazodinamicii motorului, iar purtătorul caracteristicilor ei este cama.

Se constată că în cazul utilizării legilor de mişcare fără şoc, majoritatea mecanismelor de distribuţie satisfac condiţia de a fi „rigide" adică de a transfera fără modificări esenţiale, legea de mişcare de la tachet la supapă, ceea ce creează posibilitatea optimizării directe a legii de mişcare a tachetului, pe baza căreia se obţine profilul camei. Acest aspect prezintă o importanţă deosebită pentru proiectare, cînd parametrii mecanici ai elementelor componente, încă neprecizaţi, împiedică utilizarea ecuaţiei de mişcare a sistemului pentru definirea legii de mişcare a tachetului, în funcţie de legea de mişcare a supapei.

Pentru aceste condiţii, în teză se stabilesc expresiile coordonatelor profilelor de came din structura principalelor mecanisme ca-

mă-tachet utilizați la motoarele în patru timpi. De asemenea, se elaborează algoritmele calculelor de analiză cinematică și cinetostatică, elucidîndu-se toate aspectele proprii acestora. Pentru facilitarea utilizării lor în proiectarea curentă, calculele de sinteză și analiză sînt însoțite de program în limbaj FORTRAN.

In cadrul tezei se studiază de asemenea, probleme ale comportării dinamice a arcurilor de distribuție, precum și aspecte referitoare la configurația camelor și a distribuțiilor motoarelor policilindrice cu doi arbori de distribuție.

Cercetarea teoretică este dublată de o bogată bază experimentală realizată de autor pentru exploatarea căruia s-a elaborat o metodă adecvată posibilității de verificare a parametrilor vizați de optimizare.

Rezultatele obținute în cercetarea teoretică și experimentală și-au găsit o mare aplicabilitate în dezvoltarea unor noi familii de motoare.

Contributions to the Optimizing of the Internal Combustion in Four Strokes Engines

- ABSTRACT -

The optimizing of the distribution as a field of great efficiency for the improvement of the internal combustion engines preoccupies many specialists.

The literature does not broach but partially the afferent problems of this domain, leaving unsolved a series of very important aspects for the designers and mechanical engineers.

The present research aims at the analytical and experimental treating of the most important stages from the realisation of an adequate from the dynamic and gas-dynamic point of view distribution.

The optimizing element is the valve moving law which reflects both the dynamic conditions of the distribution mechanism and the decisive engine gaso-dynamic aspects. Its characteristics bearer is the cam.

It has been ascertained that with shockless moving law, most of the distribution mechanisms satisfy the condition of "stiffness", namely to transfer without essential modifications the moving law from the peg to the valve, which ensures the direct optimizing of the peg moving law by means of which they may get the cam profile. This aspect presents a great importance for the designing when the unspecified mechanical parameters of the elements stops the utilisation of the system moving equation, which defines the peg moving law depending on the valve moving law.

For these conditions in the dessertation therea are established the expressions of the cam profilles co-ordinates; there are also

elaborated the kynematical and kynetostatical calculations.

They are accompanied by FORTRAN programmes.

There are also studied the dynamic problems of the distribution springs and the aspects on the cam configurations.

The theoretical research is accompanied by a rich experimental basis created by the author destined to checking of the optimised parameters.

The results obtained in the theoretical and experimental research have found themselves a large application in the development of new engine families.

Contributions à l'optimisation de la distribution des moteurs avec combustion interne

- RÉSUMÉ -

Étant un domaine de grande eficience dans l'augmentation des performances des moteurs, l'optimisation de la distribution préoccupe des nombreux collectifs de spécialistes. La litérature n'aborde que partiellement ces problèmes, laissant sans résolution des aspects importants pour les constructeurs et les spécialistes.

Cette recherche traite analytiquement et experimentallement les plus importantes étapes de la réalisation d'une distribution capable de satisfaire de point de vue dynamique et gasodynamique, le fonctionnement du moteur considéré. L'élément de l'optimisation est constitué par la loi de mouvement de la supape, elle reflectant le régime dynamique du mécanisme de distribution et des aspects importants de la gasodynamique du moteur et le porteur des caractéristiques est la came. On constate que dans les conditions de l'utilisation des lois de mouvement sans choc, la majorité des mécanismes de distribution peuvent satisfaire la condition d'être "rigide" c'est-à dire de transférer sans modifications essentielles la loi de mouvement sur le circuit taqet-supape, ce qui peut créer la posibilité de l'optimisation directe, de la loi de mouvement du taqet, en obtenant le profil de la came. Cet aspect présente une importance pour la projection, quand les paramètres mécaniques des éléments components pas encore précisé, empéche l'utilisation de l'equation de mouvement du système pour définir la loi de mouvement du taqet en fonction de la loi de mouvement de la supape.

Pour ces conditions, en thése on établit les expresion des coordonnés des profils de la came dans la structure des principaux

mécanismes came-taquet utilisés par les moteurs en quatre temps. Ainsi on élaboré les algoritmes des calcules d'analyse cinématique et cinétostatique, en étudiant tous les aspects. Pour faciliter leur utilisation dans la projection courente, les calcules et l'analyse sont accompagnés de programes en langage "FORTRAN".

Dans le cadre de la thèse on étudie les problèmes du comportament dynamique des arcs de distribution et des aspects concernant la configuration des cames et de la distribution des moteurs avec plusieurs cylindres et deux arbres de distribution. La recherche théorique a une base experimentale très riche réalisé par l'auteur, pour l'utilisation de laquelle on a élaboré une méthodique adéquate à la possibilité de verification des paramètres d'optimisation.

Les résultats obtenues dans la recherche théorique et experimentale ont trouvé une grande aplicabilité dans le développement des nouvelles familles de moteurs.

Beiträge zur Optimisierung der Steuerung von 4-Taktverbrennungsmotoren

- Zusammenfassung -

Die Optimisierung der Steuerung, als Gebiet mit grosser Effizienz beim Vergrössern der Leistung vom Verbrennungsmotoren, beschäftigt eine grosse Anzahl von Fachleuten. Die Fachliteratur erörtert aber nur teilweise die Problematik dieses Gebietes wobei viele, für die Motorenbauer, sehr wichtige Aspekte, ungelöst bleiben.

Die vorliegende Forschung beabsichtigt die wichtigsten Etappen der Konstruktion einer Motorsteuerung, analytisch und experimentell, zu behandeln damit diese sowohl dynamisch wie auch gasodynamisch dem vorgeschriebenen Zwecke entsprechen.

Das Element der Optimisation ist das Bewegungsgesetz des Ventils, welches sowohl das dynamische Regime der Steuerung sowie auch bestimmende gasodynamische Aspekte des Motors bestimmt und dessen Träger die Nocke ist. Man bemerkt dass im Falle der Bewegungsgesetze ohne Schock, die meisten Steuerungen als "starr" betrachtet werden können, sie also das Bewegungsgesetz ohne Veränderungen von dem Stössel zum Ventil übertragen. Dieses ergibt die Möglichkeit der optimisierung des Bewegungsgesetzes des Stössels, auf Grund dessen man das Nockenprofil erhalten kann. Diese Tatsache ist von grosser Wichtigkeit in der Konstruktion, wenn die mechanischen Parameter der Bestandteile der Steuerung noch nicht bekannt sind und darum die Bewegungsgleichung des Systems nicht zur Bestimmung des Bewegungsgesetzes des Stössels in Funktion des Bewegungsgesetzes des Ventils anwendbar ist.

Für diese Konditionen werden in der Dissertation die Ausdrücke der Koordinaten der Nockenprofile der wichtigsten Steuerungen die

in 4-Taktmotoren gebraucht werden, bestimmt. Es werden auch die Algorytmen zur kynematischen und kynetostatischen Analyse bestimmt und deren Eigenschaften analysiert. Um diese in der Konstruktion brauchbar zu machen sind den Syntese - und Analyse - Rechnungen Programme in FORTRAN IV beigelegt.

In der Dissertation werden gleichfalls auch Probleme des dynamischen Verhaltens der Ventilfedern sowie der Ausbildung der Nocken und Steuersysteme bei Motoren mit zwei Nockenwellen studiert.

Die theoretische Forschung stützt sich auf eine breite, vom Autor verwirklichte, experimentelle Basis für welche eine angewandte Methodik ausgearbeitet wurde.

Die durch die theoretische und experimentelle Forschung erzielten Ergebnisse wurden bei der Entwicklung einer neuen Motorenfamilie angewendet.

К оптимизации распределения четырехтактных двигателей внутреннего сгорания

Резюме

Оптимизация распределения , область большой производительности в росте эффективности двигателей внутреннего сгорания , является задачей многих коллективов специалистов. Однако литература по специальности занимается лишь частично вопросами данной области , оставляя неразрешенными ряд важнейших задач для конструкторов и проэктантов.

Данное исследование задается целью разработать аналитическим и опытным путём важнейшие этапы в реализации некоторого распределения , удовлетворяющего как с точки зрения динамической , а так же и газодинамической , действие вышеупомянутого двигателя.

Элементом оптимизации является закон движения клапана , отражающий как динамический режим распределительного механизма , а так же и определяющие аспекты газодинамики двигателя , однако носителем характкристик данного закона является кулачок . Устанавливается что в условиях применения законов движения без удара , большинство распределительных механизмов удовлетворяют условию "жесткости" , т.е. переноса , без основных изменений , закона движения от пальца к клапану , что создает возможность прямой оптимизации закона движения пальца на основе которого получается профиль кулачка . Данный вопрос представляет особое значение для проэктирования , когда механические параметры пока неопределенных основных элементов, препядствуют применению уравнения движения системы для определения закона движения пальца в зависимости от закона движения клапана .

Для данных условий , в работе устанавливаются выражения координат профилей кулачков из структуры основных механизмов кулачок - палец , используемых в четырёхтактных

двигателях . Также составляются алгоритмы расчётов кинематического и кинестатического анализов , выявляя все аспекты присущие данным алгоритмам . В виду способствования применения последних в проэктировании , синтетические и аналитические расчёты сопровождаются программой на языке ФОРТРАН.

В данной диссертации исследуются также вопросы динамического поведения пружин распределения , а также и аспекты связанные с конфигурацией кулачков и распределений многоцилиндровых двигателей с двумя распрэделительными валами .

Теоретическое исследование основывается на обширной опытной базе , осуществлённой автором , для эксплоатации которой был выработан метод подходящий к возможностям проверки параметров оптимизации .

Полученные результаты в теоретическом и экспериментальном исследовании нашли широкое применение в развитии новых семий двигателей .

C U P R I N S

Volumul I

Pag.

Prefaţa 5

Notaţii principale 7

Introducere 9

1. Studiu monografic asupra stadiului actual al cercetării distribuţiilor motoarelor cu ardere internă, rapide, în patru timpi 19

1.1. Generalităţi 19

1.2. Principalele lucrări analizate 19

1.3. Concluzii asupra principalelor lucrări analizate 22

2. Modelul dinamico-matematic al mecanismului de distribuţie 27

2.1. Generalităţi 27

2.2. Consideraţii asupra elaborării modelului matematic şi utilizării acestuia 28

2.3. Rezolvarea ecuaţiei de mişcare în cazul camelor armonice 40

2.4. Analiza regimului dinamic al arcurilor 43

3. Contribuţii la analiza cinematică şi sinteza mecanismelor de distribuţie ale motoarelor cu ardere internă în patru timpi 53

3.1. Generalităţi 53

3.2. Alegerea legii de mişcare a elementului condus 53

3.3. Calculul profilului camei 54

3.4. Calculul parametrilor cinematici ai supapelor. 57

3.5. Determinarea legii de mişcare a tachetului, când se cunoaşte profilul camei. 59

3.6. Dependența profilului camei de legea de mișcare
și tipul mecanismului considerat 65
4. Influența legii de mișcare a supapei asupra
comportării mecanismului de distribuție 69
4.1. Generalități 69
4.2. Calculul cinetostatic al mecanismului de
distribuție 70
4.3. Considerații asupra compatibilității func-
ționale a arcurilor mecanismelor de dis-
tribuție ale motoarelor 84
4.3.1. Determinarea elementelor de bază pentru
calculul arcurilor 84
4.3.2. Verificarea arcurilor de distribuție luînd
în considerare suprasolicitările dinamice . . . 88
4.4. Influența legii de mișcare a supapei asupra
secțiunii efective 93
5. Instalații și metode experimentale.Precizia
măsurărilor 98
5.1. Instalația pentru studiul distribuției
motorului D - 103 98
5.1.1. Prelucrarea rezultatelor experimentale. 99
5.2. Instalația pentru cercetarea profilului camelor. . . 101
5.3. Dispozitive mecanice și electrice. 102
5.3.1. Dispozitiv pentru modelarea mecanică a
mecanismului de distribuție 102
5.3.2. Traductor inductiv de viteză. 102
5.3.3. Dispozitiv pentru determinarea constantei
elastice a mecanismului de distribuție. 103
5.3.4. Arbori de distribuție cu came amovibile
pentru încercări pe monocilindri experimentali. 103

Pag.

5.3.5. Dispozitiv cu came şablon indexabile, pentru prelucrarea arborilor de distribuţie 104
5.4. Ansamblul instalaţiei experimentale. 105
5.5. Precizia măsurării 105
5.5.1. Erori tangenţiale 106
5.5.2. Erori de translaţie 107
5.5.3. Erori cosinus 108
5.5.4. Erori dinamice. 109
5.6. Consideraţii asupra preciziei de execuţie a profilului 111
6. Rezultatele cercetării 117
6.1. Analiza parametrilor dinamici ai mecanismelor de distribuţie cercetate 117
6.2. Analiza calităţilor gazodinamice ale legilor de mişcare 127
6.3. Calculul solicitărilor arcurilor de distribuţie cu considerarea suprasolicitării dinamice. 130
6.4. Rezolvarea automată a calculelor de optimizare 132
6.5. Valorificarea rezultatelor cercetării. 139
7. Concluzii 141
Bibliografie. 147

Volumul II

Figuri 2
Anexe 44

P R E F A Ț A

Marile eforturi destinate descoperirii unor noi surse de energie se împletesc cu cercetarea în vederea economisirii rezervelor actuale de carburant. Statisticile demonstrează că puterea motoarelor autovehiculelor depășește cu mult puterea instalată a tuturor centralelor electrice de pe glob și ca urmare, realizarea economiilor de carburant în exploatarea motoarelor cu ardere internă a dobîndit o importanță majoră.

Aceste economii se pot obține, în primul rînd, prin elaborarea și aplicarea unor soluții optimizate ale procesului de schimbare a gazelor. In acest context, o cale eficientă și economică o constituie studierea mecanismului de distribuție.

Pînă nu demult, creșterea performanțelor acestui mecanism a fost limitată de configurația profilului camelor, realizate aproape invariabil din drepte și arce de cerc. Astăzi, încă, tehnologia de prelucrare a arborilor cu came impune utilizarea camelor convexe.

Cu toate acestea, camele noilor motoare au început să fie profilate după curbe mai adecvate. Creșterea turațiilor de funcționare a impus studierea comportării mecanismului de distribuție în condiții de viteze și accelerații ridicate cînd, datorită rigidității finite a lanțului cinematic camă-supapă, neconcordanța dintre legea de mișcare a tachetului și cea a supapei se accentuează. Ca urmare, se impune stabilirea unor profile de came care să reducă prin alura variației accelerațiilor, efectele nedorite ale forțelor de inerție și ale rigidității finite asupra mișcării întregului mecanism și în mod deosebit asupra mișcării supapei.

Creșterea turației are ca efect scăderea proporțională a timpului-secțiune al distribuțiilor motoarelor. Acest fapt determină înrăutățirea umplerii și, ca urmare, scăderea puterii motoarelor, impunînd luarea în considerare a acestor aspecte la proiectarea camelor și corelarea lor cu cerințele contradictorii impuse de dinamica mecanismului camă-supapă.

Autorul tezei de doctorat, prin cercetarea efectuată, a căutat să stabilească soluții optime prin satisfacerea ambelor cerințe: gasodinamicei și dinamică. Soluțiile obținute sînt rezultatul optimizării unor legi de mișcare adecvate distribuției motoarelor cu ardere internă în patru timpi, astfel ca să asigure reducerea accelerațiilor pozitive și a rigidității arcurilor de distribuție în scopul limitării solicitărilor zonelor de contact, micșorarea accelerațiilor negative pentru evitarea desprinderilor, precum și realizarea unor timpi-secțiune sporiți, conducînd la creșterea capacității de trecere a gazelor prin secțiunea controlată de supapă.

Autorul mulțumește tovarășilor profesori, dr.ing.V.[illegible]erindean, conducătorul științific și dr.ing.Fr.Kovács, șeful colectivului de cercetare – 5/2, pentru îndrumările prețioase acordate în toată perioada de elaborare a lucrării și pentru sprijinul eficient în vederea finalizării ei.

Mulțumirile se adresează de asemenea, colegilor din Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, Institutul Național de Motoare Termice București și din întreprinderile timișorene pentru sugestiile, bunăvoința exemplară și sprijinul acordat pentru rezolvarea diferitelor fase ale acestei cercetări.

NOTAȚII PRINCIPALE

Simbol	Denumirea	Unitatea de măsură
1	2	3
n_e	turația arborelui cu came	rot/min
ω	viteza unghiulară	s^{-1}
n_n	numărul oscilațiilor proprii	oscilații/min
ω_n	pulsația proprie	s^{-1}
t	timpul	s
i	raport de transmitere	-
n, i	ordinul armonicii componente	-
a_i, b_i	coeficienții termenilor seriei Fourier	mm
c_i	amplitudinea armonicii rezultante	mm
x_c, s_i	deplasarea punctului caracteristic al tachetului	mm
r_o	raza cercului de bază al camei	mm
r	raza rolei tachetului	mm
x	deplasarea supapei	mm
v	viteza liniară	m/s
a	accelerația liniară	m/s^2
F	forța	N
[illegible]	reacțiunea	N
[illegible]	momentul forței, reacțiunii	Nm
k_a	constanta elastică a arcului	N/mm
k	constanta elastică a mecanismului	N/mm
ε	accelerația unghiulară	s^{-2}
[illegible]	coeficienții legilor de mișcare	-
[illegible]	rotație arbore de distribuție	
ϕ, φ	unghiul de rotație al camei	rad, °[illegible]

1	2	3
m	masa	kg
ℓ	lungimea	mm, m
[illegible]	secțiunea	m^2, mm^2
I	moment de inerție masic	kg m^2
τ	efortul specific de torsiune	daN/mm^2
[illegible]	viteza gazului	m/s
V	volumul	m^3
η_v	coeficient de umplere	-
μ	coeficient de debit	-
Γ	coeficient de obturare	-
p	presiunea	daN/mm^2

Notațiile necuprinse în această listă, sunt explicate în text.

INTRODUCERE

Prezenta teză de doctorat cuprinde rezultatele studiilor şi cercetărilor efectuate în vederea optimizării distribuţiei motoarelor cu ardere internă în patru timpi rapide.In acest cadru au fost stabilite criteriile dinamice şi gazodinamice de optimizare a legii de mişcare a supapei şi s-a elaborat metodica de sinteză a camei şi de analiză cinematică şi dinamică a mecanismului de distribuţie.

Lucrarea cuprinde două volume: volumul I conţine textul lucrării prezentat în 7 capitole cuprinzînd 158 pagini, 11 tabele, 285 relaţii numerotate şi 108 referiri bibliografice, volumul II conţine 57 pagini cuprinzînd 85 figuri, 5 tabele, 4 organigrame şi o anexă cu 4 programe în limbaj FORTRAN.

Cap.1 „Studiu monografic asupra stadiului actual al cercetării distribuţiilor motoarelor cu ardere internă, rapide, în patru timpi", reprezintă o sinteză a celor mai interesante contribuţii din literatura de specialitate, grupate după aspectele specifice tratate.

Pe baza analizei critice şi corelării diferitelor aspecte sesizate, în partea finală a capitolului se descrie metodica personală, preconizată pentru optimizarea distribuţiei motoarelor cu ardere internă în patru timpi.

Cap. 2 „Modelarea dinamică-matematică a mecanismului de distribuţie", are ca obiect principal studiul interdependenţei dintre legile de mişcare ale tachetului şi supapei, pe baza ecuaţiei de mişcare a sistemului, aproximat printr-un model dinamic-matematic, cu un singur grad de libertate. Examinarea ecuaţiei de mişcare conduce la următoarele concluzii importante pentru proiectare:

- Se pune în evidenţă necesitatea utilizării unor funcţii continue pentru profilarea camei, avînd cel puţin primele două derivate continua,realizabilă prin adoptarea unor forme polinomiale;

- De asemenea,se constată că printr-o corelare corespunzătoare a vitezei de funcţionare cu regimul de oscilaţie al mecanismului şi motorului,se asigură un transfer mai precis al mişcării de la camă la supapă.In aceste condiţii studiul de optimizare al legilor de mişcare se poate rezolva la nivelul tachetului,mişcarea acestuia diferind de mişcarea supapei prin funcţia de transmitere a mecanismului.

Pentru satisfacerea condiţiilor complexe impuse,aceste legi se compun din mai multe porţiuni,constituite din funcţii diferite, ceea ce facilitează realizarea parametrilor cinematici şi gazodinamici necesari.Constatînd că dintre legile propuse în literatură, cea mai adecvată pentru distribuţia motoarelor cu ardere internă este legea de tip Kurz,care prin structura ei prezintă multă elasticitate,autorul o prevede pe porţiunea de accelerare cu o funcţie polinomială,care asigură creşterea timpului secţiune al supapei şi totodată posibilitatea evitării concavităţii profilelor.

Capitolul se încheie cu un studiu al dinamicii arcurilor de distribuţie destinat stabilirii influenţei legii de mişcare a supapei asupra condiţiilor lor de funcţionare.

Cap. 3 „Contribuţii la analiza cinematică şi sinteza mecanismelor de distribuţie ale motoarelor cu ardere internă", cuprinde studii analitice de sinteză a camei şi de analiză cinematică a mecanismului camă-supapă.

Se elaborează relaţii pentru calculul profilului camei pe baza legii de mişcare a tachetului,care poate fi impusă direct sau calculată în raport cu legea de mişcare a supapei,şi pentru rezolvarea analitică a cinematicii mecanismului de distribuţie.De asemenea se stabilesc relaţiile pentru calculul parametrilor cinematici ai principalelor tipuri de mecanisme cu came,utilizate în distribuțiile motoarelor, în funcție de profilul camei și dimensiuni, aceste relații fiind foarte utile pentru studiul unor soluții existente.

In partea finală se analizează corelațiile dintre legea de mișcare impusă, tipul mecanismului și profilul camei, relevîndu-se aspecte aplicative importante pentru soluțiile funcționale.

Cap. 4 „Influența legii de mișcare asupra comportării mecanismului de distribuție", este destinat studiului prin metoda cinetostatică a reacțiunilor dinamice cu frecare, determinării suprasolicitărilor arcurilor și analizei efectelor optimizării asupra gazodinamicii motorului.

Calculul reacțiunilor se efectuează prin aproximații succesive, numărul treptelor de aproximare fiind limitat de precizia impusă; la prima aproximare se neglijează frecările din cuplele cinematice, iar la aproximările ulterioare ele se evaluează pe baza rezultatelor din treapta precedentă.

La calculul forțelor de inerție ce acționează asupra elementelor cu mișcare oscilantă (tachetul oscilant și culbutorul), torsorul forțelor de inerție se înlocuiește printr-un sistem echivalent compus dintr-o forță de inerție tangențială, ce se transmite în mecanism și o forță de inerție normală, care solicită blocul.

Se constată că profilul camei afectează valorile reacțiunilor atît prin accelerațiile elementelor, cît și prin coeficientul unghiular al normalei.

Prin analiza corelației dintre unghiul de presiune, legea de mișcare și dimensiunile mecanismului, se propune o soluție de rezolvare analitică a gabaritului camelor plane cu tachet oscilant.

La studiul arcurilor de distribuție se face constatarea că cele două variante constructive, frecvente în structura mecanismelor de distribuție, cu tachet oscilant și cu tachet de translație, în condițiile unor mase identice, forța de inerție corespunzătoare tachetului oscilant, care se transmite arcului, reprezintă 2/3 din forța de inerție corespunzătoare tachetului în mișcare de translație; în realitate, varianta cu tachet oscilant asigură mase mai mici, oferind acestei soluții constructive un avantaj suplimentar.

De asemenea, se subliniază necesitatea ca legea de mișcare a supapei să asigure o variație lină a accelerațiilor negative, variația forței arcurilor putînd astfel compensa pe o zonă mai largă, variația forțelor de inerție, ceea ce asigură mecanismului o stare de minimă solicitare, așa-numita „stare de plutire".

In vederea calculului suprasolicitărilor dinamice ale arcurilor se prelucrează elementele de analiză armonică corespunzătoare legii de mișcare de tip Kurz.

Capitolul se încheie cu analiza influenței legii de mișcare a supapei asupra procesului gazodinamic. Se evidențiază efectul pozitiv al legilor de mișcare optimizate asupra variației coeficientului μf și US-ului supapei, în funcție de unghiul de rotație al arborelui de distribuție.

Cap.5 „Instalații și metode de cercetare experimentală. Precizia măsurărilor", prezintă baza experimentală a cercetării și considerații asupra corelației dintre precizia calculelor, execuției și a măsurărilor.

Se descrie standurile, dispozitivele și elementele de optimizare proiectate de autor și executate în cadrul Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timișoara, dintre care se menționează:

- standul experimental Nr.1, destinat determinărilor statice și dinamice asupra distribuției motorului D - 103;
- standul experimental Nr.2, pentru efectuarea cercetărilor asupra distribuției altor motoare;
- dispozitivul de modelare mecanică a distribuției, adapta-

bil la batiul standului Nr.2;

- dispozitivul pentru măsurarea constantei elastice k;
- traductorul inductiv pentru măsurarea vitezei;
- camele experimentale;
- arborii experimentali cu came amovibile.

De asemenea, se prezintă metodica de măsurare şi echipamentul electronic experimental.

Pentru evaluarea calităţii rezultatelor finale se analizează precizia utilajului tehnologic de execuţie şi a echipamentului electronic utilizat. Se evidenţiază posibilitatea realizării, cu echipamentul tehnologic şi de măsură disponibil, a preciziilor prevăzute în lucrare.

Cap. 6 „Rezultatele cercetării", evaluează efectele optimizării asupra dinamicii distribuţiei, gazodinamicii motorului şi suprasolicitărilor dinamice ale arcurilor. De asemenea, se descriu principalele programe de calcul, utilizate pentru rezolvarea problemelor de sinteză şi analiză şi modalităţi de valorificare a rezultatelor obţinute.

Diferenţele constatate între parametrii teoretici şi reali ai mişcării tachetului şi supapei au impus efectuarea analizei armonice a acceleraţiilor măsurate la tachet, la supapă şi pe batiul standului dinamic, punîndu-se în evidenţă sursele de erori.

In funcţie de ponderea acestora apare posibilitatea evaluării regimului dinamic prin curbele teoretice ale mişcării.

Pe această cale se crează posibilitatea studiului dinamic al unui mecanism aflat în faza de proiectare, cînd rigiditatea şi masa elementelor nu este încă definitiv precizată. Rezultatele obţinute limitează aplicabilitatea acestei simplificări la cazurile cînd viteza unghiulară a arborelui de distribuţie „ω", este mult inferioară pulsaţiei proprii „ω_n" a mecanismului.

Determinările desfăşurate la frecvenţe de rotaţie superioare celei nominale, evidenţiază înrăutăţirea regimului dinamic prin amplificarea vibraţiilor şi apariţia desprinderilor. O imagine sugestivă asupra controlului supapei rezultă din reprezentarea suprapusă a diagramelor forţei de inerţie, corespunzătoare acceleraţiei maxime negative (forţa dinamică de desprindere) şi forţei arcului.

Se constată apariţia desprinderilor la o valoare apropiată de regimul nominal al motorului, după care contactul se degradează accentuat.

Această observaţie infirmă valabilitatea practicii de reutilizare a unor profile de came la motoare de puteri sporite, funcţionînd cu turaţii superioare tipurilor de referinţă.

Avantajele oferite de utilizarea legilor de mişcare optimizate sînt reflectate de analiza comparativă a oscilogramelor parametrilor cinematici ai supapei, obţinuţi cu cama de referinţă şi respectiv cu cama optimizată pe baza unei legi de mişcare fără şoc, de tip Kurz.

Rezultatele pozitive obţinute au condus la proiectarea unei came optimizate după acelaşi procedeu, pentru motorul IMMT, asigurîndu-se pe această cale, sporuri importante ale timpului-secţiune, concomitent cu atenuarea regimului dinamic.

Partea a doua a capitolului prezintă rezultate obţinute în gazodinamica motorului, reflectată prin creşterea produsului $\mu\sigma$, a secţiunii de curgere controlate de supapă A_s şi a unghiului-secţiune al supapei UG, în raport cu condiţiile de referinţă.

S-a studiat variaţia produsului $\mu\sigma$ în raport cu unghiul de rotaţie al camei, pentru trei tipuri de canale de admisiune ale motorului D-103 şi două tipuri de came, armonică şi optimizată, rezultatele obţinute cu cama optimizată, fiind superioare.

Concluzii similare rezultă şi din analiza motorului INMT, în condiţiile corespunzătoare a două tipuri de canale şi trei legi de mişcare a supapei.

Valorile secţiunii A_s şi [illegible]-ului supapei calculate pentru motorul D-103, în condiţiile utilizării a trei tipuri de came, înregistrează de asemenea sporuri însemnate prin utilizarea legilor de mişcare optimizate, confirmînd importanţa acestora la perfecţionarea gazodinamicii motorului.

Rezultatele calculului privind solicitările arcurilor de distribuţie, cu considerarea suprasolicitărilor dinamice elaborate pentru aceleaşi motoare, constituie o confirmare în plus a avantajelor oferite de legile optimizate.

In continuare se prezintă programele de calcul, elaborate pentru rezolvarea automată a algoritmelor stabilite în lucrare, privind calculul legii de mişcare şi sinteza camei, cinematica mecanismului de distribuţie, calculul cinetostatic.

1 - „[illegible]", efectuează calculul parametrilor legii de mişcare şi al coordonatelor x şi y ale profilului camei;

2 - „CINIM" determină parametri cinematici ai punctelor caracteristice ale mecanismului, cînd se cunoaşte legea de mişcare a punctului caracteristic al tachetului;

3 - „[illegible]" calculează reacţiunile dinamice cu frecare şi starea de tensiune din elementele mecanismului de distribuţie;

4 - „[illegible]" se utilizează pentru determinarea parametrilor cinematici ai tachetului în cazul unor soluţii existente, cînd se cunoaşte profilul camei şi dimensiunile mecanismului camă-tachet;

Capitolul se încheie printr-o analiză a modului de valorificare a rezultatelor obţinute în teză.

Cap. 7 „Concluzii". In încheierea lucrării sînt formulate principalele concluzii, cu caracter teoretic şi aplicativ, privind conținutul cercetării și posibilitatea utilizării lui practice.

x

x x

In cadrul studiilor teoretice, cercetărilor aplicative și determinărilor experimentale cuprinse în teză, autorul aduce următoarele contribuții:

a. Contribuții teoretice

a.1 Analiza modelului matematic al mecanismului de distribuție și evaluarea soluțiilor obținute pe baza lui a permis stabilirea condițiilor de optimizare prin prescrierea legii de mișcare la nivelul tachetului;

a.2 Studiul legii de tip Kurz și elaborarea algoritmelor pentru utilizarea acesteia la optimizarea mecanismului de distribuție. Perfecționarea acestei legi prin utilizarea unei expresii originale pe secțiunea 1, a condus la majorarea timpului-secțiune, în condițiile menținerii unui profil convex al camei;

a.3 Elaborarea relației analitice pentru calculul gabaritului camelor cu tachet oscilant;

a.4 Elaborarea algoritmelor pentru calculul cinematic și cinetostatic al mecanismului camă-supapă;

a.5 Stabilirea expresiilor coordonatelor profilelor de came, din componența principalelor tipuri de mecanisme camă-tachet ale distribuțiilor motoarelor cu ardere internă;

a.6 Analiza dependenței dintre tipul mecanismului camă-tachet, profilul camei și legea de mișcare, cu observații importante pentru distribuțiile motoarelor policilindrice cu două linii;

a.7 Studiul posibilităților de majorare a secțiunii de curgere a supapei prin majorarea produsului $\mu\sigma$ și al ridicării supapei.

b. Contribuții experimentale

b.1 Metodica cercetărilor. S-a elaborat o metodică experimentală complexă care permite evaluarea performanțelor reale ale soluțiilor teoretice propuse. Pe baza spectrului de frecvențe al semnalului au putut fi identificate sursele principale ale diferențelor constatate între legea de mișcare teoretică și legile de mișcare ale tachetului și supapei;

b.2 Instalații experimentale. S-au proiectat și realizat două standuri pentru încercări statice și dinamice ale mecanismelor de distribuție. Pentru realizarea determinărilor ele au fost echipate cu următoarele dispozitive originale:

- dispozitivul pentru măsurarea constantei elastice a mecanismului de distribuție;
- dispozitivul cu elasticitate reglabilă, pentru modelarea mecanică a mecanismului de distribuție;
- dispozitivul pentru studiul mișcării tachetului;
- traductorul inductiv de viteză;
- came optimizate și arbori cu came amovibile pentru încercări pe monocilindru.

c. Contribuții aplicative

c.1 Algoritme de calcul elaborate într-o formă accesibilă utilizării în proiectare;

c.2 Completări la calculul regimului dinamic și al suprasolicitărilor dinamice ale arcurilor de distribuție;

c.3 Studiul comparativ al influenței legilor de mișcare asupra gazodinamicii motorului, prin analiza variației produsului , secțiuni de trecere controlate de supapă A_s și unghiului secțiune US, în funcție de unghiul de rotație al camei;

c.4 Aplicarea procedeului de optimizare asupra distribuției motoarelor D-103 și IMM. Primele încercări, la cald, pe monocilindrul IMM, confirmă bunele calități ale camelor optimizate.

c.5 Utilizarea calculatorului pentru rezolvarea tuturor calculelor d... algoritmele diferitelor calcule pot fi asociate cu ușurință în vederea rezolvării unor sarcini de diferite complexități; programele de calcul au fost rezolvate pe calculatorul FELIX C-256 din dotarea Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara și pot fi catalogate în bibliotecile de programe ale centrelor de calcul.

Procedeul de optimizare preconizat, constînd în principal din proiectarea camelor de distribuție pe baza unor legi de mișcare optimizate pe considerente gazodinamice și dinamice, reprezintă o soluție sigură și economică, aplicabilă atît pentru perfecționarea motoarelor aflate în fabricație, cît și pentru realizarea noilor familii de motoare romînești.

1. STUDIU MONOGRAFIC ASUPRA STADIULUI ACTUAL AL CERCETĂRII DISTRIBUȚIILOR MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ, RAPIDE, ÎN PATRU TIMPI

1.1. Generalități

Mecanismele de distribuție ale motoarelor cu ardere internă în patru timpi comandă mișcarea supapelor în scopul realizării secțiunilor necesare efectuării schimbului de încărcătură.

Legile de mișcare ale supapelor, ca organe de control ale secțiunilor de curgere, trebuie să satisfacă condițiile optime ale proceselor de admisiune și evacuare. Pe acest considerent trebuie să se bazeze sinteza profilului camei, ca element purtător al informației.

Se constată însă, în multe cazuri, că supapele execută alte mișcări decît cele prescrise de camele de comandă. Este vorba de întreruperi în lanțul cinematic camă-supapă, urmate de efecte nedorite în comportarea motorului. Consecința directă a acestei comportări este dereglarea procesului de schimb de încărcătură.

Rezultă astfel că studiul legii de mișcare a supapei și analiza influenței sale asupra funcționării distribuției constituie o componentă importantă a optimizării distribuției motoarelor cu ardere internă, rapide, în patru timpi, a cărei rezolvare creează premise favorabile și altor cercetări.

1.2. Principalele lucrări analizate

Fenomenul de abatere a legii de mișcare a supapei de la legea impusă de camă, este remarcat în numeroase lucrări referitoare la comportarea mecanismului de distribuție [1, 29, 34, 37, 44, 45, 48]. De aceea preocupările cercetătorilor s-au concentrat spre determinarea corelațiilor ce se impun pentru realizarea condițiilor prescrise. Încă în 1924 Kamingwald [84] remarca referindu-se la complexitatea aspectelor ce pot apare aici, „dar pentru aproape toate cazurile se pot stabili datele necesare constructorului pe cale analitică, astfel încît se poate părăsi calea tatonării, fără a face încercări pentru fiecare camă, ceea ce necesită mult timp .... aceste procedee se folosesc prea puțin în practică. Constructorul își alege forma camei pe baza unor deducții simple sau pe baza unor tipuri care au dat rezultatele scontate..." După decenii fără rezultate deosebite, ca urmare a problemelor remarcate în funcționarea motoarelor la turații ridicate, în 1948, W.A.Dudley [19], constată importanța elasticității lanțului cinematic camă-supapă în funcționarea defectuoasă a mecanismului. El propune proiectarea profilului camei pe baza unei ecuații de mișcare de formă polinomială, cu considerarea proprietăților elastice ale mecanismului, introducînd astfel metoda polidină. A.Feldinger [21] atribuie întreaga răspundere pentru comportarea dinamică a mecanismului de distribuție numai arcului supapei, motiv pentru care recomandă analiza armonică a legii de mișcare a supapei, ca sursă de oscilații și eliminarea armonicilor de rezonanță cu arcurile de distribuție.

Problemele oscilațiilor (vibrațiilor) mecanismelor cu came au constituit obiectul a numeroase cercetări [9, 27, 28, 33, 34, 36, 42, 49, 70, 94] D.Kurz [49], constatînd limitele utilizării unei legi de mișcare bazate pe o singură funcție, studiază legi combinate, care să asigure atenuarea vibrațiilor concomitent cu reducerea valorilor extreme ale vitezei și accelerației.

Preocupări pentru optimizarea legilor de mișcare au și alți cercetători [24, 69]. G.Nerge [68] propune optimizarea legilor de mișcare în funcție de accelerație, avînd și preocupări pentru sistematizarea parametrilor lor în raport cu cerințele diferitelor tipuri de mecanisme cu came.

Deosebit de importantă pentru cunoașterea comportării distribuției este analiza cinematică [26, 29, 44, 45, 106], alături de care se fac aprecieri și asupra efectului formei mecanismului în evoluţia parametrilor săi cinematici.Lucrarea [106]elaborată de J. Zizka concretizează aceste aspecte asupra distribuţiei cu comandă superioară.

O lucrare deosebit de valoroasă prin aplicaţiile ei asupra mecanismului de distribuţie,a apărut recent în redactarea lui D.Tesar şi G.K.Matthew [96],autorii abordînd probleme de sinteză dinamică,analiză şi proiectarea mecanismelor cu came.

O mare importanţă în aplicarea practică a rezultatelor cercetării o are elaborarea unor algoritme de calcul programabile pe calculator;se remarcă în acest sens preocupările secţiei de construcţii mecanice a Centrului de Cercetări Ştiinţifice şi Tehnice - Bruxelles [107].

In ţara noastră,contribuţii deosebite la studiul dinamicii mecanismelor cu came au adus lucrările elaborate sub conducerea prof. dr.ing.Chr.Pelecudi [73,74,75,76,77,78].Ele studiază legile generale ale mecanismelor cu came şi propun soluţii de optimizare.

Toate aceste preocupări necesită o corelare cu procesele gazodinamice din motor.In acest cadru,un loc important îl ocupă cercetările asupra canalelor de admisiune şi evacuare şi studiul mişcării aerului în cilindru [38,94,97,102,103].Pentru constatarea calităţii relative a diferitelor canale sînt suficiente cercetări de curgere staţionare la o anumită diferenţă de presiune,indicii măsuraţi fiind μf şi n_d/n în funcţie de h/d.

Imbunătăţirea umplerii şi formarea corespunzătoare a amestecului în motoarele Diesel rapide impun creşterea simultană a indicilor μf şi n_d/n [97,108] spre limitele superioare implicînd majorarea cursei h a supapei.

Creşterea lui h peste o anumită limită nu aduce nici o îmbunătăţire a lui μf din cauza desprinderilor,de pe profilul secţiunii de curgere,a fluidului de lucru şi de asemenea generează dificultăţi în privința regimului dinamic de funcționare.

Corelarea condițiilor optime ale regimurilor dinamic și gazodinamic necesită un studiu complex, teoretic și experimental.

1.3. Concluzii asupra principalelor lucrări analizate

Unul dintre cele mai problematice aspecte din funcționarea mecanismului de distribuție este nerespectarea de către supapă a legii de mișcare comandate de camă. El are loc prin desprinderea de camă a elementului urmăritor (tachet, pîrghie oscilantă sau supapă, în funcție de tipul mecanismului), sub forma unor salturi.

Forța arcurilor de distribuție, în mod normal, ar trebui să împiedice aceste salturi. Apariția lor se explică prin faptul că în calculele uzuale nu sînt cuprinse toate sursele de abateri de la legea teoretică, acestea fiind în principal următoarele:

1. Abateri de execuție ale camei;
2. Uzura profilului în timpul funcționării motorului;
3. Momentul rezistent neuniform al mecanismelor de distribuție și mișcarea neuniformă a arborelui cotit, care determină o rotire neuniformă a arborelui de distribuție, rezultînd o modificare a curbei accelerației;
4. Influența mecanismului unei supape asupra celorlalte supape;
5. Frecvențele de oscilație proprii diferite, ale arcurilor supapelor;
6. Elasticitatea proprie a mecanismului de distribuție, care îi conferă acestuia oscilații proprii ce perturbă puternic mișcarea teoretică a supapei.

Cercetările [17,65] au arătat că influența surselor de abateri descrise la 1...5 este relativ mică în comparație cu cea de la punctul 6. Este deci indicat ca la cercetarea mecanismului de distribuție să se studieze în primul rînd: posibilitatea controlului supapei ținînd cont de influența elasticității și numai dacă astfel nu se obține rezultatul dorit, să se cerceteze și celelalte cauze ale abaterilor.

Camele folosite pentru comanda supapelor motoarelor cu ardere internă trebuie să asigure pe lîngă proprietăți de funcționare foarte bune, un timp-secțiune maxim în raport cu timpii ce stau la dispoziția procesului de schimb de încărcături.

Propunerile formulate de lucrările analizate converg spre a rezolva aceste aspecte prin utilizarea unor legi de mișcare fără șoc, pentru supapă.

Pentru satisfacerea procesului de funcționare al motorului cu ardere internă în patru timpi, aceste legi trebuie să asigure o anumită alură a variației parametrilor cinematici.

In figura 1.1 sînt prezentate cîteva din legile cunoscute în literatura de specialitate [17].

Pentru comparație se folosește curba accelerației unei legi parabolice (curbă întreruptă). Introducerea a două curbe caracteristice de arc permite aprecierea gradului de utilizare a forței arcului, a presiunii de contact și a limitei maxime a turației.

Astfel Beetehorn ia drept curbă de ridicare o sinusoidă înclinată; la sfîrșitul cursei accelerația devine nulă. După cum se poate observa, contactul se realizează numai cu un arc foarte puternic. Acest lucru implică puteri mari de acționare, strivirea suprafețelor, în special la vîrful camei și pierderi prin frecare.

La Vogel curba accelerației este compusă din secțiuni trapezoidale; la Schlaefke-Schröder, din două arce de aparabolă, iar la Jante din arce de parabolă de gradul 2 și 4. In aceste trei cazuri, pentru caracteristica arcului $\frac{F_a}{F_e}$ = 0,2 nu mai este posibilă o mărire a turației, deoarece caracteristica arcului și forța de inerție sînt tangente. Presiunea de contact pe vîrful camei depășește valoarea limită admisibilă.

După Dudley-Stoddart este posibilă doar o creştere limitată a turaţiei,pe cînd după Kurz,pentru aceeaşi caracteristică a arcului este posibilă cea mai mare creştere a turaţiei.Această lege utilizează pentru ridicare o curbă compusă din trei secţiuni:sinusoidă superioară,de lungimea unei semiperioade,sinusoidă superioară de lungimea unui sfert de perioadă şi un polinom de gradul patru.

In ţara noastră,au fost elaborate lucrări de cercetare deosebit de valoroase privind legile de mişcare fără şoc [75].Pentru analiză,parametrii lor cinematici se exprimă prin variabilele adimensionale λ,Y.

In raport cu abscisa adimensională λ = 0,5,legile de mişcare sînt împărţite în legi simetrice şi asimetrice,figura 1.2.In general fiecare ramură a diagramei legii de mişcare este formată din două sectoare,unul de accelerare şi unul de decelerare,fiecare sector putînd fi profilat după funcţia convenabilă.Uneori între cele două sectoare se poate găsi un al treilea,cu mişcare uniformă.Făcînd analiza condiţiilor de capăt şi pe interval se constată că pentru reducerea forţelor de inerţie şi a şocurilor,trebuie ca în punctele de trecere să se realizeze condiţii de continuitate cît mai bune, ceea ce presupune continuitatea deplasării şi a unui număr consecutiv de derivate imediat superioare.

Deci

$$\begin{aligned} x = 0; \quad & y(0) = y'(0) = \dots\dots\dots\dots \; y^{(p)}(0)=0 \\ x = 1; \quad & y(1) = 1; \; y'(1) = y^{(2)}(1) = \; \dots \; y^{(p)}(1)=0 \end{aligned} \tag{1.1}$$

De asemenea,se pot impune limite şi pentru valorile parametrilor cinematici în interiorul intervalului 0 - 1:

$$y^{(n)}_{min} \leqslant y^{(n)} \leqslant y^{(n)}_{max} \tag{1.2}$$

Corespunzător, rezultă coeficientul de plenitudine:

$$\eta = \int_0^1 y(x)\, dx \qquad (1.3)$$

şi timpul secţiune:

$$\Sigma = \int_0^t s dt = \sigma_0 \int_0^1 y\, dx \qquad (1.4)$$

în care

$$\sigma_0 = s_0 t_0 \; ; \quad s_0 = \frac{s}{y(x)} \; ; \quad t_0 = \frac{t}{x} \qquad (1.5)$$

Legile simetrice au valoarea coeficientului de plenitudine $\eta = 0{,}5$. Viteza este maximă în centrul intervalului ($x = 0{,}5$) şi creşte odată cu ordinul racordării, p. În acelaşi fel creşte şi acceleraţia maximă, apropiindu-se de centrul intervalului.

Reducerea acestor valori se poate realiza prin utilizarea legilor de mişcare asimetrice, caracterizate de coeficientul de asimetrie k care leagă cele două porţiuni $y_1(x)$ şi $y_2(x)$, ce alcătuiesc intervalul de ridicare, prin relaţia:

$$ky_1(x) + y_2(1 - kx) = 1 \qquad (1.6)$$

şi

$$y_{1(x)}^{(n)} + (-1)^n k^{n-1} y_2^{(n)}(1-kx) = 0 \qquad (1.7)$$

Folosind aceste legi se pot obţine valori $\eta > 0{,}5$.

În cadrul rezolvării condiţiilor simultane de majorare a timpului-secţiune şi de îmbunătăţire a regimului dinamic de funcţionare al mecanismului de distribuţie, apar aspecte contradictorii.

O valoare mare a timpului secţiune se obţine prin flancuri abrupte ale camei ceea ce coincide cu creşterea acceleraţiilor. Corespunzător cresc şi forţele arcurilor de distribuţie, rezultînd astfel valori mari ale presiunii de contact.

În general, complicaţiile regimului dinamic se consideră rezolvate prin utilizarea unor legi de mişcare fără şoc, caracterizate prin racordări de ordin superior şi valori limitate ale valorilor extreme ale vitezei şi acceleraţiei.

In ceea ce priveşte cercetarea autorului, ea s-a dirijat spre analiza tuturor aspectelor amintite, în scopul elaborării unei metodologii eficiente pentru studiul şi proiectarea mecanismelor de distribuţie ale motoarelor cu ardere internă, aceasta fiind un domeniu neacoperit în literatura de specialitate şi s-a concretizat în lucrări de cercetare elaborate individual şi în colaborare [11, 47, 56...66].

Influenţa soluţiilor analitice şi a rezultatelor experimentale, obţinute de autor pe modele dinamice, asupra secţiunii de curgere controlate de supapă, s-a studiat pe baza determinărilor efectuate pe standul staţionar în Laboratorul de motoare termice, în cadrul unei teze de doctorat [103] şi al cercetărilor în vederea optimizării gazodinamicii chiulaselor cu patru supape, realizate de laboratorul L5 - filiala I.N.M.T. Timişoara.

Lucrarea de faţă, evaluînd importanţa factorilor analizaţi în lucrările menţionate asupra funcţionării distribuţiei, îşi propune următoarele sarcini teoretice şi aplicative:

- Studiul mecanismului de distribuţie pe baza modelului său matematic şi analiza legii de mişcare, în vederea corelării aspectelor de optimizare specifice motorului;
- Elaborarea unor soluţii de sinteză şi analiză cinematică, aplicabile în proiectare;
- Studiul influenţei legii de mişcare asupra solicitărilor elementelor componente şi gazodinamicii motorului;
- Realizarea instalaţiilor experimentale în vederea cercetării mecanismelor de distribuţie şi verificării soluţiilor proiectate;
- Aplicarea calculului automat pentru rezolvarea calculelor de optimizare;
- Realizarea şi experimentarea soluţiilor proiectate.

2. MODELUL DINAMIC-MATEMATIC AL MECANISMULUI DE DISTRIBUTIE

2.1. Generalităţi

Funcţionarea mecanismelor de distribuţie ale m.a.i. este ciclică şi din punct de vedere cinematic este determinată de parametrii motoarelor pe care le echipează. Ciclul de funcţionare se compune din faze active şi faze de staţionare. Pentru faza activă, legea de mişcare corespunde unei sinteze bazate pe prescrierea valorilor deplasării supapei.

Din punct de vedere funcţional, între poziţiile extreme s-ar putea utiliza orice lege de mişcare, cu condiţia să realizeze un timp-secţiune cît mai mare. Sub aspect dinamic, pentru reducerea forţelor de inerţie şi a şocurilor care apar în mecanismul de distribuţie, în special la extremele fazelor active, este necesar să se realizeze o racordare cît mai bună prin respectarea continuităţii deplasării y, vitezei $\dot{y}$ şi acceleraţiei $\ddot{y}$.

La viteze ridicate, elasticitatea elementelor mecanismului de distribuţie se manifestă prin modificarea parametrilor cinematici, reducîndu-i sau amplificîndu-i, ceea ce poate conduce la valori necorespunzătoare ale forţelor de inerţie şi la şocuri.

Elasticitatea mecanismului de distribuţie îşi exercită influenţa asupra cursei supapei în felul următor: cînd flancul camei începe să acţioneze tachetul sau culbutorul (în funcţie de tipul distribuţiei) şi să-l ridice, supapa nu îl urmează simultan, din cauza inerţiei elementelor intermediare; acestea rămîn deci, în urmă şi în consecinţă în ele apare o deformaţie elastică.

Acest aspect poate fi imaginat ca şi cînd între camă şi supapă s-ar interpune un arc cu rigiditate mare. Cînd forţa elastică creşte suficient, supapa este săltată înainte şi atinge cursa impusă de camă. In această stare ea va avea o viteză cu mult superioară celei prevăzute teoretic.In perioada următoare,întregul sistem este frînat de arcul supapei.

Acest proces generează vibrații forțate.Ele se studiază după regulile teoriei oscilațiilor,aplicate unui model dinamic echivalent cu cel original.

2.2. Considerații asupra elaborării modelului matematic și utilizării acestuia

Obiectul principal al acestui studiu îl constituie stabilirea interdependenței dintre legea de mișcare comandată,semnal,și legea de mișcare impusă,răspuns,adică a ecuației de mișcare a sistemului; determinarea expresiei celei mai adecvate a semnalului,deci sinteza lui optimală,constituie astfel o problemă importantă pentru realizarea mișcării dorite.

Dacă fiecărei părți a distribuției,i se substituie o masă și un arc,fig.2.1,rezolvarea problemei dinamice impune un volum mare de muncă,dă indicații asupra mișcării fiecărui element al distribuției.

Mecanismul de distribuție al m.a.i. poate fi reprezentat cu bună aproximație printr-un model dinamic cu un singur grad de libertate,figura 2.2.Ecuația de mișcare se obține din condiția de echilibru a forțelor.

La alcătuirea modelului dinamic se are în vedere următorul sistem de ipoteze:

- masa elementelor lanțului cinematic ce alcătuiesc mecanismul de distribuție se înlocuiește printr-o singură masă echivalentă,redusă la supapă;

- se consideră deplasarea tuturor elementelor mobile unidirecționali;

- se consideră numai elasticitatea sistemului în direcția deplasării;

- se consideră numai frecarea externă din cuplele de translaţie, iar forţa de frecare proporţională cu viteza.

Notând:

ix_o	- deplasarea comandată de camă, redusă la axa supapei	mm
x	- deplasarea supapei	mm
m	- masa redusă la supapă	kg
$F_1(t)$	- forţa elastică a lanţului cinematic tachet-supapă	N
F_a	- forţa elastică a arcului	N
F_o	- forţa de pretensionare a arcurilor	N
F_f	- forţa de frecare	N
F_g	- forţa gazelor	N
F_G	- greutatea echivalentă	N

ecuaţia diferenţială a mişcării masei „m" este:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = F_1(t) - F_a - F_f - F_g - F_G$$

în care înlocuind expresiile forţelor:

$$F_1(t) = k(ix_o - x); \quad F_a = F_o + k_a x; \quad F_f = c\dot{x} \tag{2.1}$$

se obţine relaţia:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + F_o + k_a x + kx + F_g + F_G = k.i.x_o \tag{2.2}$$

care în mod obişnuit se utilizează sub forma simplificată:

$$m\ddot{x} + kx = kix_o \tag{2.3}$$

pe baza următoarelor considerente:

- forţa de frecare are valori reduse din cauza coeficientului de frecare, cuprins între 0,03 şi 0,001;

- forţa arcurilor este mică în raport cu forţa elastică a sistemului, întrucît k_a este cuprinsă între $\frac{k}{15}$ şi $\frac{k}{30}$, iar $F_o \simeq 0,25 \cdot F_a$.

- forţa gazelor are valori importante numai într-o fază scurtă, după deschiderea supapei de evacuare;

- Forța gravitațională are, în general, o valoare neglijabilă;

Soluția generală a ecuației (2.3) este de forma:

$$x = x_0 + x_f \qquad (2.4)$$

x_0, soluția generală a ecuației omogene fiind de forma:

$$x_0 = C_1 \sin\omega_n t + C_2 \cos\omega_n t = A \sin(\omega_n t + \varphi) \qquad (2.5)$$

se presupune, în cazul general, pentru soluția particulară x_f, numită vibrație forțată, o formă similară, cu coeficienți variabili în funcție de timp. Se obține astfel expresia legii de mișcare a sistemului:

$$x = A_0 \sin(\omega_n t + \varphi) + \frac{1}{m \cdot \omega_n} \int_0^t F(\tau) \sin{}_n(t - \tau) d\tau \qquad (2.6)$$

în care A_0 și φ sînt constante de integrare, ce se determină din condițiile inițiale, $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$, pulsația proprie, iar τ variabila în raport cu care se integrează.

In mod obișnuit, ecuația (2.3) se întîlnește sub forma:

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = \omega_n^2 i x_e \qquad (2.7)$$

aceasta constituind modelul matematic obținut pe baza modelării mecanismului printr-un sistem oscilant cu o singură masă.

Determinarea funcției răspuns, x, constituie o problemă de analiză și presupune cunoașterea funcției semnal x_e.

Explicitînd expresia (2.7) în raport cu x_e, se poate rezolva problema inversă, de sinteză, conform ecuației (2.8)

$$x_e = (x + \frac{1}{\omega_n^2} \ddot{x}) \frac{1}{i} \qquad (2.8)$$

In mod obișnuit, mișcarea impusă este formulată ca o funcție de unghiul de rotație al camei, astfel că ecuația (2.8) poate fi scrisă și sub forma:

$$x_e = (x + \frac{1}{\omega_n^2} \omega^2 \frac{d^2x}{d\varphi^2}) \frac{1}{i} \qquad (2.9)$$

din care se observă că funcția semnal, utilizată pentru profilarea camei, mai depinde, în afară de x, și de proprietățile elastice ale sistemului, prin ω_n, precum şi de viteza unghiulară de rotaţie a camei, ω, ceea ce înseamnă că legea de mişcare, preconizată pentru supapă, se poate asigura numai la turaţia de proiectare.

Ecuaţia (2.8) pune în evidenţă analitic, condiţia ca, în scopul obţinerii unei funcţii continue de profilare a camei, funcţia corespunzătoare legii impuse x şi cel puţin primele ei două derivate, să fie continue.

Legile obţinute din ecuaţia (2.8), alegînd funcţia x de formă polinomială, se numesc legi polidine, adică legi polinomiale, considerînd şi proprietăţile dinamice.

In cazul utilizării legilor polinomiale de forma:

$$x = \sum \frac{1}{n\,!} q_n \quad t^n \tag{2.10}$$

din ecuaţia (2.8) se obţine:

$$x_c = \sum \left(q_n + \frac{1}{\omega_n^2} q_n \frac{n(n-1)}{t^2}\right)\frac{1}{n\,!} \, t^n \tag{2.11}$$

Dacă legea polidină este utilizată în alte condiţii decît cele pentru care s-a proiectat, spre exemplu la o viteză diferită de cea considerată la calcularea ei, este posibilă apariţia vibraţiilor.

Să completăm modelul (2.7) cu forţa elastică a arcurilor de distribuţie şi cu forţa gazelor F_g, care corespunde presiunii din cilindrul motorului, în momentul deschiderii supapei de evacuare, acţiunea ei manifestîndu-se sub formă de impulsuri.

In ipoteza absenţei frecării se poate deci scrie, în locul modelului (2.7), expresia:

$$mx''\omega^2 + (k + k_a)x = ik(x_c - x_{co}) - F_g - F_o \tag{2.12}$$

în care x_{co} - deplasarea corespunzătoare preluării jocului.

Se notează cu $X(\varphi)$ legea de mişcare optată a supapei şi cu ω_o, viteza de rotaţie a camei la regimul de calcul. In acest caz se obţine pentru x_c expresia:

$$x_c = \frac{1}{i}\left[\frac{m}{k} X'' \omega_0^2 + \left(1 + \frac{k_a}{k}\right) X + \frac{F_0 + F_a}{k}\right] + x_{c0} \qquad (2.13)$$

care introdusă în (2.12) conduce la expresia:

$$m x'' \omega^2 + (k + k_a) x = m X'' \omega_0^2 + (k + k_a) X \qquad (2.14)$$

Se observă că la regimul de calcul ($\omega = \omega_0$) legea de mișcare dată satisface ecuația (2.14), transformînd-o în identitate. Astfel dacă $X(\varphi)$ satisface condițiile inițiale de mișcare ale supapei, $X(\varphi_0) = X'(\varphi_0) = 0$, adică este nulă în momentul începerii mișcării, atunci cu precizia condiționată de ipotezele adoptate, supapa va urmări la regimul de calcul, legea adoptată, adică:

$$x(\varphi) \equiv X(\varphi) \qquad (2.15)$$

Pentru alte valori ale lui ω_0, $X(\varphi)$ nu mai reprezintă soluția ecuației de mișcare și legea preconizată se va denatura, înlesnind apariția de oscilații ale mecanismului de comandă.

In realitate, neglijarea frecării și a erorilor de execuție determină apariția oscilațiilor și la regimul de calcul, dar de slabă intensitate.

Referindu-ne la ecuația (2.9) se poate face observația importantă că mecanismele cu camă, proiectate să funcționeze la o viteză „ ω" mult inferioară pulsației proprii „ ω_n" asigură un transfer mai precis al informației de la camă la elementul de ieșire.

Din ecuație rezultă că, în condițiile amintite, termenul al doilea al sumei din membrul drept își reduce substanțial valoarea.

Pentru un „ ω" dat, aceste condiții se asigură prin creșterea lui ω_n, realizabilă prin reducerea masei sistemului și creșterea rigidității lui, conducînd conform celor de mai sus, la reducerea diferențelor între legea comandată de camă x_c și legea de mișcare a supapei, x. Practic aceasta conduce la posibilitatea realizării camelor polidine, optimizînd fie legea de mișcare a supapei, fie legea de mişcare a tachetului, atunci cînd mecanismul proiectat îndeplineş-te condiţiile de mai sus.

In cazul mersului neuniform, $\omega \neq ct$, avem:

$$\varphi = f(t); \quad \omega = \frac{d\varphi}{dt} = f'(t); \quad \varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = f''(t) \qquad (2.16)$$

Mişcarea generată de camă este

$$x = F(\varphi) \qquad a)$$
$$\dot{x} = \omega F'(\varphi) \qquad b) \qquad (2.17)$$
$$\ddot{x} = \omega^2 F''(\varphi) + \varepsilon F'(\varphi) \qquad c)$$

Ecuaţia (2.17 b) prezintă următorul aspect: pentru două din punctele interesante ale camei şi anume punctul corespunzător începutului mişcării şi cel corespunzător cursei maxime, avem:

$$\dot{x} = 0 \quad \text{deoarece} \quad F'(0) = F'(\psi) = 0 \qquad (2.18)$$

Pentru aceste două puncte, membrul doi al ecuaţiei (2.17 b) este nul, deci în aceste puncte, interesante pentru proiectare, dispare influenţa regimului tranzitoriu.

Acceleraţia se poate calcula ca pentru ω = ct, ecuaţia (2.17 c), cu condiţia folosirii vitezei unghiulare momentane. Dacă se foloseşte ω_{med}, abaterea rezultatului depinde de gradul de neuniformitate al vitezei unghiulare.

Pe alte porţiuni ale profilului, influenţa neuniformităţii asupra acceleraţiilor poate fi considerabilă, cu atît mai mult cu cît sursele ei sînt foarte diverse: legea de mişcare a arborelui cotit, presiunea gazelor, abaterile profilului, oscilaţiile proprii ale arborelui cu came, jocuri în angrenajul de distribuţie.

O lege ce se recomandă prin calităţile ei pentru mişcarea supapei este legea compusă, de tip Kurz. Se preconizează realizarea unui flanc compus dintr-o secţiune iniţială, destinată preluării jocului şi flancul principal compus din trei secţiuni. Secţiunile se delimitează prin unghiurile de rotaţie ale camei, notate $\psi_0, \psi_1, \psi_2, \psi_3$, rofilul diagramei legii de mişcare se completează cu staţionarea inferioară şi cu staţionarea superioară, aceasta din urmă putînd să şi lipsească.

Se realizează astfel, pe secţiuni, următoarele legi, fig.2.3:

Secţiunea iniţială: lege cosinusoidală de lungimea unei semiperioade.

Flancul principal:

- secţiunea 1: sinoidă superioară de lungimea unei semiperioade;
- secţiunea 2: sinoidă superioară de lungimea unui sfert de perioadă;
- secţiunea 3: polinom de gradul patru.

Utilizarea efectivă a acestei legi necesită cunoaşterea corelaţiilor dintre condiţiile impuse şi forma ei, ceea ce a impus elaborarea, în cadrul acestei lucrări, a analizei ce urmează.

Porţiunea antecamei corespunde unghiului ψ_o şi la capătul ei, deplasarea este $s_{oc} = d_o$. Ca urmare, legea de variaţie a deplasării are forma:

$$s_o = d_o(1 - \cos\pi \frac{\varphi}{2\psi_o}) \qquad (2.20)$$

Cama propriu-zisă, aşa cum s-a arătat, se realizează din trei secţiuni.

Secţiunea 1, corespunzătoare unghiului ψ_1 se profilează astfel ca să asigure următoarea lege a deplasării:

$$s_1 = h\left(\frac{\varphi_1}{2\psi_1} - \frac{1}{2\pi}\sin 2\pi\frac{\varphi_1}{2\psi_1}\right) \qquad (2.21)$$

în care:

$$h = 2(s_{1e} - d_o) \qquad (2.22)$$

şi notînd

$$\frac{s_{1c} - s_0}{\phi_1} = C_{11} \quad \text{și} \quad \frac{s_{1c} - s_0}{\pi} = C_{12} \tag{2.23}$$

relația (2.21) devine:

$$s_1 = s_0 + C_{11}\varphi_1 - C_{12} \sin \pi \frac{\varphi_1}{\psi_1} \tag{2.24}$$

Secțiunea 2 se desfășoară pe un unghi ψ_2, urmînd condiția $s_2'' < 0$, legea de deplasare are pe această porțiune forma:

$$s_2 = s_{1c} + C_{21}\varphi_2 + C_{22} \sin \pi \frac{\varphi_2}{2\psi_2} \tag{2.25}$$

în care

$$C_{21} = \frac{s_{2c} - s_{1c}}{\psi_2} \quad \text{și} \quad C_{22} = \frac{2(s_{2c} - s_{1c})}{2} \tag{2.26}$$

Secțiunea 3 se desfășoară pe un unghi ψ_3 și este profilată pornind de la următoarea lege generală:

$$s = C_1(\psi_3 - \varphi)^4 + C_2(\psi_3 - \varphi)^3 + C_3(\psi_3 - \varphi)^2 + + C_4(\psi_3 - \varphi) + C_5 \tag{2.27}$$

care se particularizează astfel ca să asigure condițiile de capăt necesare bunei funcționări a mecanismului.

Se impun condițiile ca la capătul cursei viteza și supraaccelerația să fie nule, iar accelerația negativă, ceea ce duce la următoarele:

$$s' = \frac{v}{\omega} = -4C_1(\psi_3 - \varphi)^3 - 3C_2(\psi_3 - \varphi)^2 - - 2C_3(\psi_3 - \varphi) + C_4 \tag{2.28}$$

$$s'_{\varphi=\psi_3} = 0 \Rightarrow C_4 = 0 \tag{2.29}$$

$$s'' = \frac{a}{\omega^2} = 12\, C_1(\psi_3 - \varphi)^2 + 6C_2(\psi_3 - \varphi) + 2C_3 \tag{2.30}$$

$$s''_{\varphi=\psi_3} < 0 \Rightarrow C_3 < 0 \tag{2.31}$$

$$s''' = \frac{a'}{\omega^3} = -24\, C_1(\psi_3 - \varphi) - 6\, C_2 \tag{2.32}$$

$$s''''_{\varphi=\psi_3} = 0 \Rightarrow C_2 = 0 \qquad (2.33)$$

Ca urmare, dispar termenii de gradul 3 şi 1 ai polinomului, iar coeficientul termenului de gradul 2 este negativ, rezultînd următoarea expresie a legii deplasării pe această porţiune:

$$s_3 = s_{2e} + C_{31}(\psi_3 - \varphi_3)^4 - C_{32}(\psi_3 - \varphi_3)^2 + C_{33} \qquad (2.34)$$

Coeficienţii „C" s-au notat cu doi indici, primul reprezentînd secţiunea, iar al doilea diferenţiind coeficienţii din aceeaşi secţiune.

Indicele e marchează mărimi de sfîrşit de interval.

Se obţin astfel următoarele expresii ale legilor de mişcare pe diversele porţiuni ale camei, [49]:

Antecama:

cursa: $$s_0 = H_0\left(1 - \cos\frac{\pi}{2\psi_0}\varphi_0\right) \qquad (2.35)$$

viteza: $$s'_0 = \frac{v_0}{\omega} = H_0\frac{\pi}{2\psi_0}\sin\frac{\pi}{2\psi_0}\varphi_0 \qquad (2.36)$$

acceleraţia:

$$s''_0 = \frac{a_0}{\omega^2} = H_0\left(\frac{\pi}{2\psi_0}\right)^2\cos\frac{\pi}{2\psi_0}\varphi_0 \qquad (2.37)$$

Cama principală:

secţiunea 1.

cursa: $$s_1 = H_0 + C_{11}\varphi_1 - C_{12}\sin\frac{\pi}{\psi_1}\varphi_1 \qquad (2.38)$$

viteza: $$s'_1 = \frac{v_1}{\omega} = C_{11} - C_{12}\frac{\pi}{\psi_1}\cos\frac{\pi}{\psi_1}\varphi_1 \qquad (2.39)$$

acceleraţia:

$$s''_1 = \frac{a_1}{\omega^2} = C_{12}\left(\frac{\pi}{\psi_1}\right)^2\sin\frac{\pi}{\psi_1}\varphi_1 \qquad (2.40)$$

secţiunea 2.

cursa: $$s_2 = s_{1e} + C_{21}\varphi_2 + C_{22}\sin\frac{\pi}{2\psi_2}\varphi_2 \qquad (2.41)$$

viteza: $$s_2' = \frac{v_2}{\omega} = C_{21} + C_{22}\frac{\pi}{2\psi_2}\cos\frac{\pi}{2\psi_2}\varphi_2 \qquad (2.42)$$

accelerația:
$$s_2'' = \frac{a_2}{\omega^2} = -C_{22}\left(\frac{\pi}{2\psi_2}\right)^2 \sin\frac{\pi}{2\psi_2}\varphi_2 \qquad (2.43)$$

secțiunea 3.

cursa: $$s_3 = s_{2c} + C_{31}(\psi_3-\varphi_3)^4 - C_{32}(\psi_3-\varphi_3)^2 + C_{33} \qquad (2.44)$$

viteza: $$s_3' = \frac{v_3}{\omega} = -4C_{31}(\psi_1-\varphi_3)^3 + 2C_{32}(\psi_3-\varphi_3) \qquad (2.45)$$

accelerația:
$$s_3'' = \frac{a_3}{\omega^2} = 12C_{31}(\psi_3-\varphi_3)^2 - 2C_{32} \qquad (2.46)$$

H_0 – înălțimea antecamei.

$$s_{1c} = H_0 + C_{11}\psi_1 \qquad (2.47)$$

$$s_{2c} = s_{1c} + C_{21}\psi_2 + C_{22} \qquad (2.48)$$

$$H + H_0 = s_{2c} + C_{33} \qquad (2.49)$$

Constantele se calculează pe baza condițiilor de continuitate în porțiunile de trecere:

$$\begin{aligned} &H + H_0 = s_{3c}; \quad s'_{00} = s'_{11}; \quad s'_{2c} = s'_{31} \\ &s_{2c} = s_{31}; \quad s'_{1c} = s'_{21}; \quad s''_{2c} = s''_{31} \end{aligned} \qquad (2.50)$$

Din relațiile (2.35...2.46) rezultă ecuațiile:

$$\begin{aligned} &C_{11}\psi_1 + C_{21}\psi_2 + C_{22} + C_{33} = H \\ &C_{31}\psi_3^4 - C_{32}\psi_3^2 + C_{33} = 0 \\ &C_{11} - C_{12}\frac{\pi}{\psi_1} = s'_{00} \\ &C_{11} + C_{12}\frac{\pi}{\psi_1} - C_{21} - C_{22}\frac{\pi}{2\psi_2} = 0 \\ &C_{21} + 4C_{31}\psi_3^3 - 2C_{32}\psi_3 = 0 \end{aligned} \qquad (2.51)$$

$$C_{22}\left(\frac{\pi}{2\psi_2}\right)^2 + 12\, C_{31}\psi_3^2 - 2C_{32} = 0$$

ale căror soluții sînt:

$$C_{11} = \frac{K_1\, s'_{0c} + K_2 1}{2K_1 + K_2\, \psi_1} \qquad C_{32} = \frac{2C_{11} - s'_{0c}}{K_2} \qquad (2.52)$$

$$C_{12} = (C_{11} - s'_{0c})\,\frac{\psi_1}{\pi} \qquad C_{22} = C_{32}\, k_1$$

$$C_{21} = C_{32}\, k_3 \qquad C_{33} = C_{32}\, k_2$$

$$C_{31} = C_{32}\,\frac{1 - s}{6\psi_3^2}$$

Pentru simplificare s-au introdus factorii K_1, K_2, k_1, k_2, k_3 și care rezultă din relația:

$$k_1 = 8s\left(\frac{\psi_2}{\pi}\right)^2, \qquad k_2 = \frac{5 + s}{6}\,\psi_3^2, \qquad k_3 = \frac{4 + 2s}{3}\,\psi_3$$

$$K_1 = k_1 + k_2 + k_3\psi_2, \quad K_2 = k_3 + 4s\,\frac{\psi_2}{\pi}, \quad s = \frac{s''_{2a}}{s''_{3c}} < 1$$

Pentru o variație convenabilă a accelerațiilor negative, și implicit o bună umplere, precum și pentru asigurarea concordanței cu forța arcurilor, se utilizează $\psi_2/\psi_3 = 0,1 \ldots 0,15$, $s = \frac{5}{8}$, iar unghiurile ψ_1 și $(\psi_2 + \psi_3)$ se aleg într-un raport invers față de raportul accelerațiilor maxime pozitive și negative.

La consumarea jocului dintre tachet și supapă, aceasta împreună cu masele aferente vor primi brusc viteza din punctul respectiv, apărînd astfel un șoc căruia îi corespunde forța:

$$F = v\sqrt{m \cdot k} \qquad (2.53)$$

Utilitatea antecamei constă în faptul că asigură o accelerare mică în momentul consumării jocului, precum și reducerea vitezei în punctul de contact. Cursa antecamei trebuie să depășească jocul maxim astfel ca să se poată asigura un profil care să reducă viteza și accelerația în momentul contactului.

Intrucît la profilarea camelor după această lege pot apare concavităţi, în special în porţiunea de profil corespunzătoare secţiunii 1, aspect indezirabil pentru tehnologia actuală, în cadrul prezentei lucrări s-a studiat o lege modificată de formă polinomială a deplasării pe această porţiune. Din necesitatea asigurării continuităţii în capetele secţiunii pentru funcţie şi primele două derivate, rezultă pentru noua lege 6 condiţii, care permit determinarea a 6 coeficienţi, rezultînd un polinom de gradul 5 de forma următoare:

$$s_1(\varphi) = A_0 + A_1 \frac{\varphi}{\phi_1} + A_2\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^2 + A_3\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^3 + A_4\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^4 + A_5\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^5 \qquad (2.54)$$

Primele două derivate au expresiile:

$$s_1'(\varphi) = \frac{1}{\phi_1}\left[A_1 + 2A_2 \frac{\varphi}{\phi_1} + 3A_3\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^2 + 4A_4\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^3 + 5A_5\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^4\right] \qquad (2.55)$$

$$s_1''(\varphi) = \frac{1}{\phi_1^2}\left[2A_2 + 6A_3 \frac{\varphi}{\phi_1} + 12 A_4\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^2 + 20A_5\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^3\right] \qquad (2.56)$$

iar relaţiile pentru determinarea coeficienţilor sînt:

$$\varphi = 0$$

$$s_1''(0) = \frac{2A_2}{\phi_1^2} = 0 \qquad (2.57)$$

$$s_1'(0) = \frac{A_1}{\phi_1} = C_{11} - C_{12}\frac{\pi}{\phi_1} \qquad (2.58)$$

$$s(0) = A_0 = H_0 \qquad (2.59)$$

$$\varphi = \varphi_1$$

$$s_1''(\varphi_1) = \frac{1}{\phi_1^2}(2A_2 + 6A_3 + 12A_4 + 20A_5) \qquad (2.60)$$

$$s_1'(\varphi_1) = \frac{1}{\phi_1}(A_1 + 2A_2 + 3A_3 + 4A_4 + 5A_5) =$$

$$= C_{11} + C_{12}\frac{\pi}{\phi_1} \qquad (2.61)$$

$$s_1(\varphi_1) = A_0 + A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 =$$

$$= H_0 + C_{11}\,\phi_1 \tag{2.62}$$

din care rezultă:

$$A_0 = H_0$$

$$A_1 = C_{11}\,\phi_1 - C_{12}\pi$$

$$A_2 = 0$$

$$A_3 = 2C_{12}\pi$$

$$A_4 = -C_{12}\pi$$

$$A_5 = 0$$

Ca urmare, expresiile funcţiei şi primelor două derivate sînt:

$$s_1(\varphi) = A_0 + (C_{11}\,\phi_1 - C_{12}\pi)\frac{\varphi}{\phi_1} + 2C_{12}\pi\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^3 - C_{12}\pi\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^4$$

$$s_1'(\varphi) = \frac{1}{\phi_1}\left[C_{11}\phi_1 - C_{12}\pi + 6C_{12}\pi\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^2 - 4C_{12}\pi\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^3\right] \tag{2.63}$$

$$s_1''(\varphi) = \frac{1}{\phi_1^2}\left[12C_{12}\pi\,\frac{\varphi}{\phi_1} - 12C_{12}\pi\left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^2\right] = \frac{12C_{12}\pi}{\phi_1^2}\left[\frac{\varphi}{\phi_1} - \left(\frac{\varphi}{\phi_1}\right)^2\right]$$

Noua funcţie, spre deosebire de cea prevăzută de Kurz, prezintă avantajele unor valori intermediare ale cursei, superioare, precum şi o valoare a acceleraţiei maxime, care de fapt este, totodată, valoarea maximă a întregii legi, diminuată. Legea Kurz modificată pe secţiunea 1 prin polinomul de gradul 4, propus de autor, este denumită în continuare „b modificată".

2.3. Rezolvarea ecuaţiei de mişcare în cazul camelor armonice

Majoritatea distribuţiilor motoarelor în patru timpi au în structura lor came armonice. In cele ce urmează, se prezintă un model original de rezolvare a problemei de analiză dinamică, expusă anterior, elaborat în cadrul studiului de optimizare a distribuţiei motorului D - 103.

Se consideră o camă cu profil din trei arce de cerc, figura 2.4, ce asigură tachetului pe porțiunile unui flanc, următoarele legi de mișcare:

$$X_{c1}(\alpha) = H_0 + R_1 - R_1 \cos(\alpha - \alpha_1)$$

$$X_{c2}(\alpha) = X_{c1}(\alpha_2) + R_2 \cos\beta -$$
$$- R_2 \cos(\alpha - \alpha_2 + \beta) \qquad (2.64)$$

$$X_{c3}(\alpha) = X_{c2}(\alpha_3) + R_3 \cos\alpha_3 - R_3 \cos\alpha$$

în care:

H_0 - deplasarea corespunzătoare antecamei;

$\alpha = \omega t$ - unghiul de rotație al camei, măsurat în raport cu axa de simetrie a profilului de bază;

$R_1, R_2, R_3, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta$, sînt constante ale camei.

Inlocuind aceste expresii în ecuația (2.7) se obțin următoarele ecuații diferențiale:

$$a)\ \ddot{x} + \omega_n^2 x = \omega_n^2 i\,[H_0 + R_1 - R_1 \cos(\alpha - \alpha_1)]$$

$$b)\ \ddot{x} + \omega_n^2 x = \omega_n^2 i\,[x_c(\alpha_2) + R_2 \cos\beta -$$
$$- R_2 \cos(\alpha - \alpha_2 + \beta)] \qquad (2.65)$$

$$c)\ \ddot{x} + \omega_n^2 x = \omega_n^2 i\,[x_{c2}(\alpha_3) + R_3 \cos\alpha_3 - R_3 \cos\alpha]$$

Se observă că forța perturbatoare este armonică.

Soluția generală a ecuației omogene este

$$x = C_1 \cos\omega_n t + C_2 \sin\omega_n t \qquad (2.66)$$

iar soluția particulară a ecuației diferențiale neomogene ia de-a lungul profilului camei, formele:

$$a)\ x_0 = A_1 + B_1 \cos(\alpha - \alpha_1) + D_1 \sin(\alpha - \alpha_1)$$

$$b)\ x_0 = A_2 + B_2 \cos(\alpha - \alpha_2 + \beta) + D_2 \sin(\alpha - \alpha_2 + \beta) \qquad (2.67)$$

$$c)\ x_0 = A_3 + B_3 \cos\alpha + D_3 \sin\alpha$$

în care A_i, B_i, D_i sînt constante care urmează să fie determinate.

Se calculează în acest scop derivatele de ordinul doi:

a) $\ddot{x}_o = - B_1\omega^2 \cos(\alpha - \alpha_1) - D_1\omega^2 \sin(\alpha - \alpha_1)$

b) $\ddot{x}_o = - B_2\omega^2 \cos(\alpha - \alpha_2 + \beta) - D_2\omega^2 \sin(\alpha - \alpha_2 + \beta)$ (2.68)

c) $\ddot{x}_o = - B_3\omega^2 \cos\alpha - D_3\omega^2 \sin\alpha$

Inlocuind (2.67) și (2.68) în (2.65) se obțin prin identificare, următoarele grupuri de valori ale constantelor:

a) $A_1 = i(H_o + h_1)$; $B_1 = \frac{h_1 n^2}{1 - n^2}\, i$; $D_1 = 0$

b) $A_2 = [x_{o1}(\alpha_2) + h_2 \cos\beta]\, i$; $B_2 = \frac{h_2 n^2}{1 - n^2}\, i$; $D_2 = 0$ (2.69)

c) $A_3 = [(x_{o2}(\alpha_3) + h_3 \cos\varphi_3]\, i$; $B_3 = \frac{h_3 n^2}{1 - n^2}\, i$; $D_3 = $

în care: $n = \frac{\omega_n}{\omega}$

Se pot scrie astfel expresiile soluțiilor generale,

a) $x = C_1 \cos\omega_n t + C_2 \sin\omega_n t + [H_o + h_1 +$

$+ \frac{h_1 n^2}{1 - n^2} \cos(\alpha - \alpha_1)]\, i$ (2.70)

b) $x = C_1^* \cos\omega_n t + C_2^* \sin\omega_n t + [x_{o1}(\alpha_2) + h_2 \cos\beta +$

$+ \frac{h_2 n^2}{1 - n^2} \cos(\alpha - \alpha_2 + \beta)]\, i$

c) $x = C_1^{**} \cos\omega_n t + C_2^{**} \sin\omega_n t + [x_{o2}(\alpha_3) + h_3 \cos\alpha_3 +$

$+ \frac{h_3 n^2}{1 - n^2} \cos\alpha]\, i$

Ele reprezintă soluțiile ecuației vibrațiilor neamortizate, întreținute de o forță periodică.

Coeficienții C_1, C_2 se pot stabili fie din condiții inițiale, fie pe baza unor valori determinate experimental, determinându-se astfel expresiile legii de mișcare a supapei corespunzătoare celor trei porţiuni ale flancului camei armonice.

Prin derivarea lor se obţin ecuaţiile vitezei şi acceleraţiei, fiind astfel posibilă calcularea tuturor parametrilor cinematici ai supapei şi deci analiza regimului dinamic al mecanismului de distribuţie cu considerarea elasticităţii.

In regim staţionar forţele de amortizare nu pot fi neglijate total şi ca urmare, din expresiile (2.70), vibraţia proprie se amortizează, mişcarea sistemului apropiindu-se de vibraţia forţată, exprimată prin ecuaţiile:

$$a)\quad x = \left[d_0 + a_1 + \frac{a_1 n^2}{1 - n^2} \cos(\alpha - \alpha_1) \right] i$$

$$b)\quad x = \left[x_{c1}(\alpha_2) + a_2 \cos\beta + \frac{a_2 n^2}{1 - n^2} \cos(\alpha - \alpha_2 + \beta) \right] i \qquad (2.71)$$

$$c)\quad x = \left[x_{c2}(\alpha_3) + a_3 \cos\alpha_3 + \frac{a_3 n^2}{1 - n^2} \alpha \right] i$$

Un indice semnificativ pentru calităţile dinamice ale unei legi de mişcare este „coeficientul de dinamicitate". El se defineşte ca raport între valorile extreme ale acceleraţiilor, cu şi fără considerarea elasticităţii elementelor:

$$k_{din} = \frac{x''_{max}}{i x''_{c\,max}}$$

Valoarea lui k_{din}, rezultată din raportul maximelor pozitive, reflectă starea de suprasolicitare dinamică a zonelor de contact ale elementelor mecanismului; raportul maximelor negative caracterizează gradul de creştere a forţelor de desprindere, dînd indicaţii asupra necesităţii majorării rigidităţii arcurilor de distribuţie.

2.4. Analiza regimului dinamic al arcurilor

Arcul spiral este o formaţie capabilă de oscilaţii, asemenea unei bare cilindrice solicitate axial. Scoţînd arcul într-un anumit loc, din echilibru, perturbaţia se va propaga, cu o viteză funcţie de proprietățile materialului și dimensiuni, de-a lungul axei și se va reflecta la capete, în funcție de modul de fixare a acestora. Făcînd abstracție de pierderi, în cazul perturbațiilor periodice devine posibilă apariția rezonanței, cînd amplitudinile pot deveni infinite.

Aceste amplitudini cresc în realitate, pînă la o valoare maximă limită, a cărei mărime depinde, în afara masei și rigidității arcului, de amplitudinea funcției perturbatoare și de amortizare.

Ca urmare, apar solicitări suplimentare ale arcurilor, care impun analiza procesului lor de oscilație.

Funcția perturbatoare este legea de mișcare a supapei; ea se transmite unui capăt al arcului, celălalt rămînînd fix.

Expresia legii de oscilație a arcului, rezultă din ecuația diferențială liniară de oscilație. In acest scop se impune desvoltarea în serie Fourier a legii cursei supapei, ca funcție perturbatoare. Problema se va reduce astfel la un caz de perturbare printr-o funcție armonică. Perioada funcției cursei este 2π, corespunzătoare unei rotații a arborelui cu came.

In general, orice mișcare periodică ce se efectuează după legea:

$$x = f(t)$$

unde f(t) este o funcție periodică, cu perioada T, se poate considera ca o mișcare rezultantă a unui număr infinit de mare de oscilații armonice. Oscilațiile armonice componente se obțin prin desvoltarea funcției f(t) în serie Fourier. Dacă notăm $\frac{2\pi}{T} = \omega$, avem:

$$x = f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos i\omega t + b_i \sin i\omega t) \qquad (2.72)$$

Termenii cu i=1 constituie armonica fundamentală. Grupînd funcțiile sinus și cosinus se obține expresia:

$$f(t) = c_0 + \sum_{i=1}^{\infty} c_i \sin(i\omega t + \varphi_i) \qquad (2.73)$$

în felul acesta, funcţia f(t) este desvoltată într-o serie de componente armonice în care c_i şi φ_i sînt, respectiv, amplitudinea şi unghiul de fază.

Amplitudinea oscilaţiei componente de ordinul i se calculează cu relaţia:

$$c_i = \sqrt{a_i^2 + b_i^2} \qquad (2.74)$$

în care

$$a_i = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} f(t) \cos(i\omega t)dt \qquad (2.75)$$

$$b_i = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} f(t) \sin(i\omega t)dt$$

$$i = 1, 2 \ldots$$

Determinarea valorilor a_i şi b_i cu ajutorul acestor relaţii face parte din analiza armonică.

Dacă funcţia cursei are o expresie analitică simplă, determinarea primitivelor nu prezintă dificultăţi. Cînd legea este formată din mai multe secţiuni, ca spre exemplu cazul distribuţiilor cu came armonice şi cu came fără şoc, intervalul de integrare se va subdivide.

Dacă expresia funcţiei cursei este mai complicată, se poate recurge la o formulă de cvadratură de forma:

$$I \cong \hat{I} = \sum_{i=1}^{n} A_i\, f(x_i) \qquad (2.76)$$

care exprimă aproximativ valoarea integralei, urmînd ca prin evaluarea restului să se stabilească măsura aproximării. Pentru simplificare se pot considera numai cîteva armonici, celelalte putîndu-se neglija, în funcţie de precizia de evaluare a fenomenului real şi de valorile amplitudinilor armonicilor de ordin superior.

Să considerăm $f(\alpha)$ funcţia cursei capătului liber al arcului; relaţiile (2.75) vor lua forma:

$$a_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\alpha) \cos(i\alpha) d\alpha \qquad a)$$
$$b_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\alpha) \sin(i\alpha)\, d\alpha \qquad b) \qquad (2.77)$$

Procedeul matematic utilizat în acest caz este integrarea parţială repetată. Ca urmare, integralele (2.77) se transformă în şirurile:

$$a_i = \Big[f(\alpha) \frac{\sin i\alpha}{i} + f'(\alpha) \frac{\cos i\alpha}{i^2} - f''(\alpha) \frac{\sin i\alpha}{i^3} -$$
$$- f'''(\alpha) \frac{\cos i\alpha}{i^4} + f^{IV}(\alpha) \frac{\sin i\alpha}{i^5} + \dots \Big]_0^{2\pi} \qquad a)$$
$$(2.78)$$
$$b_i = \Big[- f(\alpha) \frac{\cos i\alpha}{i} + f'(\alpha) \frac{\sin i\alpha}{i^2} + f''(\alpha) \frac{\cos i\alpha}{i^3} -$$
$$- f'''(\alpha) \frac{\sin i\alpha}{i^4} - f^{IV}(\alpha) \frac{\cos i\alpha}{i^5} + \dots \Big]_0^{2\pi} \qquad b)$$

în care schimbarea sensului se produce odată cu termenul în sinus.

Dacă funcţia cursei se compune din mai multe legi, este necesară divizarea intervalului $0 - 2\pi$ în subdiviziuni: 0 la α_1 pentru $f_1(\alpha)$, α_1 la α_2 pentru $f_2(\alpha)$, etc. Printr-o desvoltare adecvată, grupînd termenii după puterile lui „i" şi ţinînd cont de faptul că în special camele fără şoc asigură continuitatea în punctele de racordare atît a funcţiei cît şi a unui număr de derivate, în mod obişnuit cel puţin a primelor două, pentru a_i se obţine expresia:

$$a_i = - \frac{1}{i^4} \Big\{ \cos i\alpha_1 \big[f_1'''(\alpha_1) - f_2'''(\alpha_1) \big] + \cos i\alpha_2 \big[f_2'''(\alpha_2) -$$
$$- f_3'''(\alpha_2) \big] + \cos i\alpha_3 \big[f_3'''(\alpha_3) - f_4'''(\alpha_3) \big] + \dots \Big\} +$$
$$+ \frac{1}{i^5} \Big\{ \sin i\alpha_1 \big[f_1^{IV}(\alpha_1) - f_2^{IV}(\alpha_1) \big] + \sin i\alpha_2 \big[f_2^{IV}(\alpha_2) -$$
$$- f_3^{IV}(\alpha_2) \big] + \dots \qquad (2.79)$$

termenii din parantezele drepte fiind o măsură pentru schimbarea derivatelor cursei la locurile de racordare.

O expresie asemănătoare se obține și pentru b_i. In cazul utilizării unor legi de mișcare identice la ridicare și coborîre, rezultă o altă simplificare, deoarece.

$$f(\alpha) = f(2\pi - \alpha) \tag{2.80}$$

caz în care coeficienții b_i ai dezvoltării seriei devin zero, deoarece integrala ecuației (2.77 b) este nulă. Integrala ecuației (2.77 a) între limitele 0 și 2π, în aceleași condiții, este de două ori mai mare decît integrala de la 0 la π. Aplicînd aceste observații, va fi deci suficientă calcularea șirului (2.79) pentru faza de urcare și dublarea rezultatului pentru a obține a_i.

In cazul unei legi de mișcare fără șoc, cu un repaus inferior și unul superior și un profil compus din patru părți, identic la ridicare și coborîre, figura 2.5, conform celor de mai sus, se obține pentru a_i expresia:

$$\begin{aligned}\frac{\pi}{2}\, a_i = \frac{1}{i^4}\Big\{&\cos i\alpha_1 f_2'''(\alpha_1) - \cos i\alpha_2\left[f_2'''(\alpha_2) - f_3'''(\alpha_2)\right] - \\ &- \cos i\alpha_3\left[f_3'''(\alpha_3) - f_4'''(\alpha_3)\right] - \cos i\alpha_4\left[f_4'''(\alpha_4) - f_5'''(\alpha_4)\right] - \\ &- \cos i\alpha_5 f_5'''(\alpha_5)\Big\} - \frac{1}{i^5}\Big\{\sin i\alpha_1 f_2(\alpha_1) - \sin i\alpha_2\left[f_2^{IV}(\alpha_2) - \right. \\ &\left. - f_3^{IV}(\alpha_2)\right] - \sin i\alpha_3\left[f_3^{IV}(\alpha_3) - f_4^{IV}(\alpha_3)\right] - \sin i\alpha_4\left[f_4^{IV}(\alpha_4) - \right. \\ &\left. - f_5^{IV}(\alpha_4)\right] - \sin i\alpha_5 f_5^{IV}(\alpha_5)\Big\} - \frac{1}{i^6}\Big\{\cos i\alpha_1 f_2^{V}(\alpha_1) - \\ &- \cos i\alpha_2\left[f_2^{V}(\alpha_2) - f_3^{V}(\alpha_2)\right] - \cos i\alpha_3\left[f_3^{V}(\alpha_3) - f_4^{V}(\alpha_3)\right] - \\ &- \cos i\alpha_4\left[f_4^{V}(\alpha_4) - f_5^{V}(\alpha_4)\right] - \cos i\alpha_5 f_5^{V}(\alpha_5)\Big\} + \ldots\end{aligned} \tag{2.81}$$

Expresia (2.81) este o serie infinită a cărei întrebuințare practică dă o valoare aproximativă pentru a_i. Aproximarea este cu atît mai bună cu cît se iau în considerare mai mulţi termeni, adică cu cît creşte ordinul derivatelor. Convergenţa şirului creşte însă destul de repede odată cu creşterea ordinului armonicei şi dacă nu se impune o precizie prea mare, el poate fi limitat la a 5-a sau a 6-a derivată. Abaterea pentru i = 10 este de numai cîteva procente.

Cînd se consideră şi jocul supapei, se va ţine seama de faptul că în realitate aceasta se deschide după ce funcţia cursei $f_2(\alpha)$ a crescut cu „j", corespunzător unghiului α_j. Cursa începe cu o bătaie şi ca urmare termenul $f_1'(\alpha_j) - f_2'(\alpha_j) = - f_2'(\alpha_j)$ păstrează o valoare finită.

Pentru limitarea suprasolicitărilor dinamice ale arcurilor este necesar ca frecvenţa proprie a acestora să fie atît de înaltă încît armonicile de rezonanţă ale legii de mişcare să aibe amplitudini cît mai mici, avînd ca efect reducerea amplitudinii oscilaţiilor proprii.

O altă cale de limitare a amplitudinilor armonicilor funcţiei perturbatoare este anularea termenilor de la începutul şirului, deoarece aceştia au ponderea cea mai mare în valoarea expresiei, fapt care se asigură impunînd condiţii de racordare cît mai bune funcţiilor componente. Expresia legii de oscilaţie a arcului rezultă ca soluţia ecuaţiei de echilibru a elementului de arc sub acţiunea forţelor elastice, de inerţie şi de amortizare.

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2b\,\frac{\partial y}{\partial t} = a^2\,\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \qquad (2.82)$$

în care

$$a^2 = \frac{g\,k\,l_0^2}{\gamma\,l_D S_D} \quad \text{şi} \quad 2b = \frac{g\,l_o\,c}{\gamma\,l_D S_D}$$

k fiind constanta elastică a arcului;

l_o - lungimea arcului pretensionat;

S_D - secţiunea sîrmei;

l_p - lungimea activă a sîrmei;

c - coeficient de amortizare.

Această ecuație descrie propagarea perturbației într-un mediu liniar elastic, cu amortizarea funcție de viteză. Parametrul „a" reprezintă viteza de propagare a undei de presiune și viteză în arc; el este condiționat de constante ale materialului și dimensiuni; b este factorul dependent de amortizare.

Soluția ecuației (2.82) rezultă pentru următoarele condiții de margine: la capătul fix al arcului deplasarea y este nulă, la capătul al doilea ea corespunde funcției perturbatoare. In cazul rezonanței cu o armonică, amplitudinea de rezonanță fiind mai mare decît suma celorlalte armonici, se va lua în considerare numai armonica respectivă.

Acest lucru permite și neglijarea unghiului de defazare a armonicilor, în calcul rămînînd doar armonica de rezonanță de ordinul i cu expresia $c_i \sin i\omega t$, pentru care trebuie stabilită amplitudinea oscilației arcului. Expresia soluției ecuației de oscilație a arcului are în consecință, forma:

$$y = A_i \sin(i\omega t + \varphi) \tag{2.83}$$

amplitudinea de rezonanță calculîndu-se cu expresia aproximativă:

$$A_i = \frac{\omega_n}{b \cdot \pi} c_i \sin \lambda \pi \frac{x}{l_0} \tag{2.84}$$

în care

x este distanța punctului considerat al arcului precomprimat față de suprafața de sprijin;

$\lambda = 1$ pentru oscilația fundamentală;

și

$\lambda = 2, 3 \ldots$ pentru oscilațiile superioare;

$\omega_n = \frac{d}{i\, D^2} \sqrt{\frac{g\, G}{2\gamma}}$ - pulsația proprie a arcului în funcție de dimensiun expresia ei în funcție de efortul specific alternant este:

$$\omega_n = \pi \frac{\tau'_{-1}}{h} \sqrt{\frac{G}{2g\gamma}} \qquad (2.85)$$

Pentru $\gamma = 8 \cdot 10^{-3} \frac{daN}{cm^3}$ și $G = 825 \cdot 10^3 \frac{daN}{cm^2}$, se obține pentru pulsația proprie a oscilației fundamentale, relația de calcul:

$$\omega_n = 0{,}82 \frac{\tau'_{-1}}{h} \qquad (2.86)$$

$\tau'_{-1} = \frac{\tau - \tau_o}{\psi}$ efortul specific alternant, determinat fără luarea în considerare a factorului de răsucire ψ, ($\psi = 1$), a cărui expresie este:

$$\psi = \frac{j + 0{,}2}{j - 1}, \quad \text{cu} \quad j = \frac{D_m}{d}$$

τ, τ_o - eforturile specifice statice, pentru supapa deschisă și respectiv închisă;

h - cursa maximă a supapei;

h și τ'_{-1} fiind mărimile caracteristice care determină valoarea lui ω_n, rezultă că se poate modifica frecvența proprie a arcului modificînd fie una dintre ele, fie amîndouă.

Amplitudinea maximă de rezonanță are următoarea expresie, dedusă din (2.84):

$$A_{1\,max} = \frac{\omega_n}{b \cdot \pi} \cdot c_1 \qquad (2.87)$$

Eroarea de aproximare a acestei mărimi este de ordinul de mărime al amplitudinii c_1, care este mică comparativ cu A_1 din cauza valorii mici a amortizării. In calculul solicitării suplimentare dinamice, intervenind derivata amplitudinii A_1 în raport cu x, eroarea considerată devine neglijabilă pentru calculul final.

Efortul suplimentar la torsiune $\tilde{\tau}$, corespunzător regimului de oscilație, se calculează pornind de la expresia forței elastice datorate deformării F.

$$F = k \cdot \ell_o \frac{\partial y}{\partial x} \qquad (2.88)$$

în care înlocuind expresia lui k:

$$k = \frac{G\,d^4}{8\,i\,D^3}, \tag{2.89}$$

relaţia efortului specific la torsiune în are

$$\tau = \frac{8\,P\,D}{d^3} \tag{2.90}$$

şi expresia (2.85) a pulsaţiei proprii se obţine:

$$\tau = \frac{\ell_0\,\omega_n}{\pi}\sqrt{\frac{2\,\gamma\,G}{g}}\,\frac{\partial y}{\partial x} \qquad \text{pentru} \quad \psi = 1 \tag{2.91}$$

Introducînd expresia lui y din (2.83) se obţine solicitarea suplimentară datorată armonicii de ordinul i, sub forma:

$$\bar{\tau}_i = \frac{\ell_0\,\omega_n}{\pi}\sqrt{\frac{2\,\gamma\,G}{g}}\,\frac{d\,A_i}{dx}\,\sin(i\,\omega t + \varphi), \tag{2.92}$$

al cărui maxim se obţine pentru $\sin(i\,\omega t + \varphi) = 1$;

Solicitarea suplimentară maximă la rezonanţă se obţine înlocuind pe A_i cu expresia corespunzătoare, (2.84), şi considerînd $\cos\lambda\pi\frac{x}{\ell_0} = 1$:

$$\bar{\tau}_{i\,max} = \frac{\lambda\,\omega\,n^2}{\pi\,b}\sqrt{\frac{2\,\gamma\,G}{g}}\cdot c_i \tag{2.93}$$

Valoarea totală a solicitării suplimentare datorate armonicii de ordinul i se obţine dublînd expresia (2.94), deoarece se are în vedere faptul că oscilaţia se produce în ambele sensuri cu aceeaşi amplitudine; pentru a lua în considerare şi curbarea arcului se va înmulţi cu factorul ψ.

Solicitarea totală alternantă se obţine, deci, prin adunarea la solicitarea statică a solicitării dinamice, relaţia de calcul fiind:

$$\tau_{-1,i} = \tau_{-1} + 2\,\psi\,\bar{\tau}_{i\,max} \tag{2.94}$$

Pentru a ţine seama de influenţa tuturor armonicilor asupra solicitării alternante, valorii rezultate din (2.94) i se pot adăuga eforturile rezultate din celelalte armonici.

Ca urmare a acestor consideraţii la dimensionarea arcurilor de distribuţie, în afara condiţiei de respectare a solicitării admisibile statice, se vor alege dimensiunile astfel încît pulsaţia proprie a arcului să fie de 14 - 16 ori mai mare decît viteza unghiulară a arborelui cu came.

In felul acesta amplitudinile c_i ale armonicilor de resonanţă vor fi suficient de mici pentru ca solicitările suplimentare corespunzătoare să nu majoreze solicitarea alternantă totală peste limitele admisibile.

Elementele prezentate mai sus fac obiectul calculelor de verificare elaborate de autor pentru arcurile de distribuţie ale unor motoare fabricate în ţară. Relaţii de forma (2.81) stau la baza unui criteriu original de comparare a proprietăţilor dinamice ale diferitelor legi de mişcare, prezentat în capitolul 5.

3. CONTRIBUŢII LA ANALIZA CINEMATICĂ ŞI SINTEZA A MECANISMELOR DE DISTRIBUŢIE ALE MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

3.1. Generalităţi

Proiectarea mecanismelor de distribuţie ale motoarelor în patru timpi şi în mod deosebit a celor rapide, impune realizarea unei baze de calcul analitic, care să asigure determinarea exactă a elementelor caracteristice.

Asociată primelor două etape, de alegere a legii de mişcare a tachetului şi de sinteză a camei, etapa de analiză cinematică asigură cunoaşterea parametrilor cinematici ai tuturor elementelor mecanismului şi creează posibilitatea evaluării comportării lui dinamice.

In cele ce urmează se va considera un mecanism de distribuţie avînd schema cinematică prezentată în fig.3.1.

3.2. Alegerea legii de mişcare a elementului condus

Desigur, elementul a cărui mişcare interesează în primul rînd, este supapa. In cazul elaborării unei soluţii noi, adică în fazele de cercetare şi proiectare ale unei distribuţii, este recomandabil ca studiul să fie început prin optimizarea legii de mişcare fie a supapei, fie a tachetului.

Legea de mişcare optată fiind de tipul „fără joc", elimină sursele principale de vibraţii asigurînd un regim dinamic liniştit şi ca urmare, legea de mişcare se transmite de la supapă la tachet şi invers, modificată doar prin funcţia de transmitere a mecanismului.

Considerarea rigidităţii mecanismului de distribuţie este neoportună, aceasta pentru că, pe de o parte, ea nu poate fi exact cunoscută, soluţia constructivă neputînd fi încă definitivată, iar pe de altă parte, pentru că lipsa jocurilor diminuează efectul elasticității în ceea ce privește deformarea legii de mișcare. Ca urmare, în această etapă rigiditatea elementelor mecanismului intermediar se consideră infinită.

In cele ce urmează, se consideră o lege de mișcare de forma:

$$s_i = f(c_i , \varphi_i) \qquad (3.1)$$

în care s_i, variabila dependentă, reprezintă lungimea arcului descris de punctul caracteristic al tachetului, în cazul de față centrul rolei, φ_i, argumentul, unghiul de rotație al camei, c_i, coeficienți ale căror valori se aleg astfel încît să se asigure limitarea valorilor extreme ale vitezei și accelerației, realizarea condițiilor de continuitate, precum și timpul secțiune-maxim.

3.3. Calculul profilului camei

Se pornește de la faptul că la inversarea mișcării relative camă-tachet, profilul camei rezultă ca înfășurătoarea pozițiilor succesive ale rolei.

Astfel, interpretînd pozițiile succesive ale tachetului printr-o familie de cercuri, dată de ecuația $F(x,y,p)$ în care „p" este parametrul variabil, profilul camei rezultă ca înfășurătoarea familiei considerate.

Ecuația ei se obține din sistemul:

$$\begin{aligned} F(x,y,p) &= 0 \\ \frac{\partial F(x,y,p)}{\partial p} &= 0 \end{aligned} \qquad (3.2)$$

Pentru analiza următoare se folosește figura 3.2; cama devenind fixă, elementul fix se va roti în jurul ei cu viteza unghiulară $(-\omega_1)$

Triunghiul inițial OA_oB_o are lungimile laturilor cunoscute; cu ajutorul lor se pot calcula valorile unghiurilor ξ_o și α_o.

Considerînd un sistem de coordonate solidar cu cama, avînd originea în O - centrul de rotație al camei, axa OA făcînd unghiul ψ_o cu direcţia ON_o, sensurile axelor fiind cele considerate în fig. 3.2, se determină coordonatele punctului , centrul rolei, în ra ort cu care se stabileşte ecuaţia $F(x,y,p)$.

Se observă că punctul se mişcă faţă de pe un arc de cerc, coordonatele lui rezultînd din intersecţia acestuia cu direcţia mobilă AN.

Ecuaţia cercului cu centrul în A şi raza AN este:

$$(x - x_A)^2 + (y - y_A)^2 = \ell_{AN}^2 \qquad (3.3)$$

în care

$$x_A = \ell_{OA} \cos \varepsilon \qquad (3.4)$$

$$y_A = \ell_{OA} \sin \varepsilon$$

ε - unghiul direcţiei OA cu OA

Ecuaţia dreptei de direcţie variabilă AN este dată de relaţia:

$$y - y_A = - tg(\xi - \varepsilon_1 + \delta_{21})(y - y_A) \qquad (3.5)$$

în care

$$\delta_{21} = \frac{s_1}{\ell_{AN}} = \frac{f(\varphi_1)}{\ell_{AN}} \quad \text{- unghiul de oscilaţie al tachetului} \qquad (3.6)$$

$$\varepsilon_1 = \psi_0 + \varphi_1 - \alpha$$

Soluţiile sistemului format din ecuaţiile (3.3) şi (3.5), reprezentînd coordonatele punctului , sînt de forma:

$$x_S = x_A - \frac{\ell_{AS}}{\sqrt{p^2 + 1}} \quad \text{şi} \quad y_S = y_A + \frac{p \cdot \ell_{AS}}{\sqrt{p^2 + 1}} \qquad (3.7)$$

în care

$$p = tg(\xi - \varepsilon_1 + \delta_{21})$$

Funcţia $F(x,y,p)$ în care parametrul „p" este unghiul „φ_1", are expresia:

$$F(x,y,\varphi_1) = (x - x_S)^2 + (y - y_S)^2 - r^2 = 0 \qquad (3.8)$$

în care r este raza rolei.

A doua ecuaţie a sistemului (3.2) este:

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi} = (x - x_B)x'_B + (y - y_B)y'_B = 0 \qquad (3.9)$$

în care

$$x_B = x_A - \ell_{AB} \cos(\xi - \varepsilon_1 + \delta_{21}) \qquad (3.10)$$

$$y_B = y_A + \ell_{AB} \sin(\xi - \varepsilon_1 + \delta_{21}) \qquad (3.11)$$

$$x'_B = \frac{\partial x_B}{\partial \varphi_1} = -\ell_{OA} \sin \varepsilon + \ell_{AB} \sin(\xi - \varepsilon_1 + \delta_{21})\left(-1 + \frac{s'_1}{\ell_{AB}}\right) \qquad (3.12)$$

$$y'_B = \frac{\partial y_B}{\partial \varphi_1} = \ell_{OA} \cos \varepsilon + \ell_{AB} \cos(\xi - \varepsilon_1 + \delta_{21})\left(-1 + \frac{s'_1}{\ell_{AB}}\right) \qquad (3.13)$$

Soluţiile sistemului format de ecuaţiile 3.8 şi 3.9 reprezintă ecuaţiile parametrice ale înfăşurătoarei şi au forma:

$$x_C = x_B - \frac{r x'_B}{\sqrt{x'^2_B + y'^2_B}} \qquad (3.14)$$

$$y_C = y_B + \frac{r y'_B}{\sqrt{x'^2_B + y'^2_B}} \qquad (3.15)$$

În cazul tachetului de translaţie cu rolă, coordonatele punctului B se exprimă prin relaţiile:

$$x_B = (r_0 + s_1) \cos \varphi_1$$
$$y_B = (r_0 + s_1) \sin \varphi_1 \qquad (3.16)$$

Ecuaţia $F(x, y, \varphi_1) = 0$ păstrează forma (3.8), iar ecuaţiile parametrice ale înfăşurătoarei, reprezentînd coordonatele profilului camei, corespund expresiilor (3.14) şi (3.15).

În cazul mecanismului camă-tachet de translaţie, plan, coordonatele punctului caracteristic al tachetului I, echivalentul punctului B din cazurile precedente, au expresiile:

$$x_I = (r_0 + s_1) \cos \varphi_1$$
$$y_I = (r_0 + s_1) \sin \varphi_1 \qquad (3.17)$$

iar ecuaţia $F(x, y, \varphi_1) = 0$ are forma:

$$y - y_j + \frac{1}{tg\,\varphi_1}(x - x_j) = 0 \qquad (3.18)$$

în care înlocuind relațiile (3.17) se obține:

$$\left[y - (r_0 + s_1)\sin\varphi_1\right] tg\,\varphi_1 + x - (r_0 + s_1)\cos\varphi_1 = 0 \qquad (3.19)$$

și în final se obține sistemul:

$$F(x, y, \varphi_1) = y\sin\varphi_1 - (r_0 + s_1) + x\cos\varphi_1 = 0 \qquad (3.20)$$

$$\frac{\partial F(x, y, \varphi_1)}{\partial \varphi_1} = y\cos\varphi_1 - x\sin\varphi_1 - s_1' = 0$$

ale cărui soluții

$$\begin{aligned} X_0 &= (r_0 + s_1)\cos\varphi_1 - s_1'\sin\varphi_1 \\ Y_0 &= (r_0 + s_1)\sin\varphi_1 + s_1'\cos\varphi_1 \end{aligned} \qquad (3.21)$$

sau exprimate sub forma:

$$\begin{aligned} X_0 &= x_j - s_1'\sin\varphi_1 \\ Y_0 &= y_j + s_1'\cos\varphi_1 \end{aligned} \qquad (3.21')$$

reprezintă coordonatele profilului camei.

3.4. Calculul parametrilor cinematici ai supapelor

Acest calcul reprezintă rezolvarea cinematicii mecanismului intermediar tachet-supapă, fig.3.1, compus dintr-un mecanism patrulater A_0ABB_0, fig.3.3 și un mecanism cu culisă de translație armonică, fig.3.4.

Ca urmare, se consideră mecanismul patrulater A_0ABB_0, în care elementul motor A_0A aparținînd tachetului oscilant, are parametrii cinematici φ_2, ω_2, ε_2.

Valorile lor curente se calculează cu relațiile:

$$\varphi_{21} = \varphi_{20} - \frac{s_1}{\ell_A} \qquad (3.22)$$

$$\omega_{21} = \frac{s_1 \cdot \omega_1}{\ell_A} \qquad (3.23)$$

$$\varepsilon_{3i} = - \frac{s_i'' \cdot \omega_1^2}{l_{AE}} \tag{3.24}$$

ω_1 fiind viteza unghiulară a camei.

Pentru determinarea parametrilor cinematici unghiulari ai culbutorului, elementul BB_0 al patrulaterului, φ_4, ω_4, ε_4, se aplică metoda ecuațiilor vectoriale.

Relațiile de calcul sînt următoarele:

$$\varphi_3 = 2\pi - (\gamma - \beta) \tag{3.25}$$

$$\varphi_4 = \pi - \beta - \delta \tag{3.26}$$

$$\gamma = \operatorname{arc\,tg} \frac{l_4 \sin\mu}{l_3 - l_4 \cos\mu} \tag{3.27}$$

$$\mu = \operatorname{arc\,cos} \frac{l_3^2 + l_4^2 - l_2^2 - l_1^2 + 2 l_1 l_2 \cos\varphi_2}{2 l_3 l_4} \tag{3.28}$$

$$\beta = \operatorname{arc\,tg} \frac{l_2 \sin\varphi_2}{l_1 - l_2 \cos\varphi_2} \tag{3.29}$$

$$\delta = \operatorname{arc\,tg} \frac{l_3 \sin\mu}{l_4 - l_3 \cos\mu} \tag{3.30}$$

iar

$$\begin{Vmatrix} \omega_3 \\ \\ \omega_4 \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} \dfrac{-l_4 \cos\varphi_4}{K} & \dfrac{-l_4 \sin\varphi_4}{K} \\ \\ \dfrac{-l_3 \cos\varphi_3}{K} & \dfrac{-l_3 \sin\varphi_3}{K} \end{Vmatrix} \begin{Vmatrix} l_2 \omega_2 \sin\varphi_2 \\ \\ -l_2 \omega_2 \cos\varphi_2 \end{Vmatrix} \tag{3.31}$$

în care:

$$K = l_3 l_4 \sin\varphi_3 \cos\varphi_4 - l_3 l_4 \cos\varphi_3 \sin\varphi_4 \tag{3.32}$$

9.

$$\begin{vmatrix} \varepsilon_3 \\ \\ \varepsilon_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \dfrac{-\ell_4 \cos\varphi_4}{h} & \dfrac{-\ell_4 \sin\varphi_4}{h} \\ \\ \dfrac{-\ell_3 \cos\varphi_3}{h} & \dfrac{-\ell_3 \sin\varphi_3}{h} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} C_{(1)} \\ \\ C_{(2)} \end{vmatrix} \tag{3.33}$$

în care

$$C_{(1)} = \ell_2\,\varepsilon_2 \sin\varphi_2 + \ell_2\,\omega_2^2 \cos\varphi_2 + \ell_3\,\omega_3^2 \cos\varphi_3 - \ell_4\,\omega_4^2 \cos\varphi_4 \tag{3.34}$$

$$C_{(2)} = -\ell_2\,\varepsilon_2 \cos\varphi_2 + \ell_2\,\omega_2^2 \sin\varphi_2 + \ell_3\,\omega_3^2 \sin\varphi_3 - \ell_4\,\omega_4^2 \sin\varphi_4 \tag{3.35}$$

În mecanismul următor, fig.3.4 relațiile de calcul pentru deplasarea, viteza și accelerația supapei sînt:

$$s_s = \ell_{B_0C}(\sin\beta_0 - \sin\beta_1) \tag{3.36}$$

$$v_s = \ell_{B_0C}\,\omega_4 \cos\beta_1 \tag{3.37}$$

$$a_s = \ell_{B_0C}\,\omega_4^2 \sin\beta_1 + \ell_{B_0C}(\cos\beta_1)\,\varepsilon_4 \tag{3.38}$$

în care $\beta_1 = \operatorname{arc\,tg}\dfrac{a}{d} - \varphi_{41} - \gamma$ - unghiul direcției B_0C a culbutorului cu axa B_0A.

γ - unghiul ascuțit format de brațele culbutorului.

3.5. Determinarea legii de mișcare a tachetului, cînd se cunoaște profilul camei

Literatura de specialitate prezintă analiza cinematică a mecanismelor cu came armonice și tangențiale.

Profilele camelor moderne, stabilite pe baza unor considerații de genul celor expuse anterior, sînt prezentate în documentații prin coordonatele lor carteziene sau polare, cîteodată și cu precizări asupra tipului legii de mișcare impuse tachetului.

Se impune astfel stabilirea unor relații pentru calculul parametrilor cinematici ai tachetului; adecvate acestui caz, pentru tipurile de mecanisme cu came utilizate în distribuția motoarelor cu ardere internă.

Să considerăm pentru început cazul unui mecanism de distribuție cu tachet plan centric, fig. 3.5, cama fiind definită prin coordonatele carteziene ale punctelor profilului real, puncte în care se consideră contactul camă-tachet.

Pentru rezolvare se asimilează forma profilului, între două puncte succesive date, printr-un arc de cerc. Cei trei parametri ai fiecărui arc de cerc, adică coordonatele centrului (a_j, b_j) și raza R_j se determină punînd condiția ca arcul de cerc să treacă prin trei puncte succesive ale profilului. Inceputul a două arce succesive diferă printr-un pas.

Ca urmare, pentru definirea fiecărui arc se pune condiția ca ecuația cercului $(x - a_j)^2 + (y - b_j)^2 = R_j^2$ să fie verificată de coordonatele (x_i, y_i) a trei puncte succesive date ale profilului obținîndu-se astfel cîte un sistem de trei ecuații, ale cărui soluții sînt a_j, b_j, R_j. Notînd cu δ_j distanța centrului arcului la centrul camei, valoarea sa se calculează cu relația:

$$\delta_j = \sqrt{a_j^2 + b_j^2} \qquad (3.39)$$

Se consideră mișcarea relativă inversă. In figura 3.5 elementele care interesează sînt:

R_j - raza de curbură a profilului camei în punctul de contact; ea este paralelă cu direcția de translație a tachetului;

φ_i - unghiul poziției curente a direcției de translație cu poziția sa inițială;

ψ_i - unghiul razei curente a punctului de contact cu raza inițială;

β_i - unghiul la centru al arcului care aproximează profilul între două puncte succesive date;

γ_1 - unghiul format de raza ω_1 a punctului curent al profilului cu direcția ce trece prin centrul camei;

α_j - unghiul format de raza inițială a arcului cu direcția ce trece prin centrul camei;

ω_j - centrul arcului;

I_j - punctul cunoscut al profilului;

r - raza cercului de bază.

Unghiurile $\varphi_{11} = \beta_{11} = \gamma_{11}$ se determină din triunghiul $\omega_1 I_1$ cu relația:

$$\varphi_{11} = \mathrm{arc\ tg}\,\frac{a_1(y_{11} - b_1) - b_1(x_{11} - a_1)}{a_1(x_{11} - a_1) + b_1(y_{11} - b_1)} \tag{3.40}$$

Din figură, ținînd cont de observațiile făcute, rezultă pentru deplasarea tachetului următoarea expresie:

$$s_{11}(\varphi) = h_1 - r - \delta_1 \cos\varphi_{11} \tag{3.41}$$

Pe lungimea profilului dintre două puncte date, expresia (3.41), a deplasării are ca variabilă pe φ_1, restul mărimilor fiind constante.

Ca urmare, viteza tachetului se calculează cu relația:

$$v_{11} = \delta_1(\sin\varphi_{11})\cdot\omega_1 \tag{3.42}$$

iar accelerația:

$$a_{11} = \delta_1(\cos\varphi_{11})\cdot\omega_1^2 \tag{3.43}$$

Unghiul φ_2 este egal cu suma dintre φ_1 și unghiul direcțiilor curente ale tachetului, egal cu β_{12}, ca unghiuri cu laturile paralele. Rezultă astfel relația:

$$\varphi_{12} = \varphi_1 + \beta_{12} \tag{3.44}$$

în care φ_1 este valoarea maximă a lui φ_{11}.

Se observă că:

$$\beta_{12} = \gamma_{12} - \alpha_2 \tag{3.45}$$

în care

$$\gamma_{12} = \text{arc tg}\,\frac{a_2(y_{12} - b_2) - b_2(x_{12} - a_2)}{a_2(x_{12} - a_2) + b_2(y_{12} - b_2)} \qquad (3.46)$$

şi

$$\alpha_2 = \text{arc tg}\,\frac{a_2(b_1 - b_2) - b_2(a_1 - a_2)}{a_2(a_1 - a_2) + b_2(b_1 - b_2)} \qquad (3.47)$$

Relaţia (3.38) devine:

$$\varphi_{12} = \varphi_1 + \gamma_{12} - \alpha_2 \qquad (3.48)$$

Deplasarea tachetului pe intervalul arcului al doilea variază conform legii:

$$s_{12} = A_2 - r - \delta_2 \cdot \cos\gamma_{12} \qquad (3.49)$$

Pentru a exprima deplasarea explicit în raport cu φ_{12} se înlocuieşte γ_{12} cu expresia sa calculată din (3.48) şi rezultă relaţia:

$$s_{12}(\varphi_{12}) = A_2 - r - \delta_2 \cdot \cos(\varphi_{12} - \varphi_1 + \alpha_2) \qquad (3.50)$$

Corespunzător pentru viteză şi acceleraţie rezultă relaţiile:

$$v_{12}(\varphi_{12}) = \omega_1\,\delta_2 \sin(\varphi_{12} - \varphi_1 + \alpha_2) \qquad (3.51)$$

$$a_{12}(\varphi_{12}) = \omega_1^2\,\delta_2 \cos(\varphi_{12} - \varphi_1 + \alpha_2) \qquad (3.52)$$

Pentru intervalul arcului al treilea se stabilesc următoarele relaţii:

$$\varphi_{13} = \varphi_2 + \beta_{13} \qquad (3.53)$$

$$\beta_{13} = \pi + \gamma_{13} - \alpha_3 \qquad (3.54)$$

$$\gamma_{13} = \varphi_{13} - \varphi_2 + \alpha_3 - \pi \qquad (3.55)$$

Deplasarea tachetului:

$$s_{13}(\varphi_{13}) = A_3 - r - \delta_3 \cos(\varphi_{13} - \varphi_2 + \alpha_3) \qquad (3.56)$$

Viteza tachetului:

$$v_{13}(\varphi_{13}) = \omega_1\,\delta_3 \sin(\varphi_{13} - \varphi_2 + \alpha_3) \qquad (3.57)$$

Acceleraţia tachetului:

$$a_{13}(\varphi_{13}) = \omega_1^2\,\delta_3 \cos(\varphi_{13} - \varphi_2 + \alpha_3) \qquad (3.58)$$

Se observă că relaţiile de calcul ale deplasării, vitezei şi acceleraţiei tachetului îşi păstrează forma, indiferent de poziţia centrului O_j cu condiţia măsurării unghiurilor în sens trigonometric direct.

Să considerăm în continuare, cazul unui mecanism de distribuţie cu tachet oscilant, cama fiind definită prin coordonatele profilului real, figura 3.6.

Se pune deci, problema determinării în poziţiile relative corespunzătoare punctelor date $I(x_1\ y_1)$, a unghiului ξ_1 de oscilaţie a tachetului şi a unghiului φ_1 de rotaţie a camei. Profilul camei se aproximează, pe intervalul dintre două puncte cunoscute, prin arce de cerc.

Din triunghiul variabil $O_jA_1A_1$ rezultă:

$$\xi_1 = \arccos \frac{\ell_{OA}^2 + \ell_{A}^2 - \ell_{O}^2}{2\ell_{OA} \cdot \ell_{A}} \tag{3.59}$$

în care ℓ_{OA} şi ℓ_{A} sînt lungimi date, iar ℓ_{O} se calculează cu relaţia:

$$\ell_{O} = \sqrt{x^2 + y^2} \tag{3.60}$$

în care x şi y sînt coordonatele centrului rolei, care se calculează în funcţie de coordonatele punctului de contact $I(x_1\ y_1)$ şi de unghiul β_1, pe care raza de curbură a profilului îl face cu abscisa.

$$\beta_1 = \text{arc tg}\,\frac{y_1 - b_1}{x_1 - a_1} \tag{3.61}$$

în care a_1, b_1 sînt coordonatele centrelor de curbură O_1.

Rezultă astfel relaţiile:

$$x_{A_1} = x_1 + \frac{r}{\cos \varepsilon_1} \tag{3.62}$$

$$y_{A_1} = y_1 + \frac{r}{\sin \varepsilon_1} \tag{3.63}$$

Se notează cu ε_1 unghiul direcţiei curente OA_1 cu abscisa, iar unghiul $A_1O_jA_1$, cu α_1.

$$\alpha_1 = \arccos \frac{\ell_{OE}^2 + \ell_{OA}^2 - \ell_{AE}^2}{2\ell_{OE}\,\ell_{OA}} \tag{3.64}$$

Se observă că

$$\varepsilon_1 = \widehat{E_1 OX} - \alpha_1 \tag{3.65}$$

în care

$$\widehat{E_1 OX} = \operatorname{arc\,tg} \frac{Y_E}{X_E} \tag{3.66}$$

Unghiul de rotație a camei, φ_1, se calculează cu relația:

$$\varphi_1 = \varepsilon_1 - \varepsilon_0 \tag{3.67}$$

Când profilul camei este definit prin coordonatele profilului teoretic, rezolvarea se simplifică prin faptul că se cunosc direct coordonatele centrului rolei, adică x_{E_1} și y_{E_1}.

Se obțin în final perechi de valori ξ_1, φ_1, corespunzătoare numărului de puncte date ale profilului.

Pentru determinarea legii de variație a unghiului de oscilație a tachetului $\xi_1 = f(\varphi_1)$, se aproximează profilul real prin arce de cerc corespunzătoare fiecărui interval limitat de două puncte cunoscute. Ca urmare, pe acest interval centrul rolei , se deplasează pe un arc de cerc de rază R_1, coordonatele lui fiind soluțiile sistemului (3.68) format de ecuațiile cercurilor cu centrul în A și rază ℓ_{AE}, respectiv în O_1 și rază R_1

$$\begin{aligned} (x - x_{A_1})^2 + (y - y_{A_1})^2 &= \ell_{A_1 E_1}^2 \\ (x - a_1)^2 + (y - b_1)^2 &= R_1^2 \end{aligned} \tag{3.68}$$

în care

$$\begin{aligned} x_{A_1} &= \ell_{OA} \cos \varepsilon_1 \\ y_{A_1} &= \ell_{OA} \sin \varepsilon_1 \end{aligned} \tag{3.69}$$

$$\varepsilon_1 = \psi_0 + \varphi_1 - \alpha \tag{3.70}$$

Rezultă astfel că soluțiile sistemului (3.62) sînt de forma:

$$x_{E_1} = f_{11}(\varphi_1) \quad \text{și} \quad y_{E_1} = f_{12}(\varphi_1) \tag{3.71}$$

aceste soluții fiind valabile pe intervalul dintre două puncte cunoscute. Pe acest interval lungimea ℓ_{U_1} variază în funcție de φ_1 după o lege de formă:

$$\ell_{U_1} = \sqrt{x_{T_1}^2 + y_{T_1}^2} \tag{3.72}$$

care introdusă în relația (3.59) determină expresia dependenței unghiului de oscilație al tachetului ξ_1 de rotație al camei φ_1, pe intervalul considerat.

Uneori resolvarea acestor aspecte necesare stabilirii dependenței funcționale dintre mișcarea tachetului și mișcarea camei, cînd se cunosc n perechi de valori ale acestor mărimi, se poate simplifica prin folosirea metodelor matematice usuale de aproximare, ca metoda interpolării și metoda celor mai mici pătrate. Rezultatele astfel obținute pot fi verificate prin folosirea relațiilor de sinteză a profilului.

Resolvarea tuturor acestor calcule pe calculator asigură operativitate și posibilitatea unor rezultate optimizate.

3.6. Dependența profilului camei de legea de mișcare și tipul mecanismului considerat

Elementul de inițializare a studiului unei distribuții de motor cu ardere internă este epura de distribuție. Ea se stabilește prin calculul schimbului de încărcătură sau se adoptă după motoare similare. In etapa următoare se aleg legile de mișcare ale supapei la ridicare și coborîre. Durata ridicării și coborîrii, deci unghiurile de rotație a camei, ca și aspectul legilor respective, se stabilesc pe baza unor condiții de optimizare dinamică și de schimb de încărcătură.

Este interesant de observat faptul că, la sinteza mecanismelor cu came, se obțin profile simetrice sau asimetrice, funcție atît de aspectul ramurilor de ridicare și coborîre ale legii de mișcare, cît și de tipul mecanismului considerat.

Cînd cele două ramuri au forme diferite, se obțin prin proiectare, în general, came cu profile asimetrice atît sub aspectul formei, cît și al unghiurilor pe care se dispun.

In cele ce urmează se va analiza corelația unghiurilor de dispunere a profilelor de ridicare și coborîre pentru tipurile de mecanisme cu came utilizate în distribuțiile motoarelor cu ardere internă, cînd legile de ridicare și coborîre sînt identice.

Să considerăm mecanismele din fig. 3.7.

Se remarcă faptul că în mișcarea relativă camă-tachet, se disting două unghiuri:

- unghiul de rotație a camei, φ ;
- unghiul razei vectoare a punctului de contact, ψ .

Aceste două unghiuri diferă în timpul mișcării, dar iau valori egale la capătul cursei.

Prin inversarea mișcării relative unghiul φ este materializat între poziția curentă a direcției de translație și poziția sa inițială.

Din geometria zonelor de contact camă-tachet, se observă că într-o poziție intermediară oarecare „i", raza de curbură R_i a profilului nu trece prin centrul de rotație al camei și ca urmare unghiul φ_i va fi diferit de ψ_i, fig.3.7 a, b, c.

La extremitățile profilului razele de curbură și razele vectoare ale punctului de contact se confundă, adică $R_o = \rho_o$ și $R_f = \rho_f$ și ca urmare $\varphi_f = \psi_f$, adică cele două unghiuri devin egale.

Dar unghiul φ este argumentul funcției prin care se exprimă legea de mișcare a tachetului, unghiul ψ este unghiul la centru al profilului camei. Dacă la capătul cursei cele două unghiuri devin egale, se subînțelege că dacă ridicarea și coborîrea se fac după aceeași lege, profilul camei rezultate este simetric.

Să considerăm un mecanism cu camă și tachet oscilant cu rolă fig.3.8.

S-a notat cu O - centrul de rotaţie al camei, cu A - centrul de oscilaţie a tachetului, cu - centrul rolei, cu ψ - unghiul direcţiei mobile O.. cu direcţia iniţială O.$_0$. Observaţiile referitoare la relaţiile dintre ρ_1 şi α_1 sînt valabile şi în acest caz.

Să considerăm triunghiul variabil OA...

In poziţia iniţială acesta este complet determinat. Se pot calcula unghiurile α_0 şi ξ_0.

In continuare unghiul se modifică corespunzător legii de mişcare impuse tachetului, adică $\xi_1 = \xi_0 + \xi(\varphi)$, iar unghiul α_1 şi latura O..$_1$ iau valori funcţie de aceasta.

Considerînd triunghiul OA.., pe profilul de ridicare, în două poziţii $OA_0 .._0$ şi $OA_1 .._1$, se observă următoarea relaţie între unghiuri:

$$\psi_{1r} = \varphi_1 + \alpha_1 - \alpha_0 \tag{3.73}$$

din care rezultă că:

$$\psi_{1r} \neq \varphi_1 \text{, deoarece } \alpha_1 \neq \alpha_0$$

In ceea ce priveşte evoluţia valorică a unghiului α_1, se pot stabili următoarele aspecte:

Triunghiul deformabil O.. are laturile OA şi .. de lungime dată.

La creşterea unghiului ξ_1 latura O.. creşte, iar unghiul α_1 se modifică.

Relaţia de calcul a lui α_1 este dată de legea cosinus şi anume:

$$\cos\alpha_1 = \frac{\ell_{AO}^2 + \ell_{O..}^2 - \ell_{A..}^2}{2\,\ell_{AO} \cdot \ell_{O..}} = F(\ell_{O..}) \tag{3.74}$$

fiind deci o funcţie de $\ell_{O..}$.

Valoarea lui $\ell_{O..}$ pentru care α_1 devine maxim este soluţia ecuaţiei:

$$F'(\ell_{OM}) = \frac{1}{2\,\ell_{AO}}\left(1 - \frac{\ell_{AO}^2 - \ell_{AM}^2}{\ell_{OM}^2}\right) = 0 \qquad (3.75)$$

din care rezultă:

$$\ell_{OM}^2 = \ell_{AO}^2 - \ell_{AM}^2 \qquad (3.76)$$

Relația (3.76), corespunzînd unui triunghi dreptunghic, demonstrează că α_1 atinge un maxim cînd unghiul din M este drept.

Ca urmare, α_1 crește odată cu ξ_1 pînă cînd unghiul OM_1A atinge valoarea de 90°, apoi scade și deci, în cazul cel mai general, unghiul corespunzător porțiunii de profil parcurse de punctul de contact, este diferit de unghiul de rotație a camei.

Pe profilul de coborîre, relația (3.73) devine:

$$\psi_{1c} = \varphi_1 + \alpha_1 - \alpha_f \qquad (3.77)$$

deci și aici:

$$\psi_{1c} \neq \varphi_1$$

Se observă că, în cazul general, valorile maxime ale unghiurilor profilelor de ridicare și coborîre sînt diferite, și anume:

$$\psi_r \neq \psi_c \qquad (3.78)$$

raportul lor fiind determinat de corelația sensurilor de rotație a camei și tachetului. La inversarea sensului de rotație a camei, formele celor două profile se vor modifica. Din acest punct de vedere se impune o observație importantă:

In cazul motoarelor policilindrice cu două linii, acționate de arbori cu came, distincți, atunci cînd sensul de rotație al acestora este identic, în scopul asigurării unor legi de mișcări identice a supapelor celor două linii, se pot folosi came identice numai dacă legile de mișcare sînt identice la ridicare și coborîre. Camele respective vor ataca rola tachetului cu flancurile inversate. Alegînd legi de ridicare și coborîre a supapelor diferite, va rezulta, în mod obligatoriu, necesitatea echipării celor doi arbori de distribuție cu came diferite, fig. 3.9.

4. INFLUENȚA LEGII DE MIȘCARE A SUPAPEI ASUPRA COMPORTĂRII MECANISMULUI DE DISTRIBUȚIE

4.1. Generalități

Proiectarea mecanismului de distribuție pe baza unei legi de mișcare optimizate a supapei este destinată să confere acestuia calități superioare atît în privința procesului gazodinamic, cît și în privința regimului dinamic de funcționare. Optimizarea legii de mișcare impune astfel analiza modului în care calitățile ei se reflectă asupra funcțiilor principale ale mecanismului de distribuție. Prin aceasta se studiază posibilitatea realizării unor corelații între parametrii funcționali ai motorului, parametrii constructivi ai mecanismului de distribuție și parametrii legii de mișcare.

Problematica realizării unei distribuții corespunzătoare trebuie să cuprindă și preocuparea pentru îndeplinirea unor condiții de siguranță în funcționare și de anduranță.

Ca urmare, legea de mișcare a supapei, optimizată sub aspectul condițiilor dinamice și de umplere, trebuie să asigure un nivel al solicitărilor elementelor mecanismului în limitele valorilor admisibile.

In scopul verificării acestor condiții este necesară studierea prin metoda cinetostatică a mecanismului de distribuție, urmată de calculul stărilor de tensiune, precum și a unui calcul de verificare a arcurilor, ținînd cont de suprasolicitările dinamice ale acestora.

4.2. Calculul cinetostatic al mecanismului de distribuţie

Metoda cinetostatică permite calculul reacţiunilor dinamice din cuplele cinematice şi prin aceasta stabilirea stării de solicitare a elementelor componente ale mecanismului de distribuţie. Termenii corespunzători frecării se introduc în calcul prin aproximaţii succesive.

Mecanismul de distribuţie fiind plan, se pot scrie, conform principiului lui d'Alembert, pentru fiecare element cîte trei ecuaţii scalare de echilibru:

$$F_x + F_{x\ leg} + F_{xi} = 0 \qquad (4.1)$$

$$F_y + F_{y\ leg} + F_{yi} = 0 \qquad (4.2)$$

$$M_z + M_{z\ leg} + M_{zi} = 0$$

Se utilizează indicii 1 ... 7, în concordanţă cu numărul elementului asupra căruia acţionează forţa a, g, i, în concordanţă cu originea forţelor: a - forţa elastică; g - forţa gazelor; i - forţa de inerţie.

Pentru reacţiuni se utilizează simbolul R, urmat de două cifre, prima indicînd numărul elementului de la care provine reacţiunea, a doua, numărul elementului asupra căruia aceasta acţionează. Avînd în vedere caracterul alternativ al mişcării mecanismului, se adoptă ca sens pozitiv al forţelor, sensul acceleraţiilor negative.

Elementul 7 - supapa, este acţionată de către culbutor prin intermediul patinei 6, figura 4.1.

Supapa se află în echilibru sub acţiunea forţei arcului F_{7a}, forţei gazelor F_{7g}, forţei de inerţie F_{7i}, greutăţii G_7 şi reacţiunilor dinamice cu frecare notate cu asterisc, R_{17}^{*} şi R_{67}^{*}.

Forţele considerate se calculează cu următoarele relaţii:

$$F_{7a} = F_0 + c \cdot a_7; \quad F_{7g} = 1 - \frac{\varphi_2}{\varphi_{2a}} \cdot F_{vg}$$
$$F_{vg} = \frac{\pi d_s^2}{4} (p_g - 1); \quad F_{7i} = - m_7 \cdot a_7 \qquad (4.3)$$

în care:

- φ_{2a} este unghiul de avans la evacuare corespunzător arborelui cu came; pentru $\varphi_2 > \varphi_{2a}$ se ia $F_{7g} = 0$;

- p_g este presiunea gazelor (rezultă din diagrama indicată).

Ecuația vectorială de echilibru a supapei:

$$\overline{F}_{7a} + \overline{F}_{7g} + \overline{F}_{7i} + \overline{G}_7 + \overline{R}^*_{17} + \overline{R}^*_{67} = 0 \qquad (4.4)$$

se descompune în ecuațiile de proiecție:

$$F_{7a} + F_{7g} - F_{7i} - G_7 + R^*_{17y} - R^*_{67y} = 0 \qquad (4.5)$$

și

$$R^*_{17x} - R^*_{67y} = 0 \qquad (4.6)$$

Prin scrierea relațiilor între componentele de frecare și componentele normale ale reacțiunilor R_{17} și R_{67} rezultă ecuațiile:

$$R^*_{17y} = f_1 \cdot R^*_{17x} \qquad (4.7)$$

$$R^*_{67x} = f_1 \cdot R^*_{67y} \qquad (4.8)$$

în care f_1 este coeficientul de frecare în cuplele de translație (ghidaje).

Ecuațiile (4.5 ... 4.8) determină componentele reacțiunilor care se calculează cu relațiile:

$$R^*_{17} = R^*_{17x}\sqrt{1 + f_1^2}$$

și

$$R^*_{67} = R^*_{67y}\sqrt{1 + f_1^2} \qquad (4.9)$$

Elementul 6, împreună cu forțele și momentele care acționează asupra lui este reprezentat în figura 4.2.

Ecuația de echilibru este următoarea:

$$\overline{R}_{76} + \overline{G}_6 + \overline{R}_{56} + \overline{F}_{6i} = 0 \qquad (4.10)$$

în care:

$$F_{ii} = - m_6 \cdot a_7 \qquad (4.11)$$

Reacţiunile se calculează prin aproximaţii succesive, numărul treptelor de aproximare fiind limitat de precizia impusă.

La prima aproximaţie se neglijează frecarea în articulaţie, iar la aproximaţiile următoare ea se calculează pe baza rezultatelor anterioare.

In această situaţie, ecuaţiile de proiecţii corespunzătoare acestui element sînt:

$$R_{56y} - R^*_{76y} + G_6 + F_{61} = 0 \qquad (4.12)$$

şi

$$R_{56x} = f\, R^*_{76y} \qquad (4.13)$$

din care se calculează componentele R_{56y} şi R_{56x} ale reacţiunii din articulaţie cu ajutorul cărora se determină componentele forţei de frecare corespunzătoare, cu relaţiile:

$$F_{fcx} = f_2\, R_{56y} \qquad (4.14)$$

şi

$$F_{fcy} = f_2\, R_{56x} \qquad (4.15)$$

în care f_2 este coeficientul de frecare în cupla de rotaţie.

Se trece la următoarea aproximaţie în care se calculează componentele reacţiunii din articulaţia C, cu considerarea frecării, şi anume:

$$R^*_{56y} = R^*_{76y} - G_6 - F_{61} + F_{fcx} \qquad (4.16)$$

şi

$$R^*_{56x} = f_1\, R^*_{76y} - F_{fcx} \qquad (4.17)$$

şi componentele forţei de frecare:

$$F_{fcx} = f_2\, R^*_{56y}$$

şi

$$F_{fcy} = f_2\, R^*_{56x} \qquad (4.18)$$

urmînd să se calculeze valoarea rezultantei:

$$R^*_{56} = \sqrt{R^{*2}_{56x} + R^{*2}_{56y}} \qquad (4.19)$$

Recalcularea se încheie cînd diferenţa valorilor reacţiunii rezultante în două aproximaţii succesive, devine:

$$\varepsilon^* \le \frac{1}{10} N^*_{56} \qquad (4.20)$$

Momentul de frecare din articulația C se calculează cu relația:

$$M_{f56} = f_2 N^*_{56} \frac{d_c}{2} \qquad (4.21)$$

în care d_c este diametrul articulației din C.

Poziția reacțiunii N^*_{76y} rezultă din ecuație de momente scrisă pentru elementul 6 în raport cu punctul C:

$$M_{f56} - N^*_{76y}\, n - f_1 N^*_{76y}\, h = 0 \qquad (4.22)$$

$$n = \frac{M_{f56} - f_1 N^*_{76y}\, h}{N^*_{76y}} \qquad (4.23)$$

Elementul 5 - culbutorul - execută o mișcare oscilantă în jurul articulației B_o.

Forțele de inerție ale acestui element se reduc la o forță de inerție rezultantă F_{5i}, aplicată în centrul său de greutate și la un moment M_{5i} al forțelor de inerție.

$$F_{5i} = - m_5 \cdot a_s$$
$$M_{5i} = - I_{s5} \cdot \varepsilon_5 \qquad (4.24)$$

Acest torsor se înlocuiește printr-un sistem echivalent, compus dintr-o forță de inerție tangențială acționînd în C, F_{5ic} și o forță de inerție normală aplicată în C, F_{5in}:

$$F_{5ic} = - \frac{I_{s5} \cdot \varepsilon_5 + m_5 \cdot \varepsilon_5\, \ell^2_{B_oS}}{\ell_{B_oC}} = - \frac{I_{B_o}}{\ell_{B_oC}} \cdot \varepsilon_5 =$$
$$= - m_{culb} \cdot \varepsilon_5 \cdot \ell_{B_oC} \qquad (4.25)$$

$$F_{5in} = m_5 \cdot \omega_5^2 \cdot \ell_{B_oC} \qquad (4.26)$$

în care:

m_{culb} - masa culbutorului, 5, redusă în C.

In fig.4.5 este desenat culbutorul cu forțele și momentele ce acţionează asupra lui.

Ecuaţiile de proiecţii ale forţelor, pentru elementul 5, în prima aproximaţie, neglijînd frecarea, sînt:

$$R^{*}_{65x} - F_{51c}\sin(\beta-\gamma) + F_{51s}\cos\psi - R_{15x} - R_{45x} = 0 \qquad (4.27)$$

$$R^{*}_{65y} - F_{51c}\cos(\beta-\gamma) + F_{51s}\sin\psi - G_5 - R_{15y} +$$

$$+ R_{45y} = 0 \qquad (4.28)$$

în care

γ = arc tg $\frac{a}{\ell_{BoC}}$ - unghiul dintre braţele culbutorului

ψ = arc tg $\frac{y_s}{x_s}$; x_s, y_s fiind coordonatele centrului de greutate al culbutorului.

β = arc tg $\frac{c}{d} - (\varphi_5 - \pi)$ - unghiul braţului B_oB al culbutorului, cu axa $O-X$.

Ecuaţia de momente în raport cu B_o, în aceleaşi condiţii, este următoarea:

$$R^{*}_{65y}\cos(\beta-\gamma)\cdot\ell_{BoC} + R^{*}_{65x}\sin(\beta-\gamma)\,\ell_{BoC} + F_{51c}\,\ell_{BoC} +$$

$$+ M_{f65} + G_5 x_s + R_{45x}\,\ell_{BoB}\sin\beta - R_{45y}\,\ell_{BoB}\cos\beta = 0 \qquad (4.29)$$

Elementul 4 - tija împingătoare, se află în echilibru dinamic sub acţiunea forţei de inerţie, a greutăţii şi reacţiunilor din A şi B, fig.4.4.

Se consideră masa elementului concentrată în A şi B.

Ecuaţiile de proiecţii ale forţelor după direcţiile axelor de coordonate, în prima aproximaţie, sînt:

$$R_{54x} - R_{34x} + F^{n}_{41B}\cos\beta + F^{t}_{41B}\sin\beta - F^{n}_{41A}\sin\delta +$$

$$+ F^{t}_{41A}\cos\delta = 0 \qquad (4.30)$$

$$R_{54y} - R_{34y} + F^{n}_{41B}\sin\beta - F^{t}_{41B}\cos\beta - F^{n}_{41A}\cos\delta -$$

$$- F^{t}_{41A}\sin\delta + G_4 = 0 \qquad (4.31)$$

în care:

$$F^n_{41B} = \frac{m_4}{2} \cdot \omega_5^2 \; l_{DOB}$$

$$F^t_{41B} = -\frac{m_4}{2} \cdot \varepsilon_5 \; l_{DOB}$$

$$F^n_{41A} = \frac{m_4}{2} \cdot \omega_3^2 \; l_{AOA} \qquad (4.32)$$

$$F^t_{41A} = -\frac{m_4}{2} \cdot \varepsilon_3 \; l_{AOA}$$

m_4 - masa tijei împingătoare

$$G_4 = m_4 \, g$$

$$\delta = \text{arc tg} \frac{d}{c} + \varphi_{31}$$

Ecuația de momente în raport cu A, centrul de greutate al elementului 3 este dată de relația:

$$F^n_{41B} \sin\mu \frac{l_{AB}}{2} - F^t_{41B} \cos\mu \frac{l_{AB}}{2} + R_{54x} \frac{l_{AB}}{2} \cdot \cos\xi -$$

$$- R_{54y} \frac{l_{AB}}{2} \sin\xi + F^n_{41A} \frac{l_{AB}}{2} \sin\varepsilon - F^t_{41A} \frac{l_{AB}}{2} \cos\varepsilon +$$

$$+ R_{34x} \frac{l_{AB}}{2} \cos\xi - R_{34y} \frac{l_{AB}}{2} \sin\xi = 0 \qquad (4.33)$$

în care:

$$\xi = \text{arc tg} \frac{d}{c} + \varphi_{41}$$

$$\varepsilon = \delta - \xi = \varphi_3 - \varphi_4$$

$$\mu = 2\pi - \varphi_5 + \varphi_4$$

Soluțiile sistemului de ecuații (4.27 ... 33) sînt: R_{15x}, R_{15y}, R_{45x}, R_{45y}, R_{34x}, R_{34y} - componentele reacțiunilor fără frecare din articulațiile B_{e}, B și A.

Se calculează, în continuare, reacțiunile și momentele de frecare din articulațiile B_{e}, B și A:

$$R_{15} = \sqrt{R_{15x}^2 + R_{15y}^2}$$

$$R_{45} = R_{54} = \sqrt{R_{45x}^2 + R_{45y}^2}$$

$$R_{34} = R_{43} = \sqrt{R_{34x}^2 + R_{34y}^2}$$

$$M_{f15} = f_2 \frac{d_{Be}}{2} R_{15} \qquad (4.34)$$

$$M_{f45} = f_2 \frac{d_B}{2} R_{45}$$

$$M_{f34} = f_2 \frac{d_A}{2} R_{34}$$

Urmează recalcularea reacțiunilor cu frecare, cînd în ecuațiile de momente, (4.29) și (4.33) se introduc și momentele de frecare.

Sistemul de ecuații (4.27 ... 33) ia forma:

$$R_{65x}^{*} - F_{51c} \sin(\beta - \gamma) + F_{54s} \cos\theta - R_{15x}^{*} -$$

$$- R_{45x}^{*} = 0 \qquad (4.27')$$

$$R_{65y} - F_{51c} \cos(\beta - \gamma) + F_{54s} \sin\theta - G_5 -$$

$$-R^*_{15y} + R^*_{45y} = 0 \tag{4.28'}$$

$$R^*_{65y}\cos\beta\,\ell_{BoC} + R^*_{65x}\sin\beta\,\ell_{BoC} - F_{51c}\cdot\ell_{BoC} + M_{f65} + G_5 x_5 + R^*_{45x}\,\ell_{BoB}\sin\beta - R^*_{45y}\,\ell_{BoB}\cos\beta + M_{f15} + M_{f45} = 0 \tag{4.29'}$$

$$R^*_{54x} - R^*_{34x} + F^n_{41B}\cos\beta + F^t_{41B}\sin\beta - F^n_{41A}\sin\delta + F^t_{41A}\cos\delta = 0 \tag{4.30'}$$

$$R^*_{54y} - R^*_{34y} + F^n_{41B}\sin\beta - F^t_{41B}\cos\beta - F^n_{41A}\cos\delta - F^t_{41A}\sin\delta + G_4 = 0 \tag{4.31'}$$

$$F^n_{41B}\sin\mu - F^t_{41B}\cos\mu + R_{54x}\cos\xi - R_{54y}\sin\xi + F^n_{41A}\sin\varepsilon - F^t_{41A}\cos\varepsilon - R_{34}\sin\xi - R_{34y}\cos\xi - M_{f54} - M_{f34} = 0 \tag{4.33'}$$

Condiţia de precizie impusă este:

$$\varepsilon^* = R^*_{15x(i+1)} - R^*_{15xi} \le \frac{1}{10} R^*_{15xi}$$

Elementul 3 - tachetul oscilant - execută o mişcare oscilantă în jurul articulaţiei din A_o.

Forţele de inerţie ale acestui element se reduc la un sistem echivalent compus dintr-o forţă de inerţie tangenţială acţionînd în A, F_{31A} şi o forţă de inerţie normală, aplicată în S, F_{31s}:

$$F_{31A} = -\frac{I_{s3} \cdot \varepsilon_3 + m_3 \cdot \varepsilon_3 \ell^2_{AOS}}{AOA} = -\frac{I_{AO}}{AOA} \cdot \varepsilon_3 =$$

$$= -m_t \cdot \varepsilon_3 \cdot \ell_{AOA} \tag{4.35}$$

$$F_{31s} = m_3 \cdot \omega^2 \ell_{AOS} \tag{4.36}$$

în care

m_t - masa tachetului 3, redusă în A.

In fig.4.3, este desenat tachetul oscilant cu forţele şi momentele ce acţionează asupra lui.

Ecuaţiile de proiecţii ale forţelor, în prima aproximaţie neglijînd frecarea, sînt:

$$R^*_{43x} - R_{13x} + R_{23x} + F_{31s} \sin(\delta_1 + \delta) +$$

$$+ F_{31A} \cos\delta = 0 \tag{4.37}$$

$$G_3 + R^*_{43y} - F_{31A} \sin\delta - R_{23y} + R_{13y} -$$

$$- F_{31s} \cos(\delta_1 + \delta) = 0 \tag{4.38}$$

Ecuaţia de momente în raport cu punctul A este următoarea:

$$- R^*_{43y} \cdot \ell_{AOA} \sin\delta + R^*_{43x} \ell_{AOA} \cos\delta + F_{31A} \cdot \ell_{AOA} +$$

$$+ R_{23y} \ell_{AOB} \sin(\alpha_3 + \delta) - G_3 \ell_{AOS} \sin(\delta_1 + \delta) +$$

$$+ R_{23x} \ell_{AOB} \cos(\alpha_3 + \delta) = 0$$

unde:

$$\delta_1 = \left| \text{arc tg } \frac{y_s}{x_s} - \text{arc tg } \frac{y_B}{x_B} \right|$$

Reacţiunea R_{23}, fără frecare, acţionează pe direcţia normalei n - n în punctul de contact al rolei cu cama.

Determinarea sistemului de ecuaţie (4.37 ... 39) ce conţine patru necunoscute, $R_{13x}, R_{13y}, R_{23x}, R_{23y}$, se asigură prin completarea lui cu încă două relaţii de legătură între reacţiunea R_{23} şi componentele sale, exprimată prin intermediul coeficientului unghiular m, al normalei la profilul camei.

$$R_{23x} = R_{23} \cos(\text{arc tg } m) \qquad (4.40)$$

$$R_{23y} = R_{23} \sin(\text{arc tg } m) \qquad (4.41)$$

Cînd studiul cinetostatic se face concomitent cu sinteza profilului, coeficientul „m" se exprimă prin relaţia:

$$m = \frac{\frac{\partial F}{\partial y}}{\frac{\partial F}{\partial x}} \quad \text{respectiv} \quad m = - \frac{d_x}{d_y} \qquad (4.42)$$

În funcţie de felul cum este definit profilul camei, implicit sau parametric. Dacă se efectuează studiul unui mecanism de distribuţie, a cărui camă este definită prin coordonatele centrului rolei, atunci pentru stabilirea lui „m" se impune fie determinarea funcţiei profilului, folosind una din metodele cunoscute, - interpolare şi a celor mai mici pătrate, întrucît ne aflăm în situaţia de a cunoaşte o dependenţă numerică între „n" valori ale coordonatelor profilului, fie aproximînd pe intervalul dintre trei puncte succesive date, profilul real prin arce de cerc şi exprimînd coeficientul unghiular al normalei în funcţie de coordonatele punctului dat şi coordonatele centrului cercului „a, b", şi anume:

$$m = \frac{2y_1 + b}{2x_1 + a} \qquad (4.43)$$

Acest din urmă caz implică următoarele consideraţii:

- punctul considerat va fi punct mijlociu al arcului de aproximare şi se va amplasa în poziţia de funcţionare dată prin unghiul ψ_i:

$$\psi_i = \psi_o + i.p - \varphi_{21} \qquad (4.44)$$

în care

$$\psi_o = \alpha_o + \operatorname{arc\,tg} \frac{b}{a} \qquad (4.45)$$

p - pasul unghiular între două puncte date

- coordonatele celor trei puncte folosite pentru definirea arcului de aproximare se calculează cu relaţiile:

$$x_i = R_i \cos \psi_i \qquad (4.46)$$
$$y_i = R_i \sin \psi_i$$

- se formează sisteme de forma:

$$x_{i-1}^2 + y_{i-1}^2 + ax_{i-1} + by_{i-1} + c = 0$$
$$x_i^2 + y_i^2 + ax_i + by_i + c = 0 \qquad (4.47)$$
$$x_{i+1}^2 + y_{i+1}^2 + ax_{i+1} + by_{i+1} + c = 0$$

din care rezultă a, b, c şi se determină funcţia de aproximare

$$f(x,y) = x^2 + y^2 + ax + by + c = 0 \qquad (4.48)$$

Coeficientul unghiular al normalei se determină cu relaţia:

$$m = \frac{\dfrac{\partial f(x,y)}{\partial y}}{\dfrac{\partial f(x,y)}{\partial x}} \qquad (4.49)$$

Inlocuind expresiile (4.40) şi (4.41) în ecuaţia de momente (4.39), se obţine mărimea reacţiunii fără frecare:

$$R_{23} = \frac{R^*_{43y}\, l_{AOA} \sin\delta - R^*_{43x}\, l_{AOA} \cos\delta - F_{31A}\, l_{AOA} + G_3\, l_{AOS} \sin(\delta_1 + \delta)}{l_{AO}\; \sin(\alpha_3 + \delta).\sin \operatorname{arc\,tg} m + \cos(\alpha_3 + \delta).\cos \operatorname{arc\,tg} m} =$$
$$= \frac{l_{AOA}(R^*_{43y} \sin\delta + R^*_{43x} \cos\delta + F_{31A} + G_3 l_{AOS}.\sin(\delta_1 + \delta)}{l_{AO}\; \cos(\alpha_3 + \delta - \operatorname{arc\,tg} m)} \qquad (4.50)$$

În continuare, din relațiile (4.37),(4.38) rezultă componentele reacțiunii R_{13}:

$$R_{13x} = R_{23x} + R^*_{43x} - F_{31s}\sin(\delta_1+\delta) + F_{31A}\cos\delta \qquad (4.51)$$

$$R_{13y} = R_{23y} - R^*_{43y} + F_{31s}\cos(\delta_1+\delta) + F_{31A}\sin\delta - G_3 \qquad (4.52)$$

În aproximația următoare, luîndu-se în considerare frecarea, relația (4.50) se completează cu termenii reprezentînd momentele de frecare din cuplele cinematice: $M_{f13}, M_{f43}, M_{f23}, M_{fr23}$.

$$M_{f13} = f_2\, R_{13}\,\frac{d_{A_0}}{2} = f_2\,\frac{d_{A_0}}{2}\sqrt{R^2_{13x} + R^2_{13y}} \qquad (4.53)$$

$$M_{f23} = f_2 \cdot R_{23} \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$M_{fr23} = k \cdot R_{23}$$

k - coeficient de frecare de rostogolire

Se notează:

$$M = G_3 \cdot \ell_{AO_3} \cdot \sin(\delta_1 + \delta)$$

În felul acesta, relațiile (4.50;51;52) devin:

$$R^*_{23} = \frac{\ell_{AO_3}(R^*_{43y}\sin\delta + R^*_{43x}\cos\delta + F_{31A}) - M_{f43} + M_{f13} - M_{f23} + M_{fr23} + M}{\ell_{AO_3}\cos(\alpha_3 + \delta - \mathrm{arc\,tg}\, m)} \qquad (4.50')$$

$$R^*_{13x} = R^*_{23x} + R^*_{43x} - F_{31s}\sin(\delta_1 + \delta) + F_{31A}\cos\delta \qquad (4.51')$$

$$R^*_{13y} = R^*_{23y} - R^*_{43y} + F_{31s}\cos(\delta_1 + \delta) + F_{31A}\sin\delta - G_3 \qquad (4.52')$$

Condiția de precizie impusă este

$$\varepsilon^* = R^*_{23i+1} - R^*_{23i} \le \frac{1}{10} R^*_{23i}$$

Cunoscînd variația reacțiunii R^*_{23} și a momentului M_{fr23} pe un ciclu, se poate determina momentul rezistent la axul cu came

$$M_R = R_{23} \cdot d + M_{fr32}$$

în care

d - brațul reacțiunii R^*_{23} față de centrul de rotație a camei.

$$M_{fr32} = M_{fr23}$$

Momentul M_R, astfel determinat, corespunde unui singur mecanism de distribuție. Variația pe un ciclu a momentului rezistent la arborele cu came al întregii distribuții însumează valorile momentane corespunzătoare tuturor mecanismelor componente, considerate în concordanță cu decalajul dintre came. Din relațiile precedente se observă că variația reacțiunii R_{23} normală pe camă este afectată de valoarea coeficientului unghiular al normalei la profil și ca urmare depinde de forma profilului camei.

Corelația între forța de contact dintre tachet și camă F, reacțiunea normală R_{23} și forma camei, se exprimă prin intermediul unghiului de presiune α.

$$R_{23} = \frac{F}{\cos\alpha} \qquad (4.54)$$

Valoarea unghiului de presiune, în cazul mecanismului cu tachet oscilant cu rolă, se determină în funcție de legea de mișcare a tachetului, de dimensiunile și poziția mecanismului, figura 4.6. Peste schema mecanismului desenată la scara k_s, se construiește poligonul vitezelor rabătute, astfel ca viteza camei să fie reprezentată prin segmentul DO.

In aceste condiții, scara vitezelor va avea valoarea $k_v = \omega . k_s$.

Viteza rabătută a tachetului se suprapune peste DA, iar viteza relativă va fi paralelă cu normala, triunghiul OEB corespunzînd deci vitezelor rabătute.

Se notează cu C piciorul perpendicularei din O pe OE. In triunghiul OCB, unghiul COB este egal cu unghiul de presiune α.

Din figură se observă că:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{CB}{OC} \quad \text{în care} \quad CB = DB - DC, \qquad \text{sau}$$

$$CB = AB - (AE - AO\cos\psi)$$

şi

$$OC = AO\sin\psi$$

Inlocuind segmentele prin mărimile ce le reprezintă şi scările respective se obţine următoarea relaţie de calcul a unghiului de presiune:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\frac{v_T}{\omega} \pm (l_{AO}\cos\psi - l_{AE})}{l_{AO}\cdot\sin\psi} \qquad (4.55)$$

în care semnul (+) şi (-) se consideră după cum $l_{AO} > l_{AE}$ şi $l_{AO} < l_{AE}$.

In relaţia (4.55) raportul $\frac{v_T}{\omega}$ reprezintă viteza redusă a centrului rolei s_1', iar unghiul de oscilaţie al tachetului, ψ, se poate înlocui prin suma $\psi = \xi_0 + \frac{s_1}{l_{AE}}$.

Se obţine astfel relaţia:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{s_1' \pm l_{AO}\cos(\xi_0 + \frac{s_1}{l_{AE}}) - l_{AE}}{l_{AO}\sin(\xi_0 + \frac{s_1}{l_{AE}})} \qquad (4.56)$$

care permite studiul variaţiei unghiului de presiune în funcţie de legea de mişcare a tachetului şi dimensiunile mecanismului.

In poziţiile extreme, viteza tachetului fiind zero, relaţia (4.56) devine:

$$\operatorname{tg}\alpha = \pm\frac{l_{AO}\cos(\xi_0 + \frac{s_1}{l_{AE}}) - l_{AE}}{l_{AO}\sin(\xi_0 + \frac{s_1}{l_{AE}})} \qquad (4.57)$$

Relaţia (4.57) permite rezolvarea mai multor probleme:

a) cunoscînd dimensiunile mecanismului, razele extreme ale camei, raza rolei şi unghiul de oscilaţie al tachetului se calculează valorile unghiului de presiune α, pe cercul de bază şi pe vîrful camei.

b) cunoscînd dimensiunile mecanismului şi unghiul de presiune se poate calcula pentru $s_1 = 0$, raza minimă a profilului teoretic al camei. In acest scop se determină unghiul ξ_0 şi apoi folosind teorema cosinus se calculează lungimea l_0 din triungiul OAC, adică suma dintre raza minimă a camei şi raza rolei tachetului.

c) cunoscînd dimensiunile mecanismului, unghiul de presiune şi unghiul de oscilaţie maxim al tachetului, se determină suma dintre raza maximă a camei şi raza rolei.

Avînd în vedere dependenţa dintre forţa de contact F şi reacţiunea normală N_{23}, relaţia (4.54), precum şi dintre F şi reacţiunea normală din articulaţia A, N_{13}, exprimată prin relaţia:

$$N_{13} = F \cdot tg\,\alpha \tag{4.58}$$

rezultă necesitatea proiectării unor mecanisme camă-tachet care să realizeze valori limitate ale unghiului de presiune.

4.3. Consideraţii asupra compatibilităţii funcţionale a arcurilor mecanismelor de distribuţie ale motoarelor

4.3.1. Determinarea elementelor de bază pentru calculul arcurilor

Echiparea distribuţiei motoarelor cu ardere internă cu arcuri corespunzătoare, constituie o problemă cu implicaţii atît în privinţa funcţionării, cît şi a fiabilităţii.

Forţele dezvoltate de arcuri trebuie să asigure închiderea forţată a mecanismului de acţionare a supapei, deci urmărirea continuă a profilului camei şi pentru aceasta ele trebuie să depăşească forţele de inerţie, îndreptate în sensul desprinderii tachetului de camă şi totodată să compenseze efectul forţelor de frecare şi gazelor.

Aceste condiţii se exprimă prin relaţiile:

$$F_a = \alpha\, F_{is} \tag{4.59}$$

şi

$$F_o > \frac{\pi\, d_1^2}{4}\, p \tag{4.60}$$

în care:

F_s - forța arcului; în mod obișnuit, valoarea sa maximă;

$F_{is} = M_s \cdot a_s$ forța de inerție a mecanismului de distribuție, redusă la supapă;

M_s - masa echivalentă a mecanismului de acționare, redusă la supapă;

$\alpha = 1,3 \div 1,6$ - coeficient de siguranță;

a_s - accelerația maximă negativă a supapei; legile cele mai adecvate mișcării supapei au această valoare la capătul cursei;

$p = 0,5 \div 0,8$ daN/cm^2;

d_1 - diametrul scaunului supapei.

Pentru calculul lui F_{is} este necesară cunoașterea sistemului real al forțelor de inerție corespunzătoare mecanismului considerat, figura 4.7.

Se observă faptul că componentele normale ale forțelor de inerție corespunzătoare maselor oscilante sînt preluate de articulații, în mecanism transmițîndu-se numai componentele tangențiale.

Faza considerată corespunde tendinței mecanismului, ce sub acțiunea sistemului forțelor de inerție, să se deplaseze în sensul deschiderii supapei. Arcurile au rolul de a echilibra prin forța lor această tendință, asigurînd continuitatea mișcării. Ca urmare, F_{is} se determină dintr-un calcul cinetostatic, avînd semnificația componentei verticale a reacțiunii dinamice reduse la supapă, mecanismul fiind încărcat cu forțele de inerție ale elementelor. F_s apare ca o forță de echilibrare.

Se obține astfel expresia:

$$F_{is} = \left[(F_{13t} + F_{14t}) \cos\varphi \cos\psi + F_{14ot} \right] \cos\beta_1 \frac{l_{DOB}}{l_{DOC}} + F_{15t} \cos\beta_1 + F_{17} \qquad (4.61)$$

în care înlocuind termenii cu expresiile lor în funcție de masă şi acceleraţie, rezultă relaţia:

$$M_s \cdot a_s = \left[(m_t + \frac{m_4}{2})\,\varepsilon_2\, l_{AoA}\cos\varphi \cdot \cos\psi + \frac{m_4}{2}\varepsilon_4 l_{BoB}\right] \cdot$$

$$\cdot \cos\beta_1 \frac{l_{BoB}}{l_{BoC}} + m_{culb}\,\varepsilon_4 \cdot l_{BoC}\cos\beta_1 +$$

$$+ m_7 \cdot a_7 \qquad (4.62)$$

Relaţia (4.62) permite calcularea valorii forţei de inerţie reduse la supapă în funcţie de masele elementelor componente, de dimensiuni şi de acceleraţiile punctelor mecanismului.

Pentru calculele curente se pot face simplificări; astfel din expresia acceleraţiei supapei

$$a_s = l_{BoC}\,\omega_4^2 \sin\beta_1 - l_{BoC}\,\varepsilon_4 \cos\beta_1 \qquad (4.63)$$

se poate neglija primul termen datorită valorilor mici ω_4 şi β_1, apoi elementul (3), tija, execută o mişcare foarte apropiată de o translaţie astfel încît

$$\varepsilon_2\, l_{AoA}\cos\varphi\cos\psi \cong \varepsilon_4\, l_{BoB} \qquad (4.64)$$

In felul acesta relaţia (4.62) ia forma:

$$M_s \cdot l_{BoC}\cdot \varepsilon_4 \cos\beta_1 = (m_t + m_4)\cdot \varepsilon_4 l_{BoB}\cos\beta_1 \frac{l_{BoB}}{l_{BoC}} +$$

$$+ m_{culb}\,\varepsilon_4\, l_{BoC}\cos\beta_1 + m_7\, l_{BoC}\cdot \varepsilon_4 \cdot \cos\beta_1 \qquad (4.65)$$

Operînd simplificările se obţine relaţia de calcul a masei echivalente reduse la supapă a mecanismului de distribuţie.

$$M_s = (m_t + m_4)\left(\frac{l_{BoB}}{l_{BoC}}\right)^2 + m_{culb} + m_s + \frac{m_{arc}}{3} +$$

$$+ m_{gal} + m_{taler} \qquad (4.66)$$

Cînd mecanismul este echipat cu tachet în mişcare de translaţie, în relaţie vor interveni masa integrală a tachetului şi acceleraţia absolută, care la motoarele cu dimensiuni şi turaţii ridicate, vor determina valori mai mari ale forţei de inerţie reduse şi implicit forțe mai mari ale arcurilor.

Considerînd în cele două variante constructive că tacheții ar avea aceeași masă, forța de inerție tangențială corespunzătoare tachetului oscilant este o treime din forța de inerție corespunzătoare tachetului în mișcare de translație; în realitate, varianta cu tachet oscilant asigură masa mai mică, ceea ce conferă un plus de avantaj din acest punct de vedere.

După determinarea valorii F_{is} a forței de inerție corespunzătoare accelerației maxime negative, va putea fi determinată valoarea necesară a forței corespunzătoare a arcurilor, care în mod obișnuit este forța lor maximă, accelerația maximă negativă realizîndu-se la capătul cursei.

Așa cum s-a arătat la studiul legilor de mișcare, atunci cînd variația accelerației este lină în zona valorilor negative, variația forței arcurilor va putea urmări pe o zonă largă variația forței de inerție asigurînd mecanismului așa numita „stare de plutire". Ca urmare se va putea determina rigiditatea optimă a arcurilor, coeficientul „α" putînd lua valori sub limitele menționate; totodată se poate prelimina presiunea maximă de contact p_{max}, dintre tachet și camă, care nu trebuie să depășească valoarea admisibilă.

Cu elementele astfel precizate urmează să fie formulate datele pentru calculul arcurilor. Ele se referă la diametrul exterior, lungimea de montaj, forța de lucru, forța inițială de montaj, cursa activă de lucru, numărul de cicluri de variație a solicitării pe minut.

După stabilirea dimensiunilor, se determină eforturile unitare efective, obținute prin însumarea la solicitarea statică a solicitării dinamice, datorate regimului de oscilații al arcurilor.

4.3.2. Verificarea arcurilor de distribuţie luînd în considerare suprasolicitările dinamice

Ca urmare a consideraţiilor din 3.2 se impune verificarea adecvată a arcurilor.

In fig.4.8 este prezentată variaţia amplitudinii oscilaţiilor unui arc de supapă, luînd în considerare mai multe armonici.

Se vede că în cazul rezonanţei influenţa celorlalte armonici este foarte mică, ceea ce dovedeşte justeţea simplificării prin considerarea numai a armonicii de rezonanţă.

In ecuaţia (2.93), c_i este cunoscut din analiza armonică a funcţiei cursei, astfel că în afara factorului amortizării b, toate elementele necesare calculului sînt cunoscute. Cercetările lui Hussmann [35] dau lămuriri asupra mărimii ei.

Se remarcă valori minime ale amortizării pentru tensiuni iniţiale normale. La tensiuni mai mari, creşte amortizarea datorită lovirii reciproce a spirelor, iar la tensiuni mai mici, datorită saltului capetelor arcului pe talere. Deoarece în ecuaţia (2.93) amortizarea se află la numitor, interesează numai valoarea ei minimă, fig.4.9.

Se poate astfel efectua calculul solicitărilor suplimentare, datorate oscilaţiilor, la un arc dat, pentru o camă dată.

Dacă turaţia arborelui cu came poate oscila între n_1 şi n_2, atunci se va stabili pentru fiecare armonică, corespunzătoare valorilor întregi i cuprinse între $\frac{n_a}{n_1}$ şi $\frac{n_a}{n_2}$, amplitudinile c_i, apoi amortizarea b şi în final solicitarea $\overline{\tau}_{i\ max}$, după care se calculează solicitarea alternantă totală, corespunzătoare fiecărei armonici i, considerate.

Ea trebuie să fie mai mică decît solicitarea oscilantă admisibilă.

In caz că nu este satisfăcută această condiţie, se vor modifica dimensiunile arcului sau, în extrem, cama.

De obicei este suficient să se analizeze rezonanța pentru oscilația fundamentală ($\lambda = 1$) deoarece rezonanța pentru oscilațiile de ordin superior se află la valori ale numerelor de ordine i, foarte mari, ale căror amplitudini sînt foarte mici.

Se poate lucra, în consecință, cu un coeficient de siguranță mai mic decît cel obișnuit în calculele statice, avînd în vedere apropierea considerațiilor de calcul, de cele reale.

Experimental se constată că solicitările reale sînt inferioare celor rezultate din calcul din cauza elasticității mecanismului, care atenuează șocurile mai dure, datorate profilului necorespunzător al camei. Solicitările calculate se manifestă numai la turațiile de rezonanță - turații critice - care practic nu trebuie să dureze prea mult timp, aceasta în cazul motoarelor cu turație variabilă, ca de exemplu motoarele autovehiculelor. In cazul motoarelor cu un grad de neuniformitate al turației mic, se pot alege astfel condițiile încît turația nominală să fie în afara valorilor critice.

Considerînd cazul unei came polidine care asigură supapei o lege de mișcare simetrică $f(\varphi)$, etapele calculului sînt următoarele:

- se stabilește pulsația proprie a oscilației fundamentale a arcului, cu relația:

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30}$$

în care $n_n = 3,2 \frac{\tau'_{-1}}{h}$

$\tau'_{-1} = \frac{\tau - \tau_0}{\psi}$ efortul specific alternant static

$\tau = \frac{8F\,D_m}{d^3}$ efortul specific pentru supape deschisă

$\tau_0 = \frac{8F_0\,D_m}{d^3}$ efortul specific pentru supape închisă

$\psi = \frac{1 + \nu \cdot 2}{j - 1}$ factor de reducere

$j = \frac{D_m}{d}$ indicele arcului

- se calculează turațiile critice, cuprinse între $n_{c\ min}$ şi $n_{c\ max}$, le corespund valorilor i întregi cuprinse între $\frac{n_n}{n_{c\ max}}$ şi $\frac{n_n}{n_{c\ min}}$.

- corespunzător valorilor i se calculează efortul suplimentar maxim $\overline{\tau}_{1\ max}$ cu relația (2.93) în care c_1, amplitudinea armonicei perturbatoare, este egală cu a_1, b_1 fiind nulă.

Ținînd seama de jocul supapei, α_j fiind unghiul de consumare a jocului, amplitudinea a_1 se calculează cu relația:

$$\frac{\pi}{2} a_1 = - \frac{1}{i^2} f_2'(\alpha_j) \cos i\alpha_j + \frac{1}{i^3} f_2''(\alpha_j) \sin i\alpha_j +$$

$$+ \frac{1}{i^4} \Big\{ \cos i\alpha_1 f_2'''(\alpha_1) - \cos i\alpha_2 \left[f_2'''(\alpha_2) - f_3'''(\alpha_2) \right] -$$

$$- \cos i\alpha_3 \left[f_3'''(\alpha_3) - f_4'''(\alpha_3) \right] - \cos i\alpha_4 \left[f_4'''(\alpha_4) -\right.$$

$$\left. - f_5'''(\alpha_4) \right] - \cos i\alpha_5 f_5'''(\alpha_5) \Big\} - \frac{1}{i^5} \Big\{ \sin i\alpha_1 f_2^{IV}(\alpha_1) -$$

$$- \sin i\alpha_2 \left[f_2^{IV}(\alpha_2) - f_3^{IV}(\alpha_2) \right] - \sin i\alpha_3 \left[f_3^{IV}(\alpha_3) - f_4^{IV}(\alpha_3) \right] -$$

$$- \sin i\alpha_4 \left[f_4^{IV}(\alpha_4) - f_5^{IV}(\alpha_4) \right] - \sin i\alpha_5 f_5^{IV}(\alpha_5) \Big\} - \frac{1}{i^6} \cdot$$

$$\Big\{ \cos i\alpha_1 f_2^{V}(\alpha_1) - \cos i\alpha_2 \left[f_2^{V}(\alpha_2) - f_3^{V}(\alpha_2) \right] - \cos i\alpha_3 \cdot$$

$$\left[f_3^{V}(\alpha_3) - f_4^{V}(\alpha_3) \right] - \cos i\alpha_4 \left[f_4^{V}(\alpha_4) - f_5^{V}(\alpha_4) \right] -$$

$$- \cos i\alpha_5 f_5^{V}(\alpha_5) \Big\} \tag{4.67}$$

In cazul adoptării legii de mişcare a supapei de tip Kurz, expresiile funcțiilor componente şi ale derivatelor necesare pentru calculul lui a_i sînt prezentate mai jos.

Din relația (2.36) rezultă:

pentru $\alpha \in [\alpha_1, \alpha_2]$ unde $\alpha_2 = \alpha_1 + \psi_0$

şi $\alpha - \alpha_1 = \varphi_0$

$$f_2'(\alpha) = s_0' = a_0 \frac{\pi}{2\psi_0} \sin \frac{\pi}{2\psi_0} (\alpha - \alpha_1)$$

$$f_2''(\alpha) = s_0'' = a_0 \left(\frac{\pi}{2\psi_0}\right)^2 \cos \frac{\pi}{2\psi_0} (\alpha - \alpha_1)$$

$$f_2'''(\alpha) = s_0''' = -\left(\frac{\pi}{2\psi_0}\right)^2 f_2'(\alpha)$$

$$f_2'''(\alpha_1) = 0; \quad f_2'''(\alpha_2) = -a_0 \left(\frac{\pi}{2\psi_0}\right)^3$$

$$f_2^{IV}(\alpha) = s_0^{IV} = -\left(\frac{\pi}{2\psi_0}\right)^2 f_2''(\alpha)$$

$$f_2^{IV}(\alpha_1) = -a_0 \left(\frac{\pi}{2\psi_0}\right)^4; \quad f_2^{IV}(\alpha_2) = 0$$

$$f_2^{V}(\alpha) = s_0^{V} = \left(\frac{\pi}{2\psi_0}\right)^4 f_2'(\alpha)$$

$$f_2^{V}(\alpha_1) = 0; \quad f_2^{V}(\alpha_2) = a_0 \left(\frac{\pi}{2\psi_0}\right)^5$$

Din relația (2.40) rezultă:

pentru $\alpha \in [\alpha_2, \alpha_3]$ unde $\alpha_3 = \alpha_1 + \psi_0 + \psi_1$

şi $\alpha - \alpha_1 - \psi_0 = \varphi_1$

$$f_3'''(\alpha) = s_1''' = C_{12} \left(\frac{\pi}{\psi_1}\right)^3 \cos \frac{\pi}{\psi_1} (\alpha - \alpha_1 - \psi_0)$$

$$f_3'''(\alpha_2) = C_{12}\left(\frac{\pi}{\psi_1}\right)^3 ; \quad f_3'''(\alpha_3) = -C_{12}\left(\frac{\pi}{\psi_1}\right)^3$$

$$f_3^{IV}(\alpha) = s_1^{IV} = -C_{12}\left(\frac{\pi}{\psi_1}\right)^4 \sin \frac{\pi}{\psi_1}(\alpha - \alpha_1 - \psi_0)$$

$$f_3^{IV}(\alpha_2) = 0 ; \quad f_3^{IV}(\alpha_3) = 0$$

$$f_3^{V}(\alpha) = s_1^{V} = -\left(\frac{\pi}{\psi_1}\right)^2 f_3'''(\alpha)$$

$$f_3^{V}(\alpha_2) = -C_{12}\left(\frac{\pi}{\psi_1}\right)^5 ; \quad f_3^{V}(\alpha_3) = C_{12}\left(\frac{\pi}{\psi_1}\right)^5$$

Din relaţia (2.43) rezultă:

pentru $\alpha \in [\alpha_3, \alpha_4]$ unde $\alpha_4 = \alpha_1 + \psi_0 + \psi_1 + \psi_2$

şi $\alpha - \alpha_1 - \psi_0 - \psi_1 = \varphi_2$

$$f_4'''(\alpha) = s_2''' = -C_{22}\left(\frac{\pi}{2\psi_2}\right)^3 \cos \frac{\pi}{2\psi_2}(\alpha - \alpha_1 - \psi_0 - \psi_1)$$

$$f_4'''(\alpha_3) = -C_{22}\left(\frac{\pi}{2\psi_2}\right)^3 ; \quad f_4'''(\alpha_4) = 0$$

$$f_4^{IV}(\alpha) = s_2^{IV} = C_{22}\left(\frac{\pi}{2\psi_2}\right)^4 \sin \frac{\pi}{2\psi_2}(\alpha - \alpha_1 - \psi_0 - \psi_1)$$

$$f_4^{IV}(\alpha_3) = 0 ; \quad f_4^{IV}(\alpha_4) = C_{22}\left(\frac{\pi}{2\psi_2}\right)^4$$

$$f_4^{V}(\alpha) = s_2^{V} = -\left(\frac{\pi}{2\psi_2}\right)^2 f_4'''(\alpha)$$

$$f_4^{V}(\alpha_3) = C_{22}\left(\frac{\pi}{2\psi_2}\right)^5 ; \quad f_4^{IV}(\alpha_4) = 0$$

Din relaţia (2.44) rezultă:

pentru $\alpha \in [\alpha_4, \alpha_5]$ unde

$$\alpha_5 = \alpha_1 + \psi_0 + \varphi_1 + \psi_2 + \psi_3$$

şi

$$\alpha - \alpha_1 - \psi_0 - \psi_1 - \psi_2 = \varphi_3$$

$$f_5'''(\alpha) = s_3''' = -24\, C_{31}\, \psi_3 - (\alpha - \alpha_1 - \psi_0 - \varphi_1 - \psi_2)$$

$$f_5'''(\alpha_4) = -24\, C_{31}\, \varphi_3; \quad f_5'''(\alpha_5) = 0$$

$$f_5^{IV}(\alpha) = s_3^{IV} = 24\, C_{31}; \quad f_5^{IV}(\alpha_4) = f_5^{IV}(\alpha_5) = 24\, C_{31}$$

$$f_5^{V}(\alpha) = s_3 = 0$$

Prin folosirea funcţiei modificate a lui $s_1(\varphi)$ – echivalentul lui $f_3(\alpha)$ în analiza armonică, rezultă următoarele expresii aferente relaţiei (4.67)

$$f_3'''(\alpha) = s_1''' = \frac{12C_{12}\pi}{\psi_1^3}\left(1 - 2\,\frac{\alpha - \alpha_1 - \psi_0}{\varphi_1}\right)$$

$$f_3'''(\alpha_2) = \frac{12C_{12}\pi}{\varphi_1^3}\ ; \quad f_3'''(\alpha_3) = -\frac{12C_{12}\pi}{\varphi_1^3}$$

$$f_4^{IV}(\alpha) \doteq s_1 = -\frac{24C_{12}\pi}{\psi_1^4} = ct$$

$$f_3^{V}(\alpha) = s_1^{V} = 0$$

Din diagrama fig.4.9 se extrage valoarea amortizării minime şi de calculează solicitarea totală alternantă cu relaţia (2.94).

4.4. Influenţa legii de mişcare a supapei asupra secţiunii efective

O sarcină importantă a proiectării distribuţiei m.a.i. este realizarea condiţiilor necesare pentru ca în cilindru să se introducă o cantitate cît mai mare de încărcătură proaspătă. Criteriul perfecţiunii umplerii îl constituie coeficientul de umplere, η_v. Un element important al diminuării acestu indice îl constituie pierderile gasodinamice prin canalul de admisie, supapei revenindu-i rolul hotărîtor.

Aceasta controlează prin forma, dimensiunile și legea de mișcare, mărimea și variația secțiunilor transversale oferite trecerii încărcăturii proaspete în cilindru, precum și devierea direcției acesteia. Creșterea secțiunilor de trecere poate fi realizată prin majorarea atît a diametrului, cît și a cursei supapei sau prin folosirea a două supape de admisiune pe cilindru.

Majorarea dimensiunilor supapei determină creșterea masei sale și implicit a forțelor de inerție ale mecanismului de distribuție.

Utilizarea a două supape de admisie pe cilindru, asigură creșterea comodă a secțiunii totale, dar complică construcția chiulasei precum și mecanismul de acționare al supapelor.

In ceea ce privește mărirea cursei supapei, această soluție determină creșterea forțelor de inerție din cauza valorilor mărite ale accelerațiilor.

Dezvoltarea camelor polidine a dus la realizarea unor legi de mișcare ale supapei capabile să asigure un regim dinamic corespunzător la turații ridicate, astfel încît creșterea cursei să poată servi drept cale sigură pentru îmbunătățirea performanțelor motorului.

Influența supapei de admisie asupra coeficientului de umplere se manifestă în primul rînd, prin secțiunea litrică:

$$A_L = \frac{A_{tm}}{V_s} \tag{4.68}$$

în care

A_{tm} este secțiunea de trecere medie, a supapei de admisie,

V_s - cilindreea.

Cursa maximă a supapei se alege, principial, astfel încît să se realizeze secțiunea litrică corespunzătoare tipului motorului considerat. Uneori ea se determină din condiția ca secțiunea oferită de supapă la ridicarea ei maximă să fie egală cu secțiunea canalului.

Secțiunea de trecere A_t, corespunzător notațiilor din figura 4.10, are expresia:

$$A_t = \frac{\pi}{2}\left[(d_c + 2h \cos\gamma \sin\gamma) + d_c\right] \cdot h \cos\gamma \quad (4.69)$$

Produsul dintre coeficientul de debit μ și secțiunea de trecere A_t, μA_t, reprezintă secțiunea efectivă A_{ef}.

Ea se poate prezenta și sub forma $\mu\sigma F_v$, în care produsul $\mu\sigma$ reprezintă un indice ce caracterizează calitatea tehnică de curgere a ansamblului organelor de admisie, iar F_v este secțiunea scaunului supapei.

Ca urmare, studiul corelației dintre legea de mișcare a supapei și secțiunea efectivă poate fi abordat pe două căi:

- prin efectul legii de mișcare asupra secțiunii de trecere A_t;
- prin influența legii de mișcare asupra indicelui de curgere $\mu\sigma$.

Din expresia (4.68) se observă că secțiunea de trecere A_t este o funcție de gradul doi a deplasării supapei h, ceea ce face ca utilizarea curselor majorate ale supapei să fie o soluție avantajoasă pentru creșterea secțiunii efective.

Creșterea secțiunii de trecere A_t se reflectă în majorarea indicilor TS, relația (4.70) și US, relația (4.71), cu consecințe pozitive asupra performanțelor motorului.

$$TS = \int A_t \, dt \quad (4.70)$$

$$US = \int A_t \, d = 3n \frac{V_s \cdot \eta_v}{w_s} \quad (4.71)$$

în care n este turația arborelui cotit

w_s - viteza medie de curgere a gazului.

$\frac{V_s \eta_V}{w_s}$ - volumul cinematic de fluid.

Volumul cinematic de fluid fiind o mărime cvasiconstantă pentru un motor dat, rezultă că realizarea unor turații majorate impune creșterea corespunzătoare a „uesului", în a cărui expresie secțiunea de trecere A_t poate fi exprimată ca o funcție de unghiul de rotație al camei. Forma acestei funcții derivă din expresia (4.69) și din legea de mișcare a supapei, rezultînd astfel relația:

$$\int_0^{2\vartheta_r} A(\varphi)d\varphi = 3n \frac{V_s \cdot \eta_V}{w_s} \qquad (4.72)$$

în care $2\vartheta_r$ este unghiul de rotație al camei, corespunzător intervalului de mișcare al supapei, pentru o lege simetrică. Se constată astfel că sporirea timpului secțiune al legii de mișcare a supapei, reprezentînd creșterea valorilor intermediare ale deplasării, constituie un mijloc important pentru mărirea US-ului supapei.

Determinările efective, ale căror rezultate sînt prezentate în capitolul 6, evidențiază avantajele oferite de legile de mișcare optimizate.

In cazul unei legi de mișcare constituite din mai multe secțiuni se va considera integrala pe porțiuni. Relația (4.72) completează în felul acesta tabloul condițiilor funcționale pe care trebuie să le îndeplinească legea de mișcare aleasă, fiind o condiție utilizabilă pentru verificarea valorilor coeficienților care asigură „uesul" necesar. In cadrul calculului de optimizare „uesul" apare deci ca un parametru cu valoare finală impusă.

Utilizarea calculatorului permite corelarea acestei valori cu valorile optime ale celorlalți parametri, evitînd complicarea relațiilor de determinare a coeficienților legii și permițînd controlul eficace al restricțiilor introduse.

Produsul $\mu\sigma$ se determină experimental în condiţiile unui regim de curgere staţionar,deci diferit de cel real;cu toate acestea,rezultatele obţinute pot servi drept indici de comparaţie ai funcţionării diferitelor motoare.

In mod obişnuit indicele $\mu\sigma$ se reprezintă în funcţie de raportul dintre cursă şi diametrul scaunului supapei $\frac{h}{d_c}$.Curba $\mu\sigma$ = $= f(\frac{h}{d_c})$ poate fi interpretată ca şi caracteristica statică a canalului considerat şi constituie un criteriu de comparaţie a calităţilor de curgere ale diferitelor canale.

Punerea în evidenţă a influenţei legii de mişcare a supapei asupra indicelui $\mu\sigma$ se poate realiza prin reprezentarea variaţiei lui în raport cu unghiul de rotaţie al arborelui cu came,figura 4.11. Pentru un anumit canal,în condiţiile menţinerii nemodificate a dimensiunilor şi arhitecturii sale,utilizarea legilor de mişcare cu timpi-secţiune sporiţi permite obţinerea unor creşteri substanţiale ale indicelui $\mu\sigma$.

In concluzia consideraţiilor rezultate din acest capitol este necesar să se sublinieze faptul că optimizarea distribuţiei motoarelor cu ardere internă implică satisfacerea simultană a unor condiţii complexe,a căror rezolvare necesită corelarea aspectelor cu caracter dinamic şi gazodinamic.

Caracterul laborios al calculelor impune utilizarea calculatorului.Soluţia finală rezultă ca sinteză a cercetărilor etapizate pentru realizarea integrală a optimizării.

5. INSTALAȚII ȘI METODE EXPERIMENTALE. PRECIZIA MĂSURĂRILOR.

Verificarea rezultatelor analitice și corelarea elementelor de calcul cu parametrii reali ai mecanismelor studiate a fost realizată cu ajutorul următoarelor instalații experimentale:

5.1. Instalația pentru studiul distribuției motorului D-103

Primele măsurări au vizat distribuția motorului D-103 echipată cu un ax cu came cu profile din arce de cerc și tacheți plani centrici, mișcarea transmițîndu-se la supape prin intermediul unui mecanism prevăzut cu tijă împingătoare și culbutor. Acest tip de mecanism de distribuție cu arbore de distribuție inferior, a cărui rigiditate poate fi cuprinsă între 150 și 500 $\frac{daN}{mm}$ face ca între legea de mișcare generată de camă și legea de mișcare reală a supapei să apară diferențe sesizabile.

Pentru cercetările experimentale s-a realizat standul nr.1, echipat cu un arbore cu came și două mecanisme de distribuție de tip D-103, unul de admisiune și al doilea de evacuare.

Standul s-a conceput astfel încît să servească atît determinărilor statice, cît și celor dinamice.

In acest scop el a fost echipat pentru măsurătorile statice, cu un mecanism de acționare de tip melc-roată și sistem indicator fixat pe capătul opus al arborelui cu came figura 5.1 a, iar pentru măsurătorile dinamice, cu un motor electric și o transmisie cu curea, figura 5.1 b, ce permite acționarea lui la diferite turații.

Studiul experimental a început cu determinări statice, măsurîndu-se cu comparatorul (1) profilele camelor și cu (2) deplasările supapelor.

Cu această ocazie s-au putut constata, la unii arbori de distribuție noi, diferențe substanțiale între profile și între legile de mişcare ale supapelor impuse de came de acelaşi tip şi deci, implicit diferenţe faţă de legile de mişcare prescrise.

Aceste abateri, provenite din prelucrare, determină de la început, funcţionarea mecanismului de distribuţie în condiţii înrăutăţite, constînd din apariţia unor forţe de inerţie majorate, ce cauzează pe de o parte suprasolicitări, iar pe de altă parte desprinderi, datorită depăşirii forţei arcului; abaterile de profil generează, de asemenea, şocuri în sistem.

Măsurătorile dinamice s-au desfăşurat pe standul echipat cu o instalaţie electronică de tip HFT, determinîndu-se deplasările, vitezele şi acceleraţiile supapelor.

Schema bloc a instalaţiei electronice de măsură, se prezintă în figura 5.2.

5.1.1 Prelucrarea rezultatelor experimentale

Rădăcina medie pătratică (RMS) a semnalului cercetat se poate citi pe instrumentul aparatului 3, etalonat la începutul măsurării. Pentru etalonare s-a folosit o masă de etalonare şi un generator Brüel-Kjaer. De asemenea, amplitudinea semnalului se poate calcula în raport cu amplitudinea oscilogramei; astfel dacă se notează cu : A_s - amplitudinea oscilogramei semnalului cercetat, A_e - amplitudinea oscilogramei semnalului etalon, s_e - amplitudinea RMS a semnalului etalon, a_s şi a_e - scările de amplificare ale semnalelor de cercetat şi etalon, atunci valoarea RMS a semnalului cercetat se calculează cu relaţia:

$$I_o = \frac{s_e \cdot A_s \cdot a_s}{A_e \cdot a_s}$$

iar amplitudinea semnalului se calculează cu relaţia $I = \sqrt{2} \cdot I_e$

Figura 5.3 reprezintă semnalele etalon pentru:

- deplasare, avînd s_e = 2,4 mm, amplitudinea oscilogramei A_e = = 59 mm, la scara a_e = 32x0,1;

- viteză, avînd $a_e = 0{,}7\ \frac{m}{s}$, amplitudinea oscilogramei $A_e = 13$ mm, la scara $a_e = 10 \times 0{,}1$;

- accelerație, avînd $a_e = 55\ \frac{m}{s^2}$, amplitudinea oscilogramei $A_e = 17{,}5$ mm, la scara $a_e = 100 \times 1$.

Din analiza preciziei aparatului de oscilografiere optică, rezultă că valorile intermediare ale parametrului analizat „i" sînt proporționale cu ordonatele „A_x" ale oscilogramei, factorul de proporționalitate fiind raportul $\frac{I}{A_s}$. Erorile corespunzătoare acestor determinări sînt prezentate în tabelul 5.1 și se situează în jurul lui 1[illegible].

Exemplificarea modului de prelucrare a rezultatelor experimentale se referă la oscilogramele deplasării, vitezei și accelerației supapei.

Oscilograma deplasării, figura 5.4., este încadrată într-un sistem de axe rectangulare φ oa, avînd în abscisă unghiul de rotație al camei. Cu amplitudinea oscilogramei $A_s = 63$ mm și scara de amplificare $a_s = 10 \times 0{,}1$ se obține cursa supapei $h = \sqrt{2} \cdot \frac{2{,}4 \cdot 63 \cdot 3{,}2}{59 \cdot 1{,}0} = 11{,}6$ mm

Scările axelor au valorile

$$k = \frac{[illegible]}{} = \frac{141}{95}\ \frac{^{o}RAD}{mm}$$

$$k_s = \frac{h}{A_s} = \frac{11{,}6}{63}\ \frac{mm}{mm}$$

Ca urmare unghiurilor $\varphi_2 = 16^o$, $\varphi_3 = 27^o$ și $\varphi_v = 71^o$, reprezentative pentru profilul considerat, ele corespunzînd punctelor de racordare ale arcelor ce compun profilul camei, le vor corespunde în diagramă abscisele l_i calculabile cu relația:

$$l_i = \frac{\varphi_i}{k\varphi}$$

avînd următoarele valori:

$$l_{\varphi_2} = 10{,}7 \text{ mm}$$
$$l_{\varphi_3} = 18{,}2 \text{ mm}$$

$$l_{\varphi_v} = 47 \text{ mm}$$

Valorile „s_x" ale deplasării se obţin amplificînd ordonatele corespunzătoare abciselor de mai sus cu scara k_s, adică:

$$s_x = A_x \cdot k_s$$

şi au valorile de mai jos:

$$s_2 = 0{,}874 \text{ mm}$$

$$s_3 = 2{,}03 \text{ mm}$$

$$h = 11{,}6 \text{ mm}$$

In figura 5.5 se prezintă oscilogramele vitezelor şi acceleraţiile supapei. Amplitudinea oscilogramei vitezei fiind A_v = 27 mm şi scara de amplificare a_v = 10 x 0,1, se obţine pentru viteza maximă valoarea:

$$v = \sqrt{2} \cdot \frac{0{,}7 \cdot 27 \cdot 1}{13 \cdot 1} = 2{,}06 \frac{m}{s}$$

Amplitudinea pozitivă a oscilogramei acceleraţiei este A_{op} = 36 mm şi scara de amplificare 32x1; valoarea acceleraţiei este:

$$a = \sqrt{2}\,\frac{55 \cdot 36 \cdot 100}{17{,}5 \cdot 32} = 495 \frac{m}{s^2}$$

5.2. Instalaţia pentru cercetarea profilului camelor

In scopul experimentării unor came cu profile optimizate a fost realizat standul nr.2, figura 5.6.

In aceste condiţii, alături de camele divizate din arborele de distribuţie al motorului D-103, au fost experimentate came cu profile optimizate, figura 5.7.

Se remarcă forma mult mai plină a camei cu profil optimizat - 1, în raport cu forma ascuţită a camei cu profil din arce de cerc - 2, ceea ce atestă diferenţa certă în privinţa timpilor-secţiune.

Oscilogramele obţinute cu cama optimizată, evidenţiază parametri cinematici îmbunătăţiţi, figura 5.8.

In raport cu parametrii camei de referinţă, prin utilizarea camei optimizate se obţine: a) creşterea cronosecţiunii legii cu

20%, ceea ce se reflectă proporţional asupra timpului-secţiune al supapei; b) reducerea vitezei maxime cu 25%; c) reducerea valorilor extreme ale acceleraţiei cu 40%.

5.3. Dispozitive mecanice şi electrice

5.3.1. Dispozitiv pentru modelarea mecanică a mecanismului de distribuţie

Pentru simplificarea amenajărilor necesitate de instalaţia experimentală în vederea experimentării distribuţiilor altor motoare s-a realizat dispozitivul din figura 5.9.

In figura 5.10, a, se prezintă fotografia dispozitivului.

Pentru măsurarea parametrilor cinematici ai mecanismelor cu rigidităţi mari se foloseşte dispozitivul modificat, figura 5.10 b; este eliminat setul de arcuri taler, astfel că tachetul acţionează direct masa adiţională.

Pentru măsurarea legii de mişcare a tachetului, ca şi pentru modelarea mecanismelor cu arbore de distribuţie superior la care masa echivalentă este neglijabilă, se utilizează o soluţie simplificată, prezentată în figura 5.11. Tachetul 1, prezentat aici în varianta cu rolă, este menţinut în contact cu cama de către arcul 2. Traductorul se montează pe capătul exterior al tachetului.

5.3.2. Traductor inductiv de viteză

Pentru creşterea preciziei de redare a vitezei, asigurată prin evitarea integrării semnalului primit de la traductorul de acceleraţie, s-a realizat, în concepţie originală, un traductor inductiv de viteză, figura 5.12. Schema lui este reprezentată în fig. 5.1.3

Fotografia din figura 5.14 reprezintă standul nr. 2 echipat cu dispozitivul de modelare mecanică a distribuţiei şi cu traductorul inductiv de viteză.

Pentru evacuare se foloseşte un cilindru de tablă, care acoper traductorul, figura 5.15.

Valoarea ridicată a semnalului (1,5 ÷ 2 V) permite redarea lui directă printr-un osciloscop de serviciu, fără amplificator suplimentar, ceea ce simplifică substanțial condițiile experimentale.

5.3.3. <u>Dispozitiv pentru determinarea constantei elastice a mecanismului de distribuție</u>

Valoarea constantei elastice „k" a mecanismului de distribuție, este necesară pentru calculul parametrilor cinematici ai mecanismului de distribuție, cu considerarea elasticității acestuia.

Pentru determinarea ei a fost proiectat dispozitivul din figura 5.16, de concepție originală, echipat cu un dinamometru de tip potcoavă, avînd constanta elastică $k_D = 200 \frac{daN}{mm}$. Deformațiile mecanismului și diametrului se măsoară cu două comparatoare.

Dispozitivul se așează pentru măsurare, cu montanții - 10 pe chiulasa motorului, tija colierului se introduce în ghidul supapei și colierul ridică culbutorul, ca în figura 5.17.

In mod riguros, rigiditatea mecanismului nu este constantă; variația ei pe ciclu fiind mică, pentru simplificarea calculelor s-a lucrat cu valoarea constanței elastice corespunzătoare ridicării maxime a supapei.

5.3.4. <u>Arbori de distribuție cu came amovibile pentru încercări pe monocilindri experimentali</u>

Rezultatele obținute pe instalațiile experimentale au permis verificarea metodelor analitice și soluțiilor obținute pe această cale, definitivîndu-se, sub aspect dinamic, profilul camei de optimizare. O asemenea camă, realizată pentru motorul D-103, este prezentată în figura 5.7.

In consecință au fost proiectați arbori de distribuție, cu came amovibile, pentru monocilindri D-103 și I.M.A.T., în soluții de asamblare cu dantură frontală și cu bucșe elastice.

In figura 5.18 a.b. se prezintă arborele de distribuţie realizat pentru monocilindrul D-103, în soluţia cu dantură frontală, arborele 1 este prevăzut cu canal de pană pentru fixarea bucşei distanţiere 2, camele 3 fixîndu-se prin dantura frontală DF, prelucrată pe umerii lor şi ai bucşei şi stringerea axială cu şurubul 4; butucul 5 se asamblează prin pană paralelă. Bucşa distanţieră 2, este prevăzută cu diviziuni pentru poziţionarea camelor.

Pentru monocilindrul I.N.M.T. s-au realizat arbori de distribuţie în ambele variante de asamblare.

Prima variantă executată a fost cu bucşe elastice, figura 5.19 a.b.

Soluţia constă din camele 1 asamblate pe arborele 2 prin bucşa elastică 3, strînsă axial cu piuliţa 4; butucul 5 se montează cu pană paralelă şi se stringe cu piuliţa 6. Bucşa intermediară se asamblează prin pană paralelă şi este prevăzută cu diviziuni pentru poziţionarea camelor.

Varianta a doua a fost executată în soluţia de asamblare cu dantură frontală şi a fost experimentată cu bune rezultate pe monocilindru.

5.3.5. Dispozitiv cu came şablon indexabile pentru prelucrarea arborilor de distribuţie monobloc.

Executarea arborilor de distribuţie cu came monobloc, în variante diferite ale fazelor de distribuţie pentru policilindri, implică echiparea maşinii de rectificat arbori cu came, cu un şablon cu came indexabile, figura 5.20.

Cele trei părţi componente şi anume: 1 - corpul; 2 - came de admisiune şi 3 - came de evacuare, sînt prevăzute cu găuri a de indexare.

Modificarea cu un grad a intervalelor dintre găurile piesei mijlocii - came 2, faţă de intervalele pieselor laterale, 1 şi 3, face posibilă decalarea lor relativă cu cîte un unghi ce poate lua valori de la 0 la ± 8°, din grad în grad, prin fixarea corespunzătoare a ştifturilor 4.

5.4. Ansamblul instalaţiei experimentale

In figura 5.21 este prezentată instalaţia completă în timpul efectuării determinărilor. Se observă în principal: dispozitivul de modelare mecanică a distribuţiei, cutia standului, motorul electric, oscilograful cu bucle, traductori piezoelectrici de acceleraţie montaţi pereche pentru redarea simultană a doi parametri.

O schemă electronică modificată, utilizabilă pentru măsurarea, vizualizarea şi oscilografierea parametrilor cinematici ai elementului studiat, precum şi pentru analiza armonică a acestor mărimi, este prezentată în figura 5.22.

Ea se compune din: 1 - traductor (de deplasare, de viteză sau de acceleraţie); 2 - traductor inductiv fără contact, pentru poziţie; 3 - punte tensometrică UM III; 4 - aparat cu un canal pentru măsurat vibraţii UM 21; 5 - aparat cu trei canale pentru măsurat vibraţii UM 23; 6 - oscilograf cu bucle 12 LS-1; 7 - sursă NG 4 pentru alimentarea lămpii oscilografului, 8 - sursă NG 3 pentru alimentarea motoraşelor oscilografului.

Instalaţia experimentală realizată poate fi adoptată fără dificultăţi diferitelor tipuri de distribuţii, permiţînd verificarea operativă a soluţiilor preconizate şi asigurînd reducerea încercărilor de optimizare a fazelor de distribuţie pe motor.

Completarea acestor încercări cu analiza cinematică şi cinetostatică, precum şi cu analiza dinamică a arcurilor crează o imagine complexă asupra calităţilor soluţiei considerate.

5.5. Precizia măsurării

Aparatele de măsură dinamice ar trebui să redea cu mare fidelitate amplitudinea şi faza mărimii măsurate. La oscilografierea optică apar erori datorită sistemului optic şi transportului hîrtiei pe de o parte şi datorită mecanismului de măsură pe de altă parte.

Cunoaşterea aprofundată a tuturor mărimilor de influenţă permite menţinerea erorii totale în limite destul de mici. Principalele erori se pot clasifica în felul următor:

1. Erori datorate opticii oscilografului. Aici apare eroarea tangenţială şi eroarea de translaţie a fasciculului.

2. Erori ale echipamentului mobil sub influenţa cîmpului magnetic. Aici apar erori de tip cosinus şi dinamice.

5.5.1 Erori tangenţiale

Corespunzător variaţiei în timp a mărimii de măsurat, oglinda şi spotul luminos execută o mişcare de rotaţie în jurul axei oglinzii. Pentru o proporţionalitate perfectă a oscilogramei ar trebui ca hîrtia de înregistrat să aibă în direcţia spotului o curbură cu raza egală cu distanţa dintre axa oglinzii şi ecran. O conducere curbată a hîrtiei este, practic, foarte greu de realizat din motive constructive şi funcţionale. Din această cauză apare aşa numita eroare tangenţială, figura 5.23.

Se consideră cazul general, cînd spotul luminos formează cu perpendiculara la hîrtia de înregistrare un unghi φ, determinat fie de un reglaj al galvanometrului buclă, fie ca urmare a variaţiei mărimii de măsurat.

Pe baza legii reflexiei aceasta corespunde unei devieri a oglinzii echipamentului mobil cu $\varphi/2$. Deci dacă oglinda deviază cu $\Delta\varphi/2$ atunci spotul luminos deviază cu $\Delta\varphi$, descriind arcul $s.\Delta\varphi$, iar pe hîrtia de înregistrat apare devierea $\Delta\alpha$. Se poate scrie relaţia:

$$\frac{\Delta\alpha}{s\cdot\Delta\varphi} = \frac{tg(\varphi+\Delta\varphi) - tg\,\varphi}{\Delta\varphi} \qquad (5.1)$$

şi dezvoltînd în serie membrul drept rezultă:

$$\frac{\Delta\alpha}{s.\Delta\varphi} \cong 1 + \varphi^2 + \varphi\cdot\Delta\varphi + \frac{(\Delta\varphi)^2}{3} \qquad (5.2)$$

Se definește ca eroare tangențială relativă expresia:

$$\frac{\Delta\varphi' - z\cdot\Delta\varphi}{z\cdot\Delta\varphi} \cong \varphi^2 + \varphi\cdot\Delta\varphi + \frac{(\Delta\varphi)^2}{3} \qquad (5.3)$$

Din relația (5.3) rezultă că la $\varphi \neq 0$ apar erori diferite pentru $+\Delta$ și $-\Delta\varphi$, ele fiind minime pentru $\varphi = 0$.

Figura 5.24 este reprezentarea grafică a relației (5.3) avînd ca parametru unghiul φ.

Pentru realizarea unei erori tangențiale minime se recomandă montarea galvanometrelor în blocul galvanometric, astfel ca spotul luminos să cadă perpendicular pe hîrtia de înregistrare.

5.5.2. Erori de translație

La oscilografele cu spot luminos în fața hîrtiei de înregistrare se află o lentilă cilindrică. In secțiune orizontală ea se comportă ca o placă plan-paralelă cu grosimea „d" prin care spotul luminos suferă o translație în sensul descreșterii deviației. Rezultă o eroare ΔC a devierii punctului luminos pe hîrtia de înregistrare, denumită eroare de translație. Pentru calculul ei, conform figurii 5.25 se utilizează relația:

$$\Delta C = d\,\left[\mathrm{tg}(\varphi + \Delta\varphi) - \mathrm{tg}\,\varepsilon\right] \qquad (5.4)$$

Eroarea relativă are expresia:

$$\frac{\Delta C}{z\cdot\Delta\varphi} = \frac{d}{z\cdot\Delta\varphi}\left[\mathrm{tg}(\varphi + \Delta\varphi) - \mathrm{tg}\,\varepsilon\right] \qquad (5.5)$$

în care introducînd indicele de refracție al sticlei

$$n = \frac{\sin(\varphi + \Delta\varphi)}{\sin\varepsilon} \qquad (5.6)$$

și pentru unghiuri mici înlocuind funcțiile sin și tg prin arcul corespunzător, se obține:

$$\frac{\Delta C}{z\cdot\Delta\varphi} = \frac{d}{z\cdot\Delta\varphi}(\varphi + \Delta\varphi)\left(1 - \frac{1}{n}\right) \qquad (5.7)$$

Pentru $\varphi = 0$, adică spotul perpendicular pe hîrtia de înregistrare, rezultă relația.

$$\frac{\Delta c}{s \cdot \Delta \varphi} = \frac{d}{s}\left(1 - \frac{1}{n}\right) = \text{const.} \qquad (5.8)$$

Şi în legătură cu erorile de translaţie se păstrează observaţia că valorile minime corespund cazului cînd galvanometrul se reglează astfel ca spotul luminos să cadă perpendicular pe hîrtia de înregistrare; în această situaţie eroarea tangenţială relativă este constantă pentru toate valorile . Mărimea acestei erori este determinată în principal de construcţia oscilografului.

5.5.3. Erori cosinus

Curentul I proporţional cu mărimea de măsurat produce, în interacţiune cu cîmpul magnetic permanent al blocului galvanometric, un moment rotitor M_{dI} asupra bobinei echipajului mobil al galvanometrului buclă. Acest moment rotitor se determină cu relaţia:

$$M_{dI} = B \cdot b \cdot l \cdot n \cdot I \qquad (5.9)$$

în care

B este inducţia magnetică

b, lăţimea activă a bobinei

l, lungimea bobinei

n, numărul de spire ale bobinei.

Introducînd în relaţia (5.9) lăţimea geometrică a bobinei, figura 5.26, se devine:

$$M_{dI} = B \cdot b' \cdot l \cdot n \cdot I \cos(\varphi \pm \Delta\varphi) \qquad (5.10)$$

Din relaţia (5.10) se constată că momentul rotitor descreşte cu creşterea deviaţiei bobinei, rezultînd eroarea de cosinus.

Dacă se notează:

$$M_{dInec} = B \cdot b' \cdot l \; n \cdot I \qquad (5.11)$$

momentul rotitor necesar pentru $(\varphi + \Delta\varphi) = 0$, rezultă pentru eroarea cosinus relativă, expresia:

$$\frac{M_{dI} - M_{dI\,nec}}{M_{dI\,nec}} = \cos(\varphi + \Delta\varphi) - 1 \qquad (5.13)$$

La calcularea erorii cosinus se are în vedere că sistemul se rotește cu $\varphi/2$ la o deviație φ a spotului luminos. Pentru ca această eroare să fie minimă este necesar ca galvanometrul tijă să fie astfel reglat în blocul galvanometric încît spotul luminos să fie în plan orizontal perpendicular pe hîrtia de înregistrare, atunci cînd prin bobina galvanometrului știft nu circulă curent.

5.5.4. Erori dinamice

La redarea unei oscilații armonice, prin echipamentul mobil, apar erori de amplitudine și fază datorită parametrilor proprii ai sistemului oscilant. Modul în care frecvența proprie a instrumentului, frecvența măsurată și gradul de amortisare influențează redarea unei oscilații armonice este caracterizată prin următoarele relații:

$$A_m = \frac{1}{(1 - m^2x^2)^2 + (2\alpha mx)^2} \qquad (5.13)$$

și

$$\frac{t_{1m}}{T_o} = \frac{1}{2\pi mx} \cdot \text{arc tg}\,\frac{2\alpha mx}{1 - m^2x^2} \qquad (5.14)$$

în care

A_m este amplitudinea armonicii de ordinul m

t_{1m} - întîrzierea

T_o - perioada proprie a sistemului neamortizat

$x = \frac{f}{f_o}$

α - grad de amortisare

Dependența amplitudinii și a defazării de raportul x pentru diferite valori ale lui α, este reprezentată în figurile 5.27, 5.28.

Galvanometrele știft tip Zeiss-Jena Nr. 4623.11 sînt acordate pe un grad de amortisare optim α = 0,6 ... 0,7 și au frecvența proprie f_o = 1000 Hz.

In aceste condiții se realizează pe un domeniu de frecvență egal cu 60% din frecvența proprie, o dependență constantă a amplitudinii de x, abaterile regimului de sensibilitate dinamic față de cel static, fiind mai mici de ± 10%; în aceleași condiții raportul t_1/T_0 se păstrează constant pe un domeniu de 50% din frecvența proprie, abaterile fiind de ± 5%.

Oscilogramele, analizate în cadrul acestui capitol, corespund deplasării vitezei și accelerației supapei mecanismului de distribuție în cazul utilizării unei came armonice de tip D-103 și respectiv a unei came optimizate, de tip polidin. In acest scop s-au folosit traductori piezoelectrici de accelerație, calibrarea aparatului făcîndu-se cu un preamplificator Brüel & Kjaer Tip 4292 pentru un semnal g m/s^2 și un traductor inductiv, Tip IWT - 102 a cărui etalonare s-a făcut în raport cu un semnal lent. Rezultatele prelucrării acestor oscilograme și precizia lor sînt prezentate în tabelul 5.1.

Mărimile notate cu asterisc corespund camei polidine.

In concluzia acestei analize se desprinde importanța utilizării unei instalații de măsură adecvate pentru redarea fenomenului urmărit.

Oscilogramele obținute în cadrul încercărilor au pus în evidență superioritatea parametrilor realizați prin folosirea acestor tipuri de came.

Tabelul 5.1

Fig.	Parametrul, valoare	Traductor	Deviația spotului mm	Erori			
				tang %	transl %	cos %	Total %
0	1	2	3	4	5	6	7
5.4	h = 11,6 mm	deplasare	63	1,7	- 1	-0,548	0,15
5.4	x_2=0,874 mm	accelerometru	4,5	0	- 1	-0,007	-1,007
5.4	x_3=2,03 mm	"	14	0,1	- 1	0,027	-0,9
5.5	v =2,06 m/s	"	27	0,2	- 1	-0,13	-0,92
5.5	a =495 m/s^2	"	35	0,4	- 1	-0,107	0,8

0	1	2	3	4	5	6	7
5.8	h = 12,1 mm de deplasare		51	1,5	- 1	-0,58	-0,08
5.8	v = 1,7 m/s accelerometru		15	0,1	- 1	-0,06	-0,96
5.8	a = 261 m/s^2	"	20	0,1	- 1	-0,06	-0,96

5.6. Consideraţii asupra preciziei de execuţie a profilului

Elementul determinant al realizării practice a condiţiilor prevăzute la proiectarea mecanismului de distribuţie este calitatea prelucrării profilului camelor. Din punct de vedere dinamic se apreciază ca satisfăcătoare precizia profilului care asigură abateri mai mici de 5% ale acceleraţiei maxime reale faţă de cea proiectată.

Desigur, precizia profilului este condiţionată de procedeul tehnologic de prelucrare, precum şi de metoda de poziţionare a acului.

Datorită complexităţii informaţiilor necesare pentru prelucrarea profilului, s-a generalizat metoda de prelucrare prin copiere.

Ca urmare, erorile de prelucrare pot proveni din procesul de copiere propriu-zisă şi din prelucrarea şablonului.

Problemele preciziei procesului de copiere fiind generale, în cele ce urmează se analizează elementele generate de prelucrarea şablonului, el fiind purtătorul informaţiilor prelucrate prin proiectare.

Procedeele de prelucrare a şablonului sînt următoarele:

- trasare în coordonate şi prelucrare ulterioară a profilului prin frezare şi ajustare manuală;
- frezare în coordonate;
- eroziune electrică cu electrod filiform.

In ceea ce priveşte asigurarea poziţiei relaţii semifabricat-sculă se pot distinge următoarele metode:

- prin control numeric în trepte finite cu lungimea minimă

$\delta = 1\mu$;

- prin paşi cu comandă automată a lungimii şi direcţiei de deplasare;
- prin controlul manual al poziţiei.

Primele două metode prezintă avantajul că elimină erorile datorate factorului uman.

In cazul poziţionării prin prima metodă, figura 5.29, condiţiile de precizie posibile situează abaterile minime ale profilului în intervalul $\pm \frac{\delta}{2}$.

Reducerea erorilor de prelucrare se obţine folosind un şablon cu dimensiuni amplificate de 5 ÷ 10 ori faţă de cama reală.

In fiecare caz precizia prelucrării este condiţionată de o alegere corespunzătoare a punctelor prin care se defineşte profilul. S-a constatat că o amplasare prea apropiată a acestora poate deveni sursă de erori.

Relaţia criterială recomandată pentru calculul decalajului unghiular Θ dintre două puncte succesive date, are următoarea expresie:

$$R \cdot \Delta\Theta = \sqrt{r\delta - \delta^2} = 2\sqrt{r\delta} \qquad (5.15)$$

în care

R este raza polară a punctului iniţial
r - factorul de amplificare a dimensiunilor şablonului
δ - eroarea datorată rugozităţilor suprafeţei generate care se calculează cu relaţia:

$\delta = \frac{\Delta}{4,4}$, Δ fiind înălţimea rugozităţii.

Toleranţa rezultată din consideraţiile amintite, precum şi în raport cu posibilităţile de control este $2t = 6\delta$.

Erorile astfel generate sînt locale şi necumulative şi se caracterizează prin înaltă frecvenţă, apropiată de frecvenţa sculei.

Pe lîngă aceste erori se mai produc şi erori periodice datorate uzurii sculei, deformațiilor rezultate prin modificarea temperaturii, descentrărilor etc. Frecvența acestor erori este foarte apropiată de frecvența sistemelor urmăritoare și de aceea sînt dăunătoare pentru funcționarea mecanismului de distribuție al motorului. Domeniul de toleranțe corespunzător erorilor periodice cuprins între 0,01 mm poate genera abateri ale accelerației de 5 - 10 %.

In mod efectiv, mișcarea reală a sistemului acționat de camă se compune din mișcarea proiectată, primară, peste care se suprapune o componentă secundară, căreia îi vor corespunde componente secundare ale vitezei și accelerației. Aceste componente pot fi asociate celor două tipuri de abateri radiale t și unghiulare ε, măsurate pe direcții perpendiculare figura 5.30, efectul lor total obținîndu-se prin însumare. Rezultatele statistice permit aproximarea abaterilor radiale între $\pm \frac{t}{6}$, pentru fiecare interval $\Delta\theta$, figura 5.31.

Folosind notațiile:

$$e_c = s_c - y_c \quad , \qquad \Delta\tau = \frac{\Delta\theta}{\omega}$$

$$e_{c-1} = \frac{t}{6} \quad , \quad e_c = -\frac{t}{6} \quad , \quad e_{c+1} = \frac{t}{6}$$

Se obțin pentru componentele radiale ale vitezei și accelerației secundare relațiile:

$$v_{tc} = \frac{e_{c+1} - e_c}{\Delta\tau} = \frac{\omega}{6} \; \frac{t + t}{\Delta\theta} = \frac{2\;t}{6.\Delta\theta} = \frac{t}{3.\Delta\theta} \qquad (5.16)$$

$$a_{tc} = \frac{e_{c+1} - 2e_c + e_{c-1}}{(\Delta\tau)^2} = \frac{\omega^2}{6(\Delta\theta)^2}\,(t + 2t + t) = \frac{2\omega^2 t}{3(\Delta\theta)^2} \qquad (5.17)$$

din care se poate constata că realizarea practică a parametrilor proiectați ai mișcării se poate asigura prin reducerea erorilor t corespunzătoare unor pași unghiulari $\Delta\theta$ cît mai mari.

Deoarece condițiile de prelucrare impun limitarea lui $\Delta\theta$, valoarea lui se va stabili din relația (5.17) punînd condiția ca valoarea componentei secundare a accelerației să nu depășească o valoare maximă accep lă, astfel se obţine:

$$\Delta\theta = 2\omega\sqrt{\frac{t}{6\,a_{t\,max}}} \qquad (5.18)$$

Corespunzător erorilor unghiulare, abaterile rezultate se situează între $\pm\frac{\varepsilon}{6}$ figura 5.32, unde $\varepsilon = 2$ secunde. Punctele proiectate sînt A^*, B^*, C^*, iar cele realizate A, B, C. Notînd cu „m" tangenta trigonometrică a profilului camei, care într-un domeniu de ordinul θ poate fi considerată constantă, figura 5.33, se obţin relaţiile:

$$e_{c-1} = s_{c-1} - y_{c-1} = m\frac{\varepsilon}{6}$$

$$e_c = -m\frac{\varepsilon}{6}$$

$$e_{c+1} = m\cdot\frac{\varepsilon}{6}$$

şi componentele unghiulare ale vitezei şi acceleraţiei unghiulare:

$$v_{\varepsilon_c} = \frac{e_{c+1}-e_c}{\Delta\tau} = \frac{\omega\, m}{6}(\varepsilon+\varepsilon) = \frac{\omega\, m\cdot\varepsilon}{3\cdot\Delta\theta} \qquad (5.19)$$

$$a_{\varepsilon_c} = \frac{e_{c+1}-2e_c+e_{c-1}}{(\Delta\tau)^2} = \frac{4\omega^2 m\varepsilon}{6(\Delta\theta)^2} = \frac{2\omega^2 m\varepsilon}{3(\Delta\theta)^2} \qquad (5.20)$$

putîndu-se stabili şi în acest caz o valoare limită a lui θ.

Relaţiile de calcul ale vitezei şi acceleraţiei secundare totale sînt următoarele:

$$v_c = \frac{\omega}{3\,\theta}(t + m\varepsilon) \qquad (5.21)$$

$$a_c = \frac{2\omega^2}{3(\Delta\theta)^2}(t + m\varepsilon) \qquad (6.22)$$

Pentru θ se obţine următoarea expresie:

$$\Delta\theta = \omega\sqrt{\frac{3(t + m\varepsilon)}{3C\cdot a_{c\,max}}} \qquad (5.23)$$

în care factorul C ia valori diferite în funcţie de precizia necesară a profilului, spre exemplu $C = \frac{1}{20}$ pentru o precizie ridicată, $C = \frac{1}{10}$ pentru precizie foarte bună şi $C = \frac{1}{5}$ pentru precizie nadie.

În cele prezentate se poate constata că stabilirea valorii optime a lui $\Delta\theta$ ca măsură a intervalului dintre două puncte succesive de definire a profilului, este o problemă cu aspecte contradictorii, deoarece pe de o parte, reducerea sa determină creşterea componentelor vitezei şi acceleraţiei secundare, iar creşterea sa implică şi creşterea erorilor de prelucrare a profilului pe intervalul respectiv.

Este necesar de remarcat, influenţa mărimii cursei asupra comportării mecanismului. Astfel prin creşterea cursei, cresc viteza, acceleraţia şi şocul, aceasta implicînd creşterea forţelor de inerţie, înrăutăţirea regimului dinamic, a solicitărilor şi o uzură mai mare. In plus cresc şi dimensiunile camei, dar scade importanţa erorilor, sistemul devenind mai puţin sensibil faţă de aceleaşi abateri de prelucrare. Pentru corelarea elementelor prezentate cu condiţiile concrete de execuţie, în cele ce urmează sînt prezentate pe scurt, cîteva echipamente de performanţă accesibile pentru prelucrarea şablonului, şi anume:

- Maşina de prelucrat prin electroeroziune cu electrod filiform, AGIECUT - DEM 25, realizînd suprafaţa maximă de prelucrare de 250 x 250 mm^2 şi adîncimea maximă de 80 mm. Ea poate prelucra profile liniare şi din arce de cerc după procedeul prin trepte finite, capetele segmentelor respective trebuind să fie precizate prin coordonatele lor rectangulare. Astfel pe baza unui cod se poate comanda realizarea segmentului de profil, între două puncte succesive, sub formă de segment de dreaptă, utilizînd programul G 01; creşterile Δ x şi Δ y ale coordonatelor în raport cu punctul precedent, fiind introduse pe bandă perforată figura 5.34, sau sub formă de arc de cerc, cu programele G 03 sau G 02, după cum sensul de prelucrare este trigonometric direct, respectiv invers, figura 5.35 şi perforînd pe bandă Δ x, Δ y ale profilului şi Δ i, Δ j ale centrului de curbură, faţă de punctul inițial.

Sistemul de prelucrare între două puncte succesive, ce urmează să fie unite printr-un segment de dreaptă sau arc de cerc, este de tipul cu control automat în trepte cu laturile de 1 μ.

Abaterile datorate sistemului de conducere al firului sînt atenuate de însăși procedeul de prelucrare prin electroeroziune care impune asigurarea mărimii interstițiului de lucru, astfel ca profilul proiectat să se poată realiza cu o precizie ridicată.

In scopul realizării cotelor prescrise, mașina este echipată cu un sistem de corecție, care face posibilă modificarea coordonatelor cu ± 999 μ spre a se putea ține cont de diametrul firului și mărimea interstițiului, grosimea firului putînd varia între 0,05 și 0,3 mm, iar mărimea interstițiului luînd valori în funcție de material și de grosimea semifabricatului, care influențează regimul.

- Mașina de prelucrat prin electroeroziune cu electrod filiform GDA - 1, cu urmărire optică, asigurînd un gabarit de 100 x 100 x 40 mm.

Un cap echipat cu celulă fotoelectrică urmărește desenul executînd în acest scop deplasări longitudinale și transversale comandate de motoare electrice de tip pas cu pas. Pentru realizarea unei precizii de prelucrare cît mai ridicate, scările utilizabile ale desenelor sînt: 10; 20; 30; 50.

Camele amovibile utilizate pentru realizarea programului experimental au fost prelucrate la Intreprinderea Electrotimiș prin procedeul de copiere după șablon, folosind în acest scop mașina de rectificat prin copiere.

In final, se subliniază că valorile $\Delta\varphi$ utilizate la calculul profilelor optimizate de autor, sînt $\Delta\varphi = 0,5^{\circ}$ pentru tacheți cu rolă și $\Delta\varphi = 1^{\circ}$ pentru tachet plan și corespund cu datele precizate în lucrările de specialitate cele mai recente [96].

6. REZULTATE DE CERCETARE

Cercetarea teoretică şi experimentală desfăşurată în cadrul tezei a condus la obţinerea unor rezultate a căror analiză permite cunoaşterea factorilor de optimizarea şi influenţa acestora asupra funcţionării mecanismului de distribuţie.

6.1. Analiza parametrilor dinamici ai mecanismelor de distribuţie cercetate

Optimizarea dinamicii mecanismului de distribuţie al motorului D - 103 a necesitat cercetarea prealabilă a comportării lui în condiţiile generate de cama armonică, de referinţă.

In acest scop au fost determinaţi teoretic şi experimental, parametrii cinematici ai supapei.

Valorile teoretice corespunzătoare expresiilor (2.71) sînt foarte apropiate de acelea de intrare, impuse de profilul camei, de care diferă prin raportul $\frac{n^2}{1-n^2}$, ce amplifică al doilea termen.

Astfel, pentru legea de mişcare generată de cama armonică avînd parametrii:

$$\alpha_0 = 108^\circ \qquad R_0 = 0{,}161 \text{ mm}$$
$$\alpha_1 = 117^\circ \qquad R_1 = 24{,}5 \text{ mm}$$
$$\alpha_2 = 124^\circ \qquad R_2 = 60 \text{ mm}$$
$$\alpha_3 = 135^\circ \qquad R_3 = 20{,}306 \text{ mm}$$
$$\beta = 4^\circ \qquad i = 1{,}4$$

mărimile caracteristice ale mecanismului de distribuţie considerat sînt:

- pulsaţia proprie, $\omega_n = \frac{k}{m}$, în care

$$k = 300 \frac{daN}{mm} \quad \text{s-a determinat prin măsurare}$$

şi $m = 0{,}985$ kg

este:

$$\omega_n = 1740\ s^{-1},\text{iar} \qquad n_n = 16.620\ \frac{\text{oscil}}{\text{min}}$$

- raportul $n = \frac{n_n}{n_e}$, pentru regimul funcțional corespunzător turației motorului de 1480 $\frac{rot}{min}$, cînd $n_c = 740\ \frac{rot}{min}$, are valoarea

$n = \frac{16620}{740} = 22,$

rezultă: $\frac{n^2}{1-n^2} = 1,0021$, ceea ce conduce la posibilitatea utilizării curbelor teoretice corespunzătoare mecanismului rigid.

Formularea completă a soluției teoretice a ecuației de mișcare este limitată în general, de necunoașterea certă a tuturor parametrilor necesari și ca urmare, mai ales în faza de proiectare, optimizarea funcționării sistemului va viza legile de mișcare prescrise tachetului.

$n_c = 740\ \frac{rot}{min}$ Tabelul 6.1

Poz.	$\circ$	x_c mm	$\dot{x}_c$ $\frac{mm}{s}$	$\ddot{x}_c$ $\frac{m}{s^2}$
1	117	0,224	0	204,8
2	120	0,272	150,24	204,5
3	124	0,48	321,8	203,3
4	124	0,48	451	500,4
5	130	0,907	1123,2	494
6	135	3,14	1674,1	484,5
7	135	3,16	1558,91	-120,04
8	140	4,84	1417,11	-130,04
9	150	7,68	1102,31	-147
10	160	9,77	754,02	-159,5
11	170	11,06	382,83	-167,2
12	180	11,60	0	-169,8

Rezultatele unei asemenea analize efectuate asupra distribuției motorului D-103, montate pe standul dinamic nr.2, la turația arborelui cu came $n_c = 740\ \frac{rot}{min}$, sînt reprezentate în figura 6.1. Tabelul 6.1 conține valorile calculate ale diagramelor teoretice, trasate cu linie întreruptă.

Oscilogramele, trasate cu linie continuă, corespund parametrilor măsurați pe standul dinamic nr.2, echipat cu elementele mecanismului real.

Selectarea lor pentru analiză s-a bazat pe realizarea regimului stabilizat de funcționare al standului, al echipamentului electronic de măsură şi al oscilografului, ceea ce a condus la realizarea unui număr de 20 ÷ 30 oscilograme pentru fiecare parametru la un regim. Testarea dinamică a reproductibilității legii de mişcare în cazul unor came diferite, avînd acelaşi profil, a amplificat numărul oscilogramelor la cîteva mii.

Se constată o bună concordanță a valorilor teoretice şi experimentale ale deplasării; de asemenea, diagramele vitezei prezintă zone comune, cu excepția vîrfurilor ale căror valori experimentale depăşesc cu 12%, în zona de ridicare, valorile teoretice.

Curbele accelerației concordă ca alură şi valori extreme. Oscilograma evidențiază însă prezența unor vibrații, întreținute pe întreaga perioadă a mişcării supapei. Se constată că forța arcurilor depăşeşte atît valorile teoretice, cît şi cele dinamice ale forței de desprindere (forța de inerție corespunzătoare accelerației maxime negative).

Figurile 6.2, 6.3 şi 6.4 reprezintă diagramele şi oscilogramele corespunzătoare regimurilor de 950, 1000 şi 1250 rot/min. Valorile diagramelor, trasate cu linie întreruptă, sînt cuprinse în tabelul 6.2.

Oscilogramele vitezelor evidențiază valori extreme mai mici decît cele teoretice şi în acelaşi timp, mici decalaje față de acestea. Oscilațiile de la capete confirmă prezența unor salturi ale supapei.

Alura oscilogramelor accelerațiilor este afectată de suprapunerea unor vibrații cu frecvențe înalte, care determină modificări față de diagramele teoretice. Aceste vibrații se manifestă atît la capetele profilului, cît şi pe vîrful camei. Ele reprezintă efectul

Tabelul 6.2

Poz.	n_c rot/min		950		1080		1250	
1	o	x_c mm	$\dot{x}_c$ $\frac{mm}{s}$	$\ddot{x}_c$ $\frac{m}{s^2}$	$\dot{x}_c$ $\frac{mm}{s}$	$\ddot{x}_c$ $\frac{m}{s^2}$	$\dot{x}_c$ $\frac{mm}{s}$	$\ddot{x}_c$ $\frac{m}{s^2}$
2	117	0,224	0	341	0	427	0	595
3	120	0,272	179,87	340	199,3	426	235	593
4	124	0,48	418	339	467,3	423	550,8	589
5	124	0,48	587	833	650,4	1041	766,6	1450
6	130	0,907	1460	824	1619	1029	1908,3	1433
7	135	3,14	2176	808	2430	1009	2864,2	1405,5
8	135	3,14	2012,6	-200	2237	-250	2636,7	-348
9	140	4,84	1833	-217	2033	-271	2396	-377,5
10	150	7,68	1423	-245	1582	-306	1864	-426,3
11	160	9,77	973	-266	1082	-333	1275	-463,8
12	170	11,06	494	-279	549	-348	647	-484,8
13	180	11,60	0	-283	0	-354	0	-493

conjugat al perturbațiilor generate de funcționarea mecanismului asupra părților componente ale ansamblului. Aceste perturbații pot proveni din vibrații ale batiului, ale arcurilor de distribuție și ale mecanismului însuși.

Saltul brusc al accelerației, de la maximul pozitiv la valori negative, reprezintă de asemenea o sursă de vibrații, care explică creșterea amplitudinilor în sectorul accelerațiilor negative, amplasat în zona vîrfului camei.

Un aport important pot avea și abaterile profilului camei, provenite din prelucrarea necorespunzătoare sau din uzură (La precizia prelucrării, capitolul 5, s-a arătat că o abatere de 0,01 mm a profilului camei, determină o modificare cu 5 ÷ 10% a accelerației). Stabilirea sursei vibrațiilor se realizează prin analiza armonică a semnalului integral. Componentele dăunătoare se pot înlătura prin modificarea structurii ansamblului.

In cadrul cercetărilor au fost analizate oscilogramele accelerațiilor corespunzătoare unor turații din domeniul de funcționare al motorului, și mai mari.

Inregistrările s-au făcut pe bandă magnetică, utilizînd un echipament compus din: doi traductori de accelerație de tip KD-35, un aparat de măsurat vibrații, tip SM 231, un înregistrator magnetic cu patru canale, tip Bruel & Kjaer 7003.

Pentru prelucrare și redare s-a folosit o schemă compusă din: un înregistrator magnetic 7003, un amplificator integrator, tip SM 10, un analizor de bandă îngustă, 10%, tip SM 32 și un înregistrator în coordonate X - Y, tip BAC 5T. In comparație cu soluțiile precedente, acest montaj de înregistrare și redare, figura 6.5., permite o analiză mai comodă a semnalului urmărit, asigurînd totodată conservarea lui pentru prelucrări ulterioare.

Rezultatele sînt prezentate în figurile 6.6, 6.7, 6. și tabelul 6.3, și reprezintă spectrele de frecvență ale semnalelor de accelerație, determinate în paralel pentru tachet și batiul A, figura 5.11 și pentru supapa și batiul B, figura 5.6. Cu ajutorul lor se poate analiza legea de mișcare generată de camă și sursele ei de abateri față de legea teoretică; de asemenea, se poate analiza măsura conservării ei la supapă și efectul elasticității elementelor mecanismului de distribuție asupra calităților sale de transfer a mișcării de la tachet la supapă.

Curbele astfel obținute au în ordonată amplitudinea armonicilor semnalului, iar în abscisă frecvența. Valoarea amplitudinilor s-a determinat în raport cu un semnal etalon de valoare E = g, avînd pe canalul 1, corespunzător semnalelor batiului, înălțimea e_1 = 64 mm și pe canalul 2, corespunzător semnalelor supapei și tachetului, înălțimea e_2 = 28 mm. Spectrogramele corespund: 1 - supapei, 2 - batiului B, 3 - tachetului, 4 - batiului A.

Din analiza spectrogramelor se constată că semnalele provenite de la tachet şi respectiv supapă, se compun din armonici joase, avînd frecvenţele multiple de la 1 la 10 ai frecvenţei forţei perturbatoare, identică cu frecvenţa de rotaţie a arborelui de distribuţie şi armonici cu frecvenţe mai înalte, cuprinse între 390 şi 1080 Hz.

Semnalele provenite de la cele două structuri de batiuri conţin şi ele armonici cuprinse în domeniul de 390 - 1080 Hz, în toate regimurile cercetate; amplitudinile acestor armonici sînt neglijabile pentru batiul A, dar pentru batiul B amplitudinea lor rezultantă reprezintă în medie 8% din amplitudinea semnalului supapei.

In afara domeniului amintit, semnalul batiului A mai conţine şi armonici joase, amplitudinea lor rezultantă reprezentînd 4,1% din amplitudinea semnalului tachetului (conform tabelului 6.3, pentru regimul de 950 rot/min, spectrogramele 3 şi 4); armonicile joase ale semnalului batiului B, spectrograma 2, sînt neglijabile. Această comportare diferită a celor două batiuri se explică prin structurile lor diferite, care le modifică frecvenţa proprie.

Rezultă astfel că semnalul integral al acceleraţiei tachetului se compune din armonici joase, corespunzătoare legii de mişcare generate de camă, peste care se suprapune vibraţia batiului, determinînd modificări de pînă la 9% ale amplitudinii.

Restul abaterilor de la legea teoretică se datoresc în principal impreciziei profilului camei.

Semnalul corespunzător acceleraţiei supapei este afectat de armonicele înalte ale batiului B, în proporţie de pînă la 8%, precum şi de vibraţia mecanismului de distribuţie şi a arcurilor de distribuţie ale căror frecvenţe proprii de 277 şi respectiv 155 Hz, determină prezența unor armonici de rezonanță care pot fi identificate în spectrogramă.

Aceste constatări sînt în concordanță cu oscilogramele accelerațiilor care prezintă aspectul caracteristic de compunere a vibrațiilor de diferite frecvențe:cele joase,preponderente,imprimă perioada și alura semnalului integral,iar cele înalte,de amplitudini mici, determină oscilații ale acestuia în jurul valorii de bază.

De asemenea,se constată că,în toate regimurile,armonicile de bază ale accelerației tachetului se regăsesc,într-un raport apropiat de raportul de transmitere al mecanismului,în semnalul supapei,ceea ce dovedește conservarea legii de mișcare impuse de camă.

Se verifică astfel observația din cadrul discuției ecuației de mișcare,conform căruia în cazul așa numitelor mecanisme rigide, sau în cazul utilizării legilor de mișcare fără șoc,optimizarea funcționării mecanismului de distribuție se poate aborda prin optimizarea legii de mișcare a tachetului.

In cele trei regimuri considerate,forța dinamică de desprindere depășește în tot domeniul forța arcului,dovedind prezența unor desprinderi prelungite în lanțul mecanismului de distribuție,care generează șocuri,vibrații și zgomot.Ca urmare,apar o serie de defecțiuni ca: ruperi de supape,tocșiri ale profilului camei,distrugerea zonei de contact a tachetului,uzura prematură a bucșei rolei,etc.

In practică există tendința reutilizării profilului de came și a altor elemente ale distribuției,la motoare de puteri sporite,funcționînd cu turații superioare tipurilor de referință.

Rezultatele de mai sus,obținute prin încercarea distribuției motorului D - 103 la trei turații superioare turației nominale,infirmă valabilitatea acestei practici,subliniind importanța ce trebuie acordată proiectării acestui important subansamblu al motorului.

Informații asupra controlului supapei,adică asupra posibilită-

Tabelul 6.3

Turația rot/min	Frecvența armonicii Hz	Amplitudinea armonicii m/s^2 supapă (1)	batiu (2)	tachet (3)	batiu (4)
830	14	24,67	-	13,45	-
	28	80,72	-	53,8	0,272
	42	42,6	-	29,15	0,212
	70	40,36	-	26,9	-
	98	22,42	0,679	18	-
	108	-	-	-	0,212
	400	123,32	1,164	-	-
	430	127,81	-	-	-
	990	-	-	94,18	0,333
	1030	-	16	-	
950	16	26,9	-	22,42	0,78
	32	107,63	0,69	76,24	3,24
	48	65	-	47	1,96
	80	56	-	38	1,56
	95	38	-	33,6	1,18
	100	-	0,79	-	-
	128	38	-	22,4	1
	158	22,4	-	-	-
	394	145,74	2,75	-	-
	480	101	-	-	-
	600	-	3,14	-	-
	1000	-	-	76,24	3,3
	1080	-	19,12	-	-
1080	18	51,57	-	45,5	-
	36	150,23	1,37	105	1,28
	54	96,4	1,1	66,56	-
	90	94,18	-	54,66	-
	108	58,29	-	38,5	0,37
	144	65	-	35	-
	180	36	-	23,8	-
	390	143,5	2,16	-	-
	590	-	2,94	35	0,15
	810	-	-	35,5	0,3
	870	-	10,2	71	-
	1080	-	20	92,5	0,46

ţilor apariţiei desprinderilor în mecanismul de distribuţie,rezultă din figura 6.9,în care se poate urmări,în funcţie de turaţie,starea contactului supapei de admisie a motorului amintit,sub acţiunea forţei de inerţie corespunzătoare acceleraţiei negative maxime (forţa dinamică de desprindere maximă) A stabilită experimental şi forţei corespunzătoare a arcurilor de distribuţie B;cu C s-a notat diagrama forţei dinamice de desprindere maxime,teoretice.Valorile considerate sînt cuprinse în tabelul 6.4.Deoarece rigidităţile diferă,o reprezentare valabilă pentru toate mecanismele de acţionare ale supapelor unui motor conţine mai multe curbe ale forţei dinamice de desprindere maxime,astfel că în locul curbei A,apare o zonă.Pentru punerea în evidenţă a raportului dintre cele două tipuri de forţe,cu acţiuni contrare,deci de sensuri diferite,ele sînt reprezentate în acelaşi cadran.

Tabelul 6.4.

Poz.	n_c $\frac{rot}{min}$	A [N]	B [N]	C [N]
1	600	- 150		- 132
2	740	- 240		- 168
3	850	- 325	- 320	- 225
4	950	- 516		- 275
5	1060	- 645		- 350
6	1250	- 548		- 480

La turaţia arborelui cu came de 830 rot/min,tachetul se desprinde de camă,cu toate că forţa teoretică maximă negativă nu depăşeşte 3/4 din forţa arcului.Această reprezentare,chiar dacă nu dă indicaţii asupra corelaţiei dintre gradul de depăşire a forţei arcului de către forţa dinamică de desprindere şi mărimea saltului,arată exact la ce turaţie apar primele salturi.

In concluzia acestei analize se poate aprecia că întrucît,global,perechile de curbe teoretice şi experimentale evidenţiază comportări asemănătoare,optimizarea legii de mişcare teoretice,dublată de o experimentare riguroasă,constituie o bază sigură pentru obţinerea unor rezultate îmbunătăţite.

Observaţiile rezultate din studiul comportării dinamice a distribuţiei motorului D - 103 justifică înlocuirea camelor armonice, prin came cu profil optimizat.

In acest scop s-a utilizat o lege de mişcare de tip Kurz ale cărei constante s-au determinat astfel ca să fie realizate valori prescrise ale parametrilor gazodinamici şi dinamici.

Ele sînt următoarele:

$$H_0 = 0,3\ mm \quad \phi_0 = 30^0 \quad \phi_2 = 5^0$$

$$H = 8,2\ mm \quad \phi_1 = 30^0 \quad \phi_3 = 50^0$$

Folosind această lege şi relaţiile de sinteză stabilite în capitolul 4, au fost calculate coordonatele x şi y ale profilului camei.

Calculul pas cu pas s-a efectuat pe baza programului „DISTRIB", prezentat în anexă împreună cu rezultatele sale, conţinînd valorile următorilor parametri, corespunzătoare unui unghi de rotaţie al camei $\Delta\varphi = 0,5^0$: timpul-secţiune, deplasarea, viteza, acceleraţia, coordonatele x şi y ale profilului camei.

Rezultatele obţinute evidenţiază reduceri pronunţate ale valorilor mărime ale vitezei şi acceleraţiei.

Oscilogramele vitezei şi acceleraţiei la turaţia arborelui de distribuţie de 950 rot/min, figura 6.10 comparate cu oscilogramele ridicate la acelaşi regim cu cama armonică, figura 6.2, indică o reducere a vitezei maxime de la 1,9 m/s la 1,4 m/s, a acceleraţiei pozitive de la 800 m/s^2 la 600 m/s^2, iar a celei negative de la 500 m/s^2 la - 240 m/s^2, ceea ce indică o apropiere sensibilă a forţei dinamice de desprindere de forţa arcurilor, adică o stabilitate îmbunătăţită a funcţionării mecanismului de distribuţie.

Oscilogramele deplasărilor, figura 6.11, ridicate cu un traductor inductiv de deplasare, tip IWT - 302, caracterizat prin înaltă fidelitate, pun în evidenţă o creştere de 20% a timpului secţiune al legii de mişcare prin utilizarea camelor optimizate, care se reflectă proporțional asupra timpului secțiune al supapei motorului.

Cercetările au fost extinse și asupra distribuțiilor altor motoare. In cazul motorului I.M.A.T. s-a analizat comportarea distribuției, echipate cu came MTU - 7,5/5,1 și arcuri tip D - 105.

Figura 6.12 a și b reflectă aspectele corespunzătoare regimurilor de turație ale arborelui de distribuție de 830 și 1060 rot/min.

Se constată o bună stabilitate a mecanismului de distribuție, forțele arcului depășind substanțial forțele de inerție; totodată se remarcă creșterea accelerațiilor pozitive de aproape 7 ori, pe flancul de ridicare, ceea ce se reflectă proporțional asupra solicitării de contact dintre camă și tachet și de asemenea o majorare a accelerației negative maximă de peste 2,5 ori prin modificarea regimului de la 830 la 1060 rot/min.

Determinările efectuate la turația motorului de 2600 rot/min, respectiv de 1300 rot/min a arborelui de distribuție, evidențiază valori ale forțelor de desprindere superioare forțelor arcului, adică F_i = 1100 N și F_{arc} = 1043 N pentru mecanismul de admisiune și F_i = 1046 N, respectiv F_{arc} = 1039 N, pentru mecanismul de evacuare, ceea ce dovedește discontinuitatea controlului supapei. Ca urmare se impune, ca primă soluție, înlocuirea arcurilor cu altele mai rigide sau reproiectarea camei astfel ca să se asigure condiția de continuitate a contactului, adică $F_{arc} > F_i$, în sectorul accelerațiilor negative.

6.2. Analiza calităților gazodinamice ale legilor de mișcare

Influența legii de mișcare asupra gazodinamicii motorului, reflectată prin variația produsului $\mu\sigma$ în funcție de unghiul de rotație al camei, s-a studiat prin prelucrarea diagramelor $\mu\sigma = f(\frac{h}{d})$ ridicate în lucrarea 107 pentru motorul D - 103 și în cadrul colectivului A 5/1 IMT, filiala Timișoara pentru motorul IMT.

Pentru motorul D - 103 analiza se referă la trei tipuri de canale de admisiune: originar, model îmbunătățit, model îmbunătățit Nr.1; și la două tipuri de legi de mișcare: lege armonică și lege optimizată.

Datele aferente sînt conținute în tabelul 6.5, pentru legile de mișcare și în tabelele 6.6 a, b, c pentru coeficienții $\mu\sigma$.

Motor D - 103 Tabel 6.5

Poz.	φ °	S mm cama armonică	S mm cama polidină
1	10	0,07	0,171
2	20	0,158	0,419
3	30	0,375	1,22
4	40	0,692	3,09
5	50	1,662	5,49
6	60	4,31	7,65
7	70	7,40	9,46
8	80	9,70	10,70
9	90	11,15	11,50
10	100	11,60	11,76

Figurile 6.13 a, b, c evidențiază creșteri importante ale timpului secțiune al diagramelor $\mu\sigma = f(\varphi)$, la utilizarea legii de mișcare optimizate.

Astfel, în cazul canalului originar, figura 6.13 a, timpul-secțiune al diagramei $\mu\sigma = f(\varphi)$ crește cu 38%, iar valorile în medie cu 50%; în cazul modelului de admisie îmbunătățit, figura 6.13 b, creșterea timpului-secțiune este de 40%, iar a lui $\mu\sigma$, în medie cu 40%; pentru modelul de canal îmbunătățit Nr.1, creșterile sînt de 35% pentru timpul-secțiune și 44% pentru valorile $\mu\sigma$, figura 6.13 c.

Pentru motorul IMF determinările se referă la trei tipuri de legi de mișcare, cuprinse în tabelul 6.7 și două tipuri de canale, corespunzătoare chiulasei de referință cu anticameră, tabelul 6.8 a și respectiv cu injecție directă, tabelul 6.8 b.

Creșterile constante față de legea generată de cama MTU, conform diagramelor din figura 6.14 a, în cazul canalului chiulasei de

Motor IAMT — Tabel 6.7

Poz.	φ °	S mm cama MTU	S mm cama polidină bm	S mm cama polidină b.
1	5	0,015	0,069	0,052
2	10	0,10	0,247	0,193
3	20	0,40	1,234	0,702
4	30	0,75	4,845	2,879
5	40	1,75	8,396	6,326
6	50	4,45	10,914	9,409
7	60	7,75	12,347	11,878
8	70	10,30	12,697	12,26
9	80	12,25	12,697	12,47
10	90	12,6	12,697	12,70

referință cu anticameră, sînt pentru legea polidină b de 44% pentru timpul-secțiune și în medie de 22% pentru valorile $\mu\sigma$, iar pentru legea polidină b m, de 72% pentru timpul-secțiune și de 40% pentru $\mu\sigma$; din figura 6.14 b, pentru canalul chiulasei de referință cu injecție directă, se obțin prin utilizarea legii polidine b, creșteri de 35% pentru timpul-secțiune și de 60% pentru $\mu\sigma$ medii; în cazul legii b m, creșterile sînt de 44% și respectiv de 75%.

Corelația legii de mișcare - gazodinamica motorului este sugestiv reflectată și de comparația variației secțiunii de trecere a supapei, A_s, în funcție de unghiul de rotație al camei. Determinările efectuate asupra distribuției motorului D - 103, în cazul utilizării a trei tipuri de came, 1 - optimizată după lege Kurz modificată „b m", 2 - optimizată după lege Kurz b, 3 - armonica, sînt reprezentate în figura 6.15.

Creșterile substanțiale de secțiune la folosirea camelor optimizate se realizează în prima jumătate a intervalului de ridicare a supapei, ceea ce este foarte favorabil pentru umplerea motorului. Se observă astfel că în cazul unui avans la admisiune de 60° RAC cama 1 asigură o valoare A_s = 210 mm^2, cama 2 un A_s = 120 mm^2, iar cama 3 un A_s = 35 mm^2. Prin integrarea diagramelor 6.15 se obțin diagramele TS-ului supapei în cazul folosirii celor trei tipuri de legi.

Tabelul 6.9

φ^o	US - 1 $mm^2 \cdot \varphi^o$	US - 2 $mm^2 \cdot \varphi^o$	US - 3 $mm^2 \cdot \varphi^o$
10	30	35	80
20	150	300	580
30	500	1150	2100
40	1800	3000	5800
50	5000	6950	13400
60	12000	14000	25250
70	22000	27000	41250
80	39000	41550	60000

In tabelul 6.9, figura 6.16 sînt prezentate datele şi respectiv diagramele de variaţie ale US-ului supapei în funcţie de unghiul φ de rotaţie al camei, în cazul a trei distribuţii: 1 - cu cama armonică; 2 - cu camă tangenţială şi tachet de translaţie cu rolă; 3 - cu camă polidină şi tachet oscilant cu rolă.

Rezultatele obţinute sînt evidant favorabile ultimei soluţii care asigură valori mult sporite în raport cu primele două.

Desigur, pe lîngă profilul camei la aceasta mai contribuie şi structura mecanismului; se reţine însă soluţia cu tachet oscilant şi camă optimizată ca deosebit de favorabilă procesului de umplere al motorului.

6.3. Calculul solicitărilor arcurilor de distribuţie cu considerarea suprasolicitărilor dinamice

Din relaţia (2.93) rezultă că solicitarea suplimentară maximă a arcurilor de distribuţie este un produs între un factor determinat de caracteristicile arcului şi amplitudinea armonicii perturbatoare de rezonanţă.

$$\overline{\tau}_{i\ max} = B \cdot c_i$$

Ca urmare, variaţia solicitării totale a unui anumit arc este funcţie de caracteristicile armonice ale legii de mişcare a supapei.

Opţiunea pentru un anumit tip de lege poate fi, ca urmare, influenţată de alura amplitudinilor armonicilor de rezonanţă, rezultate din analiza armonică.

Este important să se stabilească în ce măsură legile de mișcare fără șoc realizează condiții superioare din acest punct de vedere, în raport cu legile de mișcare obișnuite.

In acest scop se analizează cazul distribuției motorului D - 103 echipat cu următoarele arcuri, pe fiecare supapă:

Arcul 1	Arcul 2
$d = 45$ mm	$d = 3$ mm
$D_m = 35$ mm	$D_m = 25$ mm
$L = 83$ mm	$L = 82$ mm
$f_o = 20$ mm	$f_o = 19$ mm
$n = 8,5$ spire	$n = 10,5$
$k_a = 11,7\ \frac{N}{mm}$	$k_a = 5,1\ \frac{N}{mm}$

Pulsațiile proprii ale celor două arcuri sînt egale și anume:

$$\omega_n = 975\ s^{-1}$$

iar

$$n_n = 9320\ \frac{\text{oscilații}}{\text{minut}}$$

Ordinul armonicilor de rezonanță este cuprins între $\frac{n_n}{n_{c\ max}}$ și $\frac{n_n}{n_{c\ min}}$.

$n_{c\ max} = 1000\ \frac{rot}{min}$ - domeniul de turații al arborelui de distribuție.

$n_{c\ min} = 500\ \frac{rot}{min}$

Rezultă:

$$9 \leq i \leq 18$$

Pentru comparație se consideră două legi de mișcare:

- legea armonică „a", corespunzătoare camei originale a motorului D - 103
- legea tip Kurz „b", corespunzătoare soluției optimizate pen-

tru cama motorului D - 103.

Mecanismul de distribuţie al motorului considerat este de tipul cu tachet plan centric şi came asimetrice; legile de mişcare la ridicare şi coborîre fiind foarte apropiate, sînt considerate în cele ce urmează, identice.

Ca urmare, amplitudinea armonicii rezultante este $c_1 = a_1, b_1$ fiind nulă.

Pentru legea „a" expresia amplitudinii c_1, desvoltată după relaţia (3.39) este:

$$c_1 = \frac{2}{\pi\, i(i^2 - 1)} (B_1 \sin i\alpha_1 - B_1 \sin i\alpha_2 - B_2 \sin i\alpha_3)$$

în care:

$$B_1 = K_1 \cos(\alpha_2 - \alpha_1) - K_2 \cos\beta$$

$$B_2 = K_2 \cos(\alpha_3 - \alpha_2 + \beta) - K_3 \cos\alpha_3,$$

parametrii legii de mişcare fiind prezentaţi în 6.1.

Pentru legea „b", expresia amplitudinii c_1, desvoltată după relaţia (3.39), după eliminarea termenilor nuli, este următoarea:

$$\frac{\pi}{2} c_1 = \frac{1}{i^4}\Big\{ - \cos i\alpha_2 \left[f_2'''(\alpha_2) - f_3'''(\alpha_2)\right] - \cos i\alpha_3$$

$$\left[f_3'''(\alpha_3) - f_4'''(\alpha_3)\right] + \cos i\alpha_4\, f_5'''(\alpha_4)\Big\} - \frac{1}{i^5}\Big\{\sin i\alpha_1\, f_2^{IV}(\alpha_1) -$$

$$- \sin i\alpha_4 \left[f_4^{IV}(\alpha_4) - f_5^{IV}(\alpha_4)\right] - \sin i\alpha_5\, f_5^{IV}(\alpha_5)\Big\} - \frac{1}{i^6}\ \cdot$$

$$\cdot\Big\{- \cos i\alpha_2\left[f_2^{V}(\alpha_2) - f_3^{V}(\alpha_2)\right] - \cos i\alpha_3\left[f_3^{V}(\alpha_3) - f_4^{V}(\alpha_3)\right]$$

Se consideră mecanismul de distribuţie redus la axa tachetului, parametrii legii de mişcare fiind:

$H_0 = 0,3$ mm	$C_{11} = 5,459$	$\alpha_1 = 65^\circ$
$H = 3,2$ mm	$C_{12} = 0,759$	$\alpha_2 = 95^\circ$
$\varphi_0 = 30^\circ$	$C_{21} = 9,582$	$\alpha_3 = 125^\circ$
$\varphi_1 = 30^\circ$	$C_{22} = 0,0242$	$\alpha_4 = 130^\circ$
$\varphi_2 = 5^\circ$	$C_{31} = 0,515$	$\alpha_5 = 180^\circ$
$\varphi_3 = 50^\circ$	$C_{32} = 6,275$	

Pentru legea „b", cu funcţia $f_2(\alpha)$ modificată, expresia amplitudinii c_i, este:

$$\frac{\pi}{2} c_i = \frac{1}{i^4}\Big\{ - \cos i\alpha_2 \left[f_2'''(\alpha_2) - f_3'''(\alpha_2)\right] - \cos i\alpha_3 \cdot$$

$$\cdot \left[f_3'''(\alpha_3) - f_4'''(\alpha_3)\right] + \cos i\alpha_4\, f_5'''(\alpha_4)\Big\} - \frac{1}{i^5}\Big\{\sin i\alpha_1 f_2^{IV}(\alpha_1) +$$

$$+ \sin i\alpha_2\, f_3^{IV}(\alpha_2) - \sin i\alpha_3\, f_3^{IV}(\alpha_3) - \sin i\alpha_4 \Big[f_4^{IV}(\alpha_4) -$$

$$- f_5^{IV}(\alpha_4)\Big]\Big\} - \frac{1}{i^6}\left[- \cos i\alpha_2\, f_2^{V}(\alpha_2) + \cos i\alpha_3\, f_4^{V}(\alpha_3)\right]$$

Valorile amplitudinilor c_i ale armonicelor de rezonanţă sînt prezentate în tabelul 6.10.

Tabelul 6.10.

Poz.	i	c_i mm		
		legea a	legea b	b modif.
1	9	0,0306	0,0223	0,0213
2	10	0,007	0,0041	0,00146
3	11	0,0467	0,0005	0,0005
4	12	0,0044	0,0053	0,0051
5	13	0,0234	0,0033	0,00295
6	14	0,026	0,00224	0,00229
7	15	0,0122	0,0036	0,00303
8	16	0,0032	0,00125	0,00175
9	17	0,0107	0,00134	0,00136
10	18	0,0133	0,000067	0,00045

Se constată o diminuare substanţială a lui c_i în cazul legii „b" în raport cu legea „a", denotînd un regim de oscilaţii mult atenuat în cazul folosirii legii de mişcare fără şoc şi ca urmare o reducere corespunzătoare a solicitării totale maxime a arcurilor de distribuţie.

In cazul utilizării legii "b" modificate, se realizează o atemare a armonicelor mai importante, obţinîndu-se prin aceasta o nouă reducere a regimului de oscilaţii.

Modificările solicitării totale maxime în cele trei cazuri, considerate, pentru valoarea amortizării b = 2 s^{-1}, conform diagramei din figura 3.9, a efortului alternant static τ_{-1} = 11,4 $\frac{daN}{mm^2}$ şi = 1,18, corespunzătoare parametrilor distribuţiei motorului D - 103, sînt prezentate în tabelul 6.11.

Se constată o reducere substanţială a solicitării în domeniul turaţiilor de rezonanţă cu armonicile 9, 10, 11, 13, 14 în cazul folosirii legilor „b" şi „b" modificat" faţă de legea „a".

Ca urmare, rezultatele analizei armonice scot în evidenţă un spectru mai larg de parametri ce caracterizează comportarea mecanismului de distribuţie, contribuind la întregirea imaginii asupra legilor de mişcare discutate, în vederea alegerii soluţiei optime.

Tabelul 6.11

Poz.	i	$\tau_{-1,\,i}$ daN/mm^2		
		legea a	legea b	b modif.
1	9	59,5	40,7	39,4
2	10	103,41	16,78	13,3
3	11	72,8	12,1	12,1
4	12	17,18	13,37	18,1
5	13	42,16	15,74	15,28
6	14	45,58	14,34	14,4
7	15	27,44	16,1	15,38
8	16	15,6	13	13,7
9	17	25,46	13,16	13,2
10	18	28,88	11,49	12

In cazul motorului INMT-165/155 se consideră pentru analiză două legi de mişcare ale supapei.

- legea de tip „b"
- legea de tip „b" modificată.

Mecanismul de distribuţie este compus din tachet oscilant cu rolă, tijă împingătoare, culbutor, două supape şi este antrenat de came profilate corespunzător legilor considerate.

Domeniul de turaţii al motorului este cuprins între 1200 -

- 2600 rot/min, ceea ce corespunde cu 600 - 1300 rot/min pentru arborele cu came.

Fiecare supapă este echipată cu cîte o pereche de arcuri, avînd următoarele dimensiuni:

Arcul 1	Arcul 2
$d = 4,7$ mm	$d = 3,5$ mm
$D_m = 37$ mm	$D_m = 26$ mm
$L = 62$ mm	$L = 59$ mm
$f_o = 12$ mm	$f_o = 7,5$ mm
$n = 5,5$ spire	$n = 7,5$ spire
$k_a = 18$ N/mm	$k_a = 11,8$ N/mm
$F = 49,1 \pm 4,4$ daN	$F = 26,5 \pm 2$ daN
$F_o = 21,8 \pm 2,4$ daN	$F_o = 8,85 \pm 1,2$ daN

Cu aceste elemente se calculează

$\tau_{-1} = 28,5$ daN/mm^2, același pentru ambele arcuri

rezultă

$$n_n = 15,599 \frac{\text{oscilații}}{\text{minut}}$$

$$\omega_n = 1632 \ s^{-1}$$

Ordinul armonicilor de rezonanță este cuprins între

$$\frac{n_n}{n_{c\ max}} = \frac{15599}{1300} = 12 \quad \text{și} \quad \frac{n_n}{n_{c\ max}} = \frac{15599}{600} = 26$$

$$\text{deci} \quad 12 \leq i \leq 26$$

Relația de calcul a amplitudinii c_i a armonicii legii de tip „b", cu considerarea jocului, este următoarea:

$$\frac{\pi}{2} c_i = -\frac{1}{i^2} f_2'(\alpha_j)\cos i\alpha_j + \frac{1}{i^3} f_2''(\alpha_j)\sin i\alpha_j + \frac{1}{i^4}\Big\{ -$$

$$-\cos i\alpha_2\left|f_2'''(\alpha_2) - f_3'''(\alpha_2)\right| - \cos i\alpha_3\left|f_3'''(\alpha_3) - f_4'''(\alpha_3)\right| +$$

$$+\cos i\alpha_4\, f_5'''(\alpha_4)\Big\} - \frac{1}{i^5}\Big\{\sin i\alpha_1 f_2^{IV}(\alpha_1) - \sin i\alpha_4\left|f_4^{IV}(\alpha_4) -\right.$$

$$\left.- f_5^{IV}(\alpha_4)\right| - \sin i\alpha_5\, f_5^{IV}(\alpha_5)\Big\} - \frac{1}{i^6}\Big\{-\cos i\alpha_2\left|f_2^{V}(\alpha_2) - f_3^{V}(\alpha_2)\right| -$$

$$-\cos i\alpha_3\left|f_3^{V}(\alpha_3) - f_4^{V}(\alpha_3)\right|\Big\}$$

iar în cazul legii „b" modificată:

$$\frac{\pi}{2} c_i = -\frac{1}{i^2} f_2'(\alpha_j)\cos i\alpha_j + \frac{1}{i^3} f_2''(\alpha_j)\sin i\alpha_j + \frac{1}{i^4}\Big\{ -$$

$$-\cos i\alpha_2\left[f_2'''(\alpha_2) - f_3'''(\alpha_2)\right] - \cos i\alpha_3\left[f_3'''(\alpha_3) - f_4'''(\alpha_3)\right] +$$

$$+\cos i\alpha_4\, f_5'''(\alpha_4)\Big\} - \frac{1}{i^5}\Big\{\sin i\alpha_1 f_2^{IV}(\alpha_1) + \sin i\alpha_2 f_3^{IV}(\alpha_2) -$$

$$-\sin i\alpha_3\, f_3^{IV}(\alpha_3) - \sin i\alpha_4\left[f_4^{IV}(\alpha_4) - f_5^{IV}(\alpha_4)\right]\Big\} - \frac{1}{i^6}\Big[-$$

$$-\cos i\alpha_2\, f_2^{V}(\alpha_2) + \cos i\alpha_3\, f_4^{V}(\alpha_3)\Big]$$

Din considerentul realizării unui timp secțiune cît mai mare, precum și în scopul limitării valorilor extreme ale accelerației se stabilesc următorii parametri ai legii de mișcare:

$H_0 = 0{,}33$ mm	$C_{11} = 10{,}72$	$\alpha_1 = 90^0$
$H = 14{,}516$ mm	$C_{12} = 0{,}928$	$\alpha_2 = 104^0$
$\psi_0 = 14^0$	$C_{21} = 17{,}735$	$\alpha_3 = 123^0$
$\psi_1 = 19^0$	$C_{22} = 0{,}218$	$\alpha_4 = 133^0$
$\psi_2 = 10^0$	$C_{31} = 0{,}73$	$\alpha_5 = 130^0$
$\psi_3 = 47^0$	$C_{32} = 11{,}8$	$\alpha_j = 100^0$

Pentru cele două tipuri de legi considerate, valorile turațiilor critice amplitudinile armonicilor perturbatoare, de rezonanță și solicitările totale corespunzătoare, sînt prezentate în tabelul 6.12.

Tabelul 6.12

Poz.	i	n_{cr}	c_i mm		$\tau_{-1}\cdot i$ daN/mm^2	
			legea b	legea b modif.	legea b	legea b modif.
1	12	1300	0,009	0,0124	55,42	64
2	13	1200	0,0139	0,0227	67,35	89
3	14	1114	0,0191	0,0224	80	88
4	15	1040	0,0019	0,002	38	38
5	16	975	0,0143	0,0094	68,33	57
6	17	917	0,0097	0,011	57,12	60,5
7	18	867	0,000751	0,001	35,33	36
8	19	821	0,0075	0,003	51,76	41
9	20	780	0,0511	0,0051	45,95	46
10	21	742	0,0023	0,0024	39,13	40
11	22	709	0,0058	0,1047	47,7	45
12	23	678	0,00152	0,0016	37,2	37,43
13	24	650	0,0028	0,003	40,32	41
14	25	624	0,00264	0,0023	40	59,15
15	26	600	0,000793	0,001	33,4	36

Se constată că solicitarea maximă a ambelor arcuri se produce la turația motorului n = 2228 rot/min în cazul legii „b" și respectiv la turațiile 2400 și 2228 rot/min în cazul legii „b" modificate.

Efortul total alternant atinge aici valori apropiate de valorile admisibile. Practic se constată însă că arcuri încărcate teoretic la limita maximă se comportă bine, aceasta datorîndu-se reducerii solicitării reale, din cauza elasticității elementelor intermediare.

Cu toate acestea, constatările de mai sus impun lucrarea în considerare a efectelor regimului de oscilație generat de legea aleasă astfel încît solicitările arcurilor să rămînă în limite normale.

6.4. Rezolvarea automată a calculelor de optimizare

Realizarea obiectivelor cercetării de față, implică atît analiza unui număr mare de parametri și testarea mai multor variante posibile, cît și definirea numerică precisă a soluțiilor stabilite. Rezolvarea pe cale analitică a acestor aspecte a impus utilizarea calculatorului.

- Programul de calcul „DISTRIB", corespunzător organigramei din fig.6.17 s-a elaborat pentru rezolvarea calculului parametrilor cinematici ai tachetului și sinteza profilului camei. Pentru o lege de mișcare dată a punctului caracteristic al tachetului, cunoscînd dimensiunile mecanismului și turația camei, se determină deplasarea, viteza și accelerația tachetului, deplasarea supapei, plenitudinea legii de mișcare, coordonatele profilului camei și unghiul de presiune, corespunzător unor intervale de variație ale unghiului de rotație al camei $\Delta\varphi = 0,5^{\circ}$. Programul este dotat cu subrutine distincte pentru rezolvarea mecanismelor echipate cu tachet de translație, plan, tachet de translație, cu rolă și tachet oscilant cu rolă.

Rezultatele obținute pe baza lui oferă un tablou complex al comportării mecanismului și cunoscînd corelația dintre aceste rezultate și coeficienții legii de mișcare, se pot efectua cu operativitate, modificările necesare în vederea unor optimizări.

- Programul de calcul „CINIM", a cărui organigramă se prezintă în figura 6.18, s-a utilizat pentru calculul parametrilor cinematici ai punctelor caracteristice ale elementelor mecanismului de distribuție. Se determină: unghiurile de oscilație, vitezele și accelerațiile unghiulare ale tijei împingătoare și culbutorului, deplasarea, viteza şi acceleraţia supapei. Datele de intrare ale acestui program sînt dimensiunile mecanismului şi legea de mişcare a tachetului.

- Programul de calcul „STATSAV", cu organigrama din figura 6.19, a fost întocmit pe baza modelului de calcul din subcapitolul 3.1.1. El utilizează rezultatele programului „CININ" şi calculează reacţiunile dinamice, cu frecare şi tensiunile din elementele mecanismului de distribuţie.

- Programul „DIST" cu organigrama din figura 6.20, se utilizează pentru calculul parametrilor cinematici ai tachetului, cînd se cunosc dimensiunile camei, viteza ei unghiulară şi dimensiunile mecanismului camă-tachet. El este destinat studiului unor motoare aflate în fabricaţie, pentru care nu se cunoaşte legea de mişcare utilizată la proiectarea mecanismelor de distribuţie.

Cele patru programe sînt redate în anexă. Ele au fost elaborate în limbaj FORTRAN şi rezolvate pe calculatorul FELIX C - 256 din dotarea Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara.

6.5. Valorificarea rezultatelor cercetării.

In contextul industrializării generale, ţara noastră îşi dezvoltă o puternică industrie constructoare de motoare termice. Căile ferate, transporturile rutiere, navale, agricultura, instalaţiile de foraj şi cele destinate lucrărilor hidrotehnice necesită o gamă largă de motoare cu ardere internă. Imbunătăţirea parametrilor acestora reprezintă o sarcină importantă a constructorilor de motoare, pe această cale putîndu-se obţine, pe de o parte, sporuri importante de putere, iar pe de altă parte, substanţiale economii de combustibil.

Abordarea problematicii acestei teze porneşte de la observaţia nu rar întîlnită în lucrările de specialitate, că distribuţia oferă posibilităţile cele mai economice de îmbunătăţire a parametrilor m.a.i.

Cercetările efectuate s-au concretizat prin 14 lucrări prezentate la sesiuni științifice din țară și străinătate prin contracte de cercetare și studii de optimizare pentru elaborarea unor soluții noi cuprinzînd:

- analiza cinematică a mecanismului de distribuție [55,56];
- comportarea dinamică a mecanismului de distribuție [58,59];
- corelarea optimizării comportării dinamice cu schimbul de încărcătură [60];
- proiectarea camelor fără șoc [11,61];
- calculul solicitărilor din mecanismul de distribuție [62];
- echipamentul experimental pentru studiul mecanismelor de distribuție [58,61];
- utilizarea calculatorului pentru rezolvarea problemelor de optimizare [57];

Pe baza contractelor de cercetare, avînd ca beneficiar ICM Reșița s-a efectuat studiul solicitărilor mecanismului de distribuție al motorului R - 251, ceea ce a impus utilizarea programelor de calcul „DIST", „CININ" și „STATSAV". Rezultatele obținute au pus în evidență rezervele disponibile în scopul creșterii performanțelor motorului.

Probleme ale comportării mecanismului de distribuție au fost analizate, după o metodologie rezultată din teză și în contractul de cercetare avînd ca beneficiar I.T.C.V.T. Timișoara. Unul din obiectivele acestui contract l-a constituit determinarea cauzelor uzurii premature a distribuției din parcul auto. Analiza efectuată a pus în evidență necesitatea îmbunătățirii preciziei de prelucrare a arborilor de distribuție, precum și a utilizării unor came cu profile optimizate.

Rezultatele cercetării au găsit o largă aplicabilitate în cadrul programului de cercetare al I.N.A.T., avînd ca obiect dezvoltarea unor noi familii de motoare, autorului revenindu-i sarcina optimizării camelor de distribuție.

7. CONCLUZII

Cercetarea teoretică şi experimentală elaborată în temă, asupra problematicii funcţionării mecanismului de distribuţie al motoarelor cu ardere internă în patru timpi, a condus la următoarele concluzii:

1. Optimizarea funcţionării mecanismului de distribuţie impune realizarea următoarelor condiţii: asigurarea continuităţii controlului supapei prin evitarea desprinderilor în lanţul cinematic camă-supapă, limitarea reacţiunilor dinamice din cuplele cinematice şi a solicitărilor din elemente, reducerea suprasolicitărilor dinamice ale arcurilor de distribuţie, majorarea produsului $\mu\sigma$ şi a timpului secţiune al supapei, rezultînd astfel necesitatea satisfacerii simultane a unor condiţii cu caracter dinamic şi gazodinamic.

   Literatura de specialitate, deşi preocupată de problematica distribuţiei, nu abordează decît parţial aspectele acesteia, fiind deficitară şi în privinţa soluţiilor cu caracter aplicativ.

2. In stadiul actual de dezvoltare, de creştere a turaţiilor motoarelor, a vitezelor şi acceleraţiilor mecanismului de distribuţie, precum şi a vitezelor de curgere prin secţiunile controlate de supape, este necesară aplicarea unor procedee analitice exacte şi a unor metodici experimentale de înaltă precizie care să confere acestor mecanisme o funcţionare fără perturbaţii, fiabilitate şi siguranţă.

   Ca urmare, în cadrul lucrării au fost elaborate metode de calcul şi de experimentare originale, pentru analiza şi sinteza mecanismului de distribuţie.

3. Cercetarea teoretică şi experimentală a evidenţiat existenţa unei diferenţe între legea de mişcare impusă de camă (şi legea de miş-

care impusă de camă) şi legea de mişcare a supapei. Cauzele şi ponderile acestora faţă de valoarea teoretică, determinate asupra acceleraţiei sînt: elasticitatea mecanismului şi vibraţiile arcurilor, 10 - 12%, vibraţiile suportului, în speţă ale blocului, 5 - 8%, şi imprecizia profilului camei, 5 - 10% pentru fiecare 0,01 mm abatere.

In literatura de specialitate nu există date privitoare la ponderile şi efectele diferitelor abateri asupra comportării mecanismului de distribuţie şi asupra procesului de schimbare a gazului.

4. Legea de mişcare impusă se poate realiza numai în cazul funcţionării la turaţia proiectată; la turaţii diferite apar abateri importante, motiv pentru care simpla adaptare a unor came existente compromite nu numai comportarea dinamică a mecanismului de distribuţie, dar şi procesul de schimbare a gazelor.

5. Mecanismele care funcţionează la viteze mult inferioare pulsaţiei proprii, pot fi considerate rigide. In acest caz diferenţa dintre mişcarea supapei şi a tachetului este determinată de funcţia de transmitere a mecanismului, aproximabilă printr-o constantă, ce reprezintă raportul de transmitere al mecanismului camă-supapă. Proiectarea acestor mecanisme se rezolvă cu bune rezultate optimizînd legea de mişcare a tachetului.

6. Legea de mişcare de tip Kurz corespunde condiţiilor solicitate de funcţionare a motorului; fiind compusă din mai multe porţiuni, ea înlesneşte controlul evoluţiei locale a parametrilor cinematici, pentru realizarea unor valori optime. Variaţia aproape liniară a acceleraţiilor negative, corelată cu caracteristica arcului de distribuţie, asigură mecanismului o bună stabilitate, prin evitarea desprinderilor.

Prin studierea unei expresii modificate, originale, pe porţiunea 1 a legii Kurz, a fost posibilă creşterea timpului-secţiune, limitarea accelerației pozitive maxime și totodată obținerea unui profil convex al camei, aceste fiind necesitat pe de o parte de utilizarea tacheților plani la unele motoare și pe de altă parte, de caracteristicile mașinilor uzuale de rectificat arbori de distribuție, care prelucrează numai profile convexe.

7. Realizarea legii de mișcare fiind condiționată în primul rînd de precizia profilului camei, este necesar ca sinteza acestuia să se rezolve pe cale analitică, și nu pe cale grafică, cu considerarea tipului și dimensiunilor mecanismului camă-tachet.

Pentru execuție, profilul se definește în coordonate polare sau carteziene, cu o precizie de 0,5 μ.

Corespunzător acestor condiții, în lucrare se stabilesc expresiile coordonatelor profilului pentru principalele tipuri de mecanisme camă-tachet, utilizate în distribuțiile motoarelor în patru timpi.

8. La sinteza camei se obțin profile simetrice sau asimetrice, în funcție atît de aspectul ramurilor de ridicare și de coborîre ale legii de mișcare, cît și de tipul mecanismului camă-tachet considerat.

Pentru legi de mișcare identice la ridicare și la coborîre, rezultă, pentru mecanismele cu tachet de translație, profile de came simetrice, iar pentru cele cu tachet oscilant - profile asimetrice, atît sub aspectul formei, cît și al unghiurilor la centru față de care se dispun.

In cazul motoarelor policilindrice cu două linii, echipate cu tachet oscilant cu rolă și dispoziția mecanismelor camă-tachet în oglindă, avînd aceleași sensuri de rotație ale arborilor de distribuție, se pot folosi came identice numai dacă legile de mișcare, la ridicare și coborîre, sînt simetrice.

Camele respective vor ataca rola tachetului cu flancurile inversete.

Trebuie menționat faptul că din neluarea în considerare a structurii mecanismului camă-tachet la proiectare, s-au produs numeroase greșeli, soldate cu pierderi importante materiale.

9. Gabaritul camelor cu tachet oscilant se poate determina din relația de dependență a unghiului de presiune, de legea de mișcare a tachetului și dimensiunile mecanismului camă-tachet.

Particularizînd expresia respectivă pentru poziția extremă a tachetului cînd rola calcă pe cercul de bază, autorul propune utilizarea ei pentru calculul razei minime a camei, în funcție de dimensiunile mecanismului și de valorile unghiurilor de presiune și de poziții ale tachetului. Se realizează în felul acesta posibilitatea determinării analitice a gabaritului camelor de rotație cu tachet oscilant, pentru care literatura indică numai metoda grafică.

10. Forța de inerție a tachetului oscilant, redusă la supapă, reprezintă 2/3 din forța de inerție corespunzătoare tachetului de translație. Această diferență este amplificată prin faptul că, la motoare similare, tachetul oscilant este mai ușor decît cel de translație. In consecință, soluția cu tachet oscilant necesită arcuri de distribuție mai puțin rigide și realizează presiuni de contact mai mici decît tachetul de translație.

11. Optimizarea profilelor de came după procedeul elaborat în lucrare, a impus realizarea unei instalații experimentale compuse din stand, aparatura de măsurare, înregistrare și redare și echipamentele anexe, cuprinzînd: dispozitivul pentru studiul legii de mișcare a tachetului, dispozitivul pentru modelarea mecanică a mecanismului de distribuție, pentru studiul mișcării supapei, suporții pentru montarea mecanismului real și dispozitivul pentru determinarea constantei elastice a mecanismului de distribuție, capabile

să asigure analiza şi evaluarea performanţelor soluţiilor propuse.

12. Precizia rezultatelor experimentale a fost determinată de caracteristicile traductorilor dinamici şi a aparaturii electronice utilizate, care au asigurat redarea parametrilor studiaţi, cu abateri sub 1%. Oscilogramele obţinute permit analiza comportării dinamice a mecanismului de distribuţie, prin evidenţierea şocurilor, desprinderilor, a rezervelor arcurilor de distribuţie pentru mărirea turaţiei, etc.

13. Metodica de cercetare şi de testare experimentală, elaborată în cadrul lucrării, este aplicabilă atît pentru evaluarea soluţiilor noi, cît şi pentru analiza funcţionării distribuţiilor unor motoare aflate în fabricaţie, permiţînd cunoaşterea performanţelor profilului camei şi al calităţii transferului de la tachet la supapă.

14. Optimizarea soluţiilor pe calea rezolvării analitice a sintezei şi analizei mecanismului de distribuţie impune utilizarea următoarelor tipuri de programe:

- Programul de sinteză a profilului camei, calculînd următoarele mărimi: a. coordonatele carteziene x, y, ale profilului camei, cu o precizie de $\pm 5\,\mu$; b. timpul-secţiune al legii de mişcare; c. deplasarea, viteza şi acceleraţia tachetului; d. unghiul de presiune.
- Programele de analiză cinematică şi cinetostatică, care determină: e. parametrii cinematici ai elementelor mecanismului intermediar tachet-supapă, cînd se cunoaşte mişcarea tachetului; f. parametrii cinematici ai tachetului în funcţie de profilul camei şi de dimensiunile mecanismului camă-tachet; g. reacţiunile dinamice, cu frecare, din cuplele cinematice ale mecanismului de distribuţie; h. solicitări-

la elementelor componente.

Aceste programe se pot utiliza separat sau combinate,în funcție de necesități,asigurînd posibilitatea testării rapide a unui număr mare de variante.

15.Metodele de optimizare elaborate în temă,au fost experimentate și aplicate pe distribuțiile motoarelor D - 103 și IMMC,obținîndu-se,în principal,o creștere a timpului-secțiune cu 20% și o atenuare substanțială a regimului dinamic,iar procedeul de analiză aplicat distribuției motorului A100,a pus în evidență rezervele disponibile pentru creșterea performanțelor acestuia.

Rezultatele obținute au confirmat soluțiile cercetărilor elaborate de autor și aplicabilitatea lor în realizarea programului național de fabricație a motoarelor cu ardere internă în concepție proprie.

BIBLIOGRAFIE

1. ADAMS, D., PELECUDI, CHR., Influenţa supraacceleraţiilor în funcţionarea mecanismelor cu came
SCMA 29 (1970) Nr.2 p.361/87

2. ARAMA, C., GRÜNWALD, B., Motoare cu ardere internă. Procese şi caracteristici. Ed. tehnică Bucureşti 1966

3. BANARESCU, M., Motoare cu ardere internă
Vol. I. Ed. tehnică Bucureşti 1957

4. BANARESCU, M., RAICA, TR., Motoare cu ardere internă Vol.II Bucureşti
Litografia Min. Invăţămîntului 1957

5. BARANESCU, G., O metodă generală de calcul a parametrilor termodinamici în procesele generale de scurgere a gazelor în regim variabil
SCE 1 - 2 1955

6. BARANESCU, G., Unele probleme ale calculului scurgerii în regim variabil a gazelor de compoziţie variabilă
SCE Nr.2 1961

7. BARANESCU, G., Calculul procesului de schimbare a încărcăturii cilindrului în motoarele cu ardere internă, cu considerarea oscilaţiilor din conductele de distribuţie a gazelor
SCE Nr.3 1967

8. BARANESCU, G., Determinarea momentelor optime de comandă a supapelor motoarelor cu ardere internă
SCE Nr. 3 - 4 1955

BUPT

9. BARKAN, P., Calculations of high-speed valve motion with flexible-overhead linkage. Trans. SAE 61, 687 (1953)

10. BENSINGER, W.D., Die Steuerung des Gaswechsels in schnellaufenden Verbrennungsmotoren Springer - Verlag 1968

11. BERINDEAN, V., MARINA, A., Complemente la proiectarea camelor polidine pentru motoarele cu ardere internă Simpozion de mecanisme şi transmisii mecanice Reşiţa 1976

12. BERINDEAN, V., Contribuţii la stabilirea creşterii umplerii cilindrului la motoarele supraalimentate prin comprimarea gazelor reziduale în timpul admisiei Acad.RSR Baza Timişoara Stiinţe tehnice IX nr. 1 - 2, 1962

13. BERINDEAN, V., Contribuţii la studiul şi încercarea unui prototip de micromotor pentru tracţiunea terestră Buletinul IPT Tom 2 (16) 1957

14. BERINDEAN, V., Dinamica motoarelor Timişoara IPT 1959

15. BOGDAN, R.C., LARIONESCU, D., Analiza armonică complexă şi mecano-electrică a mecanismelor plane Ed.Academiei RSR 1968

16. BROSINSKY, H.J., Untersuchungen an einer Ventilsteuerung MTZ 1954 Nr.9 p.255/71

17. DERNDINGER, H.O., Untersuchungen über das dynamische Verhalten der Ventile an Verbrennungsmotoren

MTZ 22 (1961) Nr. 7

18. DORN, W.S., MC CRACKEN, D.D., Metode numerice cu programe în fortran IV
Ed.tehnică București 1976

19. DUDLEY, W.M., New methods in Valve cam design
Transactions SAE 2 1948

20. EICHELBERG, G., Instationäre Strömungsvorgänge in Motoren
Forsch - Ing - Wesen 14 1943

21. FELDINGER, M., Problems of high speed cam drivers and spring surge.Eng.Digest 17.4 1956

22. GROSANU, I., Considerații privind vibrațiile arcurilor cilindrice ale unor supape
Simpozion de mecanisme și transmisii mecanice Reșița 1976 caiet 3

23. GHEORGHIU, O.EM., CRSTICI, B.D., Geometrie analitică și diferențială
Ed.didactică și pedagogică București 1968

24. GÖRING, E., Systematische Darstellung der Bewegungsgesetze fur Kurvengetriebe
Maschinenbautechnik 9/1960 Nr.6 p.313/21

25. GRÜNWALD, B., Teoria, construcția și calculul motoarelor pentru autovehicule interne
Ed.didactică și pedagogică București 1969

26. HAIN, K., Raportul de transmitere în mecanisme cu came cu mai multe elemente
SCMA XII (1961) Nr.3 p.617/631

27. HARRIS, și CREDE, Socuri și vibrații
Ed.tehnică București 1968

28. HEINRICH, W., RESTON, J., Meseinrichtung zur Bestimmung von Geschwindigkeit und Beschleunigung an der Abtreibscwings eines Kurvengetriebes

Maschinenbautechnik 10/1961 Nr.6
p. 300/302

29. HERR, R., Die Bewegungsverhältnisse an Steuernocken
ATZ 37 1934

30. HILDEBRAND, S., Zur Konstruktion von Kurvengetrieben
Maschinenbautechnik 1 (1952) p.203/216

31. HORN, H., Untersuchung der an Ventilantrieben auftretenden Veschleizursachen und deren Verminderung Maschinenbautechnik 31957
p. 270/76

32. HUBER, E., Beitrag zur Berechnung von Strömungvorgängen, insbesondere von Ladungswechselvorgängen an Verbrennungskraftmaschninen unter Berücksichtigung der instationären Strömung VDI Forsch H 462

33. HUGK, H., Dynamische Probleme beim Kurvenrollen-Eingrift Maschinenbautechnik 14 (1965)
nr.7 p. 389/391

34. HUGS, H., NERGE, G., STANGE, H., Untersuchung der Kontakt-schwingungen an der Eingriffsstelle von Kurvenmechanismen Maschinenbautechnik (1967) Nr.6 p.296/301

35. HUSSMANN, A., Schwingungen in schraubenförmigen Ventilfededern 1938 p. 119

36. JANSSEN, B., Dynamic der Kurvengetriebe VDI - Berichte
Nr. 127 1969

37. JANTE, A., Über Nocken an Verbrennungsmotoren Maschinenbautechnik H 3/1961 p.142 - 149

38. JANTE, A., Grundlagen der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor und im Meurer - Motor

39. JOHNSON,R.C., W.Z. der T.U Dresden Nr.16 1967 H.4 p.1141/54
Analysis and design of cam mechanisms having a varying inspect velocity.
Trans 7th Conf.of mechanisms (1962) p.190/201.

40. KENJI,OKAMURA, Weiterentwicklung des schnellaufenden Mitsbishi - WZ - Motors.
MTZ 34 Nr.11 nov.1973 p.370.

41. KLUSENER, Entwicklungstendenzen in Motorenbau.
MTZ 20 Nr.6 1959.

42. KOGAN,I.A., Stabilitatea la vibraţii a mecanismelor de distribuţie a motoarelor cu supape în cap
Avtom.prom. Nr.4 1958 p.8 - 11.

43. KOGAN,I.A., Calculul parametrilor constructivi ai mecanismelor de distribuţie ale motoarelor cu ardere internă cu piston.
Vest.maşinostroenia (1961) nr.4 p.32 - 35.

44. KOLBINSKII,A.E., Der Einfluss der Elastizität der Glieder auf die Kinematik der Getriebe für Brennstoffzuführung.
Al 3-lea sem.pt.TMM vol.IV (1947) H.14.

45. KÖRNER,W.D., Cercetări asupra elasticităţii mecanismului de comandă a supapelor cînd arborele cu came este amplasat în partea inferioară a motorului MTZ 23 Nr.3 1962 p.65 - 69.

46. KOVÁCS,FR., PERJU,D., SAVII,G., Metode noi în sinteza mecanismelor.
Editura Facla - 1976.

47. KOVÁCS,FR., MARINA,M., Influenţa structurii mecanismului cu camă al distribuţiei motoarelor cu ardere internă asupra cinematicii şi cinetostaticii acestora
Sesiunea de comunicări I.P.Tr.Vuia,1977.

48. KUHN, P., Über das dynamische Verhalten von Ventilsteuerungen an Verbrennungskräftmaschinen. Disertation Darmstadt 1963.

49. KURZ, D., Entwurf und Berechnung ruckfreier Nocken ATZ 1954 Nr.11 p.293/299.

50. LIST, H., Die Entwicklung von Diesel motoren Ing.Zeitschrift 10 (1967) p.254/64.

51. LIST, H., Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschinen Band I Springer Verlag 1949.

52. MANGERON, D., DRAGAN, C., Studiul problemelor de sinteză a mecanismelor cu came plane prin metoda tensorială B.I.P.Iaşi IV (1958).

53. MANOLESCU, N.I., Probleme de teoria mecanismelor şi maşinilor vol.II.

54. MANOLESCU, N.I., MAROS, D., Teoria mecanismelor şi maşinilor.Cinetostatica şi dinamica.

55. MANOLESCU, N.I., KOVÁCS, FR., ORANESCU, A., Teoria mecanismelor şi a maşinilor Ed.didactică şi pedagogică Bucureşti 1972.

56. MARINA, M., Unele aspecte privind corelaţia dintre legea de mişcare a tachetului şi profilul camei. Simpozion de mecanisme şi transmisii mecanice Reşiţa 1976.

57. MARINA, M., Contribuţii la analiza cinematică a mecanismelor de distribuţie ale m.a.i. Simpozion de mecanisme şi transmisii mecanice Reşiţa 1976.

58. MARINA, M., POMMERSHEIM, A., Rezolvarea pe calculator a cinematicii distribuţiei unui motor cu ardere internă Simpozion: UTILIZAREA CALCULATORULUI ELECTRONIC IN CERCETAREA SI PROIECTAREA CONSTRUCTIILOR DE MASINI

26 mai 1973.

59. MARINA, M., Asupra optimizării distribuţiei motorului D - 103.
Sesiunea a XI-a de comunicări ştiinţifice I.P.Braşov 1971.

60. MARINA, M., Unele probleme ale comportăaii dinamice a mecanismului de distribuţie al m.a.i.
Sesiunea de comunicări I.P.Timişoara 1971.

61. MARINA, M., Asupra posibilităţii de corelare a regimului dinamic de funcţionare a distribuţiei cu condiţiile corespunzătoare schimbului optim de încărcătură la motoarele cu ardere internă
Sesiunea de comunicări I.P.Timişoara 1974.

62. MARINA, M., CIOARA, T., Über die Vorteile de Benützung der sogenanten "Polydyne" Kurvengetrieben in der Steuerung der Verbrennungsmotoren.
Al treilea congres mondial IFToMM vol.B Kupari Yugoslavia 1971.

63. MARINA, M., KOVÁCS, FR., Consideraţii asupra corelaţiei dintre legea de mişcare impusă supapei şi starea de solicitare a elementelor mecanismului de distribuţie.
Prima sesiune de comunicări ştiinţifice I.N.M.T. Bucureşti 1977.

64. MARINA, M., Reflectarea calităţilor legii de mişcare a supapei asupra secţiunii efective.
Sesiunea de comunicări I.P.„Tr.Vuia" 1977.

65. MARINA, M., Valorificarea rezultatelor cercetării de optimizare a distribuţiei motoarelor cu ardere internă.

Sesiunea de comunicări I.P.„Tr.Vuia"1977.

66. MARINA,M., SAVII,G., Calculul automat al solicitărilor din mecanismul de distribuţie al motoarelor cu ardere internă.
Sesiunea de comunicări I.P.„Tr.Vuia" 1977.

67. NEGREA,V., Contribuţii la calculul fenomenelor de undă din conductele de admisiune ale motoarelor cu aprindere prin comprimare în patru timpi.Teză de doctorat 1976.

68. NERGE,G., Zur Beurteilung der Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe nach ihre beschleunigungs kennwerten Maschinenbautechnik Nr.6 1960.

69. NERGE,G., Tafel der Kennwerte simetrischer Bewegungs gesetze für Kurvenmechanismen.
Maschinenbautechnik 11 (1962) nr.8 p.433/437

70. NOWAK,H., Erfahrungen bei der Auslegung von Nocken für Ventilsteuerungen.
Maschinenbautechnik 16 (1967) Nr.11 p.612/15.

71. NOWAK.H., Probleme der Ventilsteuerungen an Verbrennungsmotoren.
WTZ Magdeburg 1967.

72. ORLIN,A.S., Motoare cu ardere internă Vol.I şi II.

73. PELECUDI,CHR., SAVA,I., Optimizări în sinteza mecanismelor cu came Conf.naţ.de mecanică aplicată Bucureşti iunie 1969.

74. PELECUDI,CHR., SAVA,I., Legile generale ale mecanismelor cu came SCMA 22/1966 Nr.4 p.1039/67.

75. PELECUDI,CHR., SAVA,I., Optimizarea legilor de funcţionare ale mecanismelor de distribuţie.
SCMA 27 (1968) Nr.3 p.617/643.

76. PELECUDI, CHR., MATEESCU, A., Analiza armonică a legilor de mişcare la mecanismele cu came. SCMA 26 (1969) Nr.1 p.195/210.

77. PELECUDI, CHR., Precizia mecanismelor Ed.academiei RSR 1975.

78. PELECUDI, CHR., Optimizarea legilor de funcţionare ale mecanismelor de distribuţie SCMA 3 1968.

79. PISCHINGER, A., Bewegungsvorgänge in Gassäulen, insbesondere im Auspuff und Spülvorgang von Zweitaktmaschinen 1935.

80. PISCHINGER, A., Die Steuerung der Verbrennungskraftmaschinen Springer Verlag 1948.

81. PISCHINGER, A., PISCHINGER, F., Der Einfluss der Wand bei der Verbrennung eines Brennstoffstrahles in eines Luftwirbel MTZ 20 Nr.1 1959.

82. PISCHINGER, F., Entwicklungsarbeiten an einem Verbrennungs System für Fahrzeug - Dieselmotoren ATZ 1963 H 1.

83. RADFORD, Metode de cercetare şi rezultatele obţinute la motoare Diesel de mare putere MTZ 27 Nr.8 1966 p.334/37.

84. RINGWALD, M., Nockenform und Ventilbewegung und besonderer Berücksichtigung der Verbrennungsmotoren VDIZ. B 71 Nr.2 1927 p.47/52.

85. ROTHBART, H.A., Dynamische Maschinenanalyse Maschinenbautechnik 15 (1966) p.377/80.

86. ROTHBART, H.A., Cams-Design, Dynamics and Accuracy New-York I.Wiley and Sons 1956.

87. SAVII, G., MADARAS, L., Analiza cinematică şi dinamică a mecanismului debitor întinzător de la maşinile de

cusut prin sistemul program „SAVMAC".
Simpoziomul de mecanisme şi transmisii
mecanice Reşiţa 1976.

88. SCHKARBACH,R., Über die Gestaltung der Kurvengetriebe
und Fertigung der Steuerkurven.
VDI - Berichte 12/1956 p.107/19.

89. SCHOLLAIN, Privire asupra defectelor supapelor
KFT nr.9 1955.

90. SEIFERT,H., Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen
Springer Verlag 1962.

91. SILAS,GH., Mecanică - vibraţii mecanice.
Ed.didactică şi pedagogică 1968.

92. STANISLAVSKI,A.V., TOLKACEV,N.A., Analiza energetică a pierderilor în sistemul distribuţiei de gaze într-un motor
cu ardere internă cu turbosuflantă.
Izv. V.U.Z. nr.5 1972 p.97/101.

93. STRATULAT,M., MUNTEANU,S.D., Incercarea motoarelor cu ardere internă
Ed.tehnică Bucureşti 1966.

94. STRAUBEL,M., Beitrag zur Erfassung und Beeinflussung
des Schwingungsverhaltens von Nockengetrieben
MTZ 27 (1966) Nr.10 p.403/10.

95. SZEKELY,I.,şi colectiv Mecanisme cu comandă logică cu elemente
rigide şi elastice SCMA Nr.4 1965.

96. TESAR,D., MATTHEW,G.K., The dynamic synthesis, analysis, and design of modeled cam systems.
Lexington Books 1976.

97. THIEN,G., Entwicklungsarbeiten an Ventilkanälen
vom Viertakt - Dieselmotoren.

Z.des Österreichischen Ingenieur 110
p.291 - 302.

98. TUTUNARU,D., Mecanisme cu came Ed.tehnică Buc. 1959.

99. TUTUNARU,D., DEMIAN,T., Asupra determinării profilului camelor la mecanisme cu tachet cu disc plan SCMA XI (1960) Nr.6 p. 1411/1458.

100. VANSEIDT,V.A., Motoare Diesel. Ed.tehnică București 1959.

101. WARTHING,A.G., Prelucrarea datelor experimentale Ed.tehnică 1969.

102. WEGLER,K., Über Lösungsmöglichkeiten einiger strömungs-techinischer Probleme in Dieselmotoren WTZ Magdeburg H2.

103. WIEBE,I.I., TARAFONTOV,M.F., Electronische Analyse der Arbeitspiele von Verbrennungsmotoren KFT nr.10 1967 p.294/97.

104. WOSCHNI,G., Elektronische Berechnung von Verbrennungs-motor Kreisprosessen MTZ 26 1965 H 11.

105. ZAGANESCU,I., Locomotive și automotoare cu motoare termice Ed.didactică și pedagogică București 1972.

106. ZIZKA,I., Studiul experimental al cinematicii distribuției cu supape inversate cu comandă superioară Construcția de mașini Nr. 9 1964.

107. MICHELS,H., Contribuții la studiul și cercetarea organizării mișcării aerului în timpul admisiunii la motoarele cu aprindere prin comprimare, cu cameră de ardere unitară Teză de doctorat IPTVT 1977.

108. BROCH, J.T., Mechanical Vibration and Shock Measurements (Brüel & Kjaer 1976).