

SIMULAREA NUMERICĂ A CICLULUI TERMODINAMIC AL UNUI COMPRESOR HERMETIC CU PISTON

M. M. PRODAN

UNIVERSITATEA TEHNICA „Gheorghe Asachi”, Iași

Abstract. The development of more efficient compressor for refrigeration involves a sound analysis of the thermal and fluid-dynamic behaviour of the machine. The article focuses on the unsteady-state analysis of the compression cycle of a hermetic reciprocating compressor. A one degree of freedom valve motion has been implemented. The simulation computer code has an iterative structure. Input values are set for the refrigerant properties, boundary conditions and the geometrical data of the hermetic unit. The final output results include refrigerant discharge temperature, heat, work and mass flow rates, compressor efficiencies and the behaviour of each characteristic parameter during the thermodynamic cycle. The compressor performances, for the different working fluids (CFC-12, HCFC-22, HFC-134a and HC-600a), agree well with the technical data of the manufacturer.

1. PARTICULARITĂȚI ÎN MODELAREA SISTEMELOR FRIGORIFICE

Modelarea unui sistem frigorific necesită utilizarea unor submodele – mai mult sau mai puțin complexe – pentru fiecare component al sistemului. Astfel, prin combinarea diferitelor submodele, în funcție de scopul propus și de resursele (de timp, de calcul) disponibile pentru simulare, rezultă o gamă foarte vastă de abordări – de la simple corelații statistice, la analize profunde ale fenomenelor care guvernează procesele din instalație [4].

Performanțele energetice (puteri, eficiențe) ale oricărui sistem frigorific cu comprimare mecanică de vapori sunt determinate în mare măsură de cele ale compresorului, astfel încât pentru necesitățile curente ale proiectării instalațiilor sunt utile relațiile analitice standardizate, care pot fi ușor incluse în orice program de calcul. În ultimul deceniu, considerentele ecologice au impulsionat cercetările din domeniul compresoarelor frigorifice. În prezent, perfecționarea acestora se bazează pe realizarea unor modele complexe și fiabile, capabile să contribuie esențial la optimizarea prototipului, la diminuarea duratei de încercare a acestuia și, în final, la ameliorarea performanțelor tehnico-economice ale întregului sistem frigorific. În acest context, lucrarea de față și-a propus abordarea modelării motocompressoarelor frigorifice ermetice cu piston, pe baza analizei în regim nestaționar a ciclului termodinamic de comprimare și ținând cont de dinamica supapelor lamelare.

2. MODELUL FIZICO – MATEMATIC AL MOTOCOMPRESORULUI HERMETIC

Modelul fizic al compresorului cu piston constă din ansamblul format de cilindru, piston în mișcare plan - paralelă, distribuție prin supape, racorduri de aspirație și refulare cu spații interioare de acumulare - atenuare. Aspirația agentului frigorific se face prin capsulă, iar refularea se realizează direct spre exterior. Pe lângă procesele specifice funcționării compresorului și motorului electric aferent, au loc simultan fenomene de

transfer de căldură între cele două componente și fluidele din capsulă, precum și între aceasta și mediul ambiant. Astfel, funcționarea motocompresorului este influențată de câmpul termic din interiorul capsulei, iar acesta depinde de sarcina motocompresorului, de temperatura mediului ambiant și de condițiile de transfer de căldură.

Compresorul propriu-zis, constând din cilindru, piston și supape de distribuție reprezintă un sistem deschis, cu mai multe fluxuri de substanță, a cărui funcționare poate fi descrisă prin rezolvarea sistemului format din [3]:

– ecuația de continuitate,

$$\dot{m}_a = \frac{\partial m}{\partial \tau} + \dot{m}_r + \dot{m}_s; \quad (1)$$

– principiul întâi al termodinamicii,

$$\delta Q_e - \delta L_i = m d e + e_r d m_r - e_a d m_a + e_s d m_s; \quad (2)$$

în care: m reprezintă masa de fluid din cilindru; m_a – debitul masic de fluid aspirat; m_r – debitul masic de fluid refulat; m_s – debitul masic de fluid care trece prin interstițiul existent între piston și cilindru; τ – timpul; δQ_e – căldura elementară transferată între fluidul din cilindru și mediul din capsulă; δL_i – lucrul mecanic tehnic elementar primit de fluidul din cilindru; e_r – energia masică totală a fluidului refulat; $d m_r$ – masa elementară de fluid refulat; e_a – energia masică totală a fluidului aspirat; $d m_a$ – masa elementară de fluid aspirat; e_s – energia masică totală a fluidului care trece prin jocul dintre piston și cilindru; $d m_s$ – masa elementară a acestuia.

Căldura elementară schimbată între fluidul din cilindru și mediul din capsulă se exprimă prin relația:

$$\delta Q_e = K S (T_c - T) d \tau, \quad (3)$$

unde: K este coeficientul global de transfer termic; S – aria suprafeței de schimb de căldură prin pereții cilindrului; T_c – temperatura fluidului din capsulă; T – temperatura momentană a vaporilor din cilindru.

Lucrul mecanic tehnic elementar (aplicat prin intermediul pistonului) este:

$$\delta L_e = -V dp - mwdw - \delta L_f \quad (4)$$

unde: Vdp reprezintă lucrul mecanic tehnic elementar de variație a presiunii; $mwdw$ – variația elementară a energiei cinetice masice; δL_f – lucrul mecanic elementar de frecare produs de fluidul în mișcare pentru învingerea forțelor de frecare.

Supapele de aspirație și de refulare, prezintă o structură funcțională similară. Modelul fizic al unei supape constă din: sediu cu orificiu de trecere prin interiorul acestuia și cu bordură de etanșare, piesă de închidere, limitator și arc. Funcționarea supapei poate fi descrisă matematic cu ajutorul ecuațiilor dinamicii gazelor și a ecuației de mișcare pentru piesa de închidere (realizată uneori dintr-o lamelă elastică care preia și rolul arcului). Ecuația de echilibru dinamic pentru piesa de închidere se scrie sub forma:

$$m_1 \ddot{y} + a\dot{y} + c(y + y_0) = S\Delta p \quad (5)$$

în care: m_1 este masa mobilă a supapei; \ddot{y} – accelerația piesei mobile; \dot{y} – viteza de deplasare a piesei mobile; y – poziția piesei mobile față de sediu; y_0 – strângerea inițială a arcului (lamelii); a – factorul de amortizare vâscoasă; c – constanta elastică a arcului; S – aria suprafeței piesei de închidere (lamelii elastice) pe care acționează diferența de presiune Δp .

3. IPOTEZE ȘI PREMISE DE REZOLVARE A SISTEMULUI DE ECUAȚII

Se consideră funcționarea compresorului la regim stabilizat, adică turația se menține constantă, presiunile de vaporizare și de condensare sunt precizate și invariabile, iar nivelul termic al capsulei corespunde regimului respectiv. În comparație cu vitezele de curgere a vaporilor prin supape, mișcarea acestora după intrarea în cilindru, sub acțiunea pistonului, se produce cu viteze neglijabile.

Coefficientul global de transfer de căldură, K , între fluidul din interiorul capsulei și agentul frigorific (vaporii) din cilindru se determină cu relația [1]:

$$K = 2,1 \frac{\lambda}{D} \left(\frac{\bar{w}_p D}{\nu} \right)^{0,7} \quad (6)$$

Aici, λ și ν sunt conductivitatea termică, respectiv viscozitatea cinematică a fluidului din cilindru, D – diametrul cilindrului, \bar{w}_p – viteza medie a pistonului.

Între căldura schimbată de fluidul din cilindru cu mediul din capsulă și lucrul mecanic schimbat de același fluid cu pistonul există permanent corelația:

$$\delta Q_c = \frac{1}{n} \frac{k-n}{k-1} \delta L_e \quad (7)$$

în care, n este exponentul politropic al procesului din cilindru.

Trecerile de fluid prin interstițiul (jocul radial δ) dintre piston și cilindru, spre sau dinspre interiorul capsulei, se caracterizează prin debitul masic determinabil cu relația:

$$\dot{m}_s = \pi D \delta^3 \frac{p - p_0}{8\nu L} \quad (8)$$

în care: p reprezintă presiunea vaporilor din cilindru; p_0 – presiunea fluidului din capsulă; L – lungimea porțiunii de etanșare pe generatoarea cilindrului („acoperită” de piston).

4. VERIFICAREA MODELULUI

Verificarea modelului fizico - matematic al motocompresorului analizat s-a efectuat atât prin simulări numerice, cât și prin confruntări cu datele tehnice din cataloagele unor firme consacrate. De asemenea, pe măsură ce experiența proprie și baza materială acumulate au permis, cercetările s-au extins, programele de calcul s-au diversificat și s-au aprofundat, trecându-se la studiul teoretic și experimental specific și detaliat, dedicat funcționării motocompresorului cu principalii agenți frigorifici actuali și de perspectivă: R-12, R-134a, R-600a, R-22, R-404A, R-290 [2].

Prin bunăvoința reprezentanței firmei Danfoss în România, a fost posibilă obținerea caracteristicilor constructiv - funcționale pentru o gamă relativ largă de motocompressoare ermetice cu piston, având puteri electrice nominale de până la 1 kW [5]. Astfel, s-a dispus de o amplă bază de date informative cu privire la comportarea motocompressoarelor respective la diferite regimuri de încercare, cunoscându-se valorile pentru debitul masic, puterea frigorifică, puterea electrică activă, coeficientul de performanță etc. în funcție, cu precădere de temperaturile de vaporizare și de condensare. Pe de altă parte, programele de calcul elaborate pe baza modelului fizico - matematic propriu au fost adaptate la caracteristicile geometrice și regimurile de lucru ale fiecărui tip de motocompresor analizat. Cu ajutorul acestor programe se poate simula în detaliu ciclul termodinamic al oricărui compresor și se pot stabili totodată caracteristicile funcționale globale, specifice fiecărui regim de lucru.

Pe parcursul simulării numerice, pentru întreaga gamă a regimurilor de funcționare corespunzătoare unui motocompresor, s-a acționat exclusiv asupra presiunilor de vaporizare și de condensare, neglijându-se în mod deliberat ceilalți factori de influență mai puțin importanți, dar mai greu de controlat în condițiile de lucru reale (modificările regimului termic din interiorul capsulei, pierderile de presiune din circuitul frigorific, variațiile de turație ale motorului electric odată cu sarcina acestuia etc.).

Principalele motocompressoare „simulate” sunt de tipul Danfoss TL5 (tabelul 1), cu cilindrarea compresorului de 5,08 cm³ și turația nominală de 2900 rot/min.

Tabelul 1. Caracteristicile tehnice ale motocompresoarelor Danfoss TL5

| Tipul moto-compresorului | Agentul frigorific | Modalitatea de aspirație a vaporilor | Temperatura de vaporizare [°C] | Puterea nominală [W] | Temperatura medie a cilindrului [°C] |
|--------------------------|--------------------|--------------------------------------|--------------------------------|----------------------|--------------------------------------|
| TL5A | R-12 | indirectă | -40...-5 | 125 | 125 |
| TL5F | R-134a | indirectă | -35...-10 | 125 | 120 |
| TL5SF | R-134a | semidirectă | -35...-10 | 125 | 95 |
| TLS5K | R-600a | semidirectă | -35...0 | 75 | 90 |

Ultima coloană a tabelului se referă exclusiv la experimentările simulate și corespunde unor solicitări termice medii din timpul încercărilor reale [5]. Aspirația semidirectă determină, spre deosebire de cea clasică, reduceri importante ale supraîncălzirii agentului frigorific care intră în capsulă, vaporii din cilindru evoluând totuși încă departe de curba de saturație. De menționat că, programele realizate au fost aplicate și pentru simularea funcționării altor motocompresoare cu piston, pentru care se dispunea de puține informații tehnice. Chiar și în aceste condiții, după o etapă premergătoare destinată calibrării unor mărimi de intrare, rezultatele obținute sunt veridice, situându-se într-o marjă de erori de maxim $\pm 10\%$.

În concluzie, confruntarea dintre caracteristicile obținute prin simulări numerice și datele tehnice din cataloagele de firmă, pentru o gamă largă de motocompresoare, evidențiază erori relativ reduse (care pot fi eventual minimizate), ceea ce confirmă viabilitatea modelului fizico - matematic propus, iar în plus „experimentul” pe calculator poate fi urmărit mult mai în detaliu decât cel real.

5. SIMULAREA NUMERICĂ A CICLULUI MOTOCOMPRESORULUI

În cele ce urmează, se prezintă comparativ – sub formă de diagrame și comentarii – numai rezultatele simulărilor numerice realizate în cazul freonului R-134a, la două regimuri reprezentative pentru funcționarea motocompresorului cu rapoarte de comprimare medii și înalte:

– regimul MBP ($t_0 = -10\text{ °C} \Leftrightarrow p_0 = 2,007\text{ bar}$ și $t_c = +55\text{ °C} \Leftrightarrow p_c = 14,91\text{ bar}$), notat în continuare regimul M, la care, raportul teoretic de comprimare ($\pi_c = 7,43$) corespunde unor sarcini termice și mecanice medii;

– regimul de lucru la presiuni de aspirație scăzute ($t_0 = -35\text{ °C} \Leftrightarrow p_0 = 0,6655\text{ bar}$ și $t_c = +45\text{ °C} \Leftrightarrow p_c = 11,60\text{ bar}$), notat în continuare regimul L_1 , la care, raportul teoretic de comprimare ($\pi_c = 17,43$) se apropie de limita superioară atinsă de compresor în timpul funcționării.

Ciclul de calcul coincide cu ciclul funcțional și permite reprezentarea tuturor dependențelor mărimilor termodinamice de volumul, V , ocupat de gaze în cilindru sau de unghiul de rotație, α , al arborelui motor, precum și orice alt tip de dependențe care pot sugera particularități importante ale regimului de funcționare. În cele ce urmează se prezintă și se analizează câteva dintre cele mai importante asemenea dependențe, determinate în urma stabilizării „funcționării virtuale” a motocompresorului.

Astfel, în fig. 1 și 2 se prezintă dependențele $p = p(V)$ și $p = p(\alpha)$ la cele două regimuri considerate, constatându-se următoarele:

– în ambele diagrame și la ambele regimuri se evidențiază fazele de funcționare și delimitările acestora prin momentele deschiderilor / închiderilor supapelor, mai clar în cazul supapei de refulare, mai puțin evident în cazul supapei de aspirație; deschiderea supapei de refulare este marcată de nivelul maxim atins de presiunea din cilindru (16,55 bar la regimul M și 12,94 bar la regimul L_1); imediat după deschiderea acesteia, presiunea scade relativ brusc, datorită destinderii produse de expulzarea din cilindru a unei fracțiuni importante de vaporii, sub acțiunea diferenței maxime de presiune, atinse în acel moment;

– modificarea pantelor curbilor de comprimare și de destindere este influențată de sensul și de intensitatea transferului de căldură dintre vaporii și cilindru; variațiile de presiune din timpul fazelor de aspirație și mai ales de refulare (datorită dinamicii celor două procese), sunt de asemenea bine surprinse; deschiderea supapei de refulare se produce în momente diferite, la 142° r.a.m. pentru regimul M și ceva mai târziu (la 158° r.a.m.) pentru regimul L_1 ; de aici derivă și durata semnificativ mai mare a fazei de refulare la regimul M, în concordanță cu raportul de comprimare, care este în acest caz mai mic; în pofida acestui fapt, aria delimitată de conturul diagramei $p - V$ (proporțională cu lucrul mecanic consumat ciclic) este mai mare tot la regimul M, deoarece masa de vaporii prelucrată este superioară (datorită presiunii de aspirație – triplă față de cea corespunzătoare regimului L_1).

Diferențierile dintre regimurile de funcționare sunt evidențiate în detaliu de cele două diagrame și demonstrează că simularea numerică a acestora poate suplini înregistrarea așa numitei diagrame indicate, eliminând astfel inconvenientele cercetării experimentale. În cele ce urmează sunt prezentate o serie de dependențe care oferă o imagine mai profundă asupra proceselor din cilindru și care nu pot fi obținute experimental, nici măcar în cazul unor compresoare de dimensiuni accesibile (fig. 3 – 10).

Principalele constatări sunt următoarele:

- Temperatura variază cvasiliniar în a doua parte a aspirației și în cea mai mare parte a comprimării (fig. 3), într-un ecart ceva mai larg la regimul L_1 ; la ambele regimuri, scăderea temperaturii se produce rapid, atât în faza de refulare, cât și în cea de destindere; la regimul L_1 , variația temperaturii în timpul refulării este mai pronunțată decât la regimul M, fiind aproximativ invers proporțională cu durata procesului; în a doua parte a destinderii, prelungite în cazul regimului L_1 , scăderea temperaturii este atenuată de influența schimbului de căldură cu pereții calzi ai cilindrului.

- Dependența $T = T(V)$ la cele două regimuri evidențiază de asemenea momentul deschiderii supapei

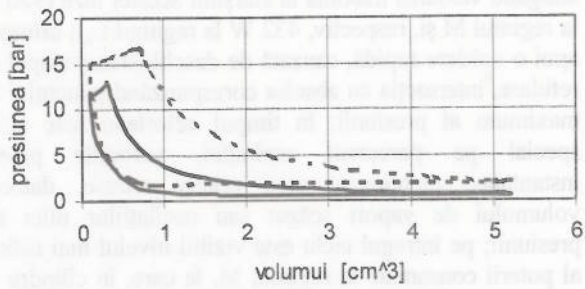


Fig. 1. Dependenta $p = p(V)$.

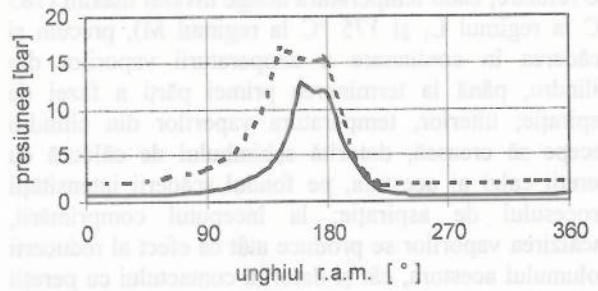


Fig. 2. Dependenta $p = p(a)$.

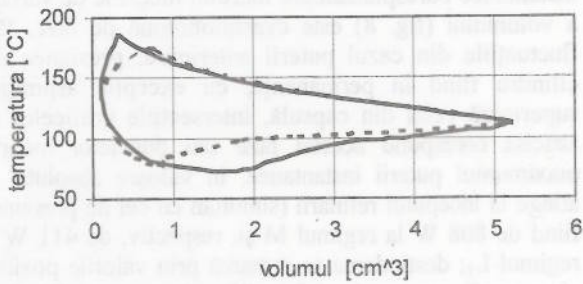


Fig. 3. Dependenta $T = T(V)$.

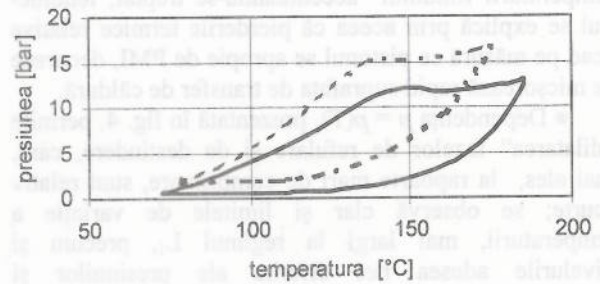


Fig. 4. Dependenta $p = p(T)$.

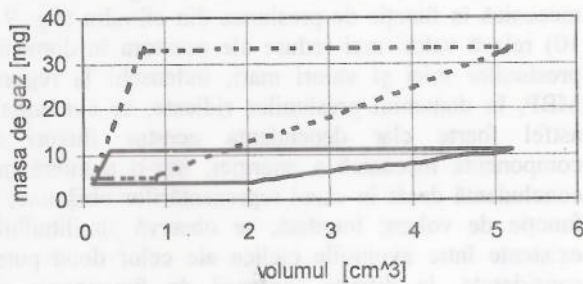


Fig. 5. Dependenta $m = m(V)$.

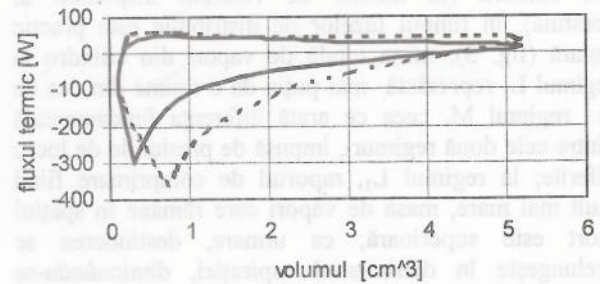


Fig. 6. Dependenta $Q_e = Q_e(V)$.

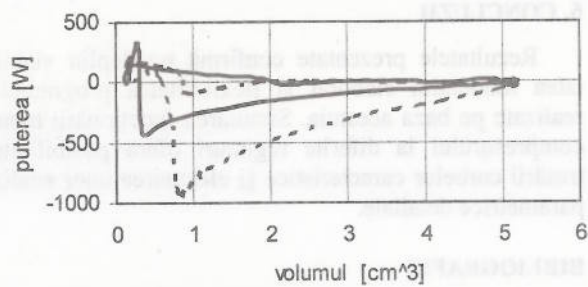


Fig. 7. Dependenta $P_i = Vdp/dt = P_i(V)$.

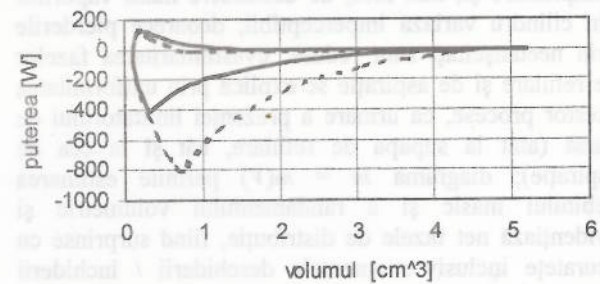


Fig. 8. Dependenta $P = (p-p_0)dV/dt = P(V)$.

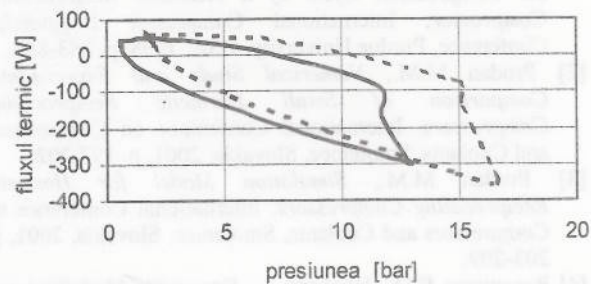


Fig. 9. Dependenta $Q_e = Q_e(p)$.

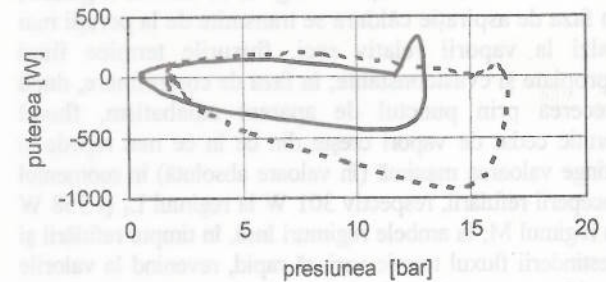


Fig. 10. Dependenta $P_i = P_i(p)$.

Diagrame obținute prin simulare numerică pentru motocompresorul Danfoss TL5F, la funcționarea cu agentul frigorific R-134a, în regimurile L_1 (—) și M (- -).

de refulare, când temperatura atinge nivelul maxim (185 °C la regimul L_1 și 175 °C la regimul M), precum și scăderea în continuare a temperaturii vaporilor din cilindru, până la terminarea primei părți a fazei de aspirație; ulterior, temperatura vaporilor din cilindru începe să crească, datorită schimbului de căldură cu pereții calzi ai acestuia, pe fondul scăderii intensității procesului de aspirație; la începutul comprimării, încălzirea vaporilor se produce atât ca efect al reducerii volumului acestora, cât și datorită contactului cu pereții mai calzi; după realizarea echilibrului termic, încălzirea vaporilor se produce numai prin comprimare, creșterea temperaturii fluidului accentuându-se treptat; fenomenul se explică prin aceea că pierderile termice relative scad pe măsură ce pistonul se apropie de PMI, deoarece se micșorează rapid suprafața de transfer de căldură.

• Dependența $p = p(T)$, prezentată în fig. 4, permite „dilatarea” fazelor de refulare și de destindere, care, mai ales, la rapoarte mari de comprimare, sunt relativ scurte; se observă clar și limitele de variație a temperaturii, mai largi la regimul L_1 , precum și nivelurile adesea net diferite ale presiunilor și temperaturilor pe parcursul întregului ciclu.

• Variația masei de vaporii care pătrunde sau iese din cilindru (în funcție de volumul disponibil al acestuia), în timpul fazelor de distribuție este practic liniară (fig. 5); masa totală de vaporii din cilindru la regimul L_1 reprezintă mai puțin de o treime din cea de la regimul M, ceea ce arată diferența fundamentală dintre cele două regimuri, impusă de presiunile de lucru diferite; la regimul L_1 , raportul de comprimare fiind mult mai mare, masa de vaporii care rămâne în spațiul mort este superioară; ca urmare, destinderea se prelungește în detrimentul aspirației, diminuându-se astfel masa de vaporii care intră în cilindru, la aceasta contribuind și densitatea lor mai mică; în fazele de comprimare și, mai ales, de destindere masa vaporilor din cilindru variază imperceptibil, deoarece pierderile prin neetanșeități sunt reduse; cvasiliniaritatea fazelor de refulare și de aspirație se explică prin uniformitatea acestor procese, ca urmare a prezenței limitatorului de cursă (atât la supapa de refulare, cât și la cea de aspirație); diagrama $m = m(V)$ permite estimarea debitului masic și a randamentului volumetric și evidențiază net fazele de distribuție, fiind surprinse cu acuratețe inclusiv momentele deschiderii / închiderii supapei de aspirație;

• Transferul de căldură între vaporii și pereții cilindrului este evidențiat în fig. 6; la ambele regimuri, în faza de aspirație căldura se transmite de la pereții mai calzi la vaporii relativ reci, fluxurile termice fiind apropiate și cvasiconstante; în faza de comprimare, după trecerea prin punctul de aparent adiabatism, fluxul termic cedat de vaporii crește din ce în ce mai repede și atinge valoarea maximă (în valoare absolută) în momentul începerii refulării, respectiv 301 W la regimul L_1 și 358 W la regimul M; la ambele regimuri însă, în timpul refulării și destinderii fluxul termic variază rapid, revenind la valorile pozitive, caracteristice fazei de aspirație.

• Puterea instantanee corespunzătoare lucrului mecanic de variație a presiunii (fig. 7) înregistrează, în modul, creșteri importante în timpul comprimării,

atingând valoarea maximă la sfârșitul acestei faze (920 W la regimul M și, respectiv, 432 W la regimul L_1); urmează apoi o scădere rapidă, cauzată de deschiderea supapei de refulare, intersecția cu abscisa corespunzând punctului de maximum al presiunii; în timpul celorlalte faze și în special pe parcursul aspirației, variațiile puterii instantanee menționate sunt relativ reduse, datorită volumului de vaporii scăzut sau oscilațiilor mici ale presiunii; pe întregul ciclu este vizibil nivelul mai ridicat al puterii consumate la regimul M, la care, în cilindru se află o masă mai mare de vaporii.

• Dependența în funcție de volum a puterii instantanee corespunzătoare lucrului mecanic de variație a volumului (fig. 8) este cvasimonotonă pe faze, fără fluctuațiile din cazul puterii anterioare; presiunea din cilindru fiind în permanență, cu excepția aspirației, superioară celei din capsulă, intersecțiile graficelor cu abscisa corespund acestei faze sau punctelor moarte; maximumul puterii instantanee, în valoare absolută, se atinge la începutul refulării (simultan cu cel de presiune), fiind de 808 W la regimul M și, respectiv, de 411 W la regimul L_1 ; destinderea se remarcă prin valorile pozitive ale puterii, cu unele mici diferențe între cele două regimuri, care practic dispar ulterior, în timpul aspirației.

• Dependențele fluxurilor de energie termică și mecanică în funcție de presiunea din cilindru (fig. 9 și 10) relevă valori mai reduse ale acestora în domeniul presiunilor mici și valori mari, îndeosebi la regimul MBP, în domeniul presiunilor ridicate; se evidențiază astfel foarte clar dependența acestor fluxuri de componenta mecanică a energiei, într-o manieră mai concludentă decât în cazul reprezentărilor obișnuite, în funcție de volum; totodată, se observă similitudinile existente între evoluțiile ciclice ale celor două puteri considerate, la diferite regimuri de funcționare ale motocompresorului.

6. CONCLUZII

Rezultatele prezentate confirmă pe deplin viabilitatea modelului elaborat și flexibilitatea programelor realizate pe baza acestuia. Simularea funcționării motocompresorului la diferite regimuri oferă posibilitatea trasării curbelor caracteristice și efectuarea unor analize parametrice detaliate.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Cavallini A., Del Col D., Doretto L., Rossetto L., Longo G.A., Pinto A.D., Zannerio A., *Unsteady-State Analysis of the Compression Cycle of a Hermetic Reciprocating Compressor*, International Compressor Engineering Conference, Purdue University, USA, 1998, p. 883-888.
- [2] Prodan M.M., *Numerical Study and Experimental Comparison of Small Hermetic Reciprocating Compressors*, International Conference on Compressors and Coolants, Smolenice, Slovakia, 2001, p. 197-202.
- [3] Prodan M.M., *Simulation Model for Hermetic Reciprocating Compressors*, International Conference on Compressors and Coolants, Smolenice, Slovakia, 2001, p. 203-209.
- [4] Rasmussen B.D., Jakobsen A., *Systematic Modelling and Simulation of Refrigeration Systems*, Seminar EURO THERM, Nancy, France, 1998, p. 75-81.
- [5] ***, *Danfoss Compressor Catalogue and Calculation Program RS+*, 1998.