



HAL
open science

Use of Thermodynamics with Finite Speed for the Study and Optimization of Carnot Cycle and Stirling Machines

Camelia Petre

► **To cite this version:**

Camelia Petre. Use of Thermodynamics with Finite Speed for the Study and Optimization of Carnot Cycle and Stirling Machines. Other. Université Henri Poincaré - Nancy 1, 2007. Romanian. NNT : 2007NAN10115 . tel-01777258

HAL Id: tel-01777258

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01777258>

Submitted on 24 Apr 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



FACULTE DES SCIENCES & TECHNIQUES

U.F.R. Sciences & Techniques STMP
Ecole Doctorale EMMA
Département de Formation Doctorale

Thèse

présentée pour l'obtention du titre de

Docteur de l'Université Henri Poincaré, Nancy-I
en Science Appliquée à Tout

par Camelia PETRE

**Utilisation de la Thermodynamique à Vitesse Finie
pour l'Etude et l'Optimisation
du Cycle Carnot et des Machines de Stirling**

Soutenance publique prévue à l'Université POLITEHNICA de Bucarest,
le 23 novembre 2007

Membres du jury :

Rapporteurs : M. Pierre ROCHELLE
M. Rahal BOUSSEHAIN
M. Florea CHIRIAC,
Mme Monica COSTEA
Examineurs: M. Michel FEIDT
M Stoian PETRESCU
M. Ioan VOICA

Professeur, Université de Paris
MdC, INSA Strasbourg
Professeur, Université de Génie Civile, Bucarest
MdC, Université Politehnica de Bucarest (UPB)
Professeur, UHP, Nancy I (directeur de thèse)
Professeur, UPB, Bucarest (directeur de thèse)
Doyen, UPB, Bucarest

MULȚUMIRI

Lucrul efectuat în perioada 2002-2007 a reprezentat pentru mine o adevărată îmbogățire științifică și culturală grație contactului cu viața de cercetare științifică prin intermediul unor profesori emeritiți pe care am avut marea onoare de a-i întâlni și cu care am colaborat.

Oportunitatea de a pregăti o teză de doctorat în cotelă mi-a oferit șansa de a petrece patru stagii de pregătire și cercetare în laboratorul de Energetică și Mecanică Teoretică și Aplicată (LEMTA) din cadrul Universității Henri Poincaré din Nancy, Franța, grație acceptului dl.prof.dr.ing. Michel FEIDT, căruia îi mulțumesc din suflet.

Cele mai calde și respectuoase mulțumiri le adresez dlor prof.dr.ing. Stoian PETRESCU și prof.dr.ing. Michel FEIDT pentru coordonarea de înaltă calitate pe timpul acestei perioade, pentru sfaturile atât științifice cât și culturale și personale cu care m-au ajutat. Am avut marea șansă să beneficiaz de o importantă orientare bibliografică, de ambele părți. Le sunt profund recunoscătoare pentru modul eficient și pasionant cu care m-au antrenat în această cercetare, pentru spiritul unei deosebite rigori științifice și pentru împărtășirea experienței și competențelor domniilor sale.

Cele mai sincere mulțumiri le adresez și dlui.prof.dr.ing. Alexandru DOBROVICESCU din Universitatea POLITEHNICA București pentru ajutorul său important în perioada de interimat, pentru sfaturile și recomandările extrem de utile. Îi sunt recunoscătoare pentru supravegherea și susținerea unei bune desfășurări administrative în cadrul universității și pentru coordonarea științifică acordată în această perioadă.

Țin să mulțumesc dlui.prof.dr.ing. Jean-Pierre FINANCE, rectorul Universității „Henri Poincaré” Nancy 1, dnei prof.dr.ing. Ecaterina ANDRONESCU, rectorul Universității „Politehnica” București, dlui.prof.dr.ing. G. MATRICALI, responsabil cu Cooperarea Științifică ADEME pentru susținerea acestei colaborări interuniversitare UHPN-UPB din cadrul căreia prezenta teză face parte. De asemenea, adresez mulțumirile mele către EGIDE-ADEME pentru sprijinul financiar ce au făcut posibile perioadele de cercetare la LEMTA.

Mulțumesc respectuos dlui.prof.dr.ing. Mircea MARINESCU, șeful catedrei de Termotehnică, Mașini Termice și Instalații Frigorifice din UPB pentru acceptul și susținerea colaborării cu UHPN.

Țin să îmi exprim recunoștința dnei.prof.dr.ing. Monica COSTEA care mi-a oferit sprijinul dânsii pe tot parcursul acestei perioade într-o manieră agreabilă și eficientă. Îi mulțumesc sincer și din suflet pentru tot ajutorul și toate sfaturile, cât și pentru împărtășirea unei experiențe similare.

Doresc ca toate cadrele didactice din catedra Termotehnică, Mașini Termice și Instalații Frigorifice din UPB să regăsească aici recunoștința mea pentru ajutorul prețios de care am beneficiat, pentru sugestiile extrem de utile și promptitudinea cu care au răspuns solicitărilor mele. Dna.prof.dr.ing. Emilia Cerna MLADIN, dna.prof.dr.ing. Eugenia VASILESCU, dl.prof.dr.ing. Gheorghe POPESCU, dl.prof.dr.ing. Petre RADUCANU sunt printre cei care m-au încurajat și susținut.

Mulțumesc foarte mult și dlor.ing. F. SICARD și D. LEDUCQ, ingineri de Cercetare în Frig Industrial la EDF R&D și respectiv CEMAGREF pentru datele experimentale furnizate și pentru colaborarea referitoare la partea experimentală. Mulțumiri adresez și membrilor grupului GESPE, doctoranzi, tehnicieni, etc. Pentru climatul de lucru realizat la LEMTA. Respectuoase mulțumiri aduc pe această cale părinților mei care m-au susținut și mă susțin în tot ceea ce realizez.

CUPRINS

CUPRINS	3
INTRODUCERE	7
1. CERCETARE BIBLIOGRAFICĂ	11
1.1. Aspecte energetice mondiale.....	11
1.2. Considerații generale asupra mașinilor Stirling	14
1.2.1. Robert STIRLING (1790-1878).....	14
1.2.2. Principiul de funcționare a mașinilor Stirling	15
1.2.3. Scurtă incursiune în evoluția mașinilor Stirling	18
1.2.4. Soluții constructive ale mașinilor Stirling.....	22
1.2.5. Principalele aplicații ale mașinilor Stirling	25
1.2.6. Principalele corporații implicate în dezvoltarea mașinilor Stirling	26
1.2.7. Sumar al avantajelor și dezavantajelor mașinilor Stirling	30
1.2.8. Câteva date actuale despre mașinile Stirling.....	35
1.3. Metode de analiză și optimizare termodinamică.....	37
1.3.1. Clasificare generală a metodelor de analiză termodinamică.....	38
1.3.2. Optimizarea sistemelor energetice: necesitate și nivele de optimizare	40
1.3.3. Metoda ciclului Stirling ideal.....	42
1.3.3.1. Ciclul motorului Stirling ideal.....	43
1.3.3.2. Ciclul inversat Stirling ideal (mașina frigorifică și pompa de căldură).....	46
1.3.4. Metoda Schmidt	48
1.3.5. Metoda exergoeconomică	54
1.3.6. Metoda Directă	56
1.3.6.1. Ipoteze de lucru.....	56
1.3.6.2. Scheme de calcul pentru motoare Stirling convenționale	57
1.3.6.3. Algoritmii Metodei Directe	62
1.3.6.4. Rezultate numerice obținute	68
1.3.7. Coduri de calcul.....	68
1.3.7.1. Centrul de cercetare NASA Glenn.....	69
1.3.7.2. Stirling Machines World	70
1.3.7.3. Programul de Analiză Numerică Stirling	71
1.3.7.4. Metodă Simplă de Calcul a Performanțelor Motorului Stirling	71
1.3.7.5. LASER	71
1.4. Comparație între Termodinamica în Timp Finit și Termodinamica cu Viteză Finită	72
1.4.1. Termodinamică în Timp Finit	73
1.4.1.1. Necesitatea dezvoltării acestui nou domeniu al termodinamicii	73
1.4.1.2. Timpul – concept de bază.....	74
1.4.1.3. Concepte utilizate în TTF.....	75
1.4.1.4. Criterii de performanță.....	79

1.4.1.5. Algoritmul de bază al TTF	79
1.4.2. Termodinamica în Timp Finit versus Termodinamica cu Dimensiune Finită ...	89
1.4.3. Termodinamica cu Viteză Finită	90
1.4.3.1. Necesitatea dezvoltării acestui domeniu al termodinamicii	90
1.4.3.2. Concepte utilizate în TVF	91
1.4.4. Câteva concluzii	91
2. CONTRIBUȚII ORIGINALE LA DEZVOLTAREA TERMODINAMICII CU VITEZĂ FINITĂ	93
2.1. Îmbunătățirea Metodei Schmidt prin considerarea cinematicii efective	95
2.1.1. Aplicație practică: Micro-criogeneratorul MC 80K-1	95
2.1.2. Legile de variație efectivă a volumelor de comprimare și destindere ale mașinii studiate.....	98
2.1.3. Calculul performanțelor mașinii.....	100
2.2. Adaptarea Metodei Directe pentru studiul și optimizarea mașinilor frigorifice și a pompelor de căldură Stirling	103
2.2.1. Ipoteze simplificatoare.....	103
2.2.2. Algoritmul Metodei Directe pentru cicluri inversate	103
2.2.3. Schema de calcul “pesimistă”	107
2.2.4. Schema de calcul “optimistă”	108
2.2.5. Schema de calcul “cea mai puțin pesimistă”	110
2.3. Combinarea Metodei Schmidt îmbunătățită cu Metoda Directă.....	112
2.4. Compararea rezultatelor obținute prin trei metode.....	114
2.4.1. Rezultate numerice și grafice	115
2.4.2. Studiu de sensibilitate pentru optimizarea parametrilor	117
2.4.3. Defalcarea ireversibilităților pe cauze	121
2.5. Adaptarea Metodei Directe pentru studiul și optimizarea ansamblor cu motor Stirling solar.....	122
2.5.1. Modul general de funcționare a unui ansamblu solar	123
2.5.2. Schema de calcul și optimizare a motoarelor Stirling solare	124
2.5.2.1. Tehnică de calcul a randamentului receptorului de radiație concentrată ..	124
2.5.2.2. Algoritmul de calcul a ansamblului solar.....	125
2.5.2.3. Algoritmul de optimizare	127
2.5.3. Rezultate obținute și concluzii	128
2.5.4. Validarea schemei de optimizare a ansamblor cu motor Stirling solar	129
2.5.5. Studii de sensibilitate	136
2.6. Punerea în valoare practică a cercetării dezvoltate: sistem de generare a energiei electrice din energie solară și hidrogen ca purtător de energie ...	141
2.6.1. Câteva variante de calcul	142
2.6.2. Alimentarea utilizatorilor cu energie electrică produsă numai din hidrogen „solar” (varianta A)	143
2.6.2.1. Schema instalației propuse (varianta A)	143

2.6.2.2. Algoritmul de calcul (varianta A).....	145
2.6.2.3. Rezultate obținute (varianta A).....	147
2.6.3. Alimentarea utilizatorilor cu energie electrică „solară” și suplinirea perioadelor de vârf din hidrogen „solar” (varianta B)	147
2.6.3.1. Schema instalației propuse (varianta B).....	148
2.6.3.2. Algoritmul de calcul (varianta B).....	148
2.6.3.3. Calculul necesarului de energie electrică și distribuția consumurilor energetice în 24 ore	151
2.6.3.4. Rezultate obținute (varianta B) și studii de sensibilitate.....	154

3. CONTRIBUȚII ORIGINALE LA DEZVOLTAREA TERMODINAMICII ÎN TIMP FINIT 171

3.1. Model termodinamic de studiu și optimizare a mașinilor termice cu două surse de căldură (MTSO-2) – prezentare generală	171
3.2. MTSO-2 aplicat motoarelor termice.....	172
3.2.1. Surse-termostat, legi liniare de transfer termic, fără pierderi termice între surse	173
3.2.1.1. Ipoteze de studiu ale modelului.....	173
3.2.1.2. Relații matematice fundamentale ale modelului	174
3.2.1.3. Adimensionalizarea problemei	176
3.2.1.4. Studii de caz	177
3.2.1.5. Randamentul termic impus.....	178
3.2.1.6. Randamentul termic și generarea de entropie internă impuse.....	182
3.2.1.7. Puterea produsă de motor impusă.....	194
3.2.1.8. Puterea produsă de motor și generarea de entropie internă impuse.....	195
3.2.1.9. Puterea termică generată de sursa caldă impusă.....	197
3.2.1.10. Puterea termică generată de sursa caldă și generarea de entropie internă impuse.....	198
3.2.2. Surse-termostat, legi de transfer termic generalizate de tip convectiv, cu pierderi termice între surse	198
3.2.2.1. Ipoteze de studiu ale modelului.....	199
3.2.2.2. Relații matematice fundamentale ale modelului	199
3.2.2.3. Adimensionalizarea problemei	200
3.2.2.4. Randamentul termic și generarea de entropie internă impuse.....	201
3.2.2.5. Puterea produsă și generarea de entropie internă impuse	210
3.2.3. Surse-termostat, legi de transfer termic generalizate de tip radiativ, cu pierderi termice între surse	214
3.2.3.1. Ipoteze de studiu ale modelului.....	214
3.2.3.2. Relații matematice fundamentale ale modelului	214
3.2.3.3. Adimensionalizarea problemei	214
3.2.3.4. Randamentul termic și generarea de entropie internă impuse.....	215
3.2.3.5. Puterea produsă și generarea de entropie internă impuse	217
3.3. MTSO-2 aplicat mașinilor termice cu ciclu inversat.....	218
3.3.1. Surse-termostat, legi de transfer termic generalizate de tip convectiv	218
3.3.1.1. Ipoteze de studiu ale modelului.....	219
3.3.1.2. Relații matematice fundamentale ale modelului	219

3.3.1.3. Adimensionalizarea problemei	219
3.3.1.4. Coeficientul de performanță și generarea de entropie internă impuse.....	220
3.3.1.5. Puterea frigorifică și generarea de entropie internă impuse.....	231
3.3.1.6. Câteva rezultate și pentru pompele de căldură.....	234
3.3.2. Surse cu capacități finite	236
3.3.2.1. Varianta A) de optimizare	238
3.3.2.2. Varianta B) de optimizare (cazul I.2 din tabel)	243
3.3.2.3. Varianta C) de optimizare (cazul I.3 din tabel)	245
3.4. Validarea modelului MTSO-2 pentru cazul mașinilor frigorifice	248
3.4.1. Contextul disponibilității datelor experimentale	248
3.4.2. Instalația experimentală	249
3.4.2.1. Instalația experimentală EDF	249
3.4.2.2. Instalația experimentală CEMAGREF.....	251
3.4.2.3. Controlul asupra instalației experimentale	252
3.4.3. Prelucrarea datelor experimentale	253
3.4.4. Simularea funcționării reale și validarea modelului analitic.....	257
4. CONCLUZII GENERALE ȘI PERSPECTIVE	265
BIBLIOGRAFIE	268
BIBLIOGRAFIE WEB	279

INTRODUCERE

Tema de cercetare propusă este de o mare **importanță științifică și tehnică** la nivel național și internațional deoarece se încadrează în mișcarea de revitalizare și dezvoltare a **Termodinamicii Ireversibile (în Timp Finit, cu Viteză Finită, etc)**, din ultimii ani, mișcare legată de progresul științei, dar și de problemele actuale ale energiei mondiale în contextul diminuării accentuate a resurselor energetice fosile (convenționale) și care este preocupată tot mai intens de găsirea de mijloace, modele și metode de optimizare a mașinilor termice în vederea realizării economiei de energie și a diminuării poluării.

Numeroase lucrări recente având ca obiectiv studiul și înțelegerea mecanismelor de generare a ireversibilităților în mașini și instalații termice denotă actualitatea, respectiv interesul cu care este abordată această problemă, dar mai ales importanța pierderilor generate de acestea și necesitatea considerării lor în analiza mașinii reale.

Prezenta temă de cercetare a fost dezvoltată ca o **continuare a cercetărilor** începute în cadrul tezelor de doctorat a dnei conf.dr.ing. Monica COSTEA (Universitatea POLITEHNICA București, beneficiind de aceeași coordonatori științifici) și a dlui prof.dr.ing. Traian FLOREA (Academia Navală “Mircea cel Bătrân” Constanța, coordonat de dl prof.dr.ing. Stoian PETRESCU) pe tema motoarelor Stirling clasice (convenționale).

Subiectul astfel ales a necesitat un important studiu bibliografic în ceea ce privește cercetările efectuate și publicate în domeniile Termodinamicii cu Viteză Finită (TVF) și ale Termodinamicii în Timp Finit (TTF), și nu numai.

De ce studiul ciclului Carnot ?

Motivul principal se datorează faptului că performanțele ciclului Carnot reprezintă limitele superioare pentru orice mașină reală, fie că este motor sau mașină cu ciclu inversat.

De ce mașina Stirling?

Un prim motiv este legat de avantajele mașinilor Stirling și aplicabilitatea lor în diverse domenii. De asemenea, funcționarea „ecologică” a acestor mașini și performanțele ridicate constituie un motiv important.

Interesul actual în ceea ce privește protejarea mediului ambiant a produs o reevaluare a standardelor guvernamentale privind emisiile cauzate de autovehicule precum și economia de combustibil. Ca rezultat, industriile (în general) își reorientează treptat interesul către producerea de mașini și instalații cât mai “curate” și eficiente, fapt pentru care investițiile în dezvoltare și cercetare au crescut semnificativ. În mod special sunt finanțate cercetările privind utilizarea energiei solare ca aplicație directă a motoarelor Stirling și în special în California, unde implementarea unor astfel de sisteme solare a fost de mult realizată.

De ce California este regiunea cu dezvoltarea cea mai largă a sistemelor solare Stirling?

Guvernul SUA a emis reguli stricte în ceea ce privește standardele de mediu (emisii, poluare, stratul de ozon, etc), nu numai pentru sectoare de activitate, ci și pe zone geografice, acolo unde există condiții prielnice pentru refacerea stratului de ozon, cum ar fi California, Denver – Colorado, etc. [149]

Scurtă parcurgere a conținutului prezentei teze

Primul capitol este dedicat studiului bibliografic în ceea ce privește subiectul de cercetare ales.

O sinteză asupra aspectelor energetice mondiale este prezentată punând în evidență diversele scenarii, pesimiste sau optimiste, în ceea ce privește creșterea consumului energetic mondial și în același timp diminuarea rezervelor energetice convenționale.

De asemenea, principalele considerații asupra mașinilor Stirling sunt prezentate, printre care: principiul de funcționare, evoluția dezvoltării acestora și soluții constructive, aplicațiile acestor mașini în diverse domenii ale științei, avantaje și dezavantaje, prezentarea sintetică a principalelor corporații implicate în dezvoltarea, producerea și comercializarea mașinilor Stirling și de asemenea, un stiu asupra situației actuale a acestor mașini.

Datorită faptului că subiectul principal al tezei privește studiul și optimizarea acestor mașini termice, au fost descrise principalele metode de analiză și optimizare termodinamică prin exemplificarea câtorva metode (metoda Schmidt, metoda Directă, codurile de calcul).

Un paragraf important este și comparația realizată între cele două curente ale Termodinamicii Ireversibile, Termodinamica cu Viteză Finită (TVF) și Termodinamica în Timp Finit (TTF), deoarece partea de originalitate a tezei privește două metode de studiu și optimizare a mașinilor termice, una din categoria TVF iar cealaltă din categoria TTF, poate chiar general vorbind din categoria Termodinamicii cu Dimensiune Finită. Sunt prezentate conceptele de bază ale fiecărei clase de metode, aplicațiile lor, asemănările și diferențele.

Cel de-al doilea capitol este dedicat contribuțiilor originale în domeniul Termodinamicii cu Viteză Finită. Următoarele etape sunt prezentate:

- ➔ adaptarea Metodei Directe (prezentată și elaborată pentru studiul motoarelor Stirling clasice) la specificul mașinilor cu ciclu inversat (mașini frigorifice și pompe de căldură) prin dezvoltarea celor trei scheme de calcul (specifice acestei metode, și prin analogie cu dezvoltarea pentru motoarele clasice) în funcție de ireversibilitățile considerate;
- ➔ ameliorarea metodei Schmidt prin considerarea cinematicii efective a mașinii studiate; scopul acestei dezvoltări este acela de a cupla ulterior această metodă cu metoda Directă;
- ➔ compararea rezultatelor obținute prin mai multe metode (metoda Schmidt cu cinematica efectivă, metoda Directă, etc);
- ➔ prezentarea unui studiu de sensibilitate ce permite separarea ireversibilităților pe cauze și analizarea efectelor produse defalcat;
- ➔ adaptarea metodei Directe la studiul și optimizarea motoarelor Stirling solare și de asemenea a ansamblelor solare formate din receptor – concentrator - motor Stirling solare- generator electric;
- ➔ validarea schemei propuse prin compararea performanțelor estimate analitic cu date experimentale publicate în literatura de specialitate;
- ➔ punerea în valoare practică a cercetării prin concepția unui sistem de generare a energiei electrice pe baza energiei solare și a hidrogenului ca purtător de energie. Câteva studii de caz sunt prezentate și rezultatele corespunzătoare unor cazuri practice.

În cel de-al treilea capitol sunt prezentate contribuțiile originale în domeniul Termodinamicii în Timp Finit sau cu Dimensiune Finită, mai degrabă.

Este propus un model termodinamic de studiu și optimizare a mașinilor termice (motoare, mașini frigorifice, pompe de căldură) și aplicat ciclului Carnot.

Modelul a fost dezvoltat pentru mai multe studii de caz, pentru fiecare tip de mașină termică (motor, mașină frigorifică sau pompă de căldură), astfel:

- în primul rând, în funcție de natura proceselor de transfer de căldură la cele două surse termice ale mașinii, considerate fie legi liniare, fie neliniare de tip convectiv sau radiativ;
- apoi, în funcție de natura surselor de căldură: considerate termostate (a căror temperatură rămâne neschimbată pe parcursul procesului de transfer de căldură) sau cu capacități finite (deci de temperatură variabilă a agentului sursei între intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură);
- de asemenea, în funcție de legea de variație a generării de entropie internă considerate fie o constantă, fie o lege de dependență liniară de diferența de temperaturi extreme ale agentului din ciclu, fie o lege de dependență logaritmică de raportul temperaturilor extreme ale agentului din ciclu;
- nu în ultimul rând, funcție de restricțiile impuse, care pot fi: una din performanțele mașinii (putere mecanică produsă/consumată, randament/coeficient de performanță, etc) cu sau fără alterrestricții (generarea de entropie internă, alte performanțe impuse sau restricții de natură constructivă, de dimensiune, economică, etc).

Rezultatele obținute pun în evidență limitele posibile de variație pentru variabilele și parametrii sistemelor considerate și de asemenea, existența a două regimuri optime de funcționare funcție de valorile impuse pentru variabilele și parametrii de control.

O ultimă etapă a acestei dezvoltări este prezentarea a două instalații frigorifice și a datelor experimentale obținute grație dlor.ing. F. SICARD și D. LEDUCQ, ingineri în Cercetare și Frig Industrial la EDF R&D și respectiv CEMAGREF, cărora le mulțumesc foarte mult pentru colaborare și promptitudinea la solicitări.


Analiza datelor experimentale a condus la o concluzie importantă în ceea ce privește legea cea mai potrivită pentru estimarea generării de entropie internă și de asemenea, concluzii referitoare la conexiunea dintre aceste mărimi și variabilele sistemului (s-au analizat diverse dependențe).


De asemenea, existența datelor experimentale a făcut posibilă simularea funcționării acestor instalații prin aplicarea modelului analitic propus, precum și validarea acestuia prin compararea mărimilor estimate cu cele experimentale selectate din datele primite astfel încât să corespundă aceluiași categorii de restricții impuse.


Ultima parte a prezentei teze este dedicată concluziilor generale și perspectivelor pe care le urmărim în viitorul apropiat.

Partea de referințe bibliografice a fost divizată în două categorii distincte, și anume: referințele bibliografice publicate în cărți, reviste, conferințe, etc și separat referințele bibliografice web.

Consider că prezenta teză a fost redactată într-o formă grafică ce oferă ușurință cititorului în a găsi informații utile suplimentare și/sau a sublinia punctele esențiale tratate în diverse paragrafe, punctele de noutate și originalitate.

 Simbolul oferă informații utile ce pot fi folosite de cititor pentru a se informa în plus asupra subiectului, a găsi forum-uri de discuții cu specialiști, academicieni și amatori, etc.

Utilizarea simbolului  desemnează o parte originală dezvoltată sau un rezultat prezentat într-o formă originală, neîntâlnită în literatură.

Un ultim simbol grafic utilizat este  prin care se dorește a se sublinia o idee, un concept din literatura de specialitate, etc.

20 septembrie 2007, București

As.drd.ing. Camelia PETRE

1. CERCETARE BIBLIOGRAFICĂ

1.1. Aspecte energetice mondiale

Pentru a putea realiza o apreciere a duratei de utilizare în viitor a rezervelor energetice mondiale este necesar a se estima mai întâi consumul anual planetar al diverselor resurse, precum și cantitățile actuale ale acestora sub diverse forme.

Conform [1], consumul anual planetar la nivelul anului 1998 se prezenta după cum urmează:

- carbon	2,22 GTep ¹ ; 21,4%;
- petrol	3,39 GTep; 32,7%;
- gaz natural	2,02 GTep; 19,5%;
- hidroenergie	0,69 GTep; 6,7%;
- biomasă	1,2 GTep; 11,6%;
- nucleară	0,63 GTep; 6,1%;
- energii regenerabile	0,21 GTep; 2%;
- TOTAL	10,36 GTep; 100%.

De unde se observă că rezervele de combustibile fosili, cărbune și hidrocarburi, sunt principala sursă energetică reprezentând aproape 75% din total.

Totuși, aceste date trebuiesc luate în considerare cu precauție. De exemplu, în cazul rezervelor de petrol, cifra preconizată a crescut în mod continuu din 1940, având o tendință inversată începând cu 1980 [1].

Tot la nivelul anilor 1990 s-a realizat [1] o estimare a numărului de ani pentru care rezervele actuale de combustibili vor fi suficiente, dar la nivelul de atunci al consumului:

- cărbune	197 ani;
- petrol	40 ani;
- gaz natural	56 ani;
- uraniu	200 ani pentru reactoarele cu apă presurizată și 21000 ani pentru suprageneratoare.

Evident că în aceste estimări este normal a se ține cont de evoluția cererii energetice la nivel mondial. De asemenea, creșterea populației este un factor important, aceasta fiind estimată la 6 miliarde (1990) și în creștere până la 10 miliarde în cursul secolului XXI.

În ceea ce privește estimările, există mai multe astfel de modele bazate pe studii empirice și extrapolări. Analizând rezultatele grafice ale unui model de estimare, se pot concluziona următoarele idei privind consumul diverselor resurse energetice: utilizarea lemnului este într-o continuă scădere; cea de cărbune a înregistrat un maxim între anii 1880-1970, după care a început să înregistreze scăderi continue; petrolul atinge în această perioadă o stare de saturație, iar utilizarea gazului natural, cel mai ecologic combustibil chimic, apare încă având o tendință crescătoare. În ceea ce privește rezervele nucleare,

¹ GTep = Giga Tone echivalent petrol

utilizarea lor nu va depăși conform estimărilor modelului 7% din total la începutul secolului XXI.

Conform unui alt model numeric de estimări, elaborat de Massachusetts Institute of Technology, creșterea populației și a consumului energetic are loc exponențial, ceea ce va avea ca rezultat o „înfundare” a economiei planetare la nivelul anului 2025.

Conform estimărilor Departamentului de Energie al SUA, numai în America necesarul de energie electrică este de 20.000 MW anual, pentru următorii 20 ani, la care se adaugă încă 2.000.000 MW pentru restul Lumii în aceeași perioadă.

Generarea energiei electrice are însă un efect negativ asupra mediului ambiant producând peste 50% din poluarea totală și fiind astfel un factor important al dezvoltării procesului de încălzire globală.

Dacă analizăm sursele de energie existente, vom observa că foarte puține sunt cele ce vor putea fi exploatate și în viitor:

- **Cărbune:** este în prezent sursa principală de energie utilizată în producerea energiei electrice (56%), dar se dovedește a nu mai fi în viitor o sursă ieftină de energie în principal datorită costurilor foarte ridicate de a construi instalații de producere a energiei electrice care să diminueze emisia substanțelor poluante. În plus, resursele de cărbune sunt într-o continuă diminuare, iar pentru exploatarea unor noi rezerve sunt necesare instalații moderne și din ce în ce mai puternice de foraj, ceea ce implică costuri importante în faza de extracție.
- **Petrol:** pe lângă faptul că și acesta este în cantități limitate și poluează, petrolul determină și o dependență între diferite țări (cele care au asemenea resurse și cele care cumpără) conducând astfel la confruntări politice nedorite.
- **Gazul natural:** sursa predominantă de producere a energiei electrice din ultimii 10 ani, are o cerere din ce în ce mai mare, oferta fiind însă limitată. Rezultatul este prețul foarte ridicat pe kWh pe care îl plătesc oamenii în ultimii ani.
- **Energia hidroelectrică:** deja a secătuit râurile de energie, contribuind la distrugerea multor specii de viețuitoare acvatice. În plus, în contextul actual al accelerării procesului de încălzire globală, sunt zone unde apa se evaporă foarte repede pe timpul verii astfel încât hidrocentralele devin inutilizabile.
- **Centralele nucleare:** deja nu se mai produc noi reactoare datorită problemelor de siguranță în funcționare, a depozitării deșeurilor rezultate care sunt foarte radioactive și a imensei cantități de apă utilizată pentru răcirea reactoarelor. De fapt, 40 din cele 110 centrale nucleare existente vor fi oprite din funcționare în următorii câțiva ani.

Totuși „viitoarea penurie energetică” nu este decât o alertă falsă după unii analiști [1], bazându-se pe existența unor soluții alternative, ca de exemplu: existența și utilizarea altor surse energetice, producerea energiei electrice cât mai eficient, deci eficientizarea tuturor instalațiilor industriale și casnice, perspectivele de extracție a noi rezerve de combustibili fosili încă neprelucrate – de exemplu instalații de foraj marin la adâncimi de mai mult de 3000m, dar cu riscul unor catastrofe ecologice în cazul unor fisuri profunde ale conductelor.

Problema rezervelor de combustibili fosili este obiectul unei controverse între geologi și economiști. Majoritatea geologilor sunt pesimiști, anunțând terminarea rezervelor de petrol. Analiza acestora se bazează pe decalajul dintre descoperirea noilor câmpuri petroliere și începerea exploatării acestora. În urma unei analize, trec între 15-40 ani de la descoperirea rezervelor exploatabile și extragerea a jumătate din conținut.

La toate acestea contribuie și efectul de seră cu toate celelalte consecințe imediate și pe termen lung: degradarea și poluarea teritoriilor, contribuirea la modificările climatice ale planetei, deșertificarea zonelor subtropicale, modificarea marilor tipuri de vegetație, eroziunea, creșterea nivelului apei oceanelor, etc. Începând din 1992, satelitul franco-american Topex-Poseidon măsoară nivelul mărilor și oceanelor cu mare precizie; s-a observat o creștere cu 3,1mm/an între august 1992 și aprilie 1999. Extrapolând aceste măsurători, se obțin 30cm/secol în cazul cel mai favorabil al considerării creșterii temperaturii medii anuale în ritmul actual. Cu aceste previziuni, teritorii precum 6% din Țările de Jos, 17,5% din Bangladesh ar fi sub ape.

Efectul de seră a existat dintotdeauna; fără existența acestuia, temperatura medie planetară ar fi de -18°C , în prezent fiind de $+15^{\circ}\text{C}$. Principalele gaze cu efect de seră sunt: vaporii de apă, dioxidul de carbon, metanul, oxizii de azot, clorofluorocarbonii, ozonul troposferic, etc. Crescând concentrația de gaze din atmosferă, efectul de seră se amplifică.

Iată că problema energeticii mondiale are multe restricții: sociale, demografice, economice, ecologice, etc.

Dată fiind această situație și anume, dilema producerii energiei electrice în viitor, singura variantă de producere a energiei într-un mod sigur, curat, la costuri reduse și fără a se pune problema epuizării resurselor o reprezintă **utilizarea surselor regenerabile**, care au singur dezavantaj în prezent și anume costurile de exploatare foarte ridicate.

Între 1990 și sfârșitul lui 1999, capacitatea instalată utilizând surse noi regenerabile a crescut cu 6-10% anual numai în SUA. Câteva tehnologii individuale au înregistrat o creștere și mai mare, 15-30% anual. Prețul pe care îl plătim pentru energia electrică produsă din surse regenerabile, ca de exemplu utilizarea unui ansamblu concentrator - receptor de radiație solară - motor Stirling, poate rămâne la un nivel constant pe toată durata proiectului (aproximativ 30 ani).

În timp ce costul capital inițial de construire a unei instalații de producere a energiei electrice din surse noi regenerabile este mai mare decât cel necesar unei centrale cu combustibil convențional, cheltuielile de funcționare sunt mai mici pe toată durata proiectului. Aceasta înseamnă în final că valoarea energiei electrice produse din surse regenerabile este mai mică decât cea produsă din combustibil convențional și deci este o variantă de luat în seamă pentru viitor.

Astfel de surse noi regenerabile sunt: radiația solară captată cu ajutorul unor concentratori (oglinzi parabolice) și prelucrată cu motoare Stirling; energia eoliană; biomasa; energia mareelor; etc.

În contextul diminuării accentuate a resurselor energetice fosile (convenționale) din ultimii ani și a necesității reducerii poluării, mașinile Stirling reprezintă o alternativă demnă de luat în considerare. Motoarele Stirling moderne sunt "curate" și eficiente datorită faptului că sunt motoare cu ardere externă (primesc căldura eliberată prin arderea unui combustibil în exteriorul motorului). Aspectul arderii externe face ca mototul Stirling să poată funcționa cu diverse tipuri de combustibili, ca de exemplu: gaz natural, propan, petrol, benzină, bio-combustibili sau chiar căldura primită de la Soare.

Motoarele Stirling solare sunt într-un stadiu foarte apropiat de comercializare, ceea ce face ca cercetările în acest domeniu să fie de actualitate și cu aplicabilitate imediată.

"Mașinile Stirling fac parte din categoria celor mai eficiente mașini termice inventate și utilizate până în prezent" - Stirling-Cycle Research Group, Universitatea Canterbury.

1.2. **Considerații generale asupra mașinilor Stirling**

Mașina Stirling reprezintă un dispozitiv mecanic care funcționează după un ciclu termoregenerativ închis, cu comprimare și destindere ciclică a agentului de lucru între nivele diferite de temperatură. Curgerea agentului de lucru este controlată doar de variațiile volumelor efective, neexistând supape, și realizând conversia netă a căldurii în lucru mecanic sau invers. Această definiție acoperă mașini capabile să funcționeze atât ca motoare termice, cât și ca mașini frigorifice sau pompe de căldură [2].

Sunt foarte silențioase în timpul funcționării și această calitate este una dintre cele mai prețioase. Multe motoare Stirling nu mai necesită echilibrare datorită faptului că agentul combustibil este ars încet și constant în afara motorului, evitându-se în acest fel exploziile. În plus, arderea externă conferă un alt avantaj deosebit deoarece combustibilul este ars continuu, și anume acela că pot fi mult mai eficiente decât motoarele cu ardere internă. De asemenea, cantitatea de căldură eliberată în mediul ambiant la funcționarea acestor mașini este mult redusă.

Prima lor denumire a fost aceea de "motoare cu aer cald" și au continuat să se numească așa până în anii 1940 când alte gaze, ca de exemplu heliu sau hidrogen, au început să fie folosite ca agent de lucru. În prezent, motoarele Stirling sunt produse în cantități mici pentru aplicații specifice, având dimensiuni reduse (1 - 25 kW).

Foarte multe corporații au reluat studiul performanțelor și al funcționării mașinilor Stirling (motoare și mașini frigorifice) datorită multiplelor avantaje pe care le oferă și a deschiderii pentru viitor.

Din categoria acestor mașini, motorul termic a fost primul inventat în **1816** de către **Robert STIRLING**, cel ce avea să descopere pentru prima dată și avantajele schimbătorului de căldură regenerativ.

1.2.1. *Robert STIRLING (1790-1878)*

Robert STIRLING s-a născut în Cloag, lângă Methven, Perthshire, Scoția, pe data de 25 octombrie 1790 [2].

A studiat la Universitățile din Glasgow și Edinburgh (1805-1808) materii precum latina și greaca, logica și matematica, metafizica, retorica, filozofia, etc.

Pe 4 iulie 1815 este hirotonit preot la biserica din Dunbarton.

Pe 19 septembrie **1816** este ales pastor adjunct la biserica Laigh Kirk din Kilmarnock și opt zile mai târziu aplică pentru **primul brevet al "motorului cu aer cald și economizor"** (vechea denumire a **motorului Stirling cu regenerativ**). Brevetul a fost înregistrat cu nr. 4081/1816, dar din diverse motive documentația originală nu a ajuns la Oficiul de Brevete din Londra.

Pe 10 iulie 1819 se căsătorește cu Jane, fiica cea mare a unui negustor din Galston, cu care urma să aibe 59 ani de căsnicie și 7 copii.

În 1824, este promovat și transferat la Galston ca „Pastor al Bisericii” în Scoția.

În 1827 și apoi în 1840, împreună cu fratele său mai tânăr, James, realizează câteva îmbunătățiri ale "motorului cu aer cald" care de asemenea au fost brevetate (brevete nr. 5456/1827, 8652/1840). James Stirling, preocupat de domeniul ingineriei mecanice, lucra

ca inginer la Dundee Foundry Company și a reușit să se impună ca personalitate de renume pe plan local.

La 11 ianuarie 1840, Universitatea din St. Andrews, cea mai veche dintre universitățile scoțiene, îi decernează titlul de “*Doctor of Divinity*” pentru realizările sale în acest domeniu, afirmându-se astfel ca personalitate mondială.

Se îmbolnăvește în 1876, iar doi ani mai târziu trece la cele veșnice.

În timpul său liber, reverendul Robert STIRLING obișnuia ca, în atelierul său de acasă, să construiască mici motoare termice. Mai târziu, Lord KELVIN¹ utiliza unul din aceste modele în timpul orelor sale pe care le ținea la universitate.

De abia în 1850 profesorul McQuorne RANKINE avea să dea prima explicație simplă și elegantă asupra dinamicii motorului, iar termenul de “*motor Stirling*” urma să apară 100 ani mai târziu grație lui Rolf MEIJER² care intenționa să adune sub această denumire toate tipurile de motoare funcționând pe baza unor cicluri închise regenerative cu agent de lucru în stare gazoasă.

1.2.2. **Principiul de funcționare a mașinilor Stirling**

Mașina Stirling reprezintă un dispozitiv mecanic care funcționează după un ciclu termoregenerativ închis, cu comprimare și destindere ciclică a agentului de lucru între nivele diferite de temperatură.

Cantitatea de agent de lucru din mașină este cvasi-constantă și se află întotdeauna în stare gazoasă. Curgerea acesteia este controlată de variațiile efective ale volumelor și realizează conversia netă a căldurii în lucru mecanic sau invers.

Schema generală de funcționare a mașinii Stirling este prezentată în Fig. 1.1, figură reproducă cu acordul autorului, prof.dr.ing. Gheorghe POPESCU, Universitatea POLITEHNICA București, căruia îi mulțumesc pentru amabilitate și colaborare [6].

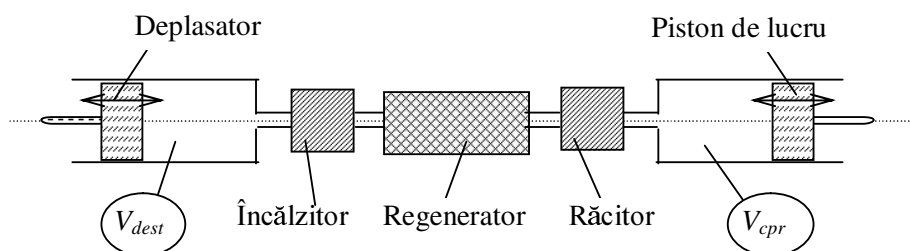


Fig. 1.1. Schema generală de funcționare a mașinii Stirling;
 V_{dest} – spațiul de destindere; V_{cpr} – spațiul de comprimare [5].

Mașina Stirling este formată din doi cilindri cu două pistoane și trei schimbătoare de căldură dispuse între aceștia. Agentul de lucru curge între două spații de volume diferite – spațiul de comprimare (V_{cpr}) și cel de destindere (V_{dest}) – caracterizat de o mișcare pulsatorie care apare ori de câte ori în sistem există o diferență de temperatură. În timpul

¹ Lord KELVIN, pe numele său William THOMSON (1824-1907) – fizician, matematician irlandez, născut la Belfast, Irlanda; renumit în special pentru dezvoltările termodinamice și calculele privind comunicarea transatlantică.

² Rolf MEIJER – inginer danez, angajat al Philips Research Laboratories, Olanda.

acestei curgeri, agentul trece cu viteză suficient de mare (2-3 m/s) prin cele trei schimbătoare de căldură în care au loc trei procese fundamentale diferite:

- în răcitor, gazul eliberează o cantitate de căldură;
- în regenerador, gazul primește sau cedează căldură în funcție de direcția de curgere. Regeneradorul poate fi comparat cu un burete care alternativ eliberează și absoarbe căldură; este de fapt o matrice de site formate din sârme din oțel inoxidabil de grosimea firului de păr;
- în încălzitor, gazul primește căldură.

Spațiul de destindere este menținut la o temperatură ridicată (în cazul motoarelor) sau la o temperatură joasă (în cazul mașinilor frigorifice) prin contact cu sursele de căldură care pot asigura acel nivel de temperatură.

În continuare, spre exemplificarea modului de funcționare, voi prezenta motorul Stirling. Așadar, spațiul de destindere este menținut la o temperatură ridicată, T_C , în timp ce spațiul de comprimare este menținut la o temperatură joasă, T_F , de obicei foarte apropiată de cea a mediului înconjurător.

Pentru a descrie ciclul ideal de funcționare (Fig. 1.2), să presupunem că pistonul de lucru se află în punctul mort exterior, iar deplasatorul în punctul mort interior. Majoritatea agentului de lucru se află în spațiul de comprimare, iar volumul are valoare maximă, presiunea și temperatura valori minime (starea 1 din diagrama pV - Fig. 1.2).

În timpul comprimării, pistonul de lucru se mișcă către punctul mort interior în timp ce deplasatorul staționează. Agentul de lucru este comprimat astfel încât presiunea sa crește, dar temperatura rămâne constantă datorită eliberării unei cantități de căldură în mediul exterior.

În următorul proces, ambele pistoane se deplasează simultan, pistonul de lucru către regenerador, iar deplasatorul în sens opus astfel încât volumul dintre ele rămâne constant. Agentul de lucru este transferat prin matricea poroasă a regeneradorului încălzindu-se de la T_F la T_C și intră în spațiul de destindere. Creșterea treptată a temperaturii agentului la curgerea prin regenerador la volum constant implică o creștere a presiunii acestuia.

În timpul celui de-al treilea proces, cel de destindere, deplasatorul își continuă mișcarea dinspre regenerador spre punctul mort exterior, iar pistonul de lucru rămâne pe loc, în punctul mort interior. În timpul destinderii gazului, presiunea acestuia scade, iar volumul crește. Temperatura rămâne constantă datorită livrării unei cantități de căldură sistemului de către sursa de căldură.

Ultimul proces este cel în timpul căruia ambele pistoane se deplasează simultan pentru a transfera agentul de lucru înapoi (la volum constant) prin regenerador, din spațiul de destindere în cel de comprimare, astfel încât agentul de lucru cedează căldură matricii regeneradorului, temperatura acestuia scăzând până la T_F . Această căldură este stocată în matricea regeneradorului pentru a fi utilizată în următorul ciclu.

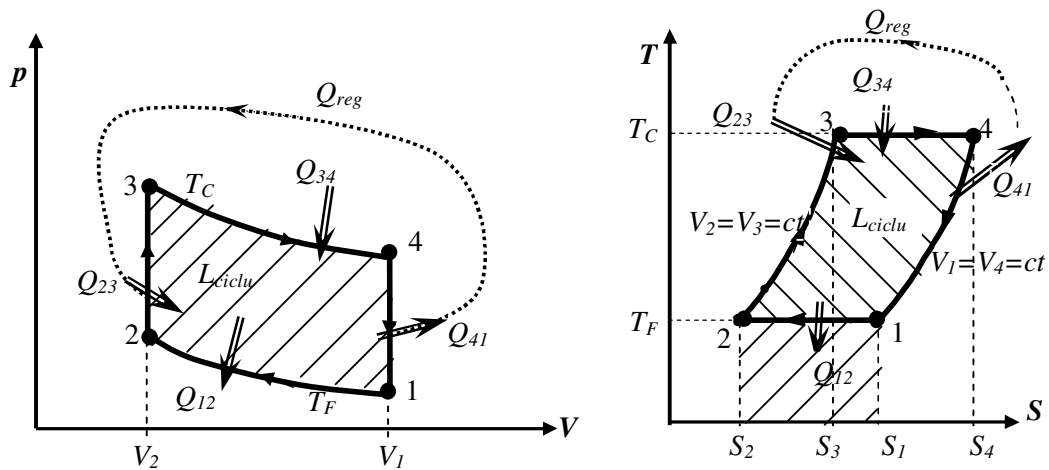


Fig. 1.2. Diagramele pV și TS ale ciclului motor Stirling ideal.

Cu toate că principiul de funcționare pare simplu, o proiectare de succes trebuie să se bazeze pe realizarea unui echilibru între două fenomene contradictorii – transferul de căldură și pierderile de presiune la curgerea agentului prin schimbătoarele de căldură. Datorită acestor procese complexe, metodele de analiză teoretică a mașinilor Stirling se bazează pe diferite ipoteze de lucru.

Funcționarea reală a unei mașini Stirling se bazează pe același principiu descris pentru ciclul ideal, cu menționarea faptului că trebuie luate în considerare ireversibilitățile interne și externe ale mașinii. Aceste ireversibilități sunt cauzate de viteza finită de desfășurare a proceselor, regenerarea incompletă, pierderile de presiune datorate frecării dintre pistoane și cilindrii, transferul de căldură între gaz și surse la diferență finită de temperatură, laminarea gazului la trecerea prin schimbătoarele de căldură ale mașinii, etc.

Ciclul Stirling poate fi total inversat astfel încât multe motoare pot fi utilizate ca pompe de căldură atunci când sunt alimentate de un alt motor sau chiar de un motor Stirling. Această caracteristică permite utilizarea lor pentru condiționarea aerului în spațiile locuite, în scopuri de refrigerare și chiar criogenie fără să utilizeze deloc freoni.



Avantajul principal al ciclului Stirling în comparație cu ciclul Carnot constă în faptul că cele două procese adiabate (ciclul Carnot) au fost înlocuite prin două procese izocore (ciclul Stirling), ceea ce are ca efect creșterea ariei în diagrama pV , deci a efectului util în condițiile în care pentru a obține o putere mecanică rezonabilă, nu este necesară atingerea unei presiuni foarte ridicate și a unui volum al cursei foarte larg (cum este cazul ciclului Carnot).

1.2.3. ***Scurtă incursiune în evoluția mașinilor Stirling***

După cum am văzut în paragraful 1.2.1. , motorul funcționând după un ciclu Stirling a fost pentru prima dată brevetat în 1816 de către clericul¹ Robert STIRLING.

“Economizorul” (așa cum a fost numit de acesta și care astăzi se numește *regenerator*) a reprezentat cea mai importantă descoperire de până atunci; motorul cu aer cald fusese deja inventat în 1699 de către Sir George CALEY².

Istoricii au indicat motivul pentru care Robert STIRLING ar fi făcut efortul de a inventa un astfel de motor, și anume acela că motoarele cu abur, care erau foarte mult utilizate în acea perioadă, erau foarte periculoase și produceau foarte multe explozii.

Totuși, cu toate dezvoltările în domeniul ingineriei mecanice, el era conștient de dificultățile pe care le implica realizarea unui astfel de ciclu în componența căruia se găsesc două procese izoterme (ca și în ciclul Carnot) și două izocore, dificultăți impuse de rezistența materialelor existente la acea vreme. Avantajul motorului Stirling în comparație cu motoarele cu abur existente era acela că evita explozia prin faptul că presiunea nu creștea la acel nivel; o supraîncălzire conducea la un stres termic ridicat, iar materialul ceda conducând la simpla oprire a motorului. Mai târziu, în necrologul fratelui său, Robert Stirling scria [2]: “*Aceste imperfecțiuni au fost cu timpul depășite într-o mare măsură în special datorită genialității distinsului Bessemer*³. *Dacă oțelul tip Bessemer ar fi fost descoperit cu 35 sau 40 de ani mai înainte, cu siguranță motorul cu aer ar fi fost un mare succes. Rămâne ca în viitor alți ingineri talentați și ambițioși să reia cercetările în condiții mult mai favorabile și cu garantarea unui succes complet ...*”.

De atunci, multe alte variante de motoare Stirling au fost construite în vederea îmbunătățirii performanțelor, dar producția a rămas la un nivel scăzut datorită apariției motoarelor Otto și Diesel în 1877, respectiv 1893, motoare mai performante decât motorul Stirling existent atunci și totodată, datorită îmbunătățirilor aduse motoarelor cu abur.

Renașterea motorului Stirling a început în 1938, în preajma celui deal Doilea Război Mondial, datorită siguranței în funcționare mai bună decât cea oferită de motoarele cu abur și datorită faptului că utilizau aer drept agent de lucru. Această etapă în dezvoltarea motoarelor Stirling s-a datorat programelor de cercetare lansate de compania Philips și avea să țină 40 de ani, timp în care s-au pus bazele stabile pe care urma să se dezvolte tehnologia modernă de astăzi.

În 1950, motorul clasic Stirling de 200W era gata, dar acesta nu a avut o utilizare foarte mare datorită unei noi invenții: tranzistorul, care funcționa la o putere joasă.

De atunci, motorul Stirling a fost studiat în Europa și America, începând să se dezvolte rapid în preajma anului 1973 odată cu resimțirea efectelor Crizei Petrolului. Studiul a fost extins și în Japonia 20 ani mai târziu.

În prezent, motorul Stirling este studiat peste tot în lume și în cele mai diverse forme aplicative: motor solar, pe submarine, în sistemele de condiționare a aerului, sisteme frigorifice, etc.

¹ cleric = preot anglican

² Sir George CAYLEY (1773-1857) – inginer englez, specialist în aeronautică.

³ Sir Henry BESSEMER (1813-1898) – inginer englez, născut în Charlton, Hertfordshire; renumit pentru primul proces industrial ieftin de fabricare a oțelului, brevetat în 1855, ce constă în principiu în eliminarea impurităților din fier prin oxidare, prin suflarea aerului peste fier topit; procesul de oxidare menține temperatura ridicată și respectiv, fierul topit.

În ceea ce privește evoluția mașinilor frigorifice Stirling, aceasta este strâns legată de evoluția mașinilor frigorifice în general [3]; prima referire de acest gen apare în 1834 într-o scrisoare către “The Athenaeum”¹ prin care John HERSCHEL² antcipa “aplicarea motorului Stirling³ la fabricarea gheții”.

În 1876, Alexander KIRK⁴ descria prima mașină frigorifică funcțională. Acesta avea să fie punctul de început al dezvoltării comerțului de carne între Australia, Noua Zeelandă și Marea Britanie. Registrele Lloyds din 1899-1900 au înregistrat 285 nave de transport cu capacitate de refrigerare pentru transportul cărnii și a fructelor. Dezvoltarea criogeneratoarelor a urmat ceva mai târziu.

Primele gaze (aer și oxigen) au fost pentru prima dată lichefiate în 1877 simultan de către CAILLETET⁵ și PICTET⁶, prin procedee diferite, lucrând independent.

Mașina originală special proiectată pentru lichefierea aerului a fost descrisă de SOLVAY⁷ într-un brevet din 1877 și utiliza hidrogen ca agent de lucru. Din nefericire, mașina lui SOLVAY nu a reușit lichefierea aerului.

Karl von LINDE⁸, profesor la Institutul Politehnic din Munchen, Germania, a obținut în 1895 aer lichefiat în cantități importante. Dispozitivul consta într-un compresor un schimbător de căldură în contracurent și un ventil de laminare Joule-Thomson.

Experimente similare au urmat în Anglia la Hampson (British Oxygen Company). În 1896, Kamerlingh ONNES de la Leiden Laboratory trasa alte scheme ale dispozitivelor de lichefiere. În 1898, Edgar THRUPP, inginer britanic, breveta un sistem de lichefiere ce utiliza un detentor. De asemenea, americanul Joseph JOHNSON breveta sistemul de lichefiere utilizând o turbină Laval. În mai 1902, în Franța, CLAUDE a reușit să obțină cu ajutorul unui detentor un debit continuu de aer lichefiat.

În 1912, HEYLANDT propune utilizarea pistonului “crowned” astfel încât supapele funcționează la temperatura mediului ambiant realizând o mai bună izolare termică; această soluție este în prezent utilizată la dispozitivele de lichefiere.

În anii 1930 compania germană Linde comercializează detentoare pentru lichefierea gazelor.

În 1934, Peter KAPITZA, profesor la Universitatea Cambridge, descrie un nou dispozitiv de lichefiere a heliului, iar în 1978 primește Premiul Nobel pentru extinsa sa activitate în domeniul criogeniei.

În 1939, COLLINS reușește atingerea unei temperaturi de 10K utilizând un detentor cu diafragmă, dar din păcate fără a obține heliu lichefiat datorită neetanșeităților în circuitul de vacuum.

Au urmat două direcții importante de dezvoltare a criogeneratoarelor după cel de-al Doilea Razboi Mondial, ambele cu un efect important asupra societății și asupra a ceea ce avea să se numească „era superconductivității”.

¹ The Athenaeum – revistă literară publicată în Londra între 1828-1921.

² Sir John Frederick William HERSCHEL (1792-1871) – matematician, astronom, chimist englez.

³ ceea ce avea să se numească mai târziu “motor Stirling”.

⁴ Alexander KIRK – inginer scoțian.

⁵ Louis-Paul CAILLETET (1832-1913) – fizician și inventator francez, născut în Châtillon-sur-Seine, Franța, cunoscut a fi primul care a obținut lichefierea oxigenului, hidrogenului, azotului și aerului.

⁶ Raoul-Pierre PICTET (1846-1929) – fizician elvețian, născut în Geneva, cunoscut pentru obținerea azotului lichid. La 22 decembrie 1877 a fost înregistrată «lichefierea O₂ la 320 atm și -140°C ».

⁷ Ernest SOLVAY (1838-1922) – inginer chimist belgian; renumit pentru descoperirea și aplicarea la scară industrială a procesului de fabricare a carbonatului de sodiu Na₂CO₃ (utilizat pentru fabricarea sticlei).

⁸ Carl Paul Gottfried von LINDE (1842-1934) – inginer german; a brevetat numeroase sisteme de lichefiere a gazelor, brevete disponibile pe internet la adresa: <http://www.pat2pdf.org/pat2pdf/foo.pl?number=727650>.

Prima direcție începea cu dezvoltarea unui lichefiator de heliu în 1946 de către Samuel COLLINS, profesor emerit la Massachusetts Institute of Technology. Cu două detentore și un schimbător de căldură compact în contracurent, era posibilă lichefierea oricărui gaz fără un aport suplimentar de răcire. Această soluție oferea posibilitatea de cercetare asupra lichefierii heliului oricărui laborator industrial sau universitar. În ultima parte a anilor 1950, s-a înregistrat o dezvoltare explozivă a criogeniei ca urmare a dezvoltării proiectilelor de rachete, a “erei Sputnik” și mai ales a dezvoltărilor în domeniul supraconductibilității.

Cea de-a doua direcție importantă de dezvoltare este cea de producere a mașinilor frigorifice Stirling, la care compania Philips din Eindhoven, Olanda, a contribuit substanțial. În 1946, Philips obține primul motor de 1 CP ca generator pentru aparatele radio în zonele neelectrificate. Apoi au dezvoltat motorul Stirling de 5W utilizate în medicină pentru cord artificial, urmând cele de 200 kW pentru arderea deșeurilor solide industriale și agricole. În 1953, Philips produce primul lichefiator de gaz ce urma a fi disponibil comercializării abia peste 3 ani, în 1956 grație cercetărilor echipei conduse de Jan KOHLER. De atunci, un număr mare de companii au pătruns în domeniul criogeniei și ca rezultat a fost dezvoltată o largă varietate de tipuri de criogeneratoare.



Mașinile frigorifice Stirling s-au dovedit a fi mai potrivite pentru domeniul criogenic decât pentru cel de interes casnic sau comercial care este în prezent dominat de instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică de vapori.

De-a lungul istoriei, criogeneratoarele Stirling au fost considerate “baza” criogeneratoarelor regenerative [8]. Mașinile frigorifice Gifford-McMahon și pulse tube reprezintă de fapt variante ale mașinii frigorifice Stirling.

Pulse-Tube Refrigerator reprezintă una dintre cele mai recente dezvoltări în domeniul criogeniei. Acest tip de sistem criogenic funcționează după un ciclu termodinamic endo-regenerativ și are aplicații în medicină, electronică, știința fotografiei, tehnologia calculatoarelor, misiuni militare și spațiale, cu alte cuvinte în acele domenii în care este necesară atingerea unor performanțe criogenice ridicate (temperaturi din domeniul criogenic, 15 – 150 K) cu un timp de răspuns redus, cu costuri reduse, simplitate funcțională și constructivă, gabarit redus și fără vibrații mecanice și zgomot [5].

Începutul datează din 1964-1965, la Universitatea din Syracuse, când profesorul GIFFORD, studentul său LONGSWORTH și KYANKA au observat că într-un tub metalic care are un capăt închis, iar celălalt conectat la un generator de unde de presiune (un compresor, de exemplu), gazul prin care se propagă undele se încălzește datorită interacțiunii termice dintre acesta și pereții tubului. Studii mai aprofundate au demonstrat că poziționarea unui regenerador termic între generatorul de unde și pulse-tube încălzește capătul mai apropiat și îl răcește pe celălalt (150K). Acest model a fost numit **Basic Pulse-Tube Refrigerator (BPTR)**.

Un rol important îl joacă defazajul dintre undele emise de generator și cele reflectate de capătul cel mai apropiat al pulse-tube. BPTR obține efectul de răcire prin așa numitul process de “pompare a căldurii” care este determinat de interacțiunea termică dintre fluidul de lucru (care asigură propagarea undelor) și pereții tubului. De obicei, fluidul de lucru este aer, azot sau heliu, ca și în celelalte criogeneratoare.

BPTR este similar unei mașini frigorifice Stirling tip α (vezi paragraful 1.2.4.). Diferența constă în faptul că pistonul solid (5) din criogeneratorul Stirling este înlocuit de un piston gazos (7) în cazul pulse-tube și de asemenea existența unui schimbător de căldură

suplimentar (8) la capătul tubului. Înlocuirea supapelor și a compresorului cu generatorul de unde de presiune oferă avantajul eliminării pierderilor cauzate de destinderea izentalpică a agentului de lucru prin supape.

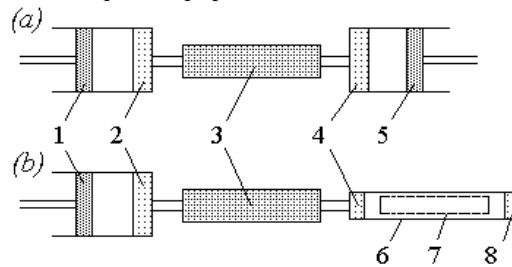


Fig. 1.3 Asemănarea dintre un criogenerator Stirling tip α (a) și un pulse tube (b); 1-compresor; 2,4-răcitoare; 3-regenerator; 5,7-pistoane; 6-Pulse Tube; 8-încălzitor (figură reprodusă cu acordul autorului) [5], [139].

În 1983, E. MIKULIN a demonstrat că randamentul unui criogenerator Pulse-Tube ar putea fi îmbunătățit prin adăugarea unui rezervor tampon (de presiune qvazi-constantă) la capătul rece al tubului prin intermediul unui orificiu (o rezistență dinamică locală) de secțiune reglabilă, această nouă soluție constructivă numindu-se **Orifice Pulse-Tube Refrigerator (OPTR)**. Prin schimbarea ariei de curgere a orificiului este posibilă obținerea controlului optim asupra debitului de gaz ce intră în rezervor și deci a defazajului dintre undele de presiune incidente și reflectate.

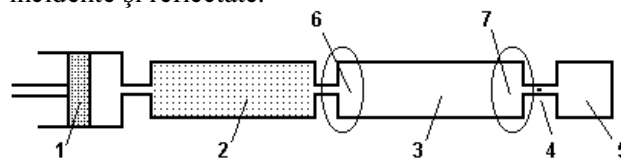


Fig. 1.4 Orifice Pulse Tube Refrigerator; 1-compresor; 2-regenerator; 3-Pulse Tube; 4-orificiu; 5-rezervor tampon; 6-capătul cald; 7-capătul rece (figură reprodusă cu acordul autorului) [5], [140].

Cu ajutorul OPTR s-au obținut între 1980-1994 temperaturi de 30-3,6 K, utilizând sisteme cu una sau mai multe trepte (la NASA Ames Research Center și Los Alamos Laboratory).

Alte soluții constructive au derivat de aici în ideea de a avea sisteme mai eficiente, mai simple și mai mici. Nu trebuie însă uitat faptul că toate aceste sisteme au la bază ciclul Stirling, ca atare îmbunătățiri se mai pot aduce încă și mașinilor frigorifice Stirling. Dacă analizăm lista brevetelor în ceea ce privește mașinile Stirling [145], putem observa o continuă apariție de noi soluții și îmbunătățiri aduse soluțiilor deja existente, ceea ce indică o puternică reorientare către aceste mașini.

1.2.4. **Soluții constructive ale mașinilor Stirling**

Există două categorii principale de mașini Stirling: **cinematice** și **cu pistoane libere**. Cele cinematice se subclasifică în mașini tip alfa, beta și gama, subcategoriile care la rândul lor pot fi proiectate în diverse tipuri în funcție de creativitatea inginerului proiectant. Însă până în prezent, acestea trei rămân soluțiile constructive principale (Fig. 1.5):

- ☞ **mașini Stirling tip α** – pistoanele lucrează în cilindri separați, dispuși în linie sau în V;
- ☞ **mașini Stirling tip β** – pistoanele lucrează în cilindri coaxiali, ambele spații (de destindere și comprimare) fiind generate în același cilindru; este de observat faptul că cele două pistoane au denumiri diferite: *deplasator* pentru pistonul care generează spațiul de destindere și *piston de lucru* pentru cel care generează spațiul de comprimare;
- ☞ **mașini Stirling tip γ** – cele două pistoane lucrează în cilindri separați, astfel încât spațiul de comprimare este comun acestora. Spunem că aceste mașini au *spațiu secundar de comprimare*.

În ceea ce privește performanțele obținute cu aceste tipuri de mașini, a fost dovedit [6] faptul că mașina Stirling tip β oferă cele mai bune performanțe, fiind urmată de mașina Stirling tip α și în final tip γ , indiferent dacă mașina este utilizată ca motor, mașină frigorifică sau pompă de căldură.

Mașinile Stirling pot fi clasificate și în funcție de numărul de cilindri, astfel:

- **mașini cu un singur cilindru:** acestea au cilindrul plin cu gaz (de obicei, heliu sau hidrogen, dar și aer uscat) și două pistoane. Un capăt al cilindrului este ținut în contact cu sursa caldă, iar celălalt cu sursa rece. Unul dintre pistoane are rol de deplasator, care mișcă gazul dintr-o parte într-alta. Cel de-al doilea piston este pistonul de lucru și se mișcă alternativ în funcție de ce proces suferă gazul (încălzire / răcire).
- **mașini cu doi cilindri:** gazul se mișcă între un cap cald și unul rece, lucrul mecanic fiind dezvoltat în timp ce gazul se încălzește.

Oricare model ar fi ales, mașina Stirling este foarte eficientă, putând fi executată la dimensiuni mici, dar generând o putere suficientă pentru o bicicletă, utilizând radiația solară (de exemplu). Are doar câteva părți ușor uzabile și funcționează între diferențe de temperatura și mici și mari și pot fi executate în configurații paralele și radiale [6].

Așa cum s-a menționat anterior, motorul Stirling este într-o continuă dezvoltare, fapt pentru care există o multitudine de combinații și variante de mecanisme, brevetate de diverși cercetători. În cele ce urmează, se dau câteva exemple.

- **Motoare Stirling cu pistoane libere** – produse de Corporația Sunpower Inc. Din clasa mașinilor termice cu pistoane libere fac parte motoarele Stirling, criogeneratoarele Stirling și pulse tube. Acestea sunt mașini tip β .
- **Motoare Stirling cu două pistoane și piston-deplasator** – a căror descriere este realizată de Koichi Hirata [<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata>] care prezintă modul de funcționare al motoarelor cu două pistoane și respectiv cu piston-deplasator.
- **Motoare Stirling rotative** – a căror turație este de 600 rot/min când au ca sursă caldă un arzător cu gaz. Sunt motoare proiectate special pentru a funcționa cu surse de căldură mai puțin intense. Unele dintre ele funcționează la o diferență de temperatură de mai puțin de 0,5°C.
- **Motoare Stirling termoacustice** – dezvoltate de Los Alamos National Laboratory. Ideea de bază a fost generarea unei energii acustice puternice care poate fi direct folosită pentru a produce electricitate sau pentru a alimenta mașini frigorifice.

- **Motoare Stirling solare** – dezvoltate de NASA Glenn Research Center în cadrul proiectului Advanced Stirling Conversion System (ASCS) Project, fiind motoare alimentate cu energie solară destinate aplicațiilor terestre. Proiectul constă în a produce sisteme capabile să dezvolte puteri de 25 kWe și care să funcționeze 60.000 ore. Sistemul proiectat conține un receptor de radiație solară concentrată cu țevi și care are ca agent termic sodiu și un motor Stirling cu pistoane libere cuplat cu un alternator liniar cu magnet, pe un sistem de lagăre hidrodinamice. Alte configurații executate de NASA Glenn Research Center sunt motorul Stirling cu doi cilindri (Twin Dual Cylinder Stirling) și mecanismul romboidal.
 - **Motoare Stirling cu patru cilindri cu acțiune dublă și răcire cu apă.**
 - **Motoare Stirling cu cilindri dispuși orizontal, opus** – acest tip de motor a fost construit de Russell BATTLE [<http://www.geocities.com/Yosemite/Rapids/2068/HOTS1.html>].
 - **Motoare Stirling cu came și roți dințate eliptice** – pentru a îmbunătăți mișcarea deplasatorului astfel încât aceasta să devină perfect sinusoidală.
- și multe alte variante...

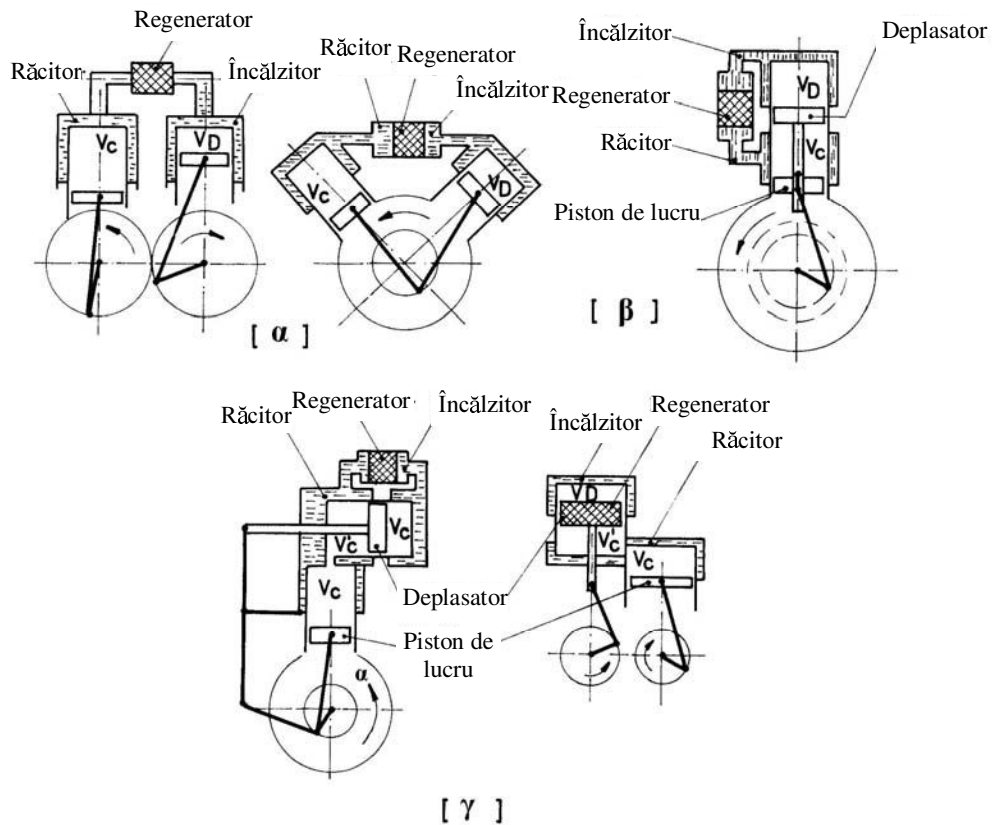


Fig. 1.5 Soluții constructive ale mașinii Stirling regenerative, (figură reprodusă cu acordul autorului) [6].

Funcție de diverse alte criterii (nu neapărat soluții constructive), în ceea ce privește mașinile frigorifice se poate face următoarea clasificare [3]:

a) Din punct de vedere al **temperaturii de refrigerare**

Există mașini frigorifice într-o treaptă în care se pot atinge 80 K. Cu 2, 3 sau 4 trepte se pot atinge temperaturi de 20, 10 și 6-7 K. Cu toate acestea, întotdeauna va exista o cerere pentru temperaturi criogenice și mai joase, caz în care pot fi utilizate alte sisteme criogenice, ca de exemplu criogeneratoarele Joule-Thomson, cele magneto-calorice sau electro-calorice (4.2K).

Ca o clasificare generală, se utilizează următoarele limite de temperatură:

60-120K; 20-60K; 10-20K;
4-10K; 1-4K; mai puțin de 1K.

b) Din punct de vedere al **puterii frigorifice** obținute

Puterea frigorifică depinde de temperatura de refrigerare căreia îi este asociată. De obicei, asocierea se face cu temperaturile de lichefiere la presiune normală ale: heliului (4K), hidrogenului (20K), azotului (80K), metanului (120K).

Tabel 1.1. Clasificarea criogeneratoarelor funcție de puterea frigorifică și temperatura de refrigerare.

Tipuri criogeneratoare	Putere frigorifică	Temperatura de refrigerare	Aplicații specifice
micro-miniaturale	< 0,25W	20K	aplicații electronice
	1W	80K	
	1,5W	120K	
miniaturale	< 0,5W	4K	aplicații electronice și instrumente
	2W	20K	
	8W	80K	
	12W	120K	
mici	1W	1K	Aplicații de laborator de uz general și sisteme comerciale
	10W	4K	
	100W	20K	
	0,8W	80K	
	1,2W	120K	
medii	25W	1K	sisteme mici de lichefiere a gazelor, sisteme industriale de supraconductibilitate
	100W	4K	
	1kW	20K	
	15kW	80K	
	25kW	120K	
mari	Puteri frigorifice superioare celor specifice clasei medii		sisteme de lichefiere a gazelor la scară industrială, producerea de gaz natural lichid, etc

c) Din punct de vedere al **sistemului de răcire**

Sistemul de răcire este necesar pentru destinderea gazului comprimat. Acestea pot fi:

- c.1) mașini rotative - pentru criogeneratoarele mari;
- c.2) motoare cu pistoane - pentru criogeneratoarele mici și medii;
- c.3) combinații de compresoare cu piston și turbină de expansiune;

- d) Din punct de vedere al **schimbătoarelor de căldură**
- d.1) Criogeneratoare cu schimbătoare de căldură recuperatoare – ambele fluide (primar și secundar) pot trece prin schimbător fie continuu, fie periodic, în contracurent sau echicurent; exemple: Linde, Hampson, Claude, Collins, Joule-Thomson;
 - d.2) Criogeneratoare cu schimbătoare de căldură regenerative – ambele fluide (primar și secundar) trec prin schimbător alternativ și periodic printr-o matrice regenerativă, în contracurent sau echicurent; exemple: Stirling, Ericsson, Vuilleumier, Solvay, Gifford-McMahon;
- e) Din punct de vedere al **controlului curgerii fluidului**
- e.1) prin supape: toate mașinile recuperative și Ericsson;
 - e.2) prin variații de volum: mașinile Stirling.

Astfel, s-a conturat locul mașinilor Stirling în clasa mașinilor termice, din punct de vedere al construcției.

1.2.5. **Principalele aplicații ale mașinilor Stirling**

Mașinile Stirling au aplicații în aproape toate domeniile științei. Au devenit foarte interesante în special în următoarele domenii: automobile, construcții, agricultură, motoare de locomotive, vapoare (pentru randamentul ridicat), motoarele submarinelor, aeronave și rachete (în special pentru detecția în infraroșu), chirurgie (unde se utilizează motoare Stirling miniaturale în operațiile de transplant de cord) și multe altele.

Ca **motoare termice** se pot aminti următoarele aplicații:

- generatoare de energie electrică pentru uz casnic, dar și în timpul misiunilor în spațiu de lungă durată (Alternatorul liniar Stirling solar cu pistoane libere);
- aplicații solare bazate pe căldura colectată de concentratorii de radiație solară și care alimentează motorul Stirling; mai multe programe de finanțare guvernamentală își îndreaptă fondurile spre astfel de aplicații;
- generarea de electricitate pe bază de biocombustibili, activitate în care Sunpower Inc. este implicată în ultima perioadă;
- automobile, în special în SUA;
- în domeniul naval, ca motoare pentru submarine și sisteme de încălzire pentru iahturi (750W);
- în componența navelor spațiale: pe măsură ce altitudinea crește, aerul atmosferic devine din ce în ce mai rece, iar performanțele oricărui motor de aeronavă (inclusiv motorul cu reacție) scad, cu excepția motorului Stirling. Și în plus, motoarele Stirling sunt silențioase și funcționează la un nivel foarte scăzut al vibrațiilor, ceea ce este foarte important pentru motorul unei aeronave.

Motoarele Stirling au avut un impact deosebit în special în următoarele trei domenii: submarine, criogeneratoare (<10K) și generatoare de putere electrică.

În **domeniul criogenic**, mașinile Stirling sunt teoretic de nedepășit din punct de vedere al avantajelor pe care le oferă. Astfel, ele se bucură de o mare aplicabilitate în acest domeniu:

- militar: micro-criogeneratoarele sunt utilizate în special pentru echipamentele de detecție în infraroșu într-o varietate de scopuri strategice militare și civile, pentru vizibilitate pe timp de noapte și sisteme de ghidare a rachetelor. Din 1950, au fost fabricate peste 100.000 de astfel de sisteme numai în SUA [8]. Pentru astfel de aplicații, puterile frigorifice sunt de ordinul a 0,15-2W, iar temperatura atinsă este în jur de 80K;
- medical: în chirurgie, crioplonjorul miniatural pentru congelarea unui volum mic de țesut organic în vederea unor operații chirurgicale;
- folosirea dispozitivelor de interferență cuantică supraconductive ca magnetometre sensibile pentru toate tipurile de măsurători dinamice, de la magneto-cardiograme și până la detectarea submarinelor nucleare;
- mașini frigorifice de uz casnic și industrial;
- depozitarea celulelor și speciimenelor biomedicale;
- pentru lichefierea aerului, gazului natural și heliului;
- monitorizarea poluării mediului prin senzori în infraroșu, a stratului de ozon și a efectului de seră;
- în timpul misiunilor spațiale de lungă durată, mașinile Stirling pot fi utilizate ca generatoare criogenice (Criogeneratorul Stirling Duplex cu pistoane libere) [6];
- diverse alte aplicații electronice și instrumentale: răcirea superconductorilor și a microprocesoarelor, aplicarea diodelor cu efect tunel Josephson la calculatoarele electronice;
- sistemele magnetice de supraconducție vor fi utilizate în procesele de fuziune nucleară și în sistemele magneto-hidrodinamice de generare a puterii, în sistemele de transport feroviar ce se bazează pe levitația magnetică și sistemele de tranzit rapid, în propulsia navelor spațiale de viteză mare și în motoarele electrice industriale cu rapoarte mari putere-greutate;
- criogeneratoarele Stirling de dimensiuni mai mari sunt în competiție cu sistemele Vuilleumier, Gifford-McMahen, Solvay, Postle Joule-Thomson și Claude pentru toate aplicațiile frigorifice, inclusiv comunicații și sisteme optice de rezoluție înaltă [3].

După cum se poate observa, domeniile de aplicabilitate a mașinilor Stirling, atât ca motoare termice cât și ca mașini frigorifice, sunt vaste și în continuă expansiune, fapt pentru care numărul organizațiilor implicate în analiza, îmbunătățirea, dezvoltarea și comercializarea unor astfel de sisteme este în continuă creștere.

1.2.6. **Principalele corporații implicate în dezvoltarea mașinilor Stirling**

Mai mult de 100 companii și organizații guvernamentale sunt direct implicate în studiul și dezvoltarea mașinilor Stirling, din toată lumea: SUA, Rusia, Canada, Japonia, Olanda, Suedia, Germania, Franța, Marea Britanie, Israel, Africa de Sud, Italia, Danemarca, China, India, Slovacia, Croația și nu în ultimul rând România.

- **Sunpower Inc.**, Athens, Ohio [<http://www.sunpower.com/>] - este leader-ul mondial în producerea motoarelor și mașinilor frigorifice Stirling cu pistoane libere și a compresoarelor liniare. A fost înființată în 1974 de către William BEALE tocmai grație invenției sale, motoarele Stirling cu pistoane libere, brevetate în 1971. Produsele

furnizate îndeplinesc cerințele de actualitate: randament energetic ridicat, reducerea emisiilor de CO₂, răcirea la temperaturi joase furnizând energie “nepoluantă” (*BioWatt*) la costuri competitive. A obținut peste 39 brevete în SUA și peste 97 brevete și aplicații înrudite în străinătate [<http://www.sunpower.com/index.php?pg=2>]. Domenii de specializare: electronică și telecomunicații, medicină, mașini frigorifice (aflate în prezent pe piața coreeană), pulse tubes (aflate încă în cercetare și testare).

- **Stirling Technology Inc.** [<http://www.stirling-tech.com>] – este o filială a corporației Sunpower înființată în Athens, Ohio pentru a continua dezvoltarea și producerea motorului cu aer ST-5 de 5kW. Acest motor funcționează cu combustibil provenit din biomasă (dejecții de la animale sau paie provenite de la cereale) și poate funcționa în varianta cu cogenerare în teritoriile rurale.
- **Stirling Technology Company**, Kennewick, Washington [<http://www.stirlingtech.com>]. Compania produce motoare cu o putere între 55 – 30000 W.
- **STM Corporation**, Ann Arbor, Michigan [<http://www.stmcorporation.com>] - produce motorul STM 4-120, un motor Stirling conectat la un sistem de captare a radiației solare în cadrul unui proiect DOE¹ cu SunLab.
- **Global Cooling** [<http://www.globalcooling.com>] – este de asemenea o filială a corporației Sunpower, destinată în special dezvoltării mașinilor frigorifice Stirling cu pistoane libere pentru aplicații casnice. Aceste sisteme, pe lângă faptul că sunt mult mai eficiente decât instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică de vapori obișnuite, au marele avantaj de a fi compacte, portabile și folosesc heliu ca agent de lucru (și nu freonii – CFCs- distrugători ai stratului de ozon).
- **Los Alamos National Laboratory** [http://www.enn.com/news/enn-stories/1999/06/061699/futureengine_3778.asp] – a dezvoltat un alt nou tip de motor Stirling, și anume cel termoacustic. Ideea de bază a fost crearea unei energii acustice puternice care poate fi direct folosită pentru a genera electricitate sau pentru a alimenta mașini frigorifice. În acest mod, procesul de producere a energiei mecanice este unul ce nu are absolut nici un efect negativ asupra mediului având un randament de 30% (în timp ce un motor cu ardere internă are un randament de 25-40%). Motorul Stirling termoacustic nu are părți mobile și este executat din materiale obișnuite, fapt pentru care nu necesită foarte multă muncă de întreținere și nu este foarte scump.
- **NASA Glenn Research Center** [<http://www.grc.nasa.gov/WWW/tmsb/index.html>] – centru de cercetare specializat în motoare Stirling cu pistoane libere, în special alimentate cu radiație solară. În prezent, are în desfășurare mai multe proiecte de cercetare. Aceste cercetări au început cu Space Power Demonstrator Engine (SPDE), un motor Stirling cu pistoane libere cuplat la un alternator liniar. Este compus din doi cilindri și un convertor proiectat să producă 25kWe la un randament global al instalației de 25%. Al doilea pas a fost proiectarea unui convertor Component Test Power Convertor (CTPC) capabil de a genera 25kWe, modul format din două convertoare fiecare de câte 12,5kWe/cilindru. În 1992, s-a realizat primul test complet al primei jumătăți din CTPC, performanțele proiectate de 12.5kWe la un randament de 20% au fost cu ușurință depășite. În prezent, 5490 de activități curente sunt îndreptate către sistemele ce înglobează motoare Stirling cu pistoane libere pentru misiunile spațiale.

¹ DOE = Department Of Energy, SUA

- **DTE Energy Technologies** [<http://www.dtetech.com/>] – fondată mai recent, în 1998, în SUA și Canada, deja a lansat pe piață peste 2000 de sisteme energetice cu funcționare continuă și intermitentă.
- **Cussons Technology Ltd**, Marea Britanie [<http://www.cussons.co.uk/>] - reprezintă unul dintre producătorii și furnizorii de vârf din lume a echipamentelor de testare destinate industriei, învățământului tehnic; domenii de specializare: inginerie, hidrodinamică navală, cercetarea și dezvoltarea automobilelor.
- **Kockums**, Suedia [<http://www.kockums.com/>] – a dezvoltat motorul Stirling de 25 kW.
- **United Stirling** – Suedia.
- **Stirling Energy Systems, Inc.**, Phoenix, Arizona [<http://www.stirlingenergy.com/>] - are ca proiect de viitor instalarea a 40.000 module de motoare Stirling solare, fiecare de 25 kW, anual în Arizona și Nevada, folosind motorul Stirling 4-95 de 25 kW produs de compania suedeză Kockums.
- **WhisperTech Ltd**, Noua Zeelandă [<http://www.whispergen.com/>] - a dezvoltat WhisperGen, un sistem cu cogenerare bazat pe un motor Stirling care este capabil să producă 750 W energie electrică și 5-6 kW energie termică sub formă de apă caldă menajeră sau încălzirea unui habitat.

Alte corporații mai sunt înființate în [146]:

- Germania (**Bomin Solar Research, SOLO Kleinmoteren GmbH, D. Viebach, Sunmachine, Leybold Didactic GMBH, Epas GmbH**);
- Canada (**Free Breeze Fan, Omachron**);
- Japonia (**Suction Gas Co.**);
- Olanda (**N.V Philips**);
- Norvegia (**Sigma**);
- Pakistan (**National Fan**).

Alte câteva companii-pionier au intrat pe piața mașinilor frigorifice și criogeneratoarelor Stirling mici și miniaturale încă de foarte mulți ani, cum ar fi [3]:

- **German Linde Company**, înființată în 1895, [<http://www.linde.com/international/web/linde/like35lindecom.nsf/docbyalias/homepage>]
- **British Oxygen Company**, Londra, filială a corporației Linde, [http://www.solarnavigator.net/sponsorship/british_oxygen_company.htm];
- **North American Philips Inc.** – 1930; specializată în microcriogeneratoare, filială a companiei daneze Philips, [http://www.hoovers.com/philips-north-america/-/ID_43920--/free-co-factsheet.xhtml];
- **A.D. Little Inc.** – Machassuttets Institute of Technology, 1956;
- **Malaker Corporation**, New Jersey, 1960; a reușit inovarea a multor criogeneratoare excelente;
- **Hughes Aircraft Co.**, Culver City, California, 1967 – au lucrat asupra criogeneratoarelor Stirling și Vuilleumier destinate detecției în infraroșu și sistemelor de ghidare a proiectilelor;
- **Cryomech Inc.**, Jamestown, New York – companie producătoare de criogeneratoare Gifford-McMahon pentru aplicații militare și civile. Recenta lor dezvoltare o reprezintă criogeneratorul Stirling split miniatural (fără supape);

- **AiResearch Manufacturing Company**, Phoenix, Arizona, 1974 – contracte de cercetare și colaborare cu NASA Goddard Space Flight Center, specializată în magnetometre SQUID¹ pentru magneto-cardiografe și aplicarea diodelor cu efect tunel Josephson la calculatoarele electronice [7];
- **Kinergetics Inc.**, Tarzana, California, 1960 – specializată în domeniul criogeneratoarelor Stirling și Vuilleumier și în dezvoltarea schimbătoarelor de căldură recuperative super-compacte;
- **Zimmerman and Radebaugh** – au produs în 1977 primul criogenerator Stirling ieftin și durabil care funcționa cu succes și atingea o temperatură de 3,5 K (-269,65 °C), agentul de lucru fiind heliu.

Se cunoaște faptul că starea de supraconductivitate apare la o temperatură de 9K (aproximativ -264 °C), iar utilizând materiale speciale, chiar la 20 K (-253 °C). Dezvoltarea echipamentelor electronice supraconductoare a stimulat interesul multor altor companii ce nu înregistraseră interes în domeniul criogenic, ca de exemplu:

- **U.S. Navy** – realizează cercetări în domeniul propulsiei navelor spațiale prin puterea supraconducției;
- **Texas Instruments** – Dallas, 1974 – și **Martin Marietta Corp.**- Florida, 1974.

De asemenea, este de menționat faptul că lansarea pe piață în 1953 a lichefiatorului de aer ce avea la bază ciclul Stirling de către compania Philips a fost punctul de început pentru ICPIAF² Cluj-Napoca să lanseze noi prototipuri pe piața românească. Ulterior, în anii 1980 aveau să se pună bazele unor contracte de colaborare între Universitatea POLITEHNICA București (Catedra de Termotehnică și Mașini Termice), INMT³ și ICEMENERG⁴ pentru realizarea unui motor Stirling solar cu stocaj termic în săruri topite [141], [142].

Concluzia este aceea că în ultimul timp, mașinilor Stirling li s-a acordat o atenție tot mai mare, atât de către specialiștii termotehniști, constructori de motoare, pompe de căldură și instalații frigorifice, cât și de numeroși reprezentanți ai unor ramuri foarte diferite ale științei.



Acest lucru este demonstrat de numărul foarte mare de companii producătoare, **site-uri destinate mașinilor Stirling precum și revistelor existente**, ca de exemplu:

- **“Stirling Machine World”**, publicată în SUA, una dintre cele mai cunoscute publicații destinată exclusiv descrierii progresului realizat în dezvoltarea mașinilor Stirling (atât motoare termice cât și mașini frigorifice). Prima ediție a fost tipărită în 1977 și a avut o succesiune continuă până în prezent. De asemenea, pe site-ul acestei publicații pot fi găsite alte informații despre publicațiile curente, cărți și întruniri destinate mașinilor Stirling;
- **“Mechanical Engineering”** revista oficială a American Society of Mechanical Engineers;

¹ SQUID = Superconducting QUantum Interference Devices

² ICPIAF = Institutul de Cercetări și Proiectări în Industria Alimentară și Frigorifică

³ INMT = Institutul Național de Motoare Termice

⁴ ICEMENERG = Institutul de Cercetări și Modernizări Energetice

- “**Stirling News**”, publicată în Marea Britanie, este revista oficială a Stirling Engine Society;
- “**Modeltec magazine**”, [<http://www.modeltec magazine.com>], publicată în SUA; etc.



De asemenea, există **cluburi** ce organizează întruniri între specialiști și amatori. Un astfel de club este **Stirling Engine Society USA** [<http://www.sesusa.org>] un grup de profesioniști, academicieni și amatori dedicat schimbului de cunoștințe, întrebări și opinii despre motoarele Stirling. Pagina web include informații despre istoria și teoria acestor motoare și de asemenea alte adrese de site-uri importante. Oricine este interesat de acest domeniu se poate înscrie la adresa [<http://www.egroups.com/group/sesusa>] fie pentru a participa la discuții sau doar pentru a accesa informațiile schimbate între participanți.

1.2.7. **Sumar al avantajelor și dezavantajelor mașinilor Stirling**



Avantaje oferite de mașinile Stirling [147],[148],[149]:

- ☺ Sunt cele mai eficiente sisteme din punct de vedere al performanțelor atinse. NASA raportează [148] un randament de conversie energetică de 40% (raportul dintre puterea mecanică produsă și puterea termică necesară antrenării).
Un motor Stirling real atinge 50% din randamentul teoretic.
Și în cazul criogeneratoarelor, acestea își păstrează supremația. Se pot comenta graficele din JENSEN [Jensen 1971] - pentru un consum de 10 W la 80 K, coeficientul de performanță al câtorva criogeneratoare este următorul: Brayton 0,02; Gifford-McMahon 0,1; Vuilleumier 0,4; Stirling 0,55.
În Fig. 1.6 [8] se poate observa domeniul de variație a randamentului exergetic (ca procent din COP Carnot) al diverselor criogeneratoare, pentru câteva puteri frigorifice, cu delimitarea exactă a intervalelor de variație în ceea ce privește criogeneratorul Stirling. De asemenea, se pot compara performanțele pulse tube Stirling cu cele Gifford-McMahon, primele având un avantaj în ceea ce privește COP.
- ☺ Sunt mașini ce pot folosi diverse surse de energie (convenționale și surse noi regenerabile), ca de exemplu: benzină, kerosen, alcool, metanol, motorină, butan, etc, (lista fiind mult mai mare). Acest avantaj este din ce în ce mai important o dată cu dezvoltarea combustibililor sintetici.
De asemenea, biomasa este o sursă energetică utilizată în alimentarea motoarelor Stirling, tehnologia fiind dezvoltată de Sunpower sub numele Biowatt. Se așteaptă ca aceste sisteme să genereze 500 W – 10 kW putere electrică pentru a acoperi necesarul de electricitate și căldură în aplicații casnice și agricole, fiind capabile să transforme 15% din energia provenită din combustibil în electricitate, iar 70% pentru încălzire [153]. Aceste sisteme funcționează din 2001.

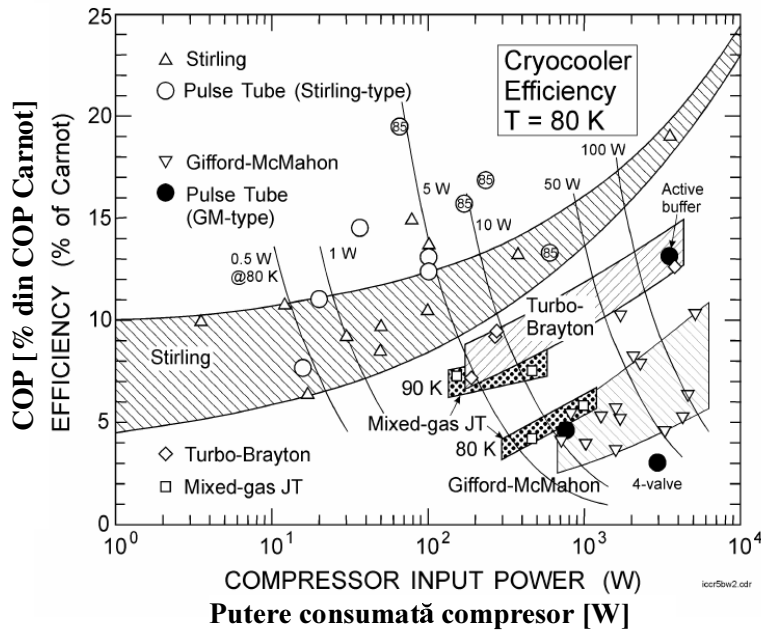


Fig. 1.6 Randamentul diverselor criogeneratoare ca procent din randamentul Carnot, la 80K – figură reprodusă din [8] cu acordul autorului dl. Ray RADEBAUGH Leader, Cryogenic Technologies Group, National Institute of Standards and Technology, Boulder, USA, căruia îi mulțumesc pentru amabilitate și colaborare.

- ☺ Poate unul dintre cele mai importante avantaje ale motoarelor Stirling față de motoarele cu ardere internă este acela al arderii; motoarele Stirling sunt cu ardere externă, ceea ce conduce la o destindere a agentului de lucru către mediul exterior și nu către un cilindru de răcire. De asemenea, procesul de ardere poate fi mai ușor controlat din exterior.
- ☺ Au un consum redus de combustibil. Încă din 1978, DOE a raportat o economie de combustibil de 30% [147] a motorului Stirling în comparație cu un motor cu ardere internă, ca aplicație pe un autovehicul și raportat la un consum mediu, mai exact 42 mile/galon¹ (echivalentul a 5,6 litri la 100 km).
Ca o consecință secundară a acestui lucru se poate considera și reducerea suplimentară a emisiilor de CO₂.
- ☺ Pot fi utilizate în sisteme de cogenerare. Grație avantajelor multiple pe care le oferă motorul Stirling - în special randamentul ridicat de conversie energetică, emisiile reduse și capacitatea de a funcționa cu orice combustibil – a fost studiată și apoi pusă în practică ideea de a-l incorpora în sisteme de cogenerare de energie electrică și căldură. O reprezentare schematică poate fi ilustrată în Fig. 1.7. [148]. Costul de fabricare și incorporare a motorului Stirling (1320\$/kW) în acest sistem, în comparație cu cel al unui motor Diesel, este cu doar 5% mai mare, costul energiei electrice produse fiind de 77 mills/kWh pentru un cost al combustibilului de

¹ 1 milă SUA = 1609,347 m; 1 galon SUA = 3,785 litri

2,5\$/ (10^6 BTU)). Aplicarea la scară industrială a acestei soluții depinde în mare măsură de costul de capital al motorului, fiind o soluție de viitor.

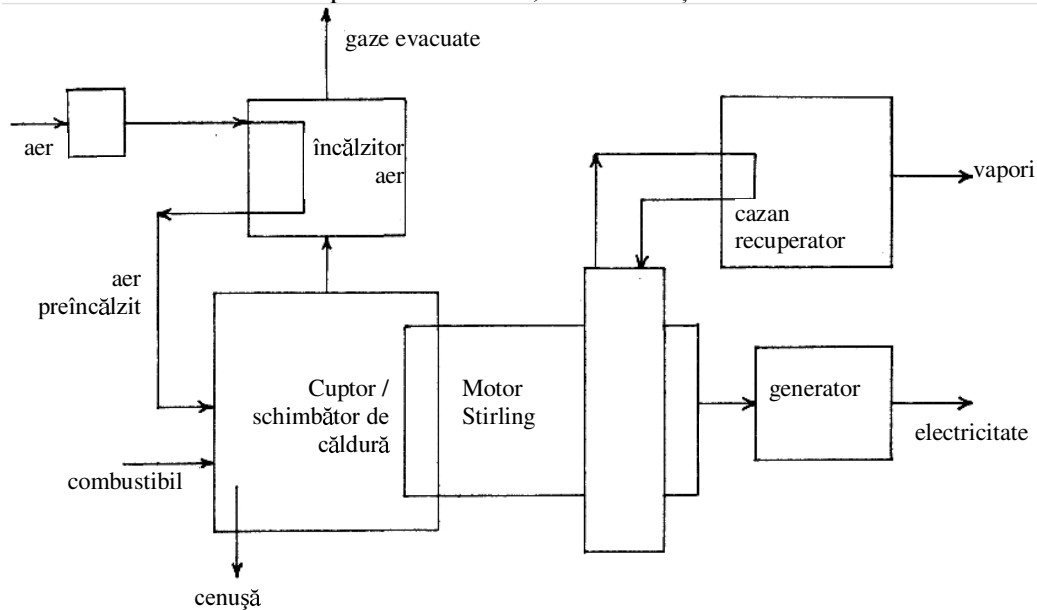


Fig. 1.7. Reprezentare schematică a unui motor Stirling într-un sistem de cogenerare; după [148].

- ☺ Avantajul sistemelor Stirling față de Rankine este important în domeniul 0,5-10 MW. Pentru regimuri de puteri mari, sistemele de turbine cu gaze sunt cele mai eficiente; sistemele Rankine preiau supremația pentru sisteme mai mici ($< 10 \text{ MW}$), dar în detrimentul unor costuri de fabricare și întreținere mult mai mari și de asemenea devenind de gabarit mai mare și implicit mai scump (pentru aplicații în jur de 0,5MW). Pentru a asigura nivele rezonabile ale randamentului, este impertiv a asigura temperatura minimă din ciclu în jurul celei atmosferice (adică celei la care agentul de răcire este disponibil). La asemenea temperaturi, agentul de lucru din motorul Rankine este în stare de vapori la o presiune sub cea atmosferică și o densitate foarte scăzută, fapt pentru care condensatorul sistemului Rankine este foarte voluminos, lucrează în condiții de vacuum și este foarte scump. Pentru funcționarea unui motor Stirling la astfel de temperaturi, nu este nici o problemă, astfel încât pot fi utilizate cu succes în astfel de aplicații și la un cost mai scăzut [4].
- ☺ Nivelul emisiilor¹ de substanțe poluate este foarte scăzut; conform [9], nivelul teoretic de emisii pentru un motor Stirling este cel din Tabel 1.2.

¹ În Europa, toate modelele noi de mașini sunt supuse unei serii de teste tehnice prevăzute prin lege, pentru a asigura conservarea mediului înconjurător reducând nivelul de poluare. Aceste teste includ norme standard pentru emisiile poluante care au devenit progresiv tot mai stricte de la începutul anilor 1990. Normele standard pentru emisiile poluante sunt cunoscute ca Euro I (din 1992), Euro II (din 1996), Euro III (din 2000) sau Euro IV (din 2005). Noile modele de mașini trebuie să îndeplinească norma standard Euro III, deși sunt unele modele care îndeplinesc deja normele Euro IV.

Tabel 1.2. Emisii teoretice pentru motorul Stirling [9]

CO	mai puțin de 2,2 g/ milă
NO _x	mai puțin de 0,9 g/ milă
HC	mai puțin de 0,4 g/ milă

Un studiu realizat în 1990 vizează compararea emisiilor poluante a unui motor Stirling și a unui motor cu ardere internă Dodge D-150, ambele utilizând benzina drept combustibil [149], precum și economia de combustibil. Astfel, s-au observat următoarele emisii, fără ca motorul Stirling să fie prevăzut cu filtru catalitic:

- pentru Stirling 0,14 gHC¹/milă; 0,7 gCO/milă; 0,77 gNO_x/milă;

- pentru motorul cu ardere internă 0,31 gHC/milă; 2,3 gCO/milă; 1,36 gNO_x/milă.

Evident, utilizarea suplimentară a unui filtru catalitic la motorul Stirling ar reduce emisiile mai mult.

În ceea ce privește economia de combustibil, la un consum mixt (urban și extraurban) s-au înregistrat valorile 21,2 mile/galon pentru motorul Stirling și 18,7 mile/galon pentru celălalt, deci o economie de combustibil pentru motorul Stirling de 5% consum urban până la 14% consum extraurban.

😊 În plus, ca mașini frigorifice, nu utilizează freoni, ci azot sau heliu, ceea ce le oferă avantajul unor aplicații precum instalațiile de aer condiționat din dotarea vehiculelor sau instalații frigorifice portabile.

😊 Sunt silențioase, funcționează fără să producă un zgomot puternic și nici vibrații.

😊 Sunt sisteme fiabile, nu necesită multă muncă și nici costuri de întreținere ridicate. Cu toate că o instalație de producere a energiei electrice cu motor Stirling are un cost de întreținere de 0,8 cenți/kWh, ceva mai mare decât cel pentru o instalație de turbine cu gaze (0,1 cenți/kWh), aceasta din urmă necesită utilizarea suplimentară a unor filtre pentru reducerea emisiilor poluante și a unor convertori catalitici. Totuși, față de o centrală cu motoare pe gaz natural sau cu pile de combustie, costul este mult mai scăzut; costul acestora fiind de 1,2 cenți/kWh.

😊 Sunt executate dintr-un număr relativ redus de părți mobile, fără supape de admisie și evacuare.

😊 Nu necesită cerințe mari de lubrifiere în sensul că lagărele și garniturile sunt poziționate în principal pe partea rece a mașinii.

😊 Criogeneratoarele Stirling au cea mai mică greutate specifică (masa criogeneratorului raportată la puterea frigorifică), în general, au dimensiuni reduse și nu au probleme cu etanșitățile.

Ca argument, se pot comenta graficele din JENSEN [Jensen 1971]. Astfel: pentru un consum de 10 W la 80 K, greutatea specifică a unui criogenerator Stirling este de aproximativ 0,52 kg/W, pentru un criogenerator Brayton sau Vuilleumier este de 0,7 kg/W, iar pentru unul Gifford-McMahon de 6 kg/W. La 100 W și 80 K, datele sunt următoarele: Brayton 0,2 kg/W, Stirling 0,3 kg/W, Vuilleumier 0,35 kg/W, iar Gifford-McMahon 2 kg/W. Din analiza acestora, rezultă afirmația inițială.

¹ HC = hidrocarburi



Dezavantajele mașinilor Stirling:

- ⦿ Necesită o tehnologie de înaltă calitate atunci când sunt executate. În special etanșarea pune probleme. Conform declarațiilor făcute publice de BERCHOWITZ de la Global Cooling, au găsit o soluție aplicată pe prototipuri astfel încât, dintr-o cantitate de 0,2 litri heliu care este ermetic sigilată la 23 bar, previziunile sunt de o pierdere de 20% în 100 ani [153].
- ⦿ Partea caldă a mașinii este limitată la 1400°F (760°C) datorită materialelor existente utilizate în procesul de fabricare (aliaje pe bază de nichel).
De asemenea, există un nivel ridicat al solicitării mecanice datorită faptului că agentul de lucru din mașină este comprimat la presiuni ridicate (1500-3000psi, adică 103,45-206,89bar) în scopul obținerii unei puteri specifice satisfăcătoare (putere mecanică obținută raportată la greutate și volum) pentru a reduce costul de fabricare (prin evitarea dimensiunilor de gabarit foarte mari) [148]. De asemenea, schimbătoarele de căldură trebuie să reziste acestor solicitări continue (față de motoarele cu ardere internă la care aceste solicitări sunt intermitente și deci se pot utiliza și materiale de genul fontei) și în special efectelor corozive ce apar la temperaturi ridicate [9].
Ca soluție de viitor, dezvoltarea materialelor ceramice poate aduce îmbunătățiri importante în ceea ce privește rezistența materialelor la solicitări termice și mecanice mari, cât și extinderea ciclului de viață pentru aceste componente și implicit pentru motorul Stirling. În prezent, durata de funcționare continuă a unui motor Stirling este de ordinul câtorva sute de ore, problema principală fiind cedarea etanșităților la presiuni ridicate.
- ⦿ Tot din punct de vedere al schimbătoarelor de căldură, motoarele Stirling ce funcționează la diferențe mici de temperatură necesită suprafețe mari de schimb de căldură, ceea ce conduce la creșterea volumului mașinii.
- ⦿ Costurile de capital și respectiv comercializare sunt încă ridicate în comparație cu alte sisteme.
Costul mediu al unui motor este estimat la 3500-4000 \$ pentru o producție anuală de 15000 bucăți [9].
Criogeneratoarele Stirling funcționează de obicei la frecvențe de 20-60 Hz atingând temperaturi criogenice de ordinul a 30-55K. Greutatea unor astfel de criogeneratoare variază între 300 g (150 mW la 80 K, $P_{el} = 3$ W) și 35 kg (18 W la 80 K, $P_{el} = 375$ W) dar și prețurile de comercializare sunt între 3000-20.000 \$.
Prețul extrem este de 250.000 \$ pentru un criogenerator produs pentru US HTS Space Experiment, care are o perioadă de funcționare estimată la 45.000 h.
Extrema opusă este de mai puțin de 2000 \$ pentru vânzări superioare cifrei de 1000 bucăți anual, pentru un criogenerator utilizat în sistemele de filtrare a undelor electromagnetice în sistemele de telefonie mobilă.
Pentru aplicațiile militare, criogeneratoarele Stirling disponibile satisfac deja cerințele privind eficiența, adaptarea și costul de comercializare [152].
- ⦿ Un alt dezavantaj important în ceea ce privește aplicațiile casnice îl reprezintă perioada de funcționare, care în acest moment, pentru mașinile frigorifice Stirling

este de 1000-2000 ore, iar cumpărătorul se așteaptă la o utilizare de cel puțin 20 ani. Acest dezavantaj nu contează însă în aplicațiile militare [153].

- ☹ La mașinile cu pistoane libere, apare problema pornirii cu întârziere. Aceste mașini se opresc instantaneu, dar nu pornesc instantaneu, ceea ce implică un timp de încălzire suplimentar față de motoarele cu ardere internă.
- ☹ De asemenea, puterea produsă de un motor Stirling este constantă și nu poate fi variată prea ușor. Pentru a varia puterea ar fi necesar să se modifice fie deplasarea volumetrică, fie masa de agent de lucru din motor (de obicei, H₂), ceea ce implică costuri suplimentare pentru butelii de stocare a gazului sau generatoare de gaz [9].

În prezent, numeroase programe de cercetare și dezvoltare a mașinilor Stirling sunt în derulare la Centrul de Cercetări NASA în colaborare cu fabricanții, atât pentru aplicații uzuale (autovehicule rutiere, etc), cât și pentru aplicații solare.

1.2.8. ***Câteva date actuale despre mașinile Stirling***

Comercializarea oricărui produs nu este legată numai de cerere și ofertă sau de tipul pieții pe care este lansat, dar și de costul de fabricare și întreținere a produsului. Costurile capitale ale motoarelor Stirling sunt foarte ridicate (2.000 - 50.000 \$/kW) [9] și în general nu sunt competitive cu cele ale altor tehnologii de producere a energiei mecanice / electrice ca de exemplu, costul de producere a energiei electrice cu instalații de turbine cu gaze (1200 \$/kW). În prezent, motoarele Stirling sunt produse în cantități reduse pentru aplicații specializate (de exemplu, spațiale) implicând costuri capitale mari. Corporațiile implicate în dezvoltarea mașinilor Stirling lucrează în continuare asupra acestui dezavantaj încercând să reducă costurile de producție prin rafinarea proiectării și substituirea unor materiale foarte scumpe. Spre exemplu, schimbătorul de căldură de la partea caldă a mașinii necesită suprafețe mari de schimb de căldură, fiind supus și unor solicitări termice și mecanice mari și de aceea trebuie executat din materiale speciale care sunt greu de prelucrat, sudat, etc; răcitorul de asemenea necesită suprafețe mari de schimb de căldură pentru a asigura transferul de căldură cât mai eficient; regeneratorul este executat din site foarte fine de metal capabil să realizeze un transfer de căldură optim și care funcționează aproape de sursa caldă a mașinii, deci necesită materiale termorezistente; etanșările sunt o altă problemă deoarece agentul de lucru din motor se găsește la presiuni ridicate și deci necesită o tehnologie deosebită.

În ceea ce privește lansare pe piață și mai precis comercializarea mașinilor Stirling, Sunpower, gigantul în producția de astfel de mașini, utilizează **câteva strategii de piață**, ca de exemplu:

- cedarea licenței de producere și comercializare unor companii partener.
- LG Electronics comercializează cu succes compresoarele liniare Sunpower. De asemenea, implementează aceste compresoare pe mașini frigorifice lansate încă din 2002 pe piața coreeană, iar din 2004 pe piața americană și europeană. Aceste sisteme înregistrează economii energetice de până la 50% [12].
- BG Group folosește licența Sunpower pentru implementarea tehnologiei motorului cu pistoane libere în sisteme de generare a electricității și căldurii de uz casnic și comercial;

- încheierea unor parteneriate cu corporații ce dețin supremația pe diverse sectoare de piață. Astfel, Sunpower și LG Electronics au format consorțiul Strategic Alliance pentru dezvoltarea criogeneratoarelor Stirling cu pistoane libere în domeniul superconducției wireless. În urma acestui parteneriat au rezultat cele mai performante și mici criogeneratoare din Lume [12];
- încheierea unor colaborări acolo unde raportul risc/profit este mare, ca de exemplu parteneriatul cu Global Cooling în urma căruia mașinile frigorifice Stirling cu pistoane libere au ajuns în fază de comercializare. Testele Sunpower au demonstrat pentru aceste sisteme o durată de funcționare de 65000 ore;
- de asemenea, propria afacere de producere a criogeneratoarelor Stirling.

Din portofoliul de dezvoltare al motoarelor Stirling produse de Sunpower [12], se pot aminti câteva date interesante:

- producerea în 2003 a motorului EG-1000 ce produce nominal 1000 We, dar poate ajunge la 1300 We; randamentul global (putere electrică / putere termică primită) este de 29% pentru o funcționare la un raport de temperaturi de 2,6 (550 °C la partea caldă a mașinii și 50 °C la cea rece), fiind un motor ieftin și cel mai eficient ca procent din randamentul Carnot dintre toate motoarele cu pistoane libere. Randamentul motorului este de 58% din cel al unui motor Carnot funcționând între aceleași limite de temperatură. Inițial, motorul a fost gândit pentru aplicații de cogenerare având o putere specifică de 45 W/kg;
- producerea convertorului EG-35-SRG de 35 We utilizat de NASA în programul de dezvoltare Phase II SBIR, cu un randament de peste 30%, o putere specifică de 90 W/kg la un raport de temperaturi de 2,6. Conform testelor din 2003, acesta producea peste 40We cu un randament de 28%.

În ceea ce privește domeniul criogenic, Sunpower începea în 1990 dezvoltarea unei mașini frigorifice Stirling de mici dimensiuni, M77, cu pistoane libere, proiectată să asigure o putere frigorifică de 4 W la o temperatură de refrigerare de 77 K. Această mașină avea să fie lansată doar ca produs specific (nișă de piață) către NASA, încorporat de aceasta în programul spațial solar RHESSI¹ în februarie 2002. S-a bucurat de un mare succes tehnic, dar a rămas limitată din punct de vedere al aplicațiilor datorită costului foarte ridicat.

Începând cu 1998, Sunpower a început dezvoltarea unor mașini frigorifice cu preț redus pentru aplicații particulare. Cea mai recentă o reprezintă dezvoltarea familiei CryoTel cu o greutate de 2,7 kg și puteri frigorifice de 10 W la 77 K, cu un consum de 160 W. Cel mai mic răcitor CryoTel a fost proiectat pentru o putere frigorifică de 5 W la 77 K, cu un consum de 80 W și o greutate de 1,65 kg.

Avantajul net al mașinilor frigorifice Stirling față de celelalte soluții existente constă în faptul că acestea au ca fluid de lucru heliu sau azot, evitând astfel utilizarea freonilor tip CFC sau HFC.

De asemenea, Global Cooling² a produs peste 100 prototipuri de mașini frigorifice Stirling de 100W putere frigorifică obținând un profit suficient pentru a susține compania. De asemenea, compania intenționează să realizeze și comercializeze o mașină frigorifică portabilă (ladă frigorifică) pentru care un sistem Stirling este cel mai adecvat: o mașină

¹ RHESSI = Reuven Ramaty High Energy Solar Spectroscopic Imager, proiect dezvoltat în centrul de cercetare NASA cu scopul de a explora fizica accelerării particulelor și a energiei eliberate în exploziile solare; [<http://hesperia.gsfc.nasa.gov/hessi/>].

² Companie fondată în 1995 de către David BERCHOWITZ cu scopul inițial de a dezvolta un sistem frigorific alimentat solar, pe baza licenței Sunpower.

Stirling necesită mai puține părți componente rezultând sisteme de dimensiuni foarte mici (câțiva litri), ceea ce un sistem Rankine nu poate asigura, iar greutatea unui sistem Stirling ar fi o treime din cea a unui sistem Rankine, fără a mai lua în considerare și faptul că funcționarea unui sistem Stirling evită utilizarea freonilor.

În 1997, Global Cooling a modificat mașina frigorifică Bosch KDR 3700 de 364 litri (deținătoarea recordului mondial) incorporând mașina frigorifică Stirling cu pistoane libere în locul clasicului ciclu Rankine, obținând o îmbunătățire în randamentul energetic de 30% și un consum de 110 kWhe/an în loc de 138 kWhe, consumul variantei Rankine. O declarație a Global Cooling specifică faptul că „sistemele Stirling ale Global Cooling vor realiza o îmbunătățire a randamentului energetic de peste 70% în comparație cu sistemele frigorifice casnice actuale” [153].



Un studiu recent al DOE arată că 1954 GWh ar fi economisiți pe o perioadă de 30 ani dacă sistemele frigorifice casnice ar avea un randament energetic cu 30% mai ridicat. Aceasta corespunde unei economii anuale de 65 GWh, echivalentul producției unei centrale de 7,4 MW [153].

În concluzie, compresoarele liniare precum și criogeneratoarele Stirling sunt în fază de comercializare, însă performanțele termodinamice nefiind compromise în avantajul unei comercializări de succes. Acestea se pot identifica pe nișe de piață, deci cu aplicații particulare. Noi soluții sunt în faza de dezvoltare și aplicare pentru mașinile Stirling cu pistoane libere [12].

Tehnologia Stirling este o tehnologie tipic emergentă, orientată spre segmente de piață de tip nișă, cu potențial de dezvoltare. Multe organizații urmăresc și sunt implicate în dezvoltarea produselor bazate pe tehnologia Stirling grație avantajelor semnificative din punct de vedere în special al performanțelor, urmărindu-se ca obstacolele existente încă (costuri ridicate, duranță relativ mică) să fie depășite în cel mai scurt timp [10]. Sunpower a dezvoltat o tehnologie de fabricare a criogeneratoarelor capabilă de o producție anuală de zeci de mii de criogeneratoare. În plus, câteva programe guvernamentale sunt orientate în SUA către finanțarea programelor de cercetare și comercializare a produselor bazate pe tehnologia Stirling (exemplu: programul NASA Phase II SBIR, proiectarea pulse tube în 3 trepte pentru obținerea unei temperaturi mai mici de 10 K cu un consum de 200 We, etc) [11].

1.3. Metode de analiză și optimizare termodinamică

Procesele ce au loc chiar și în cea mai simplă mașină termică sunt atât de complexe încât nu este posibil a se estima cu precizie ce se întâmplă în fiecare moment. În loc de a încerca acest lucru, sunt presupuse modele teoretice în care diversele fenomene sunt idealizate până la nivelul necesar a face posibilă analiza lor. Astfel, funcționarea multor tipuri de mașini termice poate fi simulată prin presupunerea unor secvențe repetate de procese termodinamice denumite *ciclu termodinamic*. De obicei, fiecare proces este presupus a avea loc în condițiile în care un parametru termodinamic (presiune, volum, temperatură, entropie, etc) rămâne constant pe perioada trecerii fluidului de la o stare la alta.

Până în prezent, au fost dezvoltate mai multe metode de analiză a ciclurilor termodinamice. Rezultatele obținute diferă în funcție de ipotezele metodei cu care au fost calculate; unele dintre ele sunt mai precise luând în considerare ireversibilitățile ce apar în timpul funcționării.

1.3.1. **Clasificare generală a metodelor de analiză termodinamică**

Din punct de vedere al numărului de ecuații de conservare ce sunt considerate, există următoarea clasificare generală a metodelor de analiză termodinamică [13],[14]:

- **Analiză de ordin zero**– se bazează pe ecuații foarte simple, care permit exprimarea directă a efectului util. În general, acestea au fost deduse pe baza unor observații experimentale.

Exemple: metodele de analiză Beale, Reader, Hooper, Walker și de asemenea, metoda ciclului Stirling ideal.

În anii 1970, William BEALE de la Sunpower Inc. a fost primul care înregistra performanțe reale de funcționare a unor motoare Stirling și care urmau a fi exprimate în ecuații empirice (BEALE 1980, READER și HOOPER 1983). Iată câteva exemple - BEALE (1980) [4]:

Putere produsă = constantă empirică x

x Lucrul mecanic produs de mișcarea pistonului x

x Turația motorului x Presiunea medie pe ciclu x

x Raportul temperaturilor.

Alte forme ale acestei ecuații au fost dezvoltate; de exemplu WALKER (1980) estimează puterea produsă (W) funcție de presiunea medie pe ciclu (bar), frecvența f în hertz și volumul măturat de piston V_0 în cm^3 :

$$W = 0,015 p_{med} f V_0^5$$

sau WEST (1986) care transformă ecuația lui BEALE astfel (în unități de măsură din SI):

$$W = 0,025 p_{med} f V_0 \frac{T_C - T_F}{T_C + T_F}$$

și exemplele pot continua.

Cu aceste metode de analiză se înregistrează erori de estimare a performanțelor de 25% față de cele reale.

- **Analiză de ordinul întâi** – efectul util este exprimat în funcție de șase variabile: deplasarea unghiulară a arborelui cotit, raportul temperaturilor extreme ale gazului, raportul de comprimare, coeficientul spațiului mort al mașinii, presiunea medie a gazului și turația arborelui cotit al mașinii.

Acest tip de metodă de analiză ia în considerare ecuația conservării masei și se aplică modelelor izoterme ideale.

Rezultatele obținute prin acest tip de metode sunt de două ori mai mari decât cele obținute experimental. Exemplu: metoda SCHMIDT¹.

¹ Gustav SCHMIDT – profesor inginer german.

- **Analiză de ordinul al doilea**– ia în considerare pierderile termice și de presiune datorate frecării din interiorul mașinilor aflate în funcțiune.
Dacă se studiază un model izoterm, acest tip de analiză ia în considerare ecuațiile de conservare a masei și impulsului, inclusiv efectele pierderilor de presiune datorate frecărilor între straturile de fluid. Dacă se studiază un model adiabatic reversibil, cu schimbătoare de căldură ideale, atunci se vor considera ecuațiile de conservare a masei și energiei.
Rezultatele se obțin cu o eroare de $\pm 20\%$ față de cele experimentale și uneori chiar mai mici, realizând acest lucru prin utilizarea analizei de ordinul întâi dar luând în considerare pierderile termice și de presiune datorate frecării.
Exemple: metoda SMITH¹, RIOS, QVALE.
- **Analiză de ordinul al treilea**– este cea mai completă și apropiată de realitate dintre toate metodele de analiză, luând în considerare pierderile termice și hidrodinamice din interiorul mașinii termice.
Se bazează pe ecuațiile de conservare a masei, impulsului și energiei.
Cele mai multe dintre tehnicile de analiză nodală fac parte din această categorie, ca de exemplu metoda FINKELSTEIN².

Cu toate acestea, această schemă de clasificare nu este suficientă, în special atunci când se studiază o mașină Stirling, care nu reprezintă un simplu fenomen, ci mai degrabă o combinație sofisticată de alte fenomene incluzând dinamica gazelor, transfer de căldură, curgerea fluidelor, etc. De aceea, alte tehnici de analiză bine conturate care se aplică în alte domenii pot fi aplicate în unele cazuri și mașinilor Stirling. Dintre acestea se pot enumera:

- **Scheme de liniarizare** – analiza armonică și metodele de perturbare.
Această metodă se bazează pe perturbarea unei soluții aproximative și din această cauză este potrivită analizei mașinilor Stirling pentru care soluția generată de metoda Schmidt ar putea fi prima aproximare.
Rezultatele obținute sunt considerate în limita unei erori rezonabile.
- **Metoda elementului finit** – este utilizată în special în problemele complexe de analiză a tensiunilor; se bazează pe discretizarea diferitelor ecuații diferențiale cu derivate parțiale aplicate studiului mașinii respective.
- **Metoda caracteristicilor** – este utilizată în gazodinamică pentru găsirea soluțiilor unor probleme ce implică fenomene de propagare.

Și totuși, aceste metode nu pot fi aplicate separat, deoarece așa cum am mai spus, procesele din mașina Stirling reprezintă o combinație de mai multe fenomene. Datorită acestui fapt, metodele de analiză dezvoltate special pentru studiul mașinilor Stirling sunt foarte puține și în general, acestea nu sunt făcute publice decât sub forma unor programe pentru calculator de simulare a funcționării numite “*coduri de calcul*” ce pot fi doar aplicate, fără a vedea ce se ascunde de fapt în spatele unor instrucțiuni codificate, care sunt ecuațiile aplicate și principiile de bază ale metodei respective, ce ireversibilități sunt luate în considerare și mai ales defalcarea pierderilor pe ireversibilități. Acestea sunt disponibile

¹ Joseph SMITH – profesor de inginerie mecanică la MIT.

² Theodor FINKELSTEIN – a dezvoltat analiza Smith dar considerând procese adiabate.

doar pentru unele motoare, neacoperind în întregime mașinile Stirling și de asemenea, sunt greu accesibile din punct de vedere financiar diverșilor utilizatori.

Astfel, de exemplu, NASA Glenn Research Center deține două coduri [154] pentru studiul mașinilor Stirling dezvoltate în ultimii ani și destinate calculării anticipate a performanțelor motoarelor Stirling și a studiilor de proiectare. Acestea sunt HFAST¹ și GLIMPS/GLOP². Predicțiile oferite de aceste coduri de calcul se bazează pe metoda volumelor finite și sunt comparabile cu cele experimentale [151].

Iată câteva dintre fenomenele ce apar în funcționarea reală a mașinilor Stirling și le depărtează de funcționarea ideală:

- mișcarea pistoanelor considerată discontinuă este de fapt continuă (sinusoidală), astfel încât diagrama pV are o formă continuă, rotunjită;
- în ciclurile termodinamice în care procesele de comprimare și destindere sunt considerate izoterme și fără pierderi prin frecare, diferența ariilor din diagramele pV pentru comprimare și destindere este exact aceeași cu aria din diagrama pV totală; în motoarele reale însă această egalitate nu are loc datorită pierderilor aerodinamice prin regeneratoare și celelalte schimbătoare de căldură ce crează diferențe între presiunea fluidului de lucru în timpul comprimării și destinderii;
- o altă diferență importantă între un motor Stirling ideal și unul real constă în faptul că procesele de comprimare și destindere nu sunt de fapt izoterme, ci se apropie mai degrabă de procese adiabatică (pentru viteze de rotație rezonabile, 1000 rot/min).

1.3.2. *Optimizarea sistemelor energetice: necesitate și nivele de optimizare*

În multe domenii ale științei și tehnologiei (dacă nu chiar în toate) – ca de exemplu științe fizice, ingineresti, economice – întrebarea care se pune cel mai des este următoarea: “care este modalitatea cea mai bună de a obține un anumit lucru?”.

Pentru sistemele energetice, această întrebare poate fi exprimată în mai multe feluri:

- ⌚ Fiind dat disponibilul de energie, care ar fi cea mai bună metodă de a-l utiliza?
- ⌚ Care este cea mai bună configurație a sistemului energetic (componentele sale și legăturile dintre acestea)?
- ⌚ Care sunt caracteristicile tehnice cele mai bune ale fiecărei componentă (dimensiuni, material, capacitate calorică, etc)?
- ⌚ Care ar fi cei mai potriviți parametri de funcționare (debite de fluid, presiuni, temperaturi)?
- ⌚ Care este cel mai bun punct de funcționare a sistemului la un anumit moment de timp?

¹ HFAST, scris de Mechanical Technology Inc., reprezintă o analiză armonică de ordinul 3, ce generează un sistem de ecuații algebrice neliniare, funcție de timp.

² GLIMPS, scris de Gedeon Associates, reprezintă o tehnică de rezolvare a unui sistem de ecuații algebrice cu diferențe finite.



Un răspuns adecvat acestor întrebări se obține doar urmând o procedură sistematică numită *optimizare*.

Un anumit interes numit *funcție obiectiv* este specificat și exprimat printr-o relație matematică funcție de anumite variabile. În acest caz, optimizarea poate fi definită după cum urmează [17]: “*Optimizarea este procesul de găsire a condițiilor, adică a valorilor variabilelor, pentru care funcția obiectiv stabilită are valoare minimă sau maximă în prezența/în lipsa unor restricții impuse*”.

Sistemele energetice au fost construite încă din secolul XVIII în diverse variante constructive, fiecare etapă fiind inventată pentru a optimiza acel sistem, pentru a realiza o proiectare mai eficientă a acestuia sau pentru a găsi punctul optim de funcționare.

Următoarele câteva aspecte arată necesitatea de a aplica proceduri de optimizare sistemelor energetice în funcțiune sau încă din perioada de proiectare:

- creșterea calității și capacității sistemului energetic și în același timp reducerea costurilor pentru a fi competitive pe piață;
- creșterea fiabilității și a siguranței în funcționare;
- reducerea poluării și economia de resurse energetice;
- evitarea risipei de timp și materiale.

Întrebările puse la începutul acestui paragraf realizează faptul că optimizarea unui sistem energetic se poate considera pe trei nivele [17]:

- Optimizare de sinteză:** se referă la componentele sistemului și la interconexiunile existente. După ce un sistem a fost optimizat din acest punct de vedere, se pot trasa diverse diagrame a debitelor.
- Optimizarea proiectării:** se referă la caracteristicile tehnice ale componentelor sistemului și la proprietățile substanțelor ce intră și ies dintr-o componentă la un anumit regim de lucru al sistemului.
- Optimizarea funcționării:** se caută punctul optim de funcționare a sistemului energetic caracterizat de anumite proprietăți ale componentelor și substanțelor din sistem (turație, consum de energie, debite de agent, presiuni, temperaturi, compoziția substanțelor, etc).



O optimizare completă a unui sistem reprezintă parcurgerea tuturor nivelelor de optimizare, și nu considerarea separată a fiecărui nivel complet izolat de celelalte.

Există o *clasificare a problemelor de optimizare*, și anume [18]:

- a) Cea mai simplă problemă de optimizare constă în găsirea valorilor unor variabile independente care minimizează sau maximizează o funcție de acele variabile. Problemele de acest tip sunt **probleme uzuale de extrem** și se rezolvă **folosind calculul diferențial**.

- b) O problemă ceva mai complexă este să se găsească o anumită funcție care face ca integrala unei expresii care conține acea funcție (și eventual derivate ale acestei funcții) să aibă o valoare extremă. Integrala funcției respective se numește **funcțională**. Acest tip de probleme sunt tot **probleme de extrem** și se rezolvă folosind **calculul variațional** dezvoltat de Euler și Lagrange.
- c) În problemele ingineresti intervin de obicei mai multe funcții de variabile independente. Unele dintre aceste funcții trebuie să satisfacă, în plus, un număr de ecuații diferențiale. Funcțiile care apar în ecuațiile diferențiale sub formă de derivate temporale se numesc **variabile de stare**. Funcțiile “libere” (adică cele care pot fi modificate în timp după dorința inginerului) se numesc **funcții de control**. Deci, problema se reduce la a găsi acele funcții de control pentru care integrala unei expresii care conține acea funcție (și eventual derivate ale acestei funcții) să aibă o valoare extremă, în condițiile impunerii anumitor **restricții** și cu anumite **condiții la limită**. Problemele de acest tip sunt **probleme de control optimal**, care se rezolvă prin metode specifice, cum ar fi:
- **principiul maximului** (a lui Pontriaghin);
 - **metoda gradientului**;
 - **metoda Bellman** (programare dinamică).

Acestea sunt metodele matematice clasice de optimizare ce pot fi utilizate în orice domeniu, inclusiv pentru optimizarea motoarelor Stirling. Detaliile privind algoritmul de calcul, respectiv formulele care se utilizează sunt disponibile în orice curs de metode numerice și de aceea nu consider necesar a redacta această parte de calcul.

În cele ce urmează vor fi prezentate ca exemplificare câteva metode de calcul termic și optimizare, de la cele mai simple, la cele mai complexe.

1.3.3. *Metoda ciclului Stirling ideal*

Analiza ciclului ideal este analiza cea mai simplă, o analiză de ordin zero, punctul de pornire în cercetare.

Ipoteze simplificatoare

Această metodă de analiză pleacă de la următoarele ipoteze [15]:

- toate procesele termodinamice sunt considerate reversibile;
- agentul de lucru este un gaz perfect;
- comprimarea și destinderea agentului de lucru din ciclu sunt considerate procese izoterme;
- agentul de lucru se găsește doar în spațiile de comprimare, respectiv destindere în timpul acestor procese, ceea ce permite neglijarea volumului mort al mașinii;
- deplasarea pistoanelor este considerată discontinuă tocmai pentru a asigura distribuția mai sus amintită a agentului de lucru;
- toate frecările aerodinamice și mecanice sunt neglijate, cât și pierderile termice către mediul ambiant;
- transferul de căldură prin conducție de-a lungul matricei regeneratorului se neglijează;
- se consideră regenerare perfectă a căldurii.

1.3.3.1. Ciclul motorului Stirling ideal

Procese termodinamice în ciclul Stirling ideal

Ciclul termodinamic ideal al agentului de lucru este compus din două procese izoterme și două izocore regenerative, așa cum este ilustrat în Fig. 1.8.

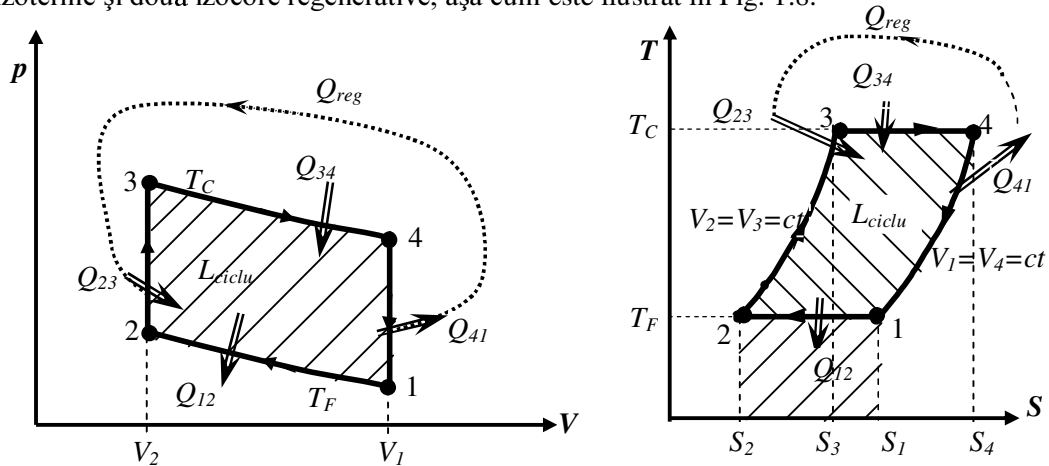


Fig. 1.8. Diagramele pV și TS ale ciclului motor Stirling ideal.

Acest ciclu motor ideal este descris astfel:

- 1–2 → proces de comprimare izotermă; $T_F = \text{constant}$;
→ agentul de lucru se află numai în spațiul de comprimare V_{cpr} și cedează căldură mediului ambiant pe măsură ce este comprimat;
- 2–3 → proces izocor; $V_2 = V_3 = \text{constant}$;
→ agentul de lucru este transferat din spațiul de comprimare V_{cpr} în cel de destindere V_{dest} prin regenerator. În timpul acestui proces, gazul primește căldură de la regenerator, care a fost încălzit în ciclul anterior;
- 3–4 → proces de destindere izotermă; $T_C = \text{constant}$;
→ agentul de lucru se află numai în spațiul de destindere V_{dest} și primește căldură de la sursa caldă;
- 4–1 → proces izocor; $V_4 = V_1 = \text{constant}$;
→ agentul de lucru este transferat din spațiul de destindere V_{dest} în cel de comprimare V_{cpr} prin regenerator. Gazul cedează căldură regeneratorului.

Ciclul se reia.

Parametri de analiză

În general, sunt cunoscute următoarele date de proiectare:

- temperaturile celor două surse de căldură disponibile: T_{SC} și T_{SF} , iar conform ipotezelor făcute, temperaturile gazului sunt egale cu cele ale surselor atunci când se realizează transferul de căldură de la și către surse;
- se introduce un coeficient adimensional, și anume raportul temperaturilor extreme ale gazului:

$$\tau = \frac{T_{\max}}{T_{\min}} = \frac{T_C}{T_F};$$

- ☑ un alt coeficient adimensional este raportul de comprimare care se definește ca fiind volumul maxim de gaz din mașină raportat la volumul minim: $\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$;
- ☑ presiunea medie a gazului din cilindru, p_{med} ;
- ☑ dimensiunile:
 D_c , respectiv S_c = diametrul și cursa pistonului de lucru;
 D_d , respectiv S_d = diametrul și cursa deplasatorului;
- ☑ numărul de cilindri, N_{cil} ;
- ☑ turația motorului, n_r ;
- ☑ și bineînțeles, natura gazului de lucru din mașină.

Calculul mărimilor de stare în punctele caracteristice ale ciclului

Deoarece în majoritatea cazurilor se cunoaște presiunea medie a gazului din cilindru, se calculează presiunea minimă din ciclu p_1 în funcție de p_{med} .

Se consideră că *presiunea medie* a gazului este presiunea pentru care se obține același lucru mecanic în domeniul de variație a volumului:

$$p_{med} = \frac{L_{ciclu}}{V_{\max} - V_{\min}} \quad (1.1)$$

Mărimile de stare se calculează considerând fiecare proces în parte și se exprimă de obicei funcție de parametrii din starea de presiune minimă:

$$1-2 \rightarrow \text{comprimare izotermă} : p_1 V_1 = p_2 V_2 \Rightarrow p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2} = \varepsilon p_1$$

$$2-3 \rightarrow \text{proces izocor} : \frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3} \Rightarrow p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} = \tau p_2 \Rightarrow p_3 = \varepsilon \tau p_1$$

$$4-1 \rightarrow \text{proces izocor} : \frac{p_1}{T_1} = \frac{p_4}{T_4} \Rightarrow p_4 = p_1 \frac{T_4}{T_1} = \tau p_1$$

Tabel 1.3. Parametrii de stare ai ciclului motor Stirling ideal; corelare cu Fig. 1.8.

Param.	Parametrii de stare în punctele caracteristice			
	1	2	3	4
p_i	p_1	εp_1	$\varepsilon \tau p_1$	τp_1
V_i	V_1	$\varepsilon^{-1} V_1$	$\varepsilon^{-1} V_1$	V_1
T_i	T_1	T_1	τT_1	τT_1
Masa de gaz, m	$\frac{p_1 V_1}{RT_1} = \text{const.}$, unde R = constanta gazului			

În relația presiunii medii, se ține cont de expresia lucrului mecanic al ciclului, relația (1.6), și de faptul că $V_1 = V_{\max}$, $T_1 = T_F$ și de Tabel 1.3. Rezultă:

$$p_{med} = \frac{L_{ciclu}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{p_1 V_1 (\tau - 1) \ln \varepsilon}{V_1 - V_2} = p_1 \frac{\tau - 1}{1 - \frac{1}{\varepsilon}} \ln \varepsilon = p_1 \frac{\varepsilon (\tau - 1)}{\varepsilon - 1} \ln \varepsilon \quad (1.2)$$

De unde, presiunea minimă din ciclu funcție de parametri de proiectare:

$$p_1 = p_{med} \frac{\varepsilon - 1}{(\tau - 1) \varepsilon \ln \varepsilon} \quad (1.3)$$

Utilizând toate aceste valori obținute în urma calculelor, pentru fiecare stare în parte, se pot trasa la scară diagramele pV și TS ale ciclului așa cum este reprezentarea calitativă din Fig. 1.8.

Analiza schimburilor energetice

Căldura Q_C care este primită de gazul din mașină de la sursa caldă în timpul procesului de destindere (conform convenției de semne, căldura primită este o cantitate pozitivă) corespunde unui proces izoterm:

$$Q_C = Q_{34} = mRT_3 \ln \frac{V_4}{V_3} = \frac{p_1 V_1}{RT_1} R \tau T_1 \ln \varepsilon = p_1 V_1 \tau \ln \varepsilon \quad [\text{J/ciclu}] \quad (1.4)$$

Căldura Q_F care este cedată de gaz sursei reci în timpul procesului de comprimare (conform convenției de semne, căldura cedată este o cantitate negativă) corespunde tot unui proces izoterm:

$$|Q_F| = |Q_{12}| = mRT_1 \ln \frac{V_1}{V_2} = p_1 V_1 \ln \varepsilon \quad [\text{J/ciclu}] \quad (1.5)$$

Lucrul mecanic al ciclului devine:

$$L_{ciclu} = Q_C - |Q_F| = p_1 V_1 (\tau - 1) \ln \varepsilon \quad [\text{J/ciclu}] \quad (1.6)$$

Calculul performanțelor

Puterea generată de motorul Stirling:

$$P_{MS} = L_{ciclu} \frac{n_r}{60} N_{cil} \quad [\text{W}] \quad (1.7)$$

Randamentul motorului Stirling:

$$\eta_{MS} = \frac{\text{efect}_{util}}{\text{consum}} = \frac{L_{ciclu}}{Q_C} = \frac{Q_C - |Q_F|}{Q_C} = 1 - \frac{1}{\tau} = \eta_{CC} \quad (1.8)$$

Cu alte cuvinte, motorul Stirling are același randament teoretic cu cel al ciclului Carnot, adică cel mai mare randament teoretic ce poate fi atins!

În realitate însă, motorul Stirling în funcțiune atinge un randament de 40 – 60% din cel teoretic, valoare care plasează motorul Stirling în topul mașinilor termice, așa cum s-a detaliat în paragrafele anterioare.

1.3.3.2. Ciclul inversat Stirling ideal (mașina frigorifică și pompa de căldură)

Una din ipotezele simplificatoare ale acestei metode este neglijarea spațiului mort al mașinii, însă în cele ce urmează ea nu va fi luată în considerare pentru a putea face posibilă compararea rezultatelor obținute prin diferite metode de analiză (care consideră volumul mort).

Deoarece majoritatea comentariilor și calculelor făcute pentru ciclul motor rămân valabile, pentru ciclul inversat se vor comenta numai acelea care diferă.

În ceea ce privește desfășurarea ciclului Stirling ideal inversat, aceasta are loc în sens invers față de motor, așa cum se poate observa în Fig. 1.9, deci procesele de comprimare devin destinderi și invers; de asemenea, se impune renumerotarea punctelor caracteristice ale ciclului.

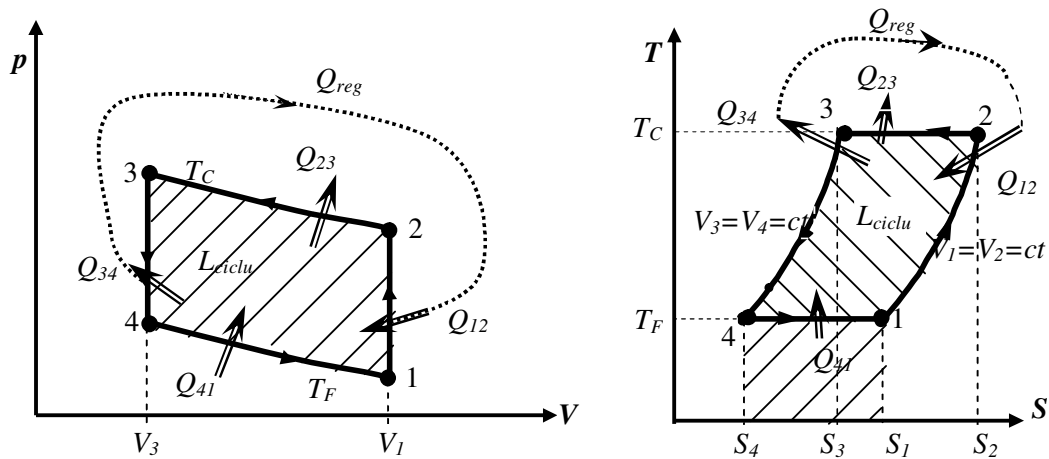


Fig. 1.9. Diagramele pV și TS ale ciclului inversat Stirling ideal.

Astfel, calculul parametrilor de stare conduce la cele prezentate în Tabel 1.4.

Tabel 1.4. Parametrii de stare ai ciclului inversat Stirling ideal; corelare cu Fig. 1.9.

Param.	Parametrii de stare în punctele caracteristice			
	1	2	3	4
p_i	p_1	τp_1	$\varepsilon \tau p_1$	εp_1
V_i	V_1	V_1	$\varepsilon^{-1} V_1$	$\varepsilon^{-1} V_1$
T_i	T_1	τT_1	τT_1	T_1
Masa de gaz, m	$\frac{p_1 V_1}{RT_1} = const.$, unde $R =$ constanta gazului			

În ceea ce privește schimburile energetice, acestea se calculează similar, însă căldură Q_C va fi cedată mediului înconjurător, iar căldura Q_F extrasă din spațiul frigorific și primită de gaz; expresiile de calcul rămân aceleași:

$$|Q_C| = |Q_{23}| = mRT_2 \ln \frac{V_2}{V_3} = p_2 V_2 \ln \varepsilon = p_1 V_1 \tau \ln \varepsilon \quad [\text{J/ciclu}] \quad (1.9)$$

$$Q_F = Q_{41} = mRT_4 \ln \frac{V_1}{V_4} = \frac{p_1 V_1}{RT_1} RT_1 \ln \varepsilon = p_1 V_1 \ln \varepsilon \quad [\text{J/ciclu}] \quad (1.10)$$

Astfel, lucrul mecanic consumat pe durata unui ciclu rămâne și el același, însă negativ (conform convenției de semn).

Pentru ciclurile inversate, performanțele reprezintă:

- puterea frigorifică a mașinii frigorifice:

$$\dot{Q}_F = Q_F \frac{n_r}{60} \quad [\text{W}] \quad (1.11)$$

unde n_r este turația arborelui cotit al mașinii, în rot/min.

- puterea termică a pompei de căldură:

$$\dot{Q}_C = Q_C \frac{n_r}{60} \quad [\text{W}] \quad (1.12)$$

- puterea consumată de compresor:

$$|P_{cpr}| = |L_{ciclu}| \frac{n_r}{60} \quad [\text{W}] \quad (1.13)$$

- coeficientul de performanță:

$$\begin{aligned} COP = \frac{\text{Efect util}}{\text{Consum}} &\Rightarrow COP_{MF} = \frac{Q_F}{|L_{ciclu}|} = \frac{1}{\tau - 1} = COP_{CC, MF} \\ COP_{PC} &= \frac{|Q_C|}{|L_{ciclu}|} = \frac{\tau}{\tau - 1} = COP_{CC, PC} \end{aligned} \quad (1.14)$$

Datorită ipotezelor simplificatoare considerate și în special a faptului că procesele sunt considerate reversibile, această metodă rămâne doar o metodă teoretică fără aplicabilitate practică. Se impune dorința și necesitatea de a aproxima cât mai bine fenomenele reale din mașinile termice. Un prim pas în acest sens este considerarea mișcării continue a pistoanelor, deci analiza cu ajutorul metodei Schmidt.

1.3.4. Metoda Schmidt

Metoda de analiză Schmidt este una dintre cele mai simple metode de calcul pentru motoare Stirling și cea mai folosită în istoria dezvoltării altor metode; este o metodă de analiză de ordinul întâi [6],[16], [94].

Ipoteze simplificatoare

Această metodă de analiză a mașinilor Stirling ține cont de mișcarea reală a părților mobile din mașină, adică de mișcarea continuă a pistoanelor. Modul în care volumele de comprimare și destindere variază în timp este prezentat în Fig. 1.10 [6].

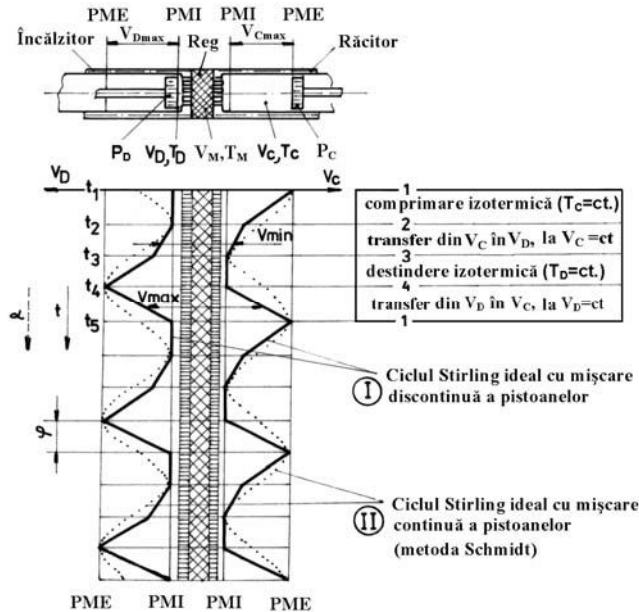


Fig. 1.10. Principiul de realizare al ciclului Stirling real în comparație cu cel ideal (figură reprodușă cu acordul autorului prof.dr.ing. Gheorghe POPESCU, Universitatea POLITEHNICA București) [6]; T_C = temperatura agentului în spațiul de comprimare (care este de fapt temperatura gazului la partea rece a mașinii, în cazul motorului, T_F), iar T_D = temperatura agentului în spațiul de destindere (care este de fapt temperatura gazului la partea caldă a mașinii, în cazul motorului, T_C); indicele „M” se referă la spațiul mort.

De asemenea, ține cont de volumele constante ale regeneratoarelor și conductelor de legătură, adică de volumele moarte ale mașinii. De aceea, se obține un ciclu termodinamic fără puncte de discontinuitate, care este asemănător celui obținut experimental.

Performanțele motorului pot fi calculate prin obținerea diagramei pV . Volumele generate în interiorul motorului pot fi de asemenea ușor calculate cunoscând geometria internă. Când volumele, masa de agent de lucru din mașină și temperatura sunt cunoscute, presiunea poate fi calculată pe baza ecuației de stare a gazelor perfecte în următoarele ipoteze:

- ☑ agentul de lucru din mașinile Stirling moderne este heliul sau hidrogenul, agenți care pot fi considerați gaze perfecte ce satisfac ecuația termică de stare $PV=mRT$ (în domeniul de temperaturi și presiuni din aceste mașini);
- ☑ masa totală de agent de lucru este considerată constantă în timpul funcționării, neglijându-se scurgerile datorită neetanșărilor;
- ☑ presiunea instantanee este aceeași în interiorul mașinii; pierderile de presiune datorate frecării și rezistențelor gazodinamice locale se neglijează;
- ☑ în timpul proceselor de comprimare și destindere, temperatura gazului rămâne constantă și egală cu temperatura sursei T_C și respectiv, T_F ;
- ☑ temperatura gazului în interiorul regeneratoarelor este de asemenea constantă și egală cu temperatura medie între T_C și T_F ;
- ☑ se consideră regenerare perfectă;
- ☑ variația volumelor de comprimare și destindere se realizează în mod continuu după legi armonice;
- ☑ se consideră regim de funcționare staționar astfel încât turația rămâne constantă.

Analiza variantei constructive tip ALFA

Caracteristica acestui tip de motor este aceea că pistoanele lucrează în cilindri separați ce pot fi dispuși în linie sau în V.

Datele inițiale sunt aceleași ca și pentru ciclul ideal. În plus:

- Volumul maxim măsurat de pistonul de lucru este obținut ținând cont de geometria internă:

$$V_{C,\max} = \frac{\pi D_C^2}{4} S_C \quad (1.15)$$

- Volumul maxim măsurat de deplasator este:

$$V_{D,\max} = \frac{\pi D_D^2}{4} S_D \quad (1.16)$$

- Temperatura gazului în regenerator:

$$T_{med} = \frac{T_F + T_C}{2} \quad (1.17)$$

- Parametrii adimensionali ai metodei Schmidt sunt definiți astfel [6]:

$$\tau = \frac{T_{cpr}}{T_{dest}} \quad k = \frac{V_{C,\max}}{V_{D,\max}} \quad (1.18)$$

- Conform ipotezelor simplificatoare considerate, volumele instantanee generate în spațiile de comprimare și destindere devin:

$$V_C = \frac{V_{C,\max}}{2} [1 + \cos(\alpha - \varphi)] \quad (1.19)$$

și respectiv

$$V_D = \frac{V_{D,\max}}{2} (1 + \cos \alpha) \quad (1.20)$$

unde α este unghiul de rotație al arborelui cotit;

φ este defazajul între cele două fusuri manetoane. Valoarea acestuia se calculează din variația volumelor efective. Pentru motorul Stirling acest defazaj trebuie să fie $\varphi = 90$ grade;

- Volumul total instantaneu generat este:

$$V_T = V_C + V_D = \frac{V_{D,\max}}{2} [1 + k + \cos \alpha + k \cos(\alpha - \varphi)] \quad (1.21)$$

- Volumul total maxim:

$$V_{T\max} = V_{C,\max} + V_{D,\max} = (1 + k)V_{D,\max} \quad (1.22)$$

- Volumul efectiv total maxim:

$$V_{\text{tot,max}} = V_{C,\max} + V_{D,\max} + V_0 = (1 + k)V_{D,\max} + V_0 \quad (1.23)$$

unde V_0 este volumul total mort (suma volumelor moarte din spațiile de comprimare, destindere și regenerator).

- Coeficientul volumului mort al spațiului de comprimare:

$$X_{cpr} = \frac{V_{0,C}}{V_{D,\max}} \quad (1.24)$$

- Coeficientul volumului mort al spațiului de destindere:

$$X_{dest} = \frac{V_{0,D}}{V_{D,\max}} \quad (1.25)$$

- Coeficientul volumului mort al regeneratoarelor:

$$X_R = \frac{V_R}{V_{D,\max}} \quad (1.26)$$

unde V_R este volumul regeneratoarelor.

- Coeficientul volumului mort al mașinii:

$$X = \frac{V_0}{V_{D,\max}} \quad (1.27)$$

- Distribuția masei de gaz din sistem se exprimă în funcție de masa de gaz din fiecare spațiu la un moment dat:

$$m_T = m_{dest}(\alpha) + m_{cpr}(\alpha) + m_R(\alpha) = \frac{p(\alpha)}{R} \left[\frac{V_D(\alpha)}{T_C} + \frac{V_C(\alpha)}{T_F} + \frac{V_0}{T_{med}} \right] \quad (1.28)$$

- Distribuția instantanee a masei de gaz din spațiul de destindere:

$$m_{dest} = \frac{1}{2} \frac{p_{med} V_{D,\max}}{RT_C} \frac{(1 + \cos \alpha) \sqrt{1 - C^2}}{1 + C \cos(\alpha - \theta)} \quad (1.29)$$

- Distribuția instantanee a masei de gaz din spațiul de comprimare:

$$m_{cpr} = \frac{k}{2} \frac{p_{med} V_{D,\max}}{RT_F} \frac{[1 + \cos(\alpha - \varphi)] \sqrt{1 - C^2}}{1 + C \cos(\alpha - \theta)} \quad (1.30)$$

- Distribuția instantanee a masei de gaz din spațiul mort al regenerătorului:

$$m_0 = X \frac{p_{med} V_{D,\max}}{RT_{med}} \frac{\sqrt{1 - C^2}}{1 + C \cos(\alpha - \theta)} \quad (1.31)$$

- Luând în considerare ecuațiile de mai sus, se obține expresia masei totale de agent de lucru din mașină însumând aceste relații pentru un anumit unghi α . Fie $\alpha=0$; masa totală va fi:

$$m_T = \frac{p_{med} V_{D,\max}}{RT_F} \frac{\sqrt{1 - C^2}}{1 + C \cos \theta} \left[\frac{T_F}{T_C} + \frac{k}{2} (1 + \cos \varphi) + X \frac{T_F}{T_{med}} \right] \quad (1.32)$$

în care constantele (în raport cu α) A , B , ($C = \frac{A}{B}$) și θ au următoarele expresii:

$$\begin{cases} A = \sqrt{k^2 + \tau^2 + 2k\tau \cos \varphi} \\ B = \tau + k + 2X \frac{T_F}{T_{med}} \end{cases} \quad (1.33)$$

$$\theta = a \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{k \sin \varphi}{\tau + k \cos \varphi} \right)$$

- Se obține astfel expresia presiunii instantanee din motor:

$$p = p_{med} \frac{\sqrt{1-C^2}}{1+C \cos(\alpha-\theta)} \quad (1.34)$$

- În datele de proiectare, în general, este cunoscută presiunea medie a gazului din motor. Deci, se exprimă presiunea medie funcție de parametrii determinați anterior.
- Lucrul mecanic schimbat de agentul de lucru cu exteriorul este dat de relația:

$$L = \int_0^{2\pi} p dV \quad (1.35)$$

și deci:

- Lucrul mecanic de destindere (pentru motor, lucru mecanic produs):

$$L_{dest} = Q_{dest} = \oint p dV_D = \pi p_{med} V_{D,max} \frac{C \sin \theta}{1 + \sqrt{1-C^2}} \text{ [J/ciclu]} \quad (1.36)$$

- Lucrul mecanic de comprimare (pentru motor, lucru mecanic consumat):

$$L_{cpr} = Q_{cpr} = \oint p dV_C = \pi p_{med} k V_{D,max} \frac{C \sin(\theta - \phi)}{1 + \sqrt{1-C^2}} \text{ [J/ciclu]} \quad (1.37)$$

- Lucrul mecanic total pe ciclu este:

$$L_{ciclu} = L_{cpr} + L_{dest} \text{ [J/ciclu]} \quad (1.38)$$

- Puterea mecanică produsă de motor este:

$$P_{ciclu} = L_{ciclu} n_r \text{ [W/ciclu/cilindru]} \quad (1.39)$$

unde n_r este turația motorului [rot/sec].

- Randamentul motorului este:

$$\eta_{MS} = \frac{L_{ciclu}}{Q_{dest}} = \frac{L_{ciclu}}{Q_C} = 1 - \frac{T_F}{T_C} = \eta_{CC} \quad (1.40)$$

Randamentul teoretic al motorului Stirling este egal cu cel al ciclului Carnot.

- În cazul unei mașini frigorifice, evident că ciclul este parcurs invers și procesul de destindere de la motor devine comprimare la mașina frigorifică și invers; puterea frigorifică a mașinii este dată de relația:

$$\dot{Q}_F = Q_F \frac{n_r}{60} = Q_{dest} \frac{n_r}{60} \text{ [W]} \quad (1.41)$$

- Puterea necesară antrenării mașinii:

$$|P_{nec}| = |L_{ciclu}| \frac{n_r}{60} \text{ [W]} \quad (1.42)$$

- Iar coeficientul de performanță al mașinii frigorifice:

$$COP_{MF} = \frac{Q_F}{|L_{ciclu}|} = \frac{1}{\tau - 1} \quad (1.43)$$

- Pentru pompa de căldură, coeficientul de performanță este:

$$COP_{PC} = \frac{|Q_C|}{|L_{ciclu}|} = \frac{\tau}{\tau - 1} \quad (1.44)$$

Analiza variantei constructive tip BETA

Pentru acest tip de motor, pistoanele lucrează în cilindri coaxiali, ambele spații (de destindere și comprimare) fiind generate în același cilindru.

Relațiile anterioare rămân valabile, cu următoarea modificare:

- volumul instantaneu generat în spațiul de comprimare devine:

$$V_C = \frac{V_{D,max}}{2} \frac{1 - \cos \alpha}{2 + kV_{D,max} [1 + \cos(\alpha - \varphi)]} - V_0 \quad (1.45)$$

Analiza variantei constructive tip GAMMA

Cele două pistoane lucrează în cilindri separați, astfel încât spațiul de comprimare este comun acestora.

Calculul este similar primelor două tipuri analizate. Rămân valabile ecuațiile de la tipul de motor β , cu modificare:

- volumul instantaneu generat în spațiul de comprimare devine:

$$V_C = \frac{V_{D,max}}{2} [1 - \cos \alpha + k [1 + \cos(\alpha - \varphi)]] \quad (1.46)$$

Totuși rezultatele obținute cu metoda Schmidt sunt mult diferite față de cele experimentale în principal datorită faptului că nu s-au luat în considerare ireversibilitățile ce sunt inevitabil generate în interiorul mașinii în timpul funcționării.

Pentru a vedea care este efectul acestor ireversibilități asupra performanțelor mașinii, trebuie să înțelegem cauzele de generare a acestora și apoi realizată o defalcare a acestor ireversibilități pe cauze. După o astfel de analiză vom fi capabili să spunem din ce cauză se pierde mai mult și deci să luăm deciziile corecte pentru minimizarea acestor pierderi și mărirea performanțelor mașinii.

1.3.5. **Metoda exergoeconomică**

Acest tip de metodă de optimizare se aplică sistemelor energetice complexe și se bazează pe faptul că sistemul interacționează cu alte două sisteme diferite:

- **un sistem termodinamic**, caracterizat de parametri intensivi (presiune, temperatură, potențial chimic, etc);
- **un sistem economic**, caracterizat de prețuri. Acestea din urmă sunt impuse de piață și de politicile guvernamentale.

Metoda exergoeconomică [21], [133], [134] combină Termodinamica cu Economia prin intermediul *exergiei* cu scopul de a răspunde la următoarele întrebări:

- ⌚ Care sunt adevăratele pierderi termodinamice într-un sistem?
- ⌚ Care sunt cauzele ce determină aceste pierderi și respectiv ineficiența sistemului?
- ⌚ Cum putem evalua corect ineficiențele?
- ⌚ Care sunt adevăratele surse de costuri?
- ⌚ Cum afectează ineficiența termodinamică costul final al produsului?

La primele trei întrebări răspunde Termodinamica pe baza principiului II; la ultimele două întrebări răspunde Economia.



Exergia reprezintă lucrul maxim ce poate fi obținut dintr-o formă oarecare de energie atunci când starea de referință este mediul ambiant.

Exergia totală a unui sistem este suma algebrică dintre componenta termomecanică a exergiei și componenta chimică.

Pentru un sistem închis, exergia termomecanică se calculează cu următoarea relație matematică:

$$Ex^{TM} = E - E_0 + p_0 (V - V_0) - T_0 (S - S_0) \text{ [J]} \quad (1.47)$$

Exergia chimică se calculează datorită faptului că între sistemul studiat și mediul ambiant există o diferență de concentrație:

$$Ex^{CH} = \sum N_k (\mu_{k,sistem} - \mu_{k,ambiant}) \quad (1.48)$$

unde μ_k reprezintă potențialul chimic al elementului k.

Metoda constă în aplicarea ecuației de bilanț exergetic:

$$\sum \dot{Ex}_Q = \sum_{iesiri} ex_{iesire}^{fluid} \dot{m}_{iesire} - \sum_{intrare} ex_{intrare}^{fluid} \dot{m}_{intrare} + \sum P_{sistem} + \sum I \quad (1.49)$$

unui sistem energetic.

Din această ultimă relație se va calcula **factorul de ireversibilitate I**. Relația se aplică fiecărei componente a sistemului energetic analizat. Deci, pentru fiecare componentă a sistemului, se va calcula un factor de ireversibilitate și în acest mod se poate spune care componentă este cea mai “dăunătoare” sistemului, cea mai importantă cauză a pierderilor.

Exergiile componente ale ecuației de bilanț se calculează separat, aplicând relațiile anterioare, iar termenul P_{sistem} reprezintă puterea generată de sistem, însă având grijă ca atunci când ecuația este aplicată unei componente, toți termenii se vor referi doar la acea componentă.

Pasul următor al acestei metode este acela de a calcula *costul exergetic* al fiecărei componente.



Costul exergetic reprezintă exergia consumată pentru a obține o componentă printr-o anumită tehnologie.

Din punct de vedere economic, ecuația de bilanț exergetic se scrie:

$$Combustibil = Produs + Pierdere + Ireversibilitate \quad (1.50)$$

cu mențiunea că pentru a calcula costul unitar, pierderea și ireversibilitatea nu sunt luate în considerare: pentru a obține un produs, este necesară o cantitate de materie primă (“combustibil”). Dacă din toată acea cantitate de “combustibil” nu produc decât un singur “produs”, atunci costul unitar al “produsului” respectiv este egal cu cel al “combustibilului” utilizat.

Se notează costul unitar al combustibilului cu C^* și al produsului cu P^* :

$$C^* = P^* \quad (1.51)$$

Pentru studiul unui sistem complex, cu mai mulți produși, este necesar a defini corect fluxurile de combustibil, produs și pierderi pentru fiecare componentă în parte. Pentru aceasta, ecuațiile de bilanț se scriu pe baza unor reguli bine stabilite, și anume:

- costul exergetic este o proprietate conservativă, astfel încât suma tuturor costurilor exergetice intrate în sistem este egală cu suma tuturor costurilor exergetice ieșite din sistem;
- pentru componentele sistemului ce utilizează mai mulți combustibili, costul exergetic unitar al fiecărui flux la ieșirea din sistem este egal cu cel al fluxului la intrarea în sistem. Prin cost unitar exergetic se înțelege raportul între costul exergetic și exergie;
- pentru un subsistem al cărui produs este compus din mai multe componente, fiecare componentă a produsului va avea același cost exergetic unitar;
- dacă dintr-un produs se obțin mai multe subproduse, fiecare va avea același cost exergetic unitar;
- dacă nu se specifică, costurile exergetice corespunzătoare pierderilor sunt zero;
- în absența altor evaluări externe, costurile exergetice ale fluxurilor de intrare sunt egale cu exergiile lor.

Rezultă un sistem de ecuații având ca necunoscute costurile exergetice.

Pe același principiu, se scrie un alt sistem de ecuații, dar de data aceasta exprimat în costuri exergoeconomice.



Costul exergoeconomic este compus din costul exergetic consumat pentru a realiza produsul dorit și costul asociat procesului de fabricare (care cuprinde mai multe componente: costul de capital, de operare, etc). În plus, se ia în considerare și costul

amortizării investiției care se adună la costul monetar al combustibilului pentru a obține costul monetar al produsului.

Urmează a se aplica o întreagă teorie economică asupra costurilor ce intervin în obținerea produselor [19].

Această metodă s-a aplicat parțial sistemelor Stirling, adică doar partea de analiză exergetică [21], fără costuri, deoarece aceste sisteme energetice nu sunt într-o fază suficient de avansată de comercializare pentru ca analiza exergoeconomică să poată fi aplicată.

1.3.6. **Metoda Directă**

Metoda Directă [13], [22] este o metodă de analiză și optimizare a proceselor și ciclurilor care se desfășoară cu viteză finită, elaborată de PETRESCU et.al. [23], [24], care se bazează pe principiul conservării energiei pentru sisteme cu viteză finită luând în considerare ireversibilitățile interne și externe generate în timpul funcționării mașinii. Metoda a fost utilizată până în prezent pentru studiul motoarelor Stirling clasice (ce funcționează cu surse de energie convenționale) [68], pentru mașinile frigorifice și pompele de căldură Stirling [73],[125], pentru motoarele Otto [49] și pentru ciclul Carnot [61],[50],[51],[63].

1.3.6.1. Ipoteze de lucru

Baza acestei metode o reprezintă Principiul I al termodinamicii pentru procese cu viteză finită care este aplicat fiecărui proces al ciclului Stirling. Performanțele ciclurilor sunt evaluate luând în considerare ireversibilitățile interne și externe generate în interiorul mașinii, ca de exemplu:

- pierderi de presiune datorate laminării gazului la trecerea prin regenerator;
- pierderi de presiune datorate vitezei finite a pistonului;
- pierderi de presiune datorate frecărilor mecanice interne;
- regenerarea imperfectă a căldurii în regenerator.

Datorită faptului că se ține cont de toate aceste pierderi, diagrama pV a ciclului va fi diferită de cea ideală, și anume mai aproape de cea reală (vezi Fig. 1.11).

În plus, față de simpla reprezentare a ciclului ideal, în diagrama reală este de observat prezența surselor care au o temperatură diferită față de cea a gazului.

Metoda constă în identificarea, înțelegerea și cuantificarea cauzelor și mecanismelor care generează ireversibilități, cu ajutorul ecuației fundamentale a termodinamicii pentru procese ireversibile, și anume expresia matematică a Principiului I al termodinamicii pentru procese cu viteză finită [23].

Metoda Directă este, în esență, grafo-analitică. Partea grafică joacă un rol important în cercetare și optimizare, precum și în prezentarea rezultatelor prin diagrame putere – viteză/temperatură și randament – viteză/temperatură, pe baza relațiilor analitice obținute prin integrarea pe fiecare transformare a ciclului a principiului I pentru procese cu viteză finită.

Această metodă a fost validată prin compararea rezultatelor teoretice obținute cu cele experimentale, pentru o gamă variată și importantă de motoare Stirling aflate în funcțiune [68],[69],[77],[70]. Această validare este esențială atât pentru confirmarea

ipotezelor introduse, cât și pentru determinarea parametrilor de ajustare pe care îi utilizează această metodă.

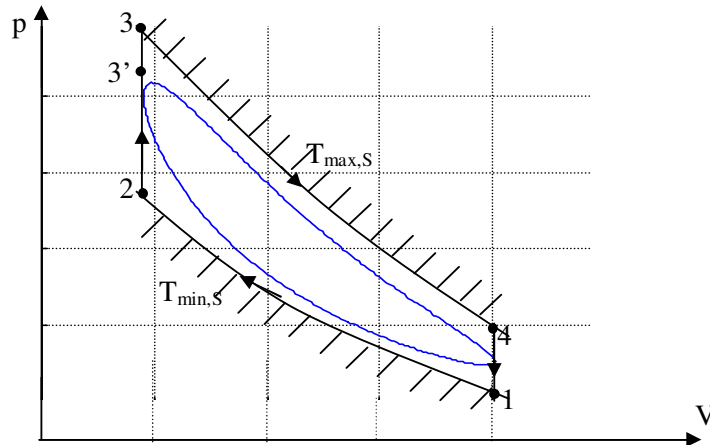


Fig. 1.11. Compararea diagramelor pV ideală și cea obținută cu metoda Directă.

În cazul studiului motoarelor Stirling, au fost dezvoltăți trei algoritmi de calcul funcție de modul în care au fost considerate ireversibilitățile generate în interiorul mașinii: interne (pierderea de presiune datorată vitezei finite a pistonului; pierderea de presiune datorată laminării gazului la trecerea sa prin schimbătoarele de căldură ale mașinii; pierderea de presiune datorată frecării mecanice dintre piston și pereții cilindrului) și externe (regenerarea imperfectă a căldurii în regenerator; procesul de transfer de căldură la diferență finită de temperatură între sursele de căldură și gazul de lucru).

În funcție de rezultatele obținute cu cei trei algoritmi de calcul, aceștia au primit numele de “Schema pesimistă”, “optimistă” sau “cea mai puțin pesimistă”. S-a demonstrat și validat că schema cea mai bună de calcul este cea obținută prin combinarea ultimelor două variante [68].

1.3.6.2. Schema de calcul pentru motoare Stirling convenționale

Principiul I al termodinamicii pentru procese cu viteză finită în cazul sistemelor închise complexe. Lucrul mecanic ireversibil

Diferența între sistemele simple și cele complexe constă în prezența schimbătoarelor de căldură suplimentare de tip regenerator pentru sistemele complexe.

Mașinile Stirling fac parte din categoria mașinilor termice care funcționează după un ciclu termodinamic cu viteză finită în sisteme închise complexe.

Expresia matematică a Principiului I pentru astfel de sisteme este [25]:

$$dU = \delta Q - p_{med,i} \left(1 \pm \frac{a w}{c} \pm \frac{b \Delta p_{lam}}{2 p_{med,i}} \pm \frac{f \Delta p_f}{p_{med,i}} \right) dV \quad (1.52)$$

în care: dU = variația elementară a energiei interne a sistemului;

δQ = cantitatea elementară de căldură schimbată de sistem cu mediul înconjurător;

$p_{med,i}$ = presiunea medie instantanee a gazului;

w = viteza finită a pistonului; $w = 2 \cdot S \cdot n_r / 60$, unde S este cursa pistonului, iar n_r este turația în rot/min;

Δp_{lam} = pierderea de presiune datorată laminării gazului la trecerea prin regenerator;

Δp_f = pierderea de presiune datorată frecării mecanice dintre piston și cilindru;

dV = variația elementară a spațiului de lucru;

a = coeficient ce depinde de natura gazului, $a = \sqrt{3k}$, k = exponentul adiabatic;

c = viteza moleculară medie determinată la temperatura medie instantanee a gazului, $T_{med,i}$, conform relației de calcul (R = constanta gazului):

$$c = \sqrt{3RT_{med,i}};$$

b = coeficient ce poate lua valori între 0 și 2 în funcție de modul de dispunere a regeneratorului față de piston și capul cilindrului [25];

f = procentul din cantitatea de căldură care este generată prin frecare și contribuie la variația energiei interne, depinde de configurația internă a sistemului ($0 < f < 1$).

În relația principiului I, semnul (+) corespunde procesului de comprimare, iar (-) procesului de destindere.

Lucrul mecanic ireversibil datorat pierderilor de presiune

Expresia lucrului mecanic ireversibil a fost demonstrată pe baza modelului cinetico-molecular explicitând astfel presiunea pe fața pistonului, p_p :

$$\delta L_{irev} = p_{med,i} \left(1 \pm \frac{aw}{c} \pm \frac{b\Delta p_{lam}}{2p_{med,i}} \pm \frac{\Delta p_f}{p_{med,i}} \right) dV = p_p \cdot dV \quad (1.53)$$

cu aceeași convenție de semne ca și pentru ecuația principiul I.

Relația lucrului mecanic este integrată pe fiecare transformare; în cazul unor procese ireversibile, consumul (+) de lucru mecanic este mai mare decât în cazul reversibil datorită pierderilor de presiune generate de ireversibilități, adică: $L_{irev} = L_{rev} + L_{pierderi,\Delta p}$

Pierderile de presiune sunt datorate: vitezei finite a pistonului, w ; laminării gazului în regenerator; frecării dintre piston și cilindru. Prin suprapunerea efectelor, se obține expresia lucrului mecanic pierdut:

$$L_{pierderi,\Delta p} = \Delta p_w \Delta V + \Delta p_{lam,2-3} \Delta V_R' + \Delta p_{lam,4-1} \Delta V_R'' + \Delta p_f V_S \quad (1.54)$$

unde: Δp_w = pierdere de presiune datorată vitezei finite a pistonului;

$\Delta p_{lam,2-3}$ = pierdere de presiune datorată laminării gazului la trecerea prin regenerator în transformarea 2-3 (vezi Fig. 1.8);

$\Delta p_{lam,4-1}$ = pierdere de presiune datorată laminării gazului la trecerea prin regenerator în transformarea 4-1;

Δp_f = pierdere de presiune datorată frecării dintre piston și cilindru, frecare care are loc pe tot timpul cursei pistonului;

$\Delta V = V_1 - V_2$;

V_S = volumul unei curse = $V_1 - V_2$;

$\Delta V_R', \Delta V_R''$ = variațiile volumului gazului la trecerea prin regenerator în cele două transformări, 2-3 și respectiv, 4-1; acestea depind de tipul mașinii.

Din punct de vedere al modului de aranjare a cilindrilor și schimbătoarelor de căldură, există mai multe soluții constructive. Dintre acestea, se vor exemplifica următoarele două tipuri deoarece sunt cel mai des întâlnite în mașinile aflate în funcțiune în prezent:

- mașini tip γ : – pistonul de lucru și deplasatorul se mișcă în cilindri separați;
 - regeneratorul este dispus în interiorul deplasatorului;
 - pentru acest tip de mașină: $\Delta V_R' = \Delta V_R'' = V_2$ (vezi Fig. 1.12.a);
- mașini tip α : – pistonul de lucru și deplasatorul se mișcă în cilindri separați;
 - regeneratorul este exterior ambelor pistoane, dispus între cei doi cilindri;
 - pentru acest tip de mașină: $\Delta V_R' = V_2 = V_3$ și $\Delta V_R'' = V_4$ (vezi Fig. 1.12.b);

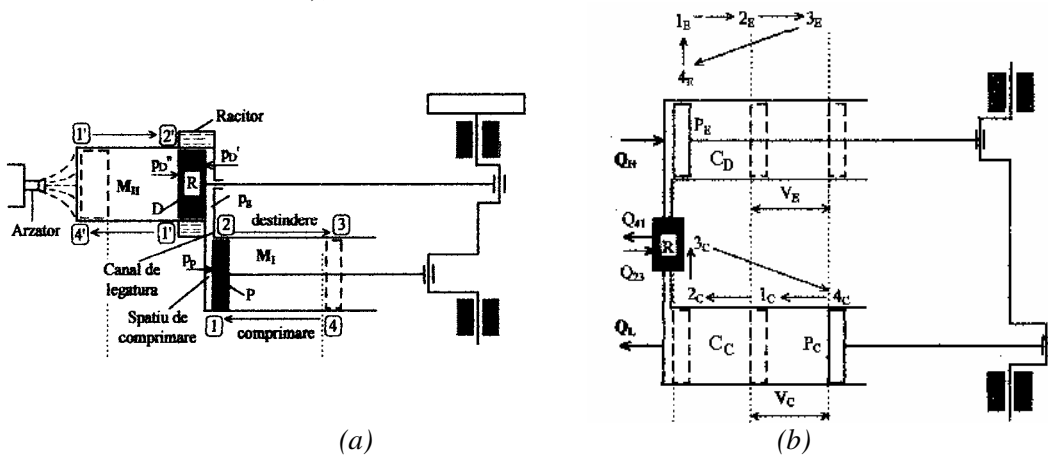


Fig. 1.12. Mașini Stirling tip γ (a) și tip α (b) [125].

Înlocuind $\Delta V_R'$ și $\Delta V_R''$ conform descrierii anterioare în relația lucrului mecanic pierdut, se obțin expresiile de calcul a pierderii de lucru mecanic datorită pierderilor de presiune pentru cele două tipuri de mașini:

$$L_{pierderi, \Delta p}^{(\gamma)} = \Delta p_w (V_1 - V_2) + (\Delta p_{lam, 2-3} + \Delta p_{lam, 4-1}) V_2 + \Delta p_f (V_1 - V_2) \quad (1.55)$$

respectiv

$$L_{pierderi, \Delta p}^{(\alpha)} = \Delta p_w (V_1 - V_2) + \Delta p_{lam, 2-3} V_2 + \Delta p_{lam, 4-1} V_1 + \Delta p_f (V_1 - V_2) \quad (1.56)$$

Calculul pierderilor de presiune

Se consideră Fig. 1.8.

- **Pierderea de presiune datorată vitezei finite a pistonului**

Aceasta este egală cu suma pierderilor de presiune pe cele două transformări în timpul cărora are loc mișcarea pistonului, adică în procesele de comprimare și destindere:

$$\Delta p_w = \Delta p_w^{cpr} + \Delta p_w^{dest} \quad (1.57)$$

unde: Δp_w^{cpr} = pierderea de presiune datorată vitezei finite a pistonului în timpul procesului de comprimare; Δp_w^{dest} = pierderea de presiune datorată vitezei finite a pistonului în timpul procesului de destindere.

Schimbul de lucru mecanic pierdut în procesul de comprimare datorat numai vitezei finite a pistonului este, conform relației lucrului mecanic ireversibil:

$$L_{p,cpr} = \int_1^2 p_{med} \frac{aw_{cpr}}{c_{cpr}} dV = \frac{aw_{cpr}}{c_{cpr}} L_{rev,12} = -\frac{aw_{cpr}}{c_{cpr}} p_1 V_1 \ln \varepsilon \quad (1.58)$$

în care indicele cpr este folosit pentru a face referire la procesul de comprimare:

w_{cpr} = viteza medie a pistonului de lucru în timpul procesului de comprimare;

c_{cpr} = viteza moleculară medie determinată la temperatura la care are loc procesul de comprimare, T_{cpr} (care este de fapt temperatura gazului la partea rece a

motorului, T_F): $c_{cpr} = \sqrt{3RT_{cpr}}$;

ε = raportul de comprimare = $V_{max}/V_{min} = V_1/V_2$.

Din a doua egalitate a relației lucrului mecanic ireversibil rezultă că:

$$L_{p,cpr} = \Delta p_w^{cpr} \Delta V \Rightarrow \Delta p_w^{cpr} = \frac{L_{p,cpr}}{V_2 - V_1} \quad (1.59)$$

Din combinarea ultimelor două relații, rezultă expresia de calcul pentru pierderea de presiune datorată vitezei finite a pistonului în timpul procesului de comprimare:

$$\Delta p_w^{cpr} = \frac{\frac{aw_{cpr}}{c_{cpr}} p_1 V_1 \ln \varepsilon}{V_1 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right)} = \frac{aw_{cpr}}{c_{cpr}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \ln \varepsilon \quad (1.60)$$

Similar se procedează pentru calculul pierderii de presiune datorată vitezei finite a pistonului în timpul procesului de destindere:

$$L_{p,dest} = \int_3^4 p_{med} \frac{aw_{dest}}{c_{dest}} dV = \frac{aw_{dest}}{c_{dest}} L_{rev,34} = \frac{aw_{dest}}{c_{dest}} p_3 V_3 \ln \varepsilon \quad (1.61)$$

$$L_{p,dest} = \Delta p_w^{dest} \Delta V \Rightarrow \Delta p_w^{dest} = \frac{L_{p,dest}}{V_4 - V_3}$$

Din combinarea acestor relații și exprimînd presiunea p_3 funcție de presiunea minimă din ciclu, p_1 , ($p_3 = \eta p_2 = \varepsilon p_1$) și ținînd cont de faptul că $V_3 = V_2$, $V_4 = V_1$, rezultă expresia de calcul pentru pierderea de presiune datorată vitezei finite a pistonului în timpul procesului de destindere:

$$\Delta p_w^{dest} = \frac{a w_{dest}}{c_{dest}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \tau \ln \varepsilon \quad (1.62)$$

În relațiile anterioare, w_{dest} = viteza medie a pistonului de lucru în timpul procesului de destindere; c_{dest} = viteza moleculară medie determinată la temperatura la care are loc procesul de destindere, T_{dest} (care este și temperatura gazului la partea caldă a motorului, T_C), $c_{dest} = \sqrt{3RT_{dest}}$.

Conform relației (1.57), pierderea totală de presiune datorată vitezei finite a pistonului este:

$$\begin{aligned} \Delta p_w &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \ln \varepsilon \cdot a \left(\frac{w_{cpr}}{\sqrt{3RT_{cpr}}} + \tau \frac{w_{dest}}{\sqrt{3RT_{dest}}} \right) = \\ &= a \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \ln \varepsilon \cdot \frac{1}{\sqrt{3R}} \left(\frac{w_{cpr}}{\sqrt{T_{cpr}}} + \frac{T_{dest}}{T_{cpr}} \frac{w_{dest}}{\sqrt{T_{dest}}} \right) = \\ &= a \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_1}{\sqrt{3RT_{cpr}}} \ln \varepsilon \cdot \left(w_{cpr} + w_{dest} \sqrt{\frac{T_{dest}}{T_{cpr}}} \right) \end{aligned} \quad (1.63)$$

În ultima relației se înlocuiește expresia coeficientului $a = \sqrt{3k}$ și pe cea a vitezei sunetului la temperatura sursei reci $w_{S,F} = \sqrt{kRT_{cpr}}$ și obținem:

$$\Delta p_w = \frac{k}{w_{S,F}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \ln \varepsilon \cdot (w_{cpr} + w_{dest} \sqrt{\tau}) \quad (1.64)$$

Pierderea de presiune datorată laminării gazului la trecerea prin regenerator

Aceste pierderi de presiune au fost exprimate analitic pe baza rezultatelor experimentale obținute pentru mai multe regeneratoare [25],[90]:

$$\Delta p_{lam} = \frac{15}{k} \left(\frac{1}{2} \rho_{med,R} \cdot w_R^2 \right) \cdot N_S \quad (1.65)$$

unde: k = exponentul adiabatic al agentului de lucru;

$\rho_{med,R}$ = densitatea medie a gazului în interiorul regeneratorului; este exprimată

funcție de presiunea și temperatura medie a acestuia la trecerea prin regenerator, după cum urmează (mașinile Stirling moderne funcționează cu He sau H₂, gaze ce pot fi considerate perfecte în limitele de presiune și

temperatură din aceste mașini): $\rho_{med,R} = \frac{P_{med}}{RT_{med}}$;

$w_R = w_{depl} \cdot \frac{D_{depl}^2}{N r_{Reg} \cdot D_R^2}$ reprezintă viteza gazului la trecerea prin regenerator;

w_{depl} – viteza finită a deplasatorului în care este plasat regeneratorul;

D_{depl}, D_R – diametrele deplasatorului, respectiv regeneratoarelor;

Nr_{Reg} – numărul de regeneratoare pe cilindru;

N_S – numărul de site al regeneratoarelor.

Pe durata unui ciclu, gazul trece de două ori prin regenerator, și anume în procesele 2-3 și 4-1. De aceea, se calculează pierderile de presiune datorate laminării gazului pentru fiecare din aceste două transformări și se are în vedere faptul că temperatura medie este aceeași pentru ambele procese.

Pierderea de presiune datorată laminării gazului în procesul 2-3:

$$\rho_{med,R,2-3} = \frac{P_{med,2-3}}{RT_{med}} = \frac{1}{RT_{med}} \frac{p_2 + p_3}{2} = \frac{1}{RT_{med}} \frac{\varepsilon p_1 (1 + \tau)}{2}$$

Temperatura medie poate fi scrisă funcție de raportul temperaturilor extreme:

$$T_{med} = \frac{T_C + T_F}{2} = \frac{T_F}{2} (1 + \tau)$$

Cu această relație se obține:

$$\Delta p_{lam,23} = \frac{15}{2} \varepsilon p_1 \left(\frac{w_R}{w_{S,F}} \right)^2 N_s \quad (1.66)$$

Pierderea de presiune datorată laminării gazului în procesul 4-1 se obține în mod similar:

$$\Delta p_{lam,41} = \frac{15}{2} p_1 \left(\frac{w_R}{w_{S,F}} \right)^2 N_s \quad (1.67)$$

Pierderea de presiune datorată frecării mecanice dintre piston și cilindru

Aceste pierderi sunt exprimate prin analogie cu cele care apar în motoarele cu ardere internă [13],[96],[125], deoarece mașinile Stirling tind să aibă o construcție cinematică din ce în ce mai apropiată de motoarele cu ardere internă:

$$\Delta p_{f,Stirling} = \frac{1}{2} \Delta p_{f,MAI} \Rightarrow \Delta p_f = \frac{1}{2} (0,94 + 0,045w) \cdot 10^5 \quad [N/m^2] \quad (1.68)$$

unde w este viteza pistonului de lucru = $w_{cpr} = w_{dest}$.

1.3.6.3. Algoritmul Metodei Directe

Partea analitică a metodei permite deducerea randamentului termic al ciclului sub forma:

$$\eta_{MS} = \eta_{CC,g} \eta_{II,irev} = \left(1 - \frac{T_F}{T_C} \right) \eta_{II,irev} \quad (1.69)$$

unde $\eta_{II,irev} = \eta_{II,X} \cdot \eta_{II,\Delta p}$ este randamentul bazat pe Principiul al II-lea al termodinamicii. Acest randament a fost scris sub forma unui produs de doi termeni corespunzători pierderilor generate de diferite categorii de ireversibilități [25][23][88][22][90]:

$\eta_{II,X}$ = randamentul relativ la Principiul al II-lea datorat procesului de regenerare imperfectă a căldurii;

$\eta_{II,\Delta p}$ = randamentul relativ la Principiul al II-lea datorat pierderilor de presiune generate de viteza finită a proceselor, și anume de viteza finită a pistonului și a gazului care trece prin regenerador și celelalte schimbătoare de căldură, și de asemenea, pierderi de presiune generate de frecarea mecanică între părțile mobile ale mașinii.

Randamentul relativ la Principiul al II-lea datorat procesului de regenerare imperfectă a căldurii

Regenerarea imperfectă a căldurii reprezintă o pierdere importantă în mașinile Stirling. Aceste pierderi sunt exprimate utilizând un coeficient al pierderilor regenerative, X. Astfel, cantitatea de căldură ce nu este regenerată și care trebuie adăugată suplimentar datorită faptului că se consideră un regenerador real, cu ireversibilități, este dată de relația [13],[90]:

$$Q_{3'3} = XQ_{23} = X|Q_{41}| \quad (1.70)$$

În acest caz în care se consideră că singurele pierderi ce apar sunt cele datorate regenerării imperfecte, randamentul motorului Stirling devine:

$$\eta_{MS,X} = \frac{L_{ciclu}}{Q_{34} + Q_{3'3}} = \frac{mR(T_C - T_F) \ln \varepsilon}{mRT_C \ln \varepsilon + Xmc_v(T_C - T_F)} = \frac{1 - \frac{T_F}{T_C}}{1 + \frac{Xc_v}{R \ln \varepsilon} \left(1 - \frac{T_F}{T_C}\right)} \quad (1.71)$$

în care numărătorul este de fapt randamentul Carnot.

Luând în considerare relațiile randamentului motorului Stirling, se obține:

$$\eta_{II,X} = \frac{1}{1 + \frac{Xc_v}{R \ln \varepsilon} \left(1 - \frac{T_F}{T_C}\right)} \quad (1.72)$$

În relațiile anterioare, căldura specifică la volum constant, c_v , este luată din tabele termodinamice la temperatura medie a gazului, T_{med} , iar masa de gaz, m , este calculată din ecuația termică de stare.

Expresia coeficientului de pierderi regenerative a fost dedusă luând în considerare doi algoritmi diferiți și anume, unul ‘optimist’ pentru care a fost dedus un coeficient X_1 , și altul ‘pesimist’ pentru care X_2 a fost calculat. Combinând acești doi algoritmi, s-a obținut următoarea expresie de calcul a coeficientului de pierderi regenerative [13], [90]:

$$X = X_1 \cdot y + X_2 \cdot (1 - y) \quad (1.73)$$

unde y este un parametru de ajustare al metodei avînd valoarea de 0,27 stabilită pe baza corelării rezultatelor analitice cu cele experimentale, iar coeficienții de pierderi regenerative în estimările ‘pesimistă’ și respectiv, ‘optimistă’, sunt:

$$X_1 = \frac{1 + 2M + e^{-B}}{2(1 + M)}, \quad X_2 = \frac{M + e^{-B}}{1 + M};$$

în care M este raportul dintre capacitățile termice ale gazului și matricii regeneratoarei:

$$M = \frac{m c_v}{m_R c_R}, \text{ iar } B \text{ este un factor care ține cont de caracteristicile procesului de transfer de}$$

căldură în interiorul regeneratoarei: $B = (1 + M) \frac{\alpha A_R}{m c_v} \cdot \frac{S_{depl}}{w_{depl}}$; coeficientul de convecție

termică [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$] caracteristic transferului de căldură din regenerator este [68], [69]:

$$\alpha = \frac{0,395(4 p_{med} / RT_C) w_{dest}^{0,424} c_{p,T_{med}} V_{T_{med}}^{0,576}}{(1 + \tau) \left[1 - \frac{\pi}{4(b'/d + 1)} \right] D_R^{0,576} Pr^{2/3}}$$

în care: p_{med} este presiunea medie a ciclului;

c_p = căldura specifică a gazului la presiune constantă, la temperatura medie;

ν = viscozitatea cinematică a gazului la temperatura medie;

Pr = criteriul Prandtl pentru gaz la temperatura medie;

b' = distanța dintre firele metalice ale matricii regeneratoarei;

d = diametrul firelor metalice ale matricii regeneratoarei.

Randamentul relativ la Principiul al II-lea datorat pierderilor de presiune

Pierderile de presiune sunt luate în considerare prin randamentul $\eta_{II,\Delta p}$. Expresia randamentului motorului Stirling în cazul în care se iau în considerare pierderile de presiune generate de ireversibilitățile interne și externe (viteza finită a proceselor, laminarea gazului la trecerea prin regenerator, frecarea internă între piston și cilindru) este următoarea:

$$\eta_{MS,X,\Delta p} = \frac{\text{efect util}}{\text{consum}} = \frac{P_{MS}}{\dot{Q}_{primit}} \quad (1.74)$$

de unde se exprimă puterea produsă de motor:

$$P_{MS} = \eta_{MS,X,\Delta p} \dot{Q}_{primit} = \eta_{MS,X,\Delta p} m R T_C \ln \varepsilon \frac{n_r}{60} \quad (1.75)$$

În ultima relație se introduce expresia randamentului motorului Stirling și se obține:

$$P_{MS} = \eta_{CC} \eta_{II,X} \eta_{II,\Delta p} m R T_C \ln \varepsilon \frac{n_r}{60} \quad (1.76)$$

Produsul $\eta_{CC} \eta_{II,X}$ este chiar randamentul motorului când sunt luate în considerare doar pierderile introduse de regenerarea imperfectă, $\eta_{MS,X}$, dedus anterior. Rezultă deci randamentul relativ la Principiul al II-lea datorat pierderilor de presiune:

$$\eta_{II,\Delta p} = \frac{P_{MS}}{\eta_{MS,X} mRT_C \ln \varepsilon \frac{n_r}{60}} \quad (1.77)$$

Puterea dezvoltată de motor ia în considerare pierderile generate de ireversibilități, deci poate fi scrisă ca:

$$P_{MS} = P_{\max,X} - P_{pierderi,\Delta p} \quad (1.78)$$

unde $P_{\max,X}$ reprezintă puterea maximă dezvoltată de motor atunci când sunt considerate efectele regenerării imperfecte și care se exprimă din relația (1.71) funcție de $\eta_{II,X}$, iar $P_{pierderi,\Delta p}$ pierderile introduse de căderile de presiune.

Revenind în (1.77), se obține:

$$\eta_{II,\Delta p} = \frac{\eta_{MS,X} mRT_C \ln \varepsilon \frac{n_r}{60} - L_{pierderi,\Delta p} \frac{n_r}{60}}{\eta_{MS,X} mRT_C \ln \varepsilon \frac{n_r}{60}}$$

iar după prelucrări matematice:

$$\eta_{II,\Delta p} = 1 - \frac{L_{pierderi,\Delta p}}{\eta_{CC} \eta_X mRT_C \ln \varepsilon} \quad (1.79)$$

în care se va introduce expresia pierderilor de lucru mecanic conform relațiilor (1.55) și (1.56) în funcție de tipul motorului studiat.

În funcție de anumite ipoteze de calcul care se pot face, de modul în care se consideră că ar avea loc generările de ireversibilități și de efectul lor asupra performanțelor mașinii, s-au dezvoltat mai multe scheme de calcul. De exemplu, se poate considera că pierderea totală de presiune datorată vitezei finite a pistonului ar fi o medie între aceste pierderi din timpul proceselor de comprimare și destindere. La fel de bine se poate considera ca pierderea totală este suma lor, și nu media lor. Același lucru pentru pierderile de presiune în cele două procese de trecere prin regenerator. Au fost studiate trei scheme de calcul cu ipoteze de lucru diferite și în final s-a stabilit care dintre acestea este cea mai potrivită.

Schema de calcul “pesimistă”

Numele acestei scheme a fost dat după ce s-au comparat rezultatele obținute cu cele experimentale. S-a observat că valorile obținute analitic sunt mai mici decât cele experimentale. Deci, s-a mers pe o gândire prea “pesimistă” privind generarea de ireversibilități în interiorul mașinii.

Ipoteze privind generarea ireversibilităților:

⌘ S-a considerat o valoare medie a celor patru surse de pierderi de presiune, și anume viteza finită a pistonului în timpul procesului de comprimare, în timpul procesului de destindere, laminarea gazului în cele două treceri prin regenerator și frecările mecanice. În acest caz, s-a lucrat cu suma pierderilor medii de presiune ce înglobează pierderile datorate vitezei finite, laminării și frecării:

$$\Sigma \Delta p_{med} = \Delta p_w + \Delta p_{lam} + \Delta p_f$$

- ⌚ Deci, pierderea de presiune datorată vitezei finite a pistonului este media celor două pierderi din timpul proceselor de comprimare și destindere:

$$\Delta p_w = \frac{1}{2} (\Delta p_w^{cpr} + \Delta p_w^{dest})$$

Înlocuind relațiile de calcul pentru Δp_w^{cpr} și Δp_w^{dest} și luând în considerare și relațiile de calcul pentru a și $w_{S,F}$, rezultă:

$$\Delta p_w = \frac{1}{2} \frac{k}{w_{S,F}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \ln \varepsilon \cdot (w_{cpr} + w_{dest} \sqrt{\tau})$$

- ⌚ S-a considerat că în cele două procese de laminare pierderea de presiune este aceeași, ceea ce înseamnă că pierderea medie de presiune datorată laminării gazului este dată de relația (1.65).

Înlocuind aceste expresii s-a obținut:

$$\begin{aligned} \sum \Delta p_{med} &= \frac{1}{2} \frac{k}{w_{SF}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \ln \varepsilon \cdot (w_{cpr} + w_{dest} \sqrt{\tau}) + \frac{15}{k} \left(\frac{1}{2} \rho_{med,R} w_R^2 \right) N_s + \\ &+ \frac{1}{2} (0,94 + 0,045w) 10^5 \end{aligned}$$

- ⌚ Se consideră că viteza gazului este egală cu viteza medie a pistonului.
⌚ Se consideră pierderile de presiune datorită frecării între părțile mobile ale mașinii ca fiind jumătate din cele ce apar la motoarele cu ardere internă, deoarece mașinile Stirling nu au supape.

Cum pierderea de presiune este considerată valoarea medie a celor trei surse de generare, lucrul mecanic datorat pierderilor de presiune a devenit:

$$\begin{aligned} L_{pierderi,\Delta p}^{(\gamma)} &= \sum \Delta p_{med} [(V_1 - V_2) + 2V_2 + (V_1 - V_2)] = 2V_1 \sum \Delta p_{med} \\ L_{pierderi,\Delta p}^{(\alpha)} &= \sum \Delta p_{med} [(V_1 - V_2) + V_2 + V_1 + (V_1 - V_2)] = (3V_1 - V_2) \sum \Delta p_{med} = \quad (1.80) \\ &= 3V_1 \left(1 - \frac{1}{3\varepsilon} \right) \sum \Delta p_{med} = 3\mu V_1 \sum \Delta p_{med} \end{aligned}$$

unde s-a făcut notația: $\mu = 1 - \frac{1}{3\varepsilon}$.

Cu ultimele două relații se poate calcula randamentul relativ la Principiul al II-lea datorat pierderilor de presiune.

Schema de calcul “optimistă”

Numele acestei scheme a fost dat după ce s-au comparat rezultatele obținute cu cele experimentale. S-a observat că valorile obținute analitic sunt mai mari decât cele experimentale. Deci, s-a mers pe o gândire prea “optimistă” privind generarea de ireversibilități în interiorul mașinii.

Ipoteze privind generarea ireversibilităților:

- ⌚ S-au luat în considerare separat pierderile de presiune din regenerator în timpul celor două procese de laminare, 2-3 și 4-1, la temperaturile și presiunile medii respective, conform relațiilor (1.66) și (1.67).

- ⌚ S-au considerat pierderile de presiune datorită frecării între părțile mobile ale mașinii ca fiind jumătate din cele ce apar la motoarele cu ardere internă.
- ⌚ Deplasarea pistoanelor este sinusoidală, motiv pentru care s-a considerat viteza gazului egală cu jumătate din viteza medie a pistonului. (Când se mișcă deplasatorul, viteza gazului în regenerator este egală cu viteza deplasatorului. Când se mișcă doar pistonul de lucru, viteza gazului în vecinătatea acestuia este egală cu viteza pistonului, dar viteza gazului în regeneratorul care stă fix este la limită zero. Deci viteza medie între aceste două extreme va fi jumătate din viteza pistonului de lucru.)
- ⌚ Pierderile prin laminare în regenerator au fost luate în considerare numai în procesele 2-3 și 4-1, iar pierderile datorate mișcării cu viteză finită a pistonului au fost considerate doar în procesele 1-2 și 3-4.

Schema a fost dezvoltată pentru un singur tip de mașină, și anume pentru mașini Stirling tip α (regeneratorul așezat între cei doi cilindri), deci în calcule a fost considerat doar $L_{pierderi,\Delta p}^{(\alpha)}$. Din faptul că viteza gazului în regenerator, w_R , este egală cu jumătate din viteza medie a pistonului de lucru, $w/2$, s-a obținut expresia de calcul a randamentului relativ la Principiul al II-lea datorat pierderilor de presiune:

$$\eta_{II,\Delta p}^{(\alpha)} = 1 - \frac{L_{pierderi,\Delta p}}{\eta_{CC}\eta_X mRT_C \ln \varepsilon} = \frac{\frac{k}{w_{S,F}} \ln \varepsilon \cdot (w_{cpr} + w_{dest} \sqrt{\tau}) + 2 \left(\frac{w_{dest}}{w_{S,F}} \right)^2 N_S + \frac{(0,94 + 0,045 w_{cpr}) 10^5}{2 p_1}}{\eta_{CC}\eta_X \tau \ln \varepsilon} \quad (1.81)$$

Schema de calcul “cea mai puțin pesimistă”

Această schemă de calcul este “mai optimistă” în comparație cu prima schemă deoarece se iau în considerare pierderile de presiune prin laminare în regenerator numai în timpul celor două procese izocore, ca și la schema II, dar față de schema II, viteza gazului în regenerator este egală viteza medie a pistonului.

Ipoteze privind generarea ireversibilităților:

- ⌚ S-au luat luate în considerare separat pierderile de presiune din regenerator în timpul celor două procese de laminare, 2-3 și 4-1, la temperaturile și presiunile medii respective, conform relațiilor (1.66) și (1.67).
- ⌚ S-a considerat viteza gazului egală cu viteza medie a pistonului.
- ⌚ Pierderile de presiune prin frecare s-au considerat ca și la motoarele cu ardere internă.

Un calcul similar celui efectuat pentru schema precedentă a condus la:

$$\eta_{II,\Delta p}^{(\alpha)} = 1 - \frac{\frac{k}{w_{S,F}} \ln \varepsilon \cdot (w_{cpr} + w_{dest} \sqrt{\tau}) + 8 \left(\frac{w_{dest}}{w_{S,F}} \right)^2 N_S + \frac{(0,94 + 0,045 w_{cpr}) 10^5}{p_1}}{\eta_{CC}\eta_X \tau \ln \varepsilon} \quad (1.82)$$

Corelarea cu rezultatele experimentale a dovedit faptul că cele mai bune rezultate teoretice au fost obținute prin combinarea ultimelor două scheme de calcul. Deci, s-a utilizat formula:

$$\eta_{II,\Delta p} = \frac{1}{2}(\eta_{II,\Delta p,schema2} + \eta_{II,\Delta p,schema1}) \quad (1.83)$$

ca apoi randamentul motorului Stirling cu ireversibilități să se calculeze cu formula (1.69).

1.3.6.4. **Rezultate numerice obținute**

Această metodă a fost aplicată până acum cu succes și validată în cazul studiului și optimizării motoarelor Stirling alimentate cu energie convențională. S-a obținut un mare grad înalt de corelare între rezultatele analitice și performanțele experimentale [68].

În Tabel 1.5 sunt prezentate pe scurt rezultatele analitice obținute aplicând metoda Directă motoarelor Stirling convenționale în comparație cu performanțele experimentale disponibile în literatură [68].

Tabel 1.5 Rezultatele Metodei Directe aplicată studiului motoarelor Stirling convenționale [69],[70].

Motor Stirling	Randament [-]		Putere [kW]	
	Experimental	Calculat	Experimentală	Calculată
NS-03T (reg1- economic)	0.326	0.318	3.08	3.14
NS-03T (reg2- putere max)	0.303	0.309	4.14	4.45
NS-30A (reg1- economic)	0.375	0.357	23.2	29.45
NS-30A (reg2- putere max)	0.33	0.336	30.4	33.82
USS V-160	0.3	0.308	9	8.82
GPU-3	0.127	0.126	3.96	4.16
MP1002CA	0.156	0.153	0.2	0.194
STM 4-120	0.4	0.401	25	26.36

Am considerat aceste rezultate ca fiind o provocare pentru extinderea acestei cercetări și în cazul mașinilor frigorifice și a pompelor de căldură Stirling și apoi extinderea metodei pentru calculul performanțelor motoarelor Stirling solare, ceea ce am realizat ca elemente de originalitate ale acestei teze, fiind prezentate în următorul capitol.

1.3.7. *Coduri de calcul*

După cum se specifica în paragrafele anterioare, pentru mașinile Stirling, datorită complexității fenomenelor, au fost elaborate programe foarte complexe de simulare a

funcționării care apar sub denumirea de "*coduri*". Din păcate însă, acestea sunt disponibile doar pentru unele motoare, neacoperind în întregime mașinile Stirling și de asemenea, sunt greu accesibile din punct de vedere financiar diverșilor utilizatori. În plus, toate aceste coduri de calcul se utilizează ca atare (programe executabile pe un calculator modern) nepermițând penetrarea inginerului în interiorul său, deci fără a explica detaliat cauzele generării ireversibilităților, ponderea fiecăreia și înțelegerea profundă a acestor mecanisme.

În continuare, se prezintă câteva informații ce sunt făcute publice asupra unor astfel de coduri de calcul.

1.3.7.1. Centrul de cercetare NASA Glenn

NASA Glenn Research Center deține două coduri pentru studiul mașinilor Stirling dezvoltate în ultimii ani și destinate calculării anticipate a performanțelor motoarelor Stirling și a studiilor de proiectare, numite HFAST și GLIMPS/GLOP, cu ajutorul cărora se obțin rezultate comparabile cu cele experimentale atunci când sunt aplicate mașinilor Stirling.

Rezultatele obținute cu aceste două coduri de calcul sunt comparabile cu cele experimentale atunci când se studiază motoarele Stirling cu pistoane libere RE-1000 și SPRE. Sunt generate rezultatele numerice privind performanțele motorului studiat și unele pierderi de presiune ("disponibile"). Diferențele între GLIMPS și HFAST constau tocmai în rezultatele obținute pentru aceste pierderi de presiune. Ambele coduri necesită o calibrare specială a motorului pentru a corela cât mai bine rezultatele analitice cu cele experimentale.

În ultimii ani ai proiectului "Automotive Stirling Engine Development Project", s-a elaborat un cod de calcul pentru un motor Stirling la NASA Glenn și a fost utilizat în monitorizarea unui analizor de eforturi mecanice și în studiul impactului creat de aceste schimbări de sarcină asupra motorului Stirling, deci a fost studiată influența condițiilor de funcționare, a agentului de lucru, etc. (Tew, 1983). Acest cod de calcul a fost creat pentru curgeri plane și utilizat pe calculatoarele pe care acum le-am numi "de generație depășită". Când au apărut calculatoarele performante, cu interfață mult mai prietenoasă, au fost scrise codurile HFAST și GLIMPS.

HFAST

Mechanical Technology Inc. (MTI) a început lucrul la HFAST în cadrul proiectului mai sus amintit destinat dezvoltării motoarelor Stirling. Primele motoare de acest tip au fost produse de filiala suedeză United Stirling și de laboratoarele Philips din Olanda. Pe baza acestui cod de calcul erau proiectate noi motoare, dar întotdeauna datele erau verificate de United Stirling.

Evoluția HFAST a continuat pe măsură ce au fost dezvoltate motoarele Stirling cu pistoane libere pentru a alimenta nave spațiale: motorul demonstrativ pentru aeronave (SPDE, Space Power Demonstrator Engine) și convertorul de putere (CTPC, Component Test Power Converter) de 12,5 kWe/cilindru.

HFAST reprezintă un program de simulare cu restricții care consideră că variabilele ce intervin în funcționarea motorului au variații armonice în timp. Soluția problemei este cea a unui sistem de ecuații algebrice neliniare ce provin din înlocuirea acestor funcții armonice în ecuațiile diferențiale ce guvernează motorul. HFAST se bazează pe un model plan de discretizare, fiecare componentă fiind împărțită într-un număr de volume de control. Utilizatorul trebuie să specifice numărul de componente al sistemului și cel al

volumelor de control. HFAST include o subrutină de optimizare a motorului. Acest cod de calcul a fost scris în Microsoft FORTRAN. Se poate utiliza pe un calculator IBM 286 pentru a calcula performanțele unui motor, iar dacă se utilizează și subrutina de optimizare, atunci este necesar un calculator mai performant, 486.

În prezent, codul de calcul HFAST este disponibil comercializării doar în SUA.

GLIMPS/GLOP

GLIMPS/GLOP este un cod de calcul comercializat de Asociația Gedeon din Ohio. Acesta este utilizat pentru calculul performanțelor motoarelor Stirling, are o interfață mai prietenoasă decât cea a codului de calcul prezentat anterior (variabilele de intrare sunt descrise în limba engleză și nu în stilul limbajului FORTRAN folosit de HFAST).

GLOP conține de asemenea subrutine de optimizare a motorului și poate fi folosit și pentru mașini frigorifice.

Se bazează pe metoda diferențelor finite, fiecare componentă fiind împărțită într-un număr de celule de calcul și se realizează o discretizare în timp. Utilizatorul precizează numărul de celule de calcul și de noduri (ale discretizării).

Spre deosebire de HFAST, GLIMPS/GLOP este scris în Microsoft PASCAL și necesită aproximativ 2 minute pentru un calcul complet când este utilizat pe un calculator IBM 286.

În prezent, aceeași asociație lucrează la un nou cod de calcul numit SAGE.



Pentru a putea utiliza unul din aceste două coduri de calcul, prețul de cumpărare și respectiv cum se face livrarea, este dată adresa acestei asociații din Ohio.

1.3.7.2. Stirling Machines World

Stirling Machines World comercializează de asemenea două coduri de calcul: MARTINI – WEISS și CRYOWEISS.

MARTINI - WEISS

Acesta reprezintă un program de simulare pe calculator a funcționării unui motor Stirling. Autorii acestui cod de calcul sunt M.H Weiss, G. Walker și O.R Fauvel, de la Departamentul de Inginerie Mecanică a Universității din Calgary.

Programul Martini-Weiss se bazează pe analiza izotermă Martini și este scris în FORTRAN 77. Are un meniu de interfață cu utilizatorul foarte atractiv, iar rezultatele obținute sunt grafice. Programul poate fi aplicat pe câteva configurații de motoare Stirling și schimbătoare de căldură.



Programul este disponibil numai în varianta pentru MS-DOS la adresa <http://www.stirlingengines.org.uk/files/journal.html>.

CRYOWEISS

Acest program este utilizat pentru simularea mașinilor frigorifice și a pompelor de căldură Stirling.

1.3.7.3. ***Programul de Analiză Numerică Stirling***

Prescurtat SNAP (Stirling Numerical Analysis Program), este clasat al doilea cod de calcul pentru analiza sistemelor termodinamice ce conțin motoare Stirling și a fost scris de Alan Altman. Oferă multe îmbunătățiri aduse codurilor existente fiind compatibil cu sistemele PC și Machintosh. Poate fi rulat sub Excel și oferă posibilitatea unei semi-optimizări grafice. De asemenea, codul sursă este vizibil astfel încât formulele utilizate pot fi vizualizate.



Pentru obținerea acestui produs, următoarea adresă este disponibilă:
<http://snapburner.home.comcast.net/index.html>.

1.3.7.4. ***Metodă Simplă de Calcul a Performanțelor Motorului Stirling***

Este un program scris de Koichi Hirata (31 martie 1998), denumirea originală: Simple Performance Prediction Method For Stirling Engine. Ca orice cod de calcul, și acesta este disponibil în varianta în limba engleză.

Utilizează o serie de variabile adimensionalizate și câteva legi de variație a acestora ce au fost deduse și validate pe baza datelor experimentale obținute pentru motorul Ecoboy-SCM81.

1.3.7.5. ***LASER***

Este o aplicație pentru calculator destinată simulării comportamentului unui motor Stirling din punct de vedere dinamic și termodinamic. Interfața acestuia oferă posibilitatea obținerii unor rezultate grafice, iar programul poate fi rulat sub Windows 95. Este un program ingineresc de creare efectivă a motorului prin componentele sale: pistoane, mecanismele de mișcare, arcuri, schimbătoare de căldură, etc. și prin specificarea parametrilor și a interconexiunilor existente.

Programul poate simula comportamentul unor mașini sub anumite restricții sau fără restricții (cu pistoane libere), putând fi aplicat motoarelor, pompelor de căldură și mașinilor duplex.

În principal, LASER se bazează pe modelul liniar izoterm de calcul a performanțelor mașinii, luând în considerare căderile de presiune ce au loc în schimbătoarele de căldură.



Pentru cei interesați de astfel de coduri de calcul, câteva adrese utile:
DOT (Design Optimisation Tool): www.vrand.com;
EASY-OPT: www.uni-bayreuth.de/departments/math/~kschittkowsky/easy_opt;
ISIGHT: www.engineous.com;
SNOP: www.stanford.edu/group/SOL/.

1.4. **Comparație între Termodinamica în Timp Finit și Termodinamica cu Viteză Finită**

Această temă de documentare este de o mare importanță științifică și tehnică la nivel național și internațional deoarece se încadrează în mișcarea de revitalizare și dezvoltare a **termodinamicii ireversibile (în timp finit, cu viteză finită, etc)**, din ultimii ani, mișcare legată de progresul științei, dar și de problemele actuale ale energiei mondiale în contextul diminuării accentuate a resurselor energetice fosile (convenționale) și care este preocupată tot mai intens de găsirea de mijloace, modele și metode de optimizare a mașinilor termice în vederea realizării economiei de energie și a diminuării poluării.

Numeroase lucrări recente având ca obiectiv studiul și înțelegerea mecanismelor de generare a ireversibilităților în mașini și instalații termice denotă actualitatea, respectiv interesul cu care este abordată această problemă, dar mai ales importanța pierderilor generate de acestea și necesitatea considerării lor în analiza mașinii reale.

CHEN [42] a reușit să realizeze o culegere a lucrărilor publicate în domeniul **Termodinamicii în Timp Finit**, care la nivelul anului 2000 număra „peste 1500 publicații: cărți, teze de doctorat și articole recenzate”. Evident numărul real este cu mult mai mare dacă luăm în considerare faptul că poate nu toate lucrările au fost disponibile și mai ales că în ultimii ani acest domeniu a cunoscut o „exploatare” puternică în multe ramuri (termodinamică, fizică, matematică, biologie, etc).

Selectând bibliografia, am avut foarte plăcuta surpriză și în același timp mândrie de a descoperii că printre autorii lucrărilor menționate de CHEN se află și profesori din catedra Termotehnică, Mașini Termice și Frigorifice a Universității Politehnica București, profesori ce prin lucrările domniilor lor contribuie benefic la renumele cercetării științifice românești: prof.dr.ing. V. RADCENCO, prof.dr.ing. G. POPESCU împreună cu colectivul de coautori.

Termodinamică ireversibilă nu înseamnă numai Termodinamica în Timp Finit, domeniul termodinamicii ireversibile fiind abordat în prezent de marea majoritate, dacă nu cumva de totalitatea, cercetătorilor științifici, profesori, cadre didactice, etc.

Obiectivele acestei părți sunt:

- realizarea unei documentări asupra metodelor de analiză și optimizare a mașinilor termice din prisma a două curente ale Termodinamicii Ireversibile: Termodinamica în Timp Finit (TTF) și Termodinamica cu Viteză Finită (TVF);
- prezentarea scopului principal al fiecărei metode; global vorbind, optimizarea performanțelor proceselor termodinamice luând în considerare diverse ireversibilități;
- prezentarea ipotezelor de lucru și a algoritmului fiecărei metode pe baza bibliografiei de specialitate;
- sintetizarea asemănarilor și deosebirilor între cele două curente, respectiv o trecere în revistă a rezultatelor obținute.

1.4.1. **Termodinamică în Timp Finit**

1.4.1.1. **Necesitatea dezvoltării acestui nou domeniu al termodinamicii**

Problema fundamentală a termodinamicii moderne, și nu numai, este cea a transformării unei forme de energie în altă formă de energie (de exemplu, a căldurii în lucru mecanic pentru cazul motoarelor termice) cu ajutorul ciclurilor termodinamice în așa fel încât acest proces să fie optimizat din punct de vedere al pierderilor către exterior.

Conform principiului al II-lea al termodinamicii, această transformare presupune existența a două surse de căldură, deci implicit o parte din căldura primită de la sursa caldă este cedată sursei reci, și nu transformată integral în lucru mecanic.

Inginerului francez Sadi CARNOT (1796–1832) îi revine meritul deosebit de a pune bazele termodinamicii, iar în anul 1824 înregistrează un prim mare succes prin stabilirea limitelor de producere a energiei mecanice (cazul motoarelor) [26].



Pentru temperaturi specificate ale celor două surse de căldură, *gradul maxim de transformare a unei forme de energie în altă formă de energie* este specificat cu ajutorul randamentului, respectiv eficienței (coeficientului de performanță) ciclului Carnot¹ reversibil, astfel:

- cazul ciclului motor Carnot reversibil:

$$\eta_{CC} = \frac{L_{\max}}{Q_{SC}} = 1 - \frac{|Q_{SF,\min}|}{Q_{SC}} = 1 - \frac{T_{SF}}{T_{SC}} < 1 \quad (1.84)$$

- cazul ciclului frigorific Carnot reversibil:

$$COP_{CC,MF} = \frac{Q_{SF}}{|L_{\min}|} = \frac{1}{\frac{|Q_{SC,\min}|}{Q_{SF}} - 1} = \frac{1}{\frac{T_{SC}}{T_{SF}} - 1} < 1 \text{ sau } > 1 \quad (1.85)$$

- cazul ciclului pompei de căldură Carnot reversibilă:

$$COP_{CC,PC} = \frac{|Q_{SC}|}{|L_{\min}|} = \frac{1}{1 - \frac{Q_{SF,\max}}{|Q_{SC}|}} = \frac{1}{1 - \frac{T_{SF}}{T_{SC}}} > 1 \quad (1.86)$$

În acest mod se poate realiza o primă comparație între performanțele proceselor reale și cele reversibile (maxime).

Se observă faptul că aceste mărimi (randamentul, eficiența și coeficientul de performanță ale ciclului Carnot reversibil) nu depind de natura agentului termic, ci numai de temperaturile absolute ale celor două schimbătoare de căldură.

Caracteristica principală a ciclului Carnot reversibil este aceea că procesele componente sunt reversibile pe plan intern și extern, adică cele două procese adiabate

¹ Ciclul Carnot este format din două procese adiabate și două procese izoterme.

reversibile se desfășoară izentrop, iar schimburile de căldură între agentul termic ce evoluează în ciclu și cele două surse de căldură au loc la diferențe infinite mici de temperatură. Acest ultim lucru presupune existența unor schimbătoare de căldură cu suprafețe de transfer de căldură infinite mari sau timi de realizare a proceselor de transfer de căldură infinite mari. Ca urmare, schimbul de putere al ciclului cu mediul exterior (care se definește ca fiind schimbul de lucru mecanic al ciclului cu mediul exterior în unitatea de timp) este nul.



Cercetările efectuate în ultimele decenii au evidențiat necesitatea abordării teoriei ciclurilor termodinamice prin prisma transferului de căldură care presupune existența unor diferențe finite de temperatură pentru ca aceste procese să aibe loc. Mai mult din motive practice, suprafețele de schimb de căldură au dimensiuni finite, iar timpii de contact între agentul termic și schimbătoarele de căldură să fie finiți (altfel puterea ar fi nulă). Datorită acestui fapt, ciclul Carnot devine exoیرهversibil, ireversibilitatea fiind generată tocmai de diferențele de temperaturi externe.

Astfel a apărut noul domeniu al termodinamicii în timp finit (TTF), prin exploatarea căruia se încearcă o cât mai bună corelare a teoriei cu practica.

Prin urmare:



Termodinamica în Timp Finit reprezintă o extensie a termodinamicii reversibile tradiționale ce include cerințe suplimentare, și anume procesele se desfășoară în perioade finite de timp, având ca scop principal stabilirea unor limite fizice realiste pentru performanțele mașinilor reale, prin tratarea unitară din punct de vedere al termodinamicii, transferului de căldură și mecanicii fluidelor, prin optimizarea performanțelor sistemelor în timp finit și/sau cu dimensiuni finite.

Cu alte cuvinte, TTF se dezvoltă ca ramură a termodinamicii ireversibile.

Literatura de specialitate face referire la TTF ca fiind introdusă pentru prima dată în anul 1975 de către CURZON și AHLBORN, părinții săi spirituali [29] drept consecință a crizei de petrol și deci a necesității unei evaluări teoretice cât mai bune a performanțelor proceselor reale.

Termodinamica în Timp Finit are mai multe denumiri:

- ✓ Termodinamica în Timp Finit – în fizică, R.S. BERRY, P. SALAMON și B. ANDRESEN [29],[37],[36],[32];
- ✓ Termodinamică Endoreversibilă - în fizică, A. DE VOS, K.H. HOFFMANN ;
- ✓ Minimizarea Generării de Entropie – în inginerie, A. BEJAN, R.J. KRANE, D.P. SEKULIC, M. FEIDT, V. RADCENCO;
- ✓ Modelare și Optimizare Matematică - A. BEJAN, K.C. NG;
- ✓ Control optimal – ORLOV, RUDENKO;
- ✓ Termodinamica Diferențelor Finite de Temperatură – GRAZZINI;
- ✓ Termodinamică cu Suprafață Finită – LU.

1.4.1.2. Timpul – concept de bază

Timpul este foarte important pentru evoluție, esențial pentru a descrie mașinile termodinamice într-un mod adecvat, așa cum am văzut în paragraful 1.4.1.1. . Acesta caracterizează principiul al II-lea al termodinamicii.



Ce reprezintă timpul? Dar momentul?

Momentul reprezintă [30] „prezentul, ca o frontieră între trecut și viitor”.

Timpul reprezintă „prezentul, ca o continuare a trecutului și extrapolare în viitor; el este un continuu”. Acest „continuu” este foarte important pentru metodele analitice dezvoltate.

Apare deci, un paradox între fizica statistică (ce presupune legi de conservare) și evoluția universului în care existăm. Evoluția este corelată cu viteza, cu cinematica, deci cu vitezele de variație ale mărimilor în timp.

Timpul poate fi clasificat în două categorii [30]:

- **Timpul liniar** – definit între trecut și viitor; este timpul newtonian;
- **Timpul ciclic (circular)** – definit pentru mecanismele ciclice.

Toate sistemele sunt în evoluție. FEIDT [30] dă un exemplu pentru a deosebi cele două categorii: a merge și a reveni din Spațiu înseamnă a merge, dar a nu reveni niciodată în Timp datorită ireversibilităților.

1.4.1.3. Concepte utilizate în TTF

Sigur, conceptul de bază este TIMPUL, însă nu și singura „unealtă” a TTF.

TTF nu presupune utilizarea unor cunoștințe despre partea microscopică a proceselor deoarece ireversibilitățile sunt descrise la nivel macroscopic, prin:

- a) **constante**, ca de exemplu: coeficienți de frecare, conductanțe termice, viteze de reacție, etc;
- b) **generarea de entropie**, introdusă prin intermediul unor ecuații empirice.

Conceptele utilizate în TTF sunt atât cele din termodinamica reversibilă (potențiale, exergie, etc), cât și unele nou introduse, și anume: *endoreversibilitate / exoreversibilitate, potențiale termodinamice generalizate, exergie finită, lungime termodinamică, „simulated annealing”*¹, etc.

→ **Endoreversibilitate / exoreversibilitate**

Termenul de endoreversibilitate se referă la faptul că ciclul termodinamic este considerat intern (endo-) reversibil, exoreversibilitatea însemnând extern (exo-) ireversibil.

În funcție de ireversibilitățile considerate, în mod similar, se definesc noțiunile de endoreversibil (ireversibil pe plan intern) și exoreversibil (reversibil pe plan extern).

→ **Potențiale termodinamice generalizate**

Pentru studiul fenomenelor reale au fost introduse potențiale în timp finit ca o extensie a potențialelor clasice.

În termodinamica clasică, potențialele termodinamice sunt utilizate pentru a descrie abilitatea sistemului de a produce lucru luând în considerare anumite restricții impuse. Restricțiile sunt de obicei variabile de stare menținute constante (presiune, volum, temperatură, entropie, etc).

¹ denumire dată unei proceduri de optimizare globală, procedură ce se bazează pe simularea Monte Carlo a sistemelor fizice.



Scăderea unui potențial termodinamic Φ între două stări este egală cu lucru produs în timpul unui proces reversibil între aceste stări. Cu alte cuvinte, scăderea potențialului termodinamic este egală cu lucrul maxim ce se poate produce.

$$L \leq L_{\max, rev, i-f} = \Phi_i - \Phi_f \quad (1.87)$$

Atunci când restricțiile sunt mai complexe, incluzând timpul de desfășurare a procesului, vorbim de **potențiale termodinamice generalizate** [32].

Câteva *exemple* de potențiale termodinamice:

Exemplul 1: - se consideră un proces izobar reversibil.

- schimbul de lucru mecanic se scrie:

$$\delta L = p dV \xrightarrow{p=ct} \delta L = p dV + \underbrace{V dp}_{\text{alegere convenabila}} = d(pV)$$

$\Rightarrow pV =$ **potențial de lucru izobar**

- schimbul de căldură se scrie:

$$\delta Q = dU + p dV \xrightarrow{p=ct} \delta Q = dU + p dV + \underbrace{V dp}_{\text{alegere convenabila}} = d(U + pV)$$

$\Rightarrow U + pV =$ **potențial caloric izobar**

Exemplul 2: - se consideră un balon de formă sferică (de rază r) supus unei tensiuni superficiale α , în echilibru cu o presune exterioară p_{ext} .

- se aplică restricția $\alpha = const$.

- presiunea din interiorul balonului se scrie [29]: $p = p_{ext} + \frac{2\alpha}{r}$

- se exprimă raza în funcție de volumul sferei $V = \frac{4}{3}\pi r^3$ și rezultă:

$$(p - p_{ext}) V^{\frac{1}{3}} = \underbrace{\left(2\alpha \frac{4\pi}{3}\right)^{\frac{1}{3}}}_{\text{constant}} \Rightarrow d\left[(p - p_{ext}) V^{\frac{1}{3}}\right] = 0$$

- o scriere convenabilă a lucrului mecanic este următoarea:

$$\delta L = p dV + \frac{3}{2} V^{\frac{2}{3}} d\left[(p - p_{ext}) V^{\frac{1}{3}}\right]$$

- de unde rezultă: $\delta L = d\left[\frac{1}{2} V(3V - p_{ext})\right]$

$\Rightarrow \frac{1}{2} V(3V - p_{ext}) =$ **potențialul lucrului mecanic**

Lucrul efectuat de sistem (fluidul din balon + suprafața balonului) este dat de scăderea acestui potențial.

Găsirea potențialelor generalizate – se apelează la transformările LEGENDRE.

Procedeul este următorul:

➤ se scrie variabila de proces ca integrală din produsul între o forță generalizată și deplasarea generalizată:

$$\underbrace{B}_{\text{variabila de proces}} = \sum_i \int f_i \cdot dx_i = \int \underbrace{f}_{\text{forța}} \cdot \underbrace{dx}_{\text{deplasare}}$$

- se dorește rescrierea acesteia sub forma:

$$\delta B = f dx + \underbrace{g dy}_{=0}$$

în care $dy=0$ poate fi: - o ecuație diferențială incluzând timpul;
- un parametru termodinamic constant.

- Trebuie găsită o funcție g care face $d\omega = f dx + g dy$ o diferențială exactă, aceasta fiind diferențiala potențialului termodinamic.

Se aplică condiția CAUCHY-RIEMANN: $d\omega$ are derivatele încrucișate egale:

$$\frac{\partial}{\partial b} \left[f \left(\frac{\partial x}{\partial a} \right)_b + g \left(\frac{\partial y}{\partial a} \right)_b \right] = \frac{\partial}{\partial a} \left[f \left(\frac{\partial x}{\partial b} \right)_a + g \left(\frac{\partial y}{\partial b} \right)_a \right]$$

De unde rezultă ecuația:

$$\left(\frac{\partial g}{\partial a} \right)_b \left(\frac{\partial y}{\partial b} \right)_a - \left(\frac{\partial g}{\partial b} \right)_a \left(\frac{\partial y}{\partial a} \right)_b = \left(\frac{\partial f}{\partial b} \right)_a \left(\frac{\partial x}{\partial a} \right)_b - \left(\frac{\partial f}{\partial a} \right)_b \left(\frac{\partial x}{\partial b} \right)_a$$

în care f, dx, dy sunt cunoscute; a, b sunt variabilele de stare. Rezultă g .

În mod obișnuit: $f=p; dx=dV; a=V; b=p$.

- Prin integrarea diferențialei se obține potențialul termodinamic.

În funcție de constantele de integrare, ar putea rezulta două potențiale diferite, dar cum întotdeauna contează diferența de potențial, se poate lucra cu oricare din cele două, la diferență anulându-se constantele.



Cu toate că modelarea matematică pare mai dificilă decât simularea numerică, modelul de analiză trebuie să rămână simplu pentru a asigura transparența.

➔ Exergia finită

În termodinamica clasică, exergia este o funcție de stare; scăderea valorii sale între două stări reprezintă lucrul maxim (reversibil) ce poate fi produs.

Exergia finită, ψ , are aceeași proprietate ca exergia clasică, dar procesul este constrâns să se producă într-o perioadă finită de timp $\tau = \tau_f - \tau_i$ [34].

Conform TOLMAN și FINE [33], din lucrul maxim reversibil ce s-ar putea produce se scade lucrul echivalent al producției entropice, în timp finit, între momentele τ_i și τ_f , adică se scade “prețul risipei”:

$$\Psi = L_{\max, \tau} = \max \left[Ex(\tau_i) - Ex(\tau_f) - T_0 \int_{\tau_i}^{\tau_f} \dot{S}_{tot} d\tau \right] \quad (1.88)$$



După B. ANDRESEN [29], exergia finită este cel mai puternic rezultat al Termodinamicii în Timp Finit.

Optimizarea acesteia poate presupune:

- din punct de vedere al restricțiilor, ca o anumită stare finală să fie atinsă după un anumit timp τ_f ;
 - deci, variația exergiei este fixată;
 - optimizare înseamnă în acest caz a minimiza producția de entropie;

- dacă timpul τ al procesului este prea scurt, este posibil să nu existe soluții;
- dacă în optimizare se include și starea finală, exergia finită va fi exprimată prin tehnici de control optimal.

○ **Lungime termodinamică**

Prin lungime termodinamică se definește lungimea traseului procesului calculată cu metricul ce reprezintă produsul scalar între vectorii unui spațiu abstract al stărilor de echilibru: $M_U = \left\{ \frac{\partial^2 U}{\partial X_i \partial X_j} \right\}$ introdus de F. WEINHOLD [35] pentru a calcula cât mai ușor

derivatele parțiale în termodinamica tradițională, în care U reprezintă energia internă, iar X_i, X_j sunt variabile extensive.

P. SALAMON și R.S. BERRY au găsit o conexiune între lungimea termodinamică a unui proces și exergia reversibilă pierdută în timpul procesului [36]: $-\Delta Ex \geq l^2 \frac{\varepsilon}{\tau}$,

în care: $-\Delta Ex$ reprezintă exergia disipată în timpul procesului;

l este lungimea traseului traversat între cele două stări (inițială și finală);

l^2 este lungimea celui mai scurt traseu;

ε este timpul de relaxare mediu al sistemului.

În termodinamica tradițională (clasică, reversibilă), limita este: $-\Delta Ex \geq 0$

Similar, se prezintă calculul generării de entropie totală, caz în care lungimea traseului traversat se calculează din metricul entropic.

Această metodă se aplică în special în sistemele dinamice (codarea mesajelor, economie, etc).

Lucrul maxim ce poate fi obținut se poate calcula conform celor arătate anterior. Cum se obține acest lucru maxim se arată prin **traseul optim**, traseul în timp pe care îl urmează variabilele termodinamice ale sistemului. Pentru aceasta, se apelează la teoria controlului optimal. Se definesc:

- *variabilele de control* : volum, viteză, tensiune, conductanțe termice, etc;
- *limitele impuse*, pentru a evita soluțiile imposibile din punct de vedere fizic, pentru parametrii de control și variabilele de stare;
- *ecuațiile sistemului*: - evoluția în timp;
 - ecuații diferențiale – transfer de căldură;
 - frecare;
 - vitezele reacțiilor chimice, etc;
- *restricțiile impuse sistemului*: - ecuații de conservare;
 - mărimi constante (parametrii);
 - ecuații diferențiale;
 - ecuații instantanee (algebrice);
 - ecuații integrale (pe întregul interval);
- *funcția obiectiv*, specificată de obicei sub formă integrală, reprezentând mărimea ce se dorește maximizată;
- *durata procesului* dacă aceasta este fixată;

Rezultă un set de ecuații neliniare diferențiale ce vor conduce la soluții numerice pentru care se va face o analiză calitativă.



Determinarea traseului optim este mult mai laborioasă decât determinarea performanțelor optime.

1.4.1.4. **Criterii de performanță**

Dezvoltarea metodelor și modelelor de analiză termodinamică are ca scop îmbunătățirea rezultatelor analitice pentru evaluarea cât mai precisă a funcționării mașinilor termice, dar și optimizarea acestora prin alegerea parametrilor și variabilelor cu caracter decizional astfel încât să se atingă anumite performanțe dorite.

Primul criteriu de performanță utilizat pentru motoare a fost **randamentul**.

S-a trecut apoi la **eficiență**, fiind definită ca raportul între randamentul motorului și cel al ciclului Carnot reversibil.

A urmat **variația potențialelor termodinamice**, apoi **viteza de distrugere a exergiei**, respectiv de generare a entropiei.

În anumite condiții, optimizarea unei mărimi este echivalentă cu optimizarea alteia. De exemplu, minimizarea generării de entropie este echivalentă cu minimizarea distrugerii de exergie.



Criterii de performanță diferite definesc condiții de funcționare diferite.

Exemplul dat de SALAMON [37] se referă la o instalație energetică care cumpără cantitatea q de cărbune la prețul unitar α și vinde cantitatea w de energie la prețul unitar β . Profitul net al instalației este $\Pi = \beta w - \alpha q$. Maximizarea profitului Π poate însemna:

- maximizarea energiei vândute, dacă prețul de cumpărare a cărbunelui este mult mai mare decât cel de vânzare a energiei;
- minimizarea distrugerii de exergie, altfel.

FEIDT și JACQUOT arată în numeroase lucrări influența restricțiilor asupra optimului. În cazul unei instalații de turbine cu gaze ce funcționează după un ciclu Joule-Brayton, puterea maximă ce se poate obține depinde fundamental de restricția impusă, fie pentru fluxul de căldură primit de la sursa caldă fixat, fie temperatura maximă din ciclu, aceste relații fiind expuse pe larg în lucrarea [38].

1.4.1.5. **Algoritmul de bază al TTF**

Linia de cercetare în TTF urmărește în mod tipic:

- ☑ stabilirea unor ipoteze pentru procesul real ce se studiază care s-a permită dezvoltarea unui model termodinamic;
- ☑ impunerea unor restricții ce pot defini comportamentul probabil al unor variabile, respectiv impunerea unor condiții de funcționare;
- ☑ rezolvarea sistemului de ecuații astfel format pentru a obține performanțele optime.

Prin aceasta, TTF încearcă să răspundă unor întrebări, ca de exemplu:

- ⌚ Care este energia minimă necesară pentru un motor ca să producă o anumită putere impusă într-un timp finit impus?
- ⌚ Care este puterea maximă pe care o poate produce un motor într-un timp finit impus utilizând o cantitate finită de energie primită?

- ⌚ Care este distribuția optimă a suprafețelor schimbătoarelor de căldură și conductanțelor termice corespunzătoare performanțelor optime atunci când suprafața totală de schimb de căldură este fixată, respectiv conductanța termică totală?
- ⌚ Care sunt efectele diverselor ireversibilități asupra performanțelor proceselor reale?



În general, probleme de TTF se rezolvă utilizând teoria controlului optimal.

Metoda termodinamicii în timp finit s-a dezvoltat rapid în ultima perioadă, dovedind a fi un instrument deosebit de util în studiul atât al mașinilor motoare cât și al instalațiilor frigorifice și pompelor de căldură.

Dezvoltarea CURZON-AHLBORN

Această dezvoltare are meritul de a fi fost primul model analitic de tratare a proceselor în timp finit, apropiat de tratarea clasică, dezvoltare cunoscută în literatura de specialitate sub diverse nume: ***CURZON-AHLBORN***, ***NOVIKOV-CHAMBADAL-CURZON-AHLBORN*** sau ***NICE-RADICAL***.

Din punct de vedere istoric, dezvoltarea aparține lui CHAMBADAL și NOVIKOV, 1957, fiind reluată și publicată abia în 1975 de către F.L. CURZON și B. AHLBORN [40].

În 1957, I.I. **NOVIKOV** [27], specialist rus în energia nucleară cerceta performanțele unei instalații nucleare de turbine cu gaz. Calculând temperatura optimă a gazului de lucru din instalație în condițiile în care aceasta ar produce putere maximă, a obținut o relație pentru randamentul instalației, și anume chiar ecuația (1.89).

De asemenea, în 1957 P. **CHAMBADAL** [28] obținea același rezultat analizând o instalație energetică alimentată cu abur.

Relația (1.89) a fost redescoperită în 1975 de F.L. **CURZON** și B. **AHLBORN** [40], doi fizicieni canadieni care au studiat motorul Carnot considerând transferul de căldură la diferențe finite de temperatură. Optimizând temperaturile agentului de lucru corespunzătoare puterii maxime produse de motor, au calculat apoi randamentul corespunzător puterii maxime, respectiv ecuația (1.89).

Această dezvoltare este o tratare a unui motor ce ar funcționa după un ciclu Carnot endoreversibil, deci luând în considerare numai ireversibilitățile externe, și anume transferul de căldură la diferențe finite de temperatură între agentul termic ce evoluează în mașină și sursele termice. Se impune restricția ca acest motor să funcționeze la putere maximă, deci rezultatul la care se ajunge este doar un caz particular, corespunzător restricțiilor impuse.

Fiind vorba despre un motor Carnot, în Fig. 1.13 este reprezentat ciclul în diagrama *T-s*. Conform celor arătate, suprafețele schimbătoarelor de căldură au dimensiuni finite, deci pentru a exista transfer de căldură între surse și agentul ce evoluează în ciclu, este necesar ca timpii de contact cu sursele să fie finiți, de unde ireversibilitățile externe considerate.

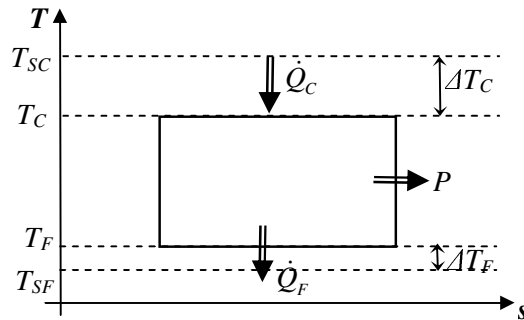


Fig. 1.13. Diagrama T-s a ciclului Carnot exoierversibil.

În lucrarea amintită, de referință pentru începuturile Termodinamicii în Timp Finit, s-a demonstrat faptul că atunci când motorul funcționează la putere maximă, randamentul său este:

$$\eta_{P \max} = 1 - \sqrt{\frac{T_{SF}}{T_{SC}}} \quad (1.89)$$

Această relație poartă denumirea de “*nice-radical*” sau “*randamentul C-N-C-A*”. Este de remarcat faptul că acesta nu conține valorile conductanțelor termice, ci doar pe cele de temperatură ale celor două surse de căldură.

Importanța deosebită a acestei relații este datorată faptului că ea stabilește o limită pentru randamentul unui motor Carnot funcționând la putere maximă.

Alte dezvoltări similare

În cele mai multe publicații, se presupune că transferul de căldură între sursele termice și agentul ce evoluează în ciclu este dat de legea (liniară) a lui Newton (adică transfer de căldură liniar convectiv), iar sursele sunt de tip termostat (temperatură constantă, nemodificată de transferul de căldură, respectiv contactul cu agentul de lucru). Studiul unor astfel de sisteme presupune două aspecte:

- de a determina **limitele funcțiilor obiectiv și relația între acestea**, adică de a determina limitele performanțelor sistemelor ce evoluează în timp finit, relația optimă fundamentală și criteriile de optimizare a performanțelor;
- de a determina **traseul optim**, adică procesul termodinamic optim, pentru o anumită funcție obiectiv.

Funcțiile obiectiv pot fi: puterea; randamentul; viteza generării de entropie; profitul economic; puterea specifică (raportul dintre putere și suprafața totală de schimb de căldură); densitatea de putere (raportul dintre putere și volumul specific maxim din ciclu); obiective ecologice: compromisul între puterea produsă și generarea de entropie.

Deci, după cum se observă, se pot impune și alte funcții obiectiv decât cea de putere maximă produsă. Câteva exemple, pe scurt:

- ☑ RUBIN a calculat randamentul maxim în condițiile impunerii unui flux de căldură furnizat de sursa caldă, apoi puterea produsă a fost obținută în funcție de acest randament.
- ☑ SPENCE și HARRISION au determinat relația între puterea produsă, randament și turație și turația optimă corespunzătoare puterii maxime.

- ☑ YAN [46], [48] a determinat relația între randamentul optim și puterea maximă produsă pentru un ciclu Carnot endoreversibil, relația incluzând randamentul Carnot la putere nulă.
- ☑ CHEN și YAN au determinat relația optimă fundamentală (relația între puterea maximă produsă și randamentul Curzon-Ahlborn) pentru un motor cu raport de comprimare finit.
- ☑ SUN a definit doi parametri caracteristici care să reprezinte deviația temperaturilor agentului de lucru, respectiv deviația puterii, de la valorile optime, realizând astfel un spectru de variație a puterii funcție de randament.
- ☑ SALAMON și NITZAN au analizat performanțele optime ale unui motor Carnot endoreversibil considerând următoarele funcții obiectiv: randamentul exergetic (efectivitate), pierderea exergetică, profitul economic.
- ☑ CHEN a elaborat pe baza lucrării lui SALAMON și NITZAN un model de analiză exergoeconomică în timp finit.
- ☑ ANGULO-BROWN [47] a introdus în 1991 o funcție obiectiv ecologică: compromisul între puterea produsă și viteza de generare a entropiei.
În câteva cazuri au fost dezvoltate și legi de transfer termic de tip generalizat, de tip convectiv și radiativ: CHEN, PROCCACIA și ROSS, FEIDT, etc.

Motorul Carnot endoreversibil la putere maximă

Se prezintă în continuare o sinteză a dezvoltării extinse și publicate de RADCENCO [41], pentru același motor Carnot endoreversibil și exoierversibil, cu aceleași ireversibilități ca cele prezentate anterior.

Se consideră cunoscute (parametri):

- suprafețele schimbătoarelor de căldură: A_C pentru sursa caldă, respectiv A_F pentru sursa rece;
- coeficienții globali de schimb de căldură: k_C pentru sursa caldă, respectiv k_F pentru sursa rece.

Autorul [41] consideră mai multe cazuri de optimizare, după cum urmează.

a) Problema optimizării diferențelor de temperatură

Se pune problema optimizării diferențelor de temperatură pentru care ciclul dezvoltă putere maximă. Se pleacă de la ecuațiile de bază, și anume:

- ecuația de bilanț energetic:

$$P = \dot{Q}_C - |\dot{Q}_F| \quad (1.90)$$

- ecuația de bilanț entropic:

$$\frac{\dot{Q}_C}{T_C} + \frac{\dot{Q}_F}{T_F} + \dot{S}_i = 0 \quad (1.91)$$

Impunând restricția de ciclu endoreversibil ($\dot{S}_i = 0$), se rescrie ecuația de bilanț entropic.

- ecuația de schimb global de fluxuri de căldură:

$$\dot{Q}_C = k_C A_C \Delta T_C \quad ; \quad |\dot{Q}_F| = k_F A_F \Delta T_F \quad (1.92)$$

Temperaturile gazului se corelează cu cele ale surselor de căldură pe baza diferențelor finite de temperatură (considerate medii) în procesele de transfer de căldură.

$$T_F = T_{SF} + \Delta T_F \quad ; \quad T_C = T_{SC} - \Delta T_C \quad (1.93)$$

Se consideră T_C și T_F constante; se alege ca variabilă optimizabilă ΔT_C .

Din combinarea ecuațiilor anterioare se exprimă ΔT_F funcție de parametri și variabila optimizabilă, apoi se înlocuiește în relația puterii produse de motor, în care înlocuim în prealabil expresiile fluxurilor de căldură. Se obține:

$$P = k_C A_C T_{SC} \left[\frac{\Delta T_C}{T_{SC}} - \frac{T_{SF}}{T_{SC}} \frac{1}{\frac{T_{SC}}{\Delta T_C} - \left(1 + \frac{k_C A_C}{k_F A_F} \right)} \right] \quad (1.94)$$

Pentru a găsi diferența optimă ΔT_C pentru care motorul funcționează la putere maximă, autorul derivează această relația în raport cu $\frac{\Delta T_C}{T_{SC}}$ și o anulează. Cum suprafața de transfer de căldură nu poate fi nulă, nici coeficientul global de schimb de căldură și nici temperatura sursei calde (mai ales datorită faptului că este exprimată în Kelvin!), rezultă diferența finită optimă de temperatură între sursa caldă și gaz, corespunzătoare cazului în care motorul funcționează la putere maximă:

$$\left(\frac{\Delta T_C}{T_{SC}} \right)_{P_{\max}} = \frac{1 - \sqrt{\frac{T_{SF}}{T_{SC}}}}{1 + \frac{k_C A_C}{k_F A_F}} = \frac{1}{k_C A_C} \frac{1 - \sqrt{\frac{T_{SF}}{T_{SC}}}}{\frac{1}{k_C A_C} + \frac{1}{k_F A_F}} \quad (1.95)$$

de unde se obține și expresia diferenței finite optime de temperatură între sursa rece și gaz:

$$\left(\frac{\Delta T_F}{T_{SF}} \right)_{P_{\max}} = \frac{1}{\frac{k_F A_F}{k_C A_C} \left[\left(\frac{T_{SC}}{\Delta T_C} \right)_{P_{\max}} - 1 \right] - 1} \quad (1.96)$$

Din relația puterii se observă că aceasta se anulează pentru două valori ale raportului $\frac{\Delta T_C}{T_{SC}}$, ceea ce conduce la concluzia că variația puterii funcție de raportul $\frac{\Delta T_C}{T_{SC}}$ (sau funcție de ΔT_C atâta timp cât temperatura sursei rămâne constantă) înregistrează un maxim [41] – reprezentare calitativă în Fig. 1.14.

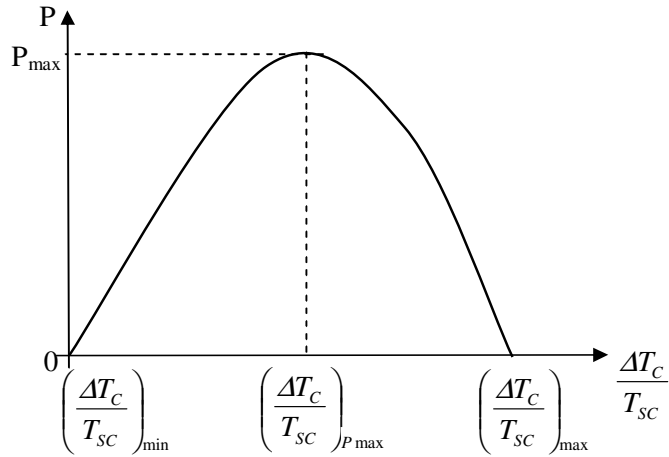


Fig. 1.14. Variația puterii produse de motorul Carnot endoreversibil funcție de raportul diferenței medii de temperatură la sursa caldă și temperatura sursei calde. [41]

Pentru a obține expresia de calcul a puterii maxime produse de motor, se înlocuiește expresia raportului optim $\frac{\Delta T_C}{T_{SC}}$ în expresia puterii:

$$P_{\max} = \frac{T_{SC} \left(1 - \sqrt{\frac{T_{SF}}{T_{SC}}} \right)^2}{\frac{1}{k_C A_C} + \frac{1}{k_F A_F}} \quad (1.97)$$

De asemenea, fluxul optim de căldură transmis agentului din ciclu este:

$$\dot{Q}_{C,P_{\max}} = T_{SC} \frac{1 - \sqrt{\frac{T_{SF}}{T_{SC}}}}{\frac{1}{k_C A_C} + \frac{1}{k_F A_F}} \quad (1.98)$$

iar randamentul termic corespunzător puterii maxime este obținut din înlocuirea expresiilor puterii și fluxului de căldura primit de la sursa caldă în definiția randamentului:

$$\eta_{P_{\max}} = \frac{P_{\max}}{\dot{Q}_{C,P_{\max}}} = 1 - \sqrt{\frac{T_{SF}}{T_{SC}}} \quad (1.99)$$

Se regăsește (așa cum era și de așteptat) „nice-radical”, randamentul motorului Carnot la putere maximă în condițiile existenței doar a ireversibilităților introduse de transferul de căldură la diferențe finite de temperatură.



Prin analogie cu exergia, RADCENCO [41] introduce un nou concept și anume, **EXPOWER**, ca fiind puterea mecanică maximă ce poate fi extrasă cu ajutorul unui ciclu Carnot endoreversibil, dar exoierversibil, alimentat cu un flux de căldură optimizat:

$$P_{\max} = \eta_{P_{\max}} \dot{Q}_{C,P_{\max}} = \left(1 - \sqrt{\frac{T_{SF}}{T_{SC}}}\right) \dot{Q}_{C,P_{\max}} \quad (1.100)$$

Mai este de comentat faptul că pe partea de temperaturi mai ridicate coeficienții de convecție sunt mai reduși, fapt pentru care se justifică existența unor diferențe finite de temperatură mai mari la sursa caldă decât la sursa rece.

b) Problema proiectării instalației

Este vorba de același ciclu termodinamic cu deosebirea că în etapa de proiectare, cele două suprafețe ale schimbătoarelor de căldură urmează a fi determinate (noua restricție). În acest scop, autorul a recurs la impunerea unui flux de căldură preluat de la sursa caldă (tot sub formă de *restricție*) și a unei suprafețe totale de transfer de căldură:

$$A_T = A_C + A_F \quad (1.101)$$

Variabilele considerate sunt cele două diferențe de temperatură ΔT_C și ΔT_F , precum și aria schimbătorului de căldură al sursei calde, A_C . Dezvoltarea este făcută evident în funcție de noile variabile, astfel încât să apară explicit aria de transfer de căldură. După prelucrări matematice rezultă expresia puterii motorului funcție de aria schimbătorului de căldură de la sursa caldă, precum și randamentul motorului:

$$P = \dot{Q}_C - \frac{T_{SF}}{\frac{\dot{Q}_C}{T_{SC}} - \frac{1}{k_C A_C} - \frac{1}{k_F (A_T - A_C)}}; \quad (1.102)$$

$$\eta = \frac{P}{\dot{Q}_C} = 1 - \frac{T_{SF}}{T_{SC}} \frac{1}{1 - \frac{\dot{Q}_C}{T_{SC}} \left[\frac{1}{k_C A_C} + \frac{1}{k_F (A_T - A_C)} \right]}$$

Din anularea derivatei randamentului funcție de A_C se obține valoarea optimă a ariei schimbătorului de căldură de la sursa caldă corespunzătoare randamentului maxim, iar din anularea derivatei puterii funcție de A_C se obține valoarea optimă a ariei schimbătorului de căldură de la sursa caldă corespunzătoare puterii maxime produse de motor.



Autorul [41] introduce noțiunea de *randament exergetic maxim*:

$$\eta_{ex,P_{\max}} = \frac{\eta_{P_{\max}}}{\eta_C} < 1 \quad (1.103)$$

cu toate că face observația asupra faptului că o asemenea comparație a celor două randamente nu este pe deplin justificată deoarece randamentul ciclului Carnot este axat pe lucrul mecanic maxim produs de ciclul Carnot din accepțiunea clasică, iar celălalt are la

bază puterea maximă care se poate produce dintr-un flux de căldură furnizat de o sursă caldă restricționat.

Printr-o tratare similară sunt prezentate [41] cazurile unei mașini frigorifice și ale unei pompe de căldură Carnot endoreversibile în condițiile impunerii existenței unor diferențe finite de temperatură între agent și surse și a unui consum minim de putere.

Influența altor criterii asupra randamentului la putere maximă

J. CHEN [42] a realizat o cercetare bibliografică asupra dezvoltărilor publicate ce tratează acest subiect, publicând laolaltă diversele tratări, funcție de ireversibilitățile considerate. Astfel, din publicațiile selectate rezultă influența altor criterii asupra randamentului la putere maximă produsă. Ireversibilitățile considerate sunt: transferul de căldură liniar (legea lui Newton) la diferență finită de temperatură între surse și agentul de lucru și:

- raport de comprimare finit (GUTKOWWICZ-KRUSIN [43])

$$\eta_{P_{\max}} = 1 - \sqrt{\frac{T_F}{T_C}} - \frac{\left(1 - \sqrt{\frac{T_F}{T_C}}\right)^2}{2 \ln \varepsilon} \frac{1}{k-1} < \eta_{CA} \quad (1.104)$$

unde k este exponentul adiabatic, iar ε este raportul de comprimare.

- ireversibilități interne (IBRAHIM, KLEIN, MITCHELL [44])

$$\eta_{P_{\max}} = 1 - \sqrt{\frac{IT_F}{T_C}} < \eta_{CA} \quad (1.105)$$

unde $I =$ ireversibilitatea internă > 1 .

- pierderea de căldură între surse (CHEN [45])

$$\eta_{P_{\max}} = \frac{\left(1 - \sqrt{\frac{T_F}{T_C}}\right)^2}{1 + \frac{C}{K} \eta_C - \sqrt{\frac{T_F}{T_C}}} < \eta_{CA} \quad (1.106)$$

unde $C =$ coeficient de pierderi termice; $K =$ conductivitate termică echivalentă.

- surse cu capacități termice finite (YAN [46])

$$\eta_{P_{\max}} = 1 - \sqrt{T_F \frac{C_1 \ln \left\{ 1 - \left[\frac{Q_1}{C_1 T_C} \right] \right\}}{Q_1}} < \eta_{CA} \quad (1.107)$$

unde $C_1 =$ capacitatea calorică a sursei finite; $Q_1 =$ căldura absorbită în ciclu de la sursa caldă.

Se observă că aceste randamente la putere maximă sunt inferioare randamentului Curzon-Ahlborn în condițiile menționate. Totuși acest fapt nu implică existența acestui randament Curzon-Ahlborn ca limită superioară a randamentelor motoarelor termice. De exemplu, în cazul unei optimizări ecologice (ANGULO-BROWN [47]):

$$\eta_{P_{\max}} = 1 - \frac{T_F}{T_C} \left(\frac{1 + \sqrt{\frac{T_C}{T_F}}}{2} \right) > \eta_{CA} \quad (1.108)$$



CHEN a dezvoltat mai departe o relație între puterea motorului Carnot endoreversibil (cazul diferențelor finite de temperatură ca unică sursă de ireversibilitate) și randamentul acestuia, denumită **relație optimă fundamentală**:

$$P_{a\text{dimensional}} = \eta \left(1 - \frac{1 - \eta_C}{1 - \eta} \right) \quad (1.109)$$

cu ajutorul căreia se poate genera curba putere funcție de randament, curbă prezentată calitativ în Fig. 1.15.

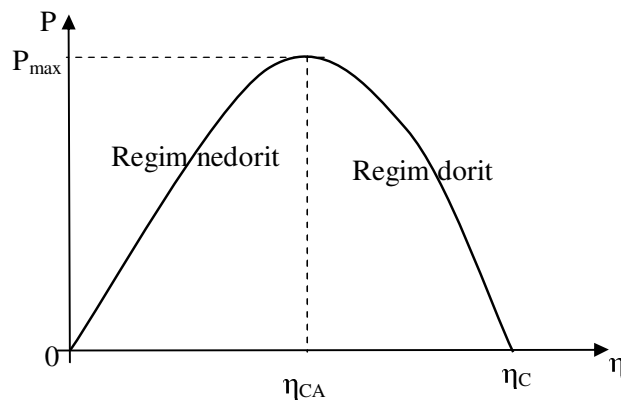


Fig. 1.15. Puterea produsă (adimensională) funcție de randament pentru un motor Carnot endoreversibil cu transfer de căldură la diferențe finite de temperatură.

Se observă că pentru puteri inferioare puterii maxime există două valori posibile pentru randamentul motorului, la o anumită valoare a puterii, dintre care una este inferioară randamentului Curzon-Ahlborn, iar cealaltă superioară acestuia.

Când $\eta < \eta_{CA}$, randamentul scade pe măsură ce puterea scade. Evident, această regiune este nedorită pentru funcționarea unui motor.

Când $\eta > \eta_{CA}$, randamentul crește pe măsură ce puterea scade și invers. Această concluzie este una foarte importantă a TTF.



Un rezultat important al Termodinamicii în Timp Finit arată că randamentul optim al unui motor Carnot endoreversibil ar trebui să fie superior randamentului Curzon-Ahlborn.

YAN prezintă în lucrarea [48] relația optimă fundamentală și limitele între care pot varia puterea produsă și randamentul unui motor Carnot ireversibil, sub influența diverselor ireversibilități considerate gradual. Astfel, autorul consideră un ciclul Carnot caracterizat de următoarele ireversibilități: transfer de călură la diferențe finite de temperatură între surse și agentul din mașină; legile de transfer fiind considerate liniare, pierderi termice între cele două surse, ireversibilitățile interne.

După prelucrări matematice, autorul obține relația fundamentală optimă între η_0 și Q_C/τ :

$$\eta = \frac{\frac{Q_C}{\tau}}{\frac{Q_C}{\tau} + \frac{Q_i}{\tau}} \left[1 - \frac{I_0 T_F}{T_C - \frac{Q_C}{K_C}} \frac{\tau}{\tau_C + \tau_F \left(1 + \sqrt{I_0 \frac{K_C}{K_F}} \right)^2} \right] \quad (1.110)$$

precum și relația optimă fundamentală între P și η , numită și **relația optimă fundamentală a motorului Carnot ireversibil**.

Reprezentarea grafică a acestei relații o reprezintă deja celebrele curbe tip buclă putere produsă funcție de randamentul motorului - Fig. 1.16 [48], figură reprodusă cu acordul editurii și a autorilor.

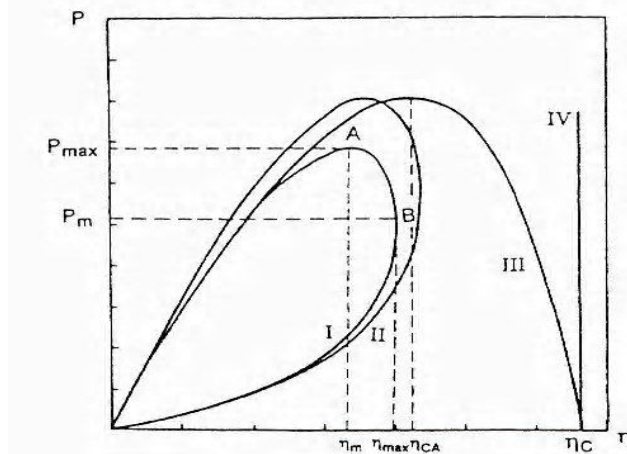


Fig. 1.16. Reprezentarea grafică a relației optime fundamentale a motorului Carnot ireversibil [48] (figură reprodusă cu acordul editurii și a autorilor)

IV – cazul motorului Carnot reversibil

III – cazul motorului Carnot cu rezistențe termice la transferul de călură

II – cazul motorului Carnot cu rezistențe termice la transferul de căldură și pierderii de căldură între surse

I – cazul motorului Carnot cu rezistențe termice la transferul de căldură, pierderii de căldură între surse și alte ireversibilități interne.

Discuția fugurii este următoarea:

- ☑ pentru cazul reversibil (curba IV): τ tinde către infinit, deci puterea motorului este nulă; atunci când τ scade, puterea crește, dar randamentul rămâne constant, egal cu randamentul Carnot;
- ☑ pentru cazul endoreversibil (curba III): putere nulă implică randament egal cu cel Carnot; în rest, $\eta < \eta_C$. Când cele două temperaturi ale gazului (T_C și T_F) ar fi egale, atât randamentul cât și puterea ar fi nule (originea);
- ☑ pentru cazul II: atâta timp cât τ crește, Q_C crește. Când τ tinde către infinit, atât randamentul cât și puterea ar fi nule, de unde rezultă această formă de buclă.

1.4.2. *Termodinamica în Timp Finit versus Termodinamica cu Dimensiune Finită*

Sistemele termodinamice se împart în două mari categorii:

- sisteme staționare;
 - sisteme tranzitorii (cu funcționare în regimuri tranzitorii).
- Pentru prima categorie de sisteme, **sistemele staționare**, există mai multe restricții impuse din exterior, tocmai pentru a crea această stare „staționară”. Acest caz corespunde termodinamicii linearizate a proceselor ireversibile (L. ONSAGER).



Timpul, ca restricție, apare prin intermediul folosirii fluxurilor (energetice, de masă, etc).

○ Pentru o mașină „staționară” (cu fluxuri continue), dacă se neglijează fluctuațiile, modelele relevante sunt cele din Termodinamica cu Dimensiune Finită [30], adică cu restricții din punct de vedere al geometriei.

○ Pentru o mașină cu funcționare periodică – caz de pseudocontinuitate – influențele restricțiilor asupra optimului sunt la fel de importante [39]. Este cazul motoarelor cu ardere internă, a mașinilor frigorifice clasice, a mașinilor Ericson, etc, mașini la care ciclul termodinamic este presupus închis cu toate că în realitate acesta este un ciclu deschis.

Ca o primă concluzie, se poate observa faptul că în acest caz comutările între transformările termodinamice sunt presupuse a avea loc instantaneu, ceea ce fizic nu este posibil. Pentru mașinile cu discontinuități (sistemele cu absorbție, etc) durata transformărilor este esențială și poate fi optimizată. Aceeași observație se aplică și mașinilor Stirling la care existența regeneratoarelor implică necesitatea introducerii timpului în modelul analitic. Deci, Termodinamica în Timp Finit apare ca o necesitate în anumite situații, și chiar indispensabilă pentru sistemele tranzitorii.

- Pentru **sistemele tranzitorii** funcționarea este discontinuă, fluxurile transferate către și din exterior sunt funcții de tip treaptă, deci timpul este un factor important.



Timpul, ca restricție, apare prin intermediul ecuațiilor diferențiale, care în regimuri tranzitorii conțin în mod necesar timpul.

În concluzie, evoluția sistemelor și proceselor subliniază importanța timpului ca variabilă. Această variabilă însă, poate fi ascunsă pentru sistemele staționare la care restricțiile sunt definite pe baza geometriei (*Termodinamica cu Dimensiune Finită* fiind suficientă), sau dimpotrivă, fiind esențială pentru regimurile tranzitorii [30], [34].

1.4.3. **Termodinamica cu Viteză Finită**

Un alt curent al termodinamicii ireversibile este Termodinamica cu Viteză Finită (TVF) [53],[24],[50],[51],[54]-[58],[61],[63],[70],[71],[73].



Spre deosebire de Termodinamica în Timp Finit, care se concentrează asupra timpului optim al proceselor ce au loc în mașina termică, Termodinamica cu Viteză Finită se concentrează asupra vitezei optime a proceselor.

Se poate considera că TVF începe cu lucrarea fizicianului german PAUL [53] care reușește pentru prima oară să deducă o ecuație a unui proces adiabat cu viteză finită.

Urmează lucrările lui STOICESCU și PETRESCU [24],[54],[55],[56],[57],[58] care pun bazele acestei ramuri a Termodinamicii Ireversibile cu Viteză Finită prin găsirea expresiei matematice a principiului I pentru procesele cu viteză finită [54] și apoi a dezvoltării ecuațiilor tuturor proceselor termodinamice cu viteză finită constantă [55] apoi variabilă [56] și studierea primului ciclu cu viteză finită, ciclul Otto [49],[58]. Aceasta din urmă e prima lucrare în care apare chiar în titlu „*Cicluri cu viteză finită*”.

Un moment deosebit de important în dezvoltarea TVF îl constituie elaborarea în 1996 a ecuației principiului I pentru procese cu viteză finită, la care se iau în considerare pe lângă ireversibilitatea generată direct de viteza finită (prin termenul $\frac{aw}{c}$ din lucrarea [54]) și ireversibilitățile generate de frecare și laminare [25].

Tezele de doctorat care au urmat acestei lucrări (STĂNESCU [49], FLOREA [68], COSTEA [13]), urmate și de numeroase lucrări dedicate studiului ciclurilor Otto [49], Stirling [70],[71],[73],[74], Carnot [50],[51],[60],[62],[63] cu viteză finită au contribuit la dezvoltarea acestei ramuri a TVF.

Prezenta teză folosește Metoda Directă dezvoltată în cadrul TVF în capitolul 2 pentru a trata motoarele Stirling solare și instalațiile frigorifice Stirling luând în considerare ireversibilitățile interne și externe.

1.4.3.1. **Necesitatea dezvoltării acestui domeniu al termodinamicii**

În îndeplinirea scopului cercetărilor din acest domeniu, și anume acela de a aduce îmbunătățiri mașinilor existente în ideea creșterii efectului util și a scăderii puterii consumate, de foarte mare ajutor ar fi o metodă analitică pe baza căreia să se facă studii ale dependenței coeficienților de performanță de anumiți parametri urmărindu-se găsirea

valorilor optime pentru aceștia din urmă în condiții de funcționare reală (deci luând în calcul ireversibilitățile mașinii), iar în faza de proiectare a mașinii să se poată indica aceste valori optime.

Pentru a realiza acest lucru, se impune necesitatea de a corela cât mai bine rezultatele analitice cu cele experimentale, iar acest lucru înseamnă luarea în considerare a ireversibilităților ce sunt inevitabil generate în interiorul mașinii în timpul funcționării.

În continuare, se prezintă câteva motive pentru care se consideră necesară introducerea acestui nou curent, Termodinamica cu Viteză Finită.



Avantajul pe care îl oferă Termodinamica cu Viteză Finită constă în optimizarea vitezei proceselor, implicit a turației mașinii și parametrilor pentru diverse funcții obiectiv. Aceste funcții obiectiv sunt reprezentate grafic funcție de turație sau viteza pistonului mașinii (la mașinile cu piston) și prin extensie, funcție de temperatura agentului de lucru din mașină.

1.4.3.2. Concepte utilizate în TVF

Termodinamica cu Viteză Finită utilizează conceptele definite în Termodinamica Clasică, fără a introduce noi concepte, însă utilizând mai pregnant termeni ca: viteza procesului, viteza medie, turație, presiune medie instantanee din gaz, presiunea pe piston, ireversibilități interne prin laminare și frecare, pierderi de lucru mecanic și căldură, etc.

Metoda Directă [67],[70] prezentată într-unul din paragrafele anterioare, este o metodă de analiză și optimizare a proceselor și ciclurilor care se desfășoară cu viteză finită, metodă de bază dezvoltată în cadrul TVF. Motivul pentru care această metodă se încadrează în clasa metodelor de Termodinamică cu Viteză Finită îl constituie exprimarea parametrilor și variabilelor ce intervin în calcule în funcție de viteza procesului.

Avantajul principal al TVF în comparație cu TTF constă în aceea că în cadrul TVF, utilizând metoda Directă, s-a reușit deja validarea cu mare succes (pentru 12 motoare și 16 regimuri de funcționare) a unei scheme de calcul pentru mașinile Stirling [68], [70], [77].

1.4.4. *Câteva concluzii*

În urma cercetării bibliografice realizate, aș concluziona spunând că cele două curente ale Termodinamicii Ireversibile au cunoscut o dezvoltare explozivă în ultimul timp, dezvoltare ce era necesară unei corecte aprecieri a performanțelor mașinilor termice.



Termodinamica în Timp Finit și Termodinamica cu Viteză Finită sunt „**curente**” ale Termodinamicii pentru că ele se bazează pe principiile acesteia [100].

Termodinamica în Timp Finit introduce noțiunea de timp în ecuațiile termodinamice, ține cont de transferul de căldură nestaționar, toate mărimile și derivatele depind de timp. Este o **metodă termodinamică ușor de implementat, dar rămâne o aproximare a proceselor reale** având următorul dezavantaj: se consideră că temperatura variază în timpul proceselor de transfer de căldură, dar coeficienții de transfer de căldură se impun constanți. Sigur, această „restricție” contribuie la existența unor calcule cât mai ușoare, a unei metode ușor de aplicat.

Poate că în viitor, dezvoltarea acestei metode va impune și considerarea variației coeficienților de transfer de căldură cu temperatura, însă în dezavantajul unei metode analitice ușoare și simple.

Consider că aprofundarea și dezvoltarea unei astfel de metode cere timp, cere exercițiu și mai ales cere o mare interacțiune cu celelalte metode de analiză termodinamică pentru a acoperi în timp util eventualele „scăpări”.

Termodinamica cu Viteză Finită este o metodă ce pare mai sugestivă datorită exprimării grafice a performanțelor în raport cu viteza pistonului (sau cu turația motorului), parametru ce poate fi mai ușor sesizat și controlat din exterior, putând conduce efectiv la calculul generării de entropie, ținând cont în mod explicit atât de ireversibilități externe (ca în TTF), dar mai ales de ireversibilitățile interne (viteza finită, prin intermediul termenului $\frac{aw}{c}$, frecarea internă între piesele în mișcare și cele staționare ale mașinii, laminarea).

Ambele metode însă pot fi îmbunătățite, însă în general, obținerea unor rezultate mai precise se face în detrimentul unui algoritm simplu și ușor de aplicat.

2. CONTRIBUȚII ORIGINALE LA DEZVOLTAREA TERMODINAMICII CU VITEZĂ FINITĂ

O primă contribuție originală a fost realizarea unei îmbunătățiri a schemei Schmidt clasice pentru analiza termică a unei mașini frigorifice, ca studiu de caz. Menționez despre schema Schmidt în acest capitol deoarece este o etapă premergătoare combinării acestei scheme îmbunătățite cu Metoda Directă, metodă a Termodinamicii cu Viteză Finită.

Ca rezultate obținute, voi prezenta comparativ trei metode: Metoda Ciclului Stirling Ideal, Metoda Schmidt corectată luând în considerare cinematica efectivă a mașinii studiate și Metoda Schmidt corectată cu ajutorul Termodinamicii cu Viteză Finită, adică utilizând Metoda Directă, metodă care a dat rezultate foarte promițătoare în studiul motoarelor Stirling convenționale [70]. Este pentru prima dată când Metoda Directă este aplicată mașinilor frigorifice și pompelor de căldură, într-o dezvoltare completă. Vor fi elaborate trei scheme de calcul în funcție de anumite ipoteze de lucru și de modul în care se vor considera ireversibilitățile interne și externe ale mașinii. Prin aceasta, se vor lua în considerare pierderile datorate ireversibilităților interne și externe din mașina studiată.

Rezultatele prezentate constau în ilustrarea celor trei diagrame pV obținute cu cele trei metode de calcul, suprapuse în același grafic, tocmai pentru a ușura compararea lor. De asemenea, se vor prezenta rezultatele numerice într-un tabel comparativ.

Mașina pe care s-a efectuat acest studiu comparativ este un micro-criogenerator ce lucrează după un ciclu Stirling de tip α . Acest micro-criogenerator a fost proiectat și fabricat în 1996 de către Colectivul de Criogenie condus de dl fizician Iosif DEAC, din cadrul I.C.P.I.A.F.-S.A. din Cluj-Napoca [65]. Se prezintă schema acestui micro-criogenerator, ce este utilizat pentru obținerea unor temperaturi joase pentru răcirea detectorilor în infraroșu, a aparatelor electrice, în laboratoarele de cercetare sau alte aplicații asemănătoare. În paragraful 2.1.1. este realizată o prezentare detaliată a acestei mașini.

Motivul pentru care s-a considerat necesară dezvoltarea unei astfel de metode analitice de calcul este impus de scopul cercetărilor din acest domeniu, și anume acela de a aduce îmbunătățiri mașinilor existente în ideea creșterii efectului util și a scăderii puterii consumate. De foarte mare ajutor ar fi o metodă analitică pe baza căreia să se facă studii ale dependenței coeficienților de performanță de anumiți parametri urmărindu-se găsirea valorilor optime pentru aceștia din urmă, iar în faza de proiectare a mașinii să se poată indica aceste valori optime. Pentru a realiza acest lucru, se impune necesitatea de a corela cât mai bine rezultatele analitice cu cele experimentale, iar acest lucru înseamnă luarea în considerare a ireversibilităților ce sunt inevitabil generate în interiorul mașinii în timpul funcționării.

Tot cu ajutorul Metodei Directe se va prezenta defalcarea ireversibilităților pe cauzele de generare. Este foarte important să cunoaștem datorită cărui fenomen apar cele mai mari pierderi și să încercăm să le minimizăm.

Se prezintă o soluție de optimizare a parametrilor constructivi ai mașinii studiate astfel încât performanțele mașinii să fie cât mai bune și se analizează rezultatele obținute în așa fel încât să putem spune ce valori merită să fie adoptate în procesul de proiectare al

mașinii. Acestea se prezintă atât pentru mașini frigorifice, cât și pentru pompe de căldură încercându-se o tratare unitară a acestora.

O altă contribuție originală este aplicarea Metodei Directe la **studiul și optimizarea ansamblurilor solare cu motor Stirling**. Aceste sisteme de generare a energiei electrice sunt compuse dintr-o oglindă parabolică, un receptor de radiație solară concentrată și un motor Stirling cu generator electric sau alternator încorporat. Algoritmul de calcul propus este utilizat pentru cazuri practice și reale de estimare a performanțelor ansamblurilor solare cu motor Stirling; a fost aplicat cu succes pentru 4 astfel de sisteme și respectiv 8 regimuri de funcționare, corelarea estimărilor analitice cu datele experimentale fiind foarte bună.

Numeroase studii de sensibilitate sunt prezentate, în vederea optimizării acestor ansambluri.



S-a dezvoltat și prezentat de asemenea un **model de calcul și proiectare a unei instalații solare de producere a energiei electrice pentru o aplicație casnică (și nu numai), prin filiera energie solară – energie electrică - electroliza apei - hidrogen – pila de combustie – energie electrică** sau direct energie solară – energie electrică. Este utilizată schema de calcul a unei instalații solare formate din oglindă parabolică, receptor de radiație solară concentrată, motor Stirling solar, generator electric.

Instalația pe care o propunem studiului este formată din două părți. Prima parte este cea utilizată pentru producerea energiei electrice din energie solară. Cea de a doua parte a instalației reprezintă cuplarea primei părți la un sistem de producere a hidrogenului prin procesul de electroliză a apei și apoi la un ansamblu de pile de combustie pentru producerea energiei electrice din hidrogenul stocat, pentru perioadele în care energia electrică nu poate fi produsă direct din energie solară (pe timpul nopții, zile noroase, etc) sau în perioadele de consum de vârf când este nevoie de un supliment de energie electrică pentru acoperirea cerințelor. Utilizarea hidrogenului ca purtător de energie oferă anumite avantaje ce vor fi detaliate în cele ce urmează.

De asemenea, instalația poate fi astfel concepută încât o parte din hidrogen să poată fi utilizat direct pentru anumite aplicații (alimentarea autoturismului, încălzirea apei menajere, etc).

Modelul matematic descris pentru studiul motoarelor Stirling solare este aici adaptat prin considerarea variațiilor zilnice, sezoniere și geografice ale insolației (intensității radiației solare, E) astfel încât simularea funcționării ansamblului solar, respectiv estimarea energiei electrice produse, să poată fi aplicată cu succes în oricare locație geografică și în orice perioadă a anului.

În plus, ca alternativă de producere a energiei electrice prin utilizarea hidrogenului stocat, modelul este mai departe dezvoltat prin calculele aferente estimării performanțelor electrolizorului și pilei de combustie, conducând astfel la estimarea performanțelor întregului sistem.

2.1. Îmbunătățirea Metodei Schmidt prin considerarea cinematicii efective

Așa cum am prezentat în paragraful 1.3.4. , principalele ipoteze suplimentare ale metodei Schmidt aplicate analizei mașinilor Stirling, față de cele menționate pentru ciclul ideal, sunt: mișcările pistonului de lucru și deplasatorului sunt continue pentru a asigura legile armonice teoretice de variație a volumelor; se consideră o variație liniară a temperaturii gazului în interiorul regeneratoarelor; de aceea, temperatura din volumul mort al mașinii (în special în regeneratoare) este egală cu media temperaturilor extreme ale gazului ($T_{med} = (T_C + T_F)/2$), metoda Schmidt utilizând trei parametri:

- φ – defazajul între legile de variație a volumelor de comprimare și destindere; considerând cinematica reală a mașinii studiate, am determinat $\varphi = 88 \text{ CAD}^1$ (vezi Fig. 2.3);
- $k = \frac{V_{cpr,max}}{V_{dest,max}}$ – raportul cilindrelor celor două pistoane;
- $X = \frac{V_0}{V_{dest,max}}$ – coeficientul spațiului mort al mașinii; pentru aplicația numerică ce va fi prezentată s-a calculat $V_0 = 1,727 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$, volumul mort total al mașinii.

Spre deosebire de metoda Schmidt clasică, de această dată se va considera cinematica efectivă a mașinii, deci legile de variație efectivă a volumelor, care depind de configurația mașinii studiate.

2.1.1. **Aplicație practică: Micro-criogeneratorul MC 80K-1**

Acest micro-criogenerator a fost proiectat și fabricat acum 15 ani de către I.C.P.I.A.F.-S.A. din Cluj-Napoca [65]. În Fig. 2.1 se poate analiza schema acestui micro-criogenerator, ce lucrează după un ciclu termoregenerativ Stirling în soluție constructivă α , fiind utilizat pentru obținerea unor temperaturi joase pentru răcirea detectorilor în infraroșu, a aparatelor electrice, în laboratoarele de cercetare sau alte aplicații asemănătoare.

Așa cum se observă în Fig. 2.1, micro-criogeneratorul este antrenat de un motor electric prin intermediul unui cuplaj elastic și a unui arbore cotit, care asigură mișcarea de translație, atât pentru pistonul de lucru cât și pentru deplasator, prin intermediul unei biele comune. Tot din Fig. 2.1, se poate observa tipul acestui criogenerator, prin schema de principiu (Fig. 2.2). Din compararea acestei scheme cu cele prezentate la soluții constructive ale mașinilor Stirling (pagina 22), se observă că acest micro-criogenerator este de tip α .

¹ CAD = Crank Angle Degrees

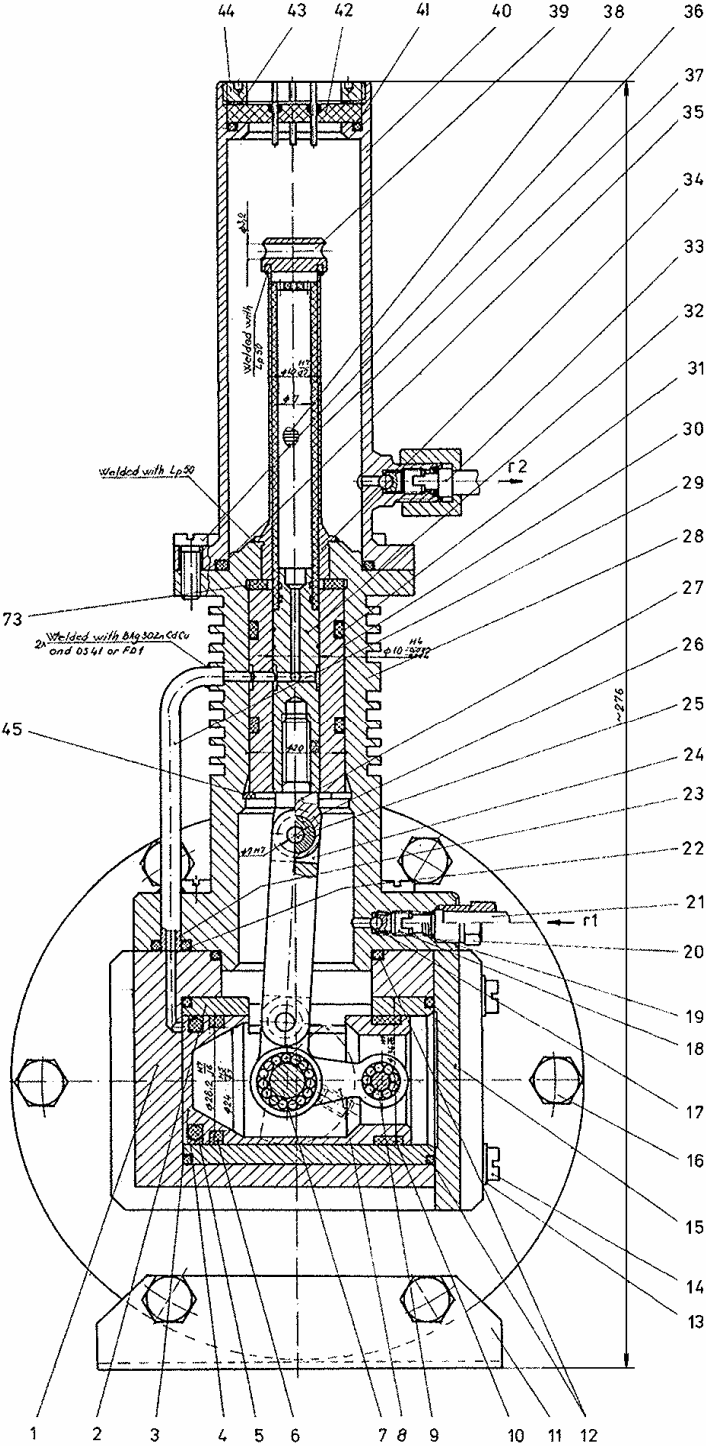


Fig. 2.1. Schema micro-criogeneratorului Stirling MC 80K-1 [66], [92].

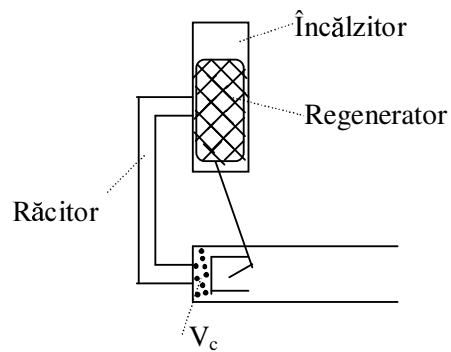


Fig. 2.2. Schema de principiu a micro-criogeneratorului MC 80K-1.

Principalele caracteristici tehnice ale microcriogeneratorului MC 80K-1 Stirling sunt prezentate în Tabel 2.1 [66].

Tabel 2.1. Principalele caracteristici tehnice ale microcriogeneratorului Stirling MC 80K-1 [66].

Agent de lucru	Helium
Presiunea medie de umplere	$5 \cdot 10^5$ Pa
Amplitudinea variațiilor de presiune	$1,5 \cdot 10^5$ Pa
Cursa pistonului de lucru	$5 \cdot 10^{-3}$ m
Diametrul pistonului de lucru	$28 \cdot 10^{-3}$ m
Cursa deplasatorului	$5 \cdot 10^{-3}$ m
Diametrul deplasatorului	$10 \cdot 10^{-3}$ m
Diametrul regeneratoarei	0,010 m
Diametrul firelor metalice din regenerator	$0,186 \cdot 10^{-3}$ m
Numărul de site din regenerator	160
Porozitatea regeneratoarei	0,2236
Numărul total de regeneratoare	1
Materialul regeneratoarei	bronz
Numărul de cilindri	1
Volumul maxim	$5,013 \cdot 10^{-6}$ m ³
Volumul minim	$1,908 \cdot 10^{-6}$ m ³
Raport de comprimare	2,627
Turația arborelui	1625 rot/min
Temperatura frigorifică	80 K
Temperatura sursei calde	303K

Puterea frigorifică	1 W
Lungime totală	0,319 m
Lățime totală	0,12 m
Înălțime totală	0,276 m
Greutate netă	7,73 kg

Din datele de proiectare a mașinii, din desenul de ansamblu și cele de execuție se pot stabili relațiile analitice pentru calculul deplasărilor pistonelor funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit, α [92]. Deci, se cunosc expresiile $\Delta x(\alpha)$ și $\Delta y(\alpha)$ reprezentând deplasările pistonului de lucru și, respectiv, deplasatorului.

2.1.2. Legile de variație efectivă a volumelor de comprimare și destindere ale mașinii studiate

Pentru calculul cinematicii efective, considerăm ca poziție inițială a mecanismului format din cele doua biele, momentul în care pistonul de lucru se află în punctul mort superior. Deplasările celor doua pistoane (Δx și Δy) sunt calculate față de această poziție inițială, pentru o deplasare unghiulară α a arborelui cotit (vezi Fig. 2.3) [92].

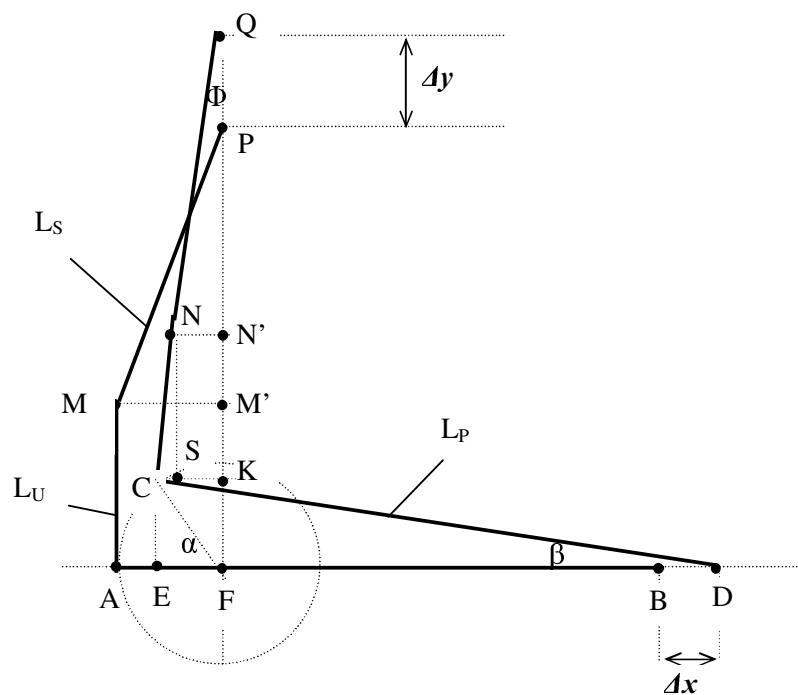


Fig. 2.3. Mecanismul micro-criogeneratorului Stirling MC 80K-1 [92]

→ **Deplasarea Δx a pistonului de lucru** este:

$$\Delta x = BD = AD - AB \quad [m] \quad (2.1)$$

unde

$$AD = AE + ED \quad [m] \quad (2.2)$$

Prin calcule simple de geometrie găsim:

$$AE = AC \cos \delta \quad (2.3)$$

unde $\delta = (\pi - \alpha) / 2$ și $AC = 2e \sin \frac{\alpha}{2}$ este coarda opusă unghiului α în cercul de rază $AF = e$. De unde rezultă:

$$AE = 2e \sin \frac{\alpha}{2} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2} \right) = 2e \left(\sin \frac{\alpha}{2} \right)^2 = e(1 - \cos \alpha) \quad [m] \quad (2.4)$$

Iar

$$ED = AB \cos \beta = L_p \cos \beta \quad (2.5)$$

unde $\sin \beta = \frac{CE}{CD} = \frac{e \sin \alpha}{L_p}$. Rezultă:

$$ED = \sqrt{L_p^2 - e^2 \sin^2 \alpha} \quad [m] \quad (2.6)$$

Din înlocuiri rezultă:

$$\Delta x = \sqrt{L_p^2 - e^2 \sin^2 \alpha} + e(1 - \cos \alpha) - L_p \quad [m] \quad (2.7)$$

Urmând același principiu de calcul, deplasarea pe verticală Δy a pistonului deplasator se scrie

$$\Delta y = PQ = QF - PF \quad [m] \quad (2.8)$$

unde

$$QF = QN' + N'K + KF \quad [m] \quad (2.9)$$

$$QN' = QN \cos \Phi = L_s \cos \Phi$$

$$N'K = NS = L_u \cos \beta$$

$$KF = e \sin \alpha$$

$$\text{iar } \sin \Phi = \frac{NN'}{QN} = \frac{SK}{QN} = \frac{CK - CS}{QN} = \frac{e \cos \alpha - L_u \sin \beta}{L_s}$$

Din simpla relație trigonometrică $\cos \Phi = \sqrt{1 - \sin^2 \Phi}$, rezultă:

$$QN' = \sqrt{L_s^2 - \left(e \cos \alpha - \frac{L_u}{L_p} e \sin \alpha \right)^2}$$

Similar,

$$PF = PM' + M'F = \sqrt{L_s^2 - e^2} + L_u \quad (2.10)$$

După înlocuiri, se obține:

$$\Delta y = \sqrt{L_s^2 - \left(e \cos \alpha - \frac{L_u}{L_p} e \sin \alpha \right)^2} + \frac{L_u}{L_p} \sqrt{L_p^2 - e^2 \sin^2 \alpha} + e \sin \alpha - L_u - \sqrt{L_s^2 - e^2} \quad (2.11)$$

În relațiile anterioare folosim dimensiunile mașinii studiate: $L_p = 20 \cdot 10^{-3} [m]$, $L_s = 40 \cdot 10^{-3} [m]$, reprezentând lungimile bielor principală și secundară, $L_u = 13 \cdot 10^{-3} [m]$ lungimea urechii bielei principale și $e = 2.5 \cdot 10^{-3} [m]$ excentricitatea arborelui cotit [66].

Înmulțind deplasările instantanee ale pistoanelor cu aria acestora, putem exprima legile de variație a volumelor efective astfel:

➤ pistonul de lucru:

$$V_c(\alpha) = \frac{\pi D_c^2}{4} \Delta x(\alpha) \quad [m^3] \quad (2.12)$$

➤ deplasator:

$$V_D(\alpha) = \frac{\pi D_D^2}{4} \Delta y(\alpha) \quad [m^3] \quad (2.13)$$

unde D_c și D_D sunt diametrele pistonului de lucru și deplasatorului (vezi Tabel 2.1).

Legea de variație a volumului total efectiv pentru mașina considerată este:

$$V_{tot}(\alpha) = V_c(\alpha) + V_D(\alpha) + V_0 \quad [m^3] \quad (2.14)$$

2.1.3. **Calculul performanțelor mașinii**

Masa totală de agent din mașină, care conform ipotezelor simplificatoare este constantă, se exprimă din ecuația (1.32) particularizată pentru cazul unei mașini frigorifice, astfel:

$$m_T = p(\alpha) \frac{1}{RT_F} \left[\tau V_c(\alpha) + V_D(\alpha) + V_0 \frac{T_F}{T_{med}} \right] = const \quad [kg] \quad (2.15)$$

În această relație introducem următoarea notație:

$$\bar{K} = RT_F m_T = const \quad [J] \quad (2.16)$$

Legea de variație a presiunii instantanee a gazului din mașină devine:

$$p(\alpha) = \frac{\bar{K}}{\tau V_C(\alpha) + V_D(\alpha) + V_0 T_F / T_{med}} \quad [Pa] \quad (2.17)$$

Notăm numitorul cu:

$$E(\alpha) = \tau V_C(\alpha) + V_D(\alpha) + V_0 T_F / T_{med} \quad [m^3] \quad (2.18)$$

Analizând expresia $E(\alpha)$ se observă că aceasta este cunoscută atâta timp cât cinematica efectivă este cunoscută, deci legile de variație a volumelor de comprimare și destindere funcție de unghiul α sunt cunoscute.

Cum în orice mașină Stirling mișcarea pistoanelor este aproximativ sinusoidală, legile de variație a volumelor vor fi aproximativ sinusoidale și deci expresia $E(\alpha)$ va avea aceeași variație aproximativ sinusoidală - Fig. 2.4. În consecință, această expresie va avea o valoare maximă urmată de o valoare minimă pentru diferite unghiuri α , astfel.

- la $\alpha = \alpha_1 = 66 \text{ CAD}$, $E(\alpha)$ este maximă: $E_{max} = E(\alpha_1) = 6,68 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ și conform relației (2.17), $p(\alpha)$ este minimă: $p(\alpha_1) = p_{min}$;
- la $\alpha = \alpha_2 = 239 \text{ CAD}$, $E(\alpha)$ este minimă: $E_{min} = E(\alpha_2) = 3,26 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ și conform relației (2.17), $p(\alpha)$ este maximă: $p(\alpha_2) = p_{max}$.

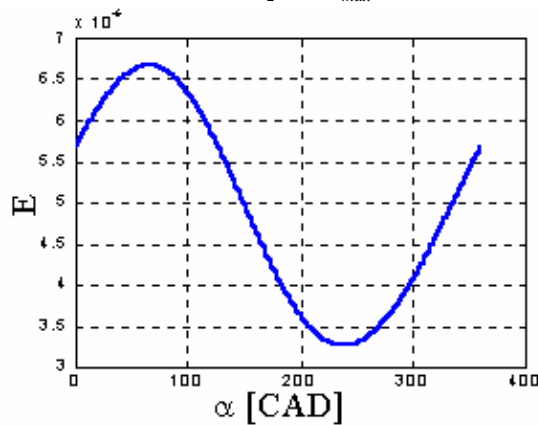


Fig. 2.4. Variația expresiei auxiliare $E(\alpha)$

De aceea, putem scrie:

$$p_{min} = \frac{\bar{K}}{E_{max}}; \quad p_{max} = \frac{\bar{K}}{E_{min}} \quad [Pa] \quad (2.19)$$

sau:

$$p(\alpha) = \frac{p_{\min} E_{\max}}{E(\alpha)}; \quad p(\alpha) = \frac{p_{\max} E_{\min}}{E(\alpha)} \quad [Pa] \quad (2.20)$$

unde $p_{\min} = 3,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, $p_{\max} = 6,6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ (valoarea minimă sau cea maximă a presiunii se exprimă funcție de presiunea medie a gazului și amplitudinea de variație a acesteia, date care sunt specificate în proiectul mașinii – vezi Tabel 2.1).

Lucrul mecanic pentru procesele de destindere și comprimare se calculează cu relația:

$$L = \int_0^{2\pi} p(\alpha) dV(\alpha) \quad [J/\text{ciclu}] \quad (2.21)$$

prin integrare numerică pe calculator. Deoarece legile de variație a deplasărilor celor două pistoane, Δx și Δy , sunt funcții de α nu foarte simple, integrarea analitică a expresiei lucrului mecanic este destul de laborioasă. Pentru a evita acest calcul, s-a ales varianta integrării grafice: se trasează variația presiunii funcție de volum și se rezolvă grafic.

Lucrul mecanic corespunzător procesului de destindere, L_D , este obținut trasând variația presiunii funcție de volumul de destindere și apoi integrând grafic prin metoda trapezelor.

Lucrul mecanic corespunzător procesului de comprimare, L_C , este obținut trasând variația presiunii funcție de volumul de comprimare și apoi integrând grafic prin metoda trapezelor.

Lucrul mecanic total necesar ciclului este diferența celor două: $|L_{\text{ciclu}}| = |L_C| - L_D$.

În ceea ce privește performanțele mașinii, se aplică ecuațiile descrise în paragraful 1.3.4. .

În 2.4. este prezentat studiul numeric comparativ, pentru aceeași mașină frigorifică Stirling. Sunt analizate rezultatele numerice și grafice prin comparație cu cele obținute aplicînd metoda Schmidt clasică.

Valoarea coeficientului de performanță este aceeași în ambele cazuri (fiind obținut prin aceeași expresie), însă se observă o corectare a valorii puterii frigorifice cu 0,3 % atunci când se utilizează metoda Schmidt corectată considerînd cinematica efectivă.

Totuși rezultatele sunt mult diferite față de cele experimentale în principal datorită faptului că nu s-au luat în considerare ireversibilitățile ce sunt inevitabil generate în interiorul mașinii în timpul funcționării.

Pentru a vedea care este efectul acestor ireversibilități asupra performanțelor mașinii, trebuie să înțelegem cauzele de generare a acestora și apoi realizată o defalcare a acestor ireversibilități pe cauze. După o astfel de analiză vom fi capabili să spunem din ce cauză se pierde mai mult și deci să luăm deciziile corecte pentru minimizarea acestor pierderi și mărirea performanțelor mașinii.

2.2. Adaptarea Metodei Directe pentru studiul și optimizarea mașinilor frigorifice și a pompelor de căldură Stirling

În cele ce urmează se prezintă o de metodă utilizată până în prezent pentru studiul motoarelor Stirling convenționale [70] și pe care doresc să o adaptez mașinilor frigorifice și pompelor de căldură. Această parte originală a prezentei teze constă în faptul că schemele de calcul pentru astfel de mașini sunt pentru prima dată dezvoltate analitic la același nivel de complexitate ca și pentru motoarele Stirling convenționale. Punctul de pornire al acestei dezvoltări îl constituie lucrările [73], [125], dar tratarea de aici ridică gradul de complexitate a luării în considerare a ireversibilităților interne urmărindu-se a se ajunge la relații de calcul pentru coeficienții de performanță ce pot fi eventual validate în mod similar cu cele de la motoare Stirling convenționale.

2.2.1. Ipoteze simplificatoare

Fiind vorba de adaptarea metodei prezentate în paragraful 1.3.6. pentru studiul și optimizarea motoarelor Stirling convenționale la specificul mașinilor Stirling inversate (mașini frigorifice și pompe de căldură), ipotezele metodei sunt aceleași (vezi paragraf 1.3.6.1. , pag. 56). Se urmărește o tratare unitară a acestor mașini.

De asemenea dezvoltările cuprinse între ecuația (1.52) și ecuația (1.68) rămân valabile.

În continuare voi prezenta algoritmul de calcul propus pentru optimizarea mașinilor cu ciclu inversat precum și dezvoltarea analitică a trei scheme de calcul propuse după modelul motoarelor Stirling convenționale [70].

2.2.2. Algoritmul Metodei Directe pentru cicluri inversate

Utilizând Metoda Directă, coeficientul de performanță al mașinii frigorifice este exprimat ca produsul dintre coeficientul de performanță al ciclului Carnot și randamentul bazat pe Principiul al II-lea al Termodinamicii [13], [88], [73], [125] așa cum se procedează frecvent în literatura de specialitate, idee introdusă de BEJAN [91]. Prin acest randament sunt luate în considerare pierderile generate de ireversibilitățile ciclului.

$$COP_{MF} = \frac{1}{\frac{T_F}{T_C} - 1} \cdot \eta_{II,irev} = COP_{CC} \cdot \eta_{II,irev} \quad (2.22)$$

unde: COP_{CC} = coeficientul de performanță al ciclului reversibil Carnot inversat care funcționează între aceleași temperaturi T_C și T_F ;

$\eta_{II,irev}$ = randamentul bazat pe Principiul al II-lea al Termodinamicii.

Acest randament a fost scris sub forma unui produs de doi termeni corespunzători pierderilor generate de diferite categorii de ireversibilități [22], [88], [89]:

$$\eta_{II,irev} = \eta_{II,X} \eta_{II,\Delta p} \quad (2.23)$$

unde: $\eta_{II,X}$ = randamentul relativ la Principiul al II-lea datorat procesului de regenerare imperfectă a căldurii;

$\eta_{II,\Delta p}$ = randamentul relativ la Principiul al II-lea datorat pierderilor de presiune generate de viteza finită a proceselor, și anume de viteza finită a pistonului și a gazului care trece prin regeneratoare și celelalte schimbătoare de căldură, și de asemenea, pierderi de presiune generate de frecarea mecanică între părțile mobile ale mașinii.

① **Randamentul relativ la Principiul al II-lea datorat procesului de regenerare imperfectă a căldurii**

Regenerarea imperfectă a căldurii reprezintă o pierdere importantă în mașinile Stirling. Aceste pierderi sunt exprimate utilizând un coeficient al pierderilor regenerative, X .

În Fig. 2.5, este prezentată diagrama TS a ciclului Stirling inversat, cu regenerare parțială (imperfectă) a căldurii.

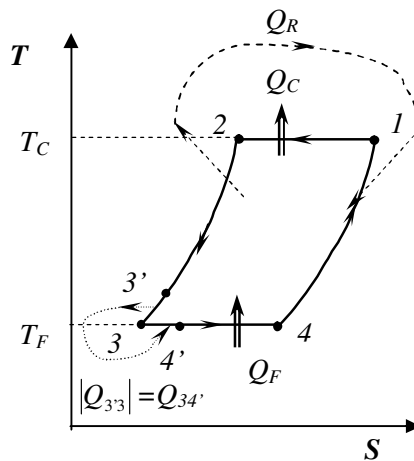


Fig. 2.5. Diagrama TS a ciclului Stirling inversat cu regenerare parțială a căldurii.

Cantitatea de căldură ce nu este regenerată datorită regenerării imperfecte, cu ireversibilități, este dată de relația, cu ajutorul unui coeficient de pierderi regenerative X [39]:

$$|Q_{3'3}| = X |Q_{23}| \quad (2.24)$$

având ca efect reducerea puterii frigorifice cu:

$$Q_{34'} = |Q_{3'3}| = X |Q_{23}| \quad (2.25)$$

În acest caz, efectul util va fi cantitatea de căldură $Q_{4'4}$ în loc de Q_{34} , iar coeficientul de performanță al mașinii ireversibile (când se consideră numai regenerare imperfectă), $COP_{irev,X}$, va fi mai mic decât cel reversibil (egal cu coeficientul de performanță al ciclului Carnot inversat, COP_{CC}) și anume:

$$COP_{irev,X} = \frac{\text{efect util}}{\text{consum}} = \frac{Q_{4'4}}{|L_{ciclu}|} = \frac{Q_{34} - X|Q_{23}|}{|L_{ciclu}|} \quad (2.26)$$

Exprimând relațiile pentru calculul schimburilor energetice, se obține:

$$COP_{irev,X} = \frac{mRT_F \ln \varepsilon - Xmc_V(T_C - T_F)}{mR(T_C - T_F) \ln \varepsilon} = \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} - 1} - \frac{Xc_V}{R \ln \varepsilon} \quad (2.27)$$

Recunoaștem primul termen al relației de mai sus ca fiind coeficientul de performanță al ciclului Carnot inversat. Rezultă următoarea formă de scriere:

$$COP_{irev,X} = \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} - 1} \left[1 - \frac{Xc_V}{R \ln \varepsilon} \left(\frac{T_C}{T_F} - 1 \right) \right] = COP_{CC} \eta_{II,X} \quad (2.28)$$

de unde rezultă expresia de calcul a randamentului relativ la Principiul al II-lea datorat procesului de regenerare imperfectă a căldurii pentru mașini frigorifice:

$$\eta_{II,X} = 1 - \frac{X \cdot c_V}{R \ln \varepsilon} \left(\frac{T_C}{T_F} - 1 \right) \quad (2.29)$$

În relațiile anterioare, căldura specifică la volum constant, c_V , este luată din tabele termodinamice la temperatura medie a gazului, T_{med} , iar masa de gaz, m , este calculată din ecuația termică de stare pentru gaze perfecte.

Expresia coeficientului de pierderi regenerative a fost dedusă luând în considerare cei doi algoritmi dezvoltăți pentru motoare convenționale, și anume cel ‘optimist’ pentru care a fost dedus un coeficient X_1 , și cel ‘pesimist’ pentru care X_2 a fost calculat. Combinând acești doi algoritmi, s-a obținut următoarea expresie de calcul a coeficientului de pierderi regenerative [13], [90]:

$$X = X_1 \cdot y + X_2 \cdot (1 - y) \quad (2.30)$$

unde:

- y este un parametru de ajustare al metodei având valoarea de 0,43 (pentru mașini frigorifice) stabilită pe baza corelării rezultatelor analitice cu cele experimentale (reamintim valoarea de 0,27 pentru motoare convenționale);
- coeficienții de pierderi regenerative în estimările ‘pesimistă’ și respectiv, ‘optimistă’, sunt prezentați în paragraful 1.3.6.3., fapt pentru care nu mai reiau aici descrierea.

② Randamentul relativ la Principiul al II-lea datorat pierderilor de presiune

Pierderile de presiune sunt luate în considerare prin randamentul $\eta_{II,\Delta p}$ a cărei expresie de calcul este găsită în cele ce urmează. Pentru aceasta, voi considera atât ireversibilitățile generate în interiorul mașinii datorită pierderilor de presiune, cât și pe cele generate datorită regenerării imperfecte a căldurii.

Se va urma același procedeu de calcul ca și pentru randamentul bazat pe Principiul al II-lea datorat regenerării imperfecte:

$$COP = \frac{\text{efect util}}{\text{consum}} = \frac{Q_{44}}{|L_{ciclu,irev}|} = \frac{Q_{34} - X|Q_{23}|}{|L_{ciclu,irev}|} \quad (2.31)$$

Combinând relațiile anterioare și exprimând schimburile energetice, se obține expresia lucrului mecanic ireversibil consumat:

$$L_{irev} = \frac{mRT_F \ln \varepsilon - Xmc_V(T_C - T_F)}{COP_{CC}\eta_{II,X}\eta_{II,\Delta p}} \quad (2.32)$$

Pentru ușurință în calcule, se utilizează următoarea notație:

$$COP_{CC}\eta_{II,X} = \eta' \quad (2.33)$$

Ținând cont de faptul că lucrul mecanic ireversibil, L_{irev} , se poate scrie ca lucrul mecanic reversibil la care se adaugă (deoarece este consumat în plus) un lucru mecanic suplimentar datorat pierderilor de presiune din mașină, rezultă:

$$\begin{aligned} \eta_{II,\Delta p} &= \frac{mRT_F \ln \varepsilon - Xmc_V(T_C - T_F)}{\eta' (L_{rev} + L_{pierderi,\Delta p})} = \frac{mRT_F \ln \varepsilon - Xmc_V T_F (\tau - 1)}{\eta' [mRT_F (\tau - 1) \ln \varepsilon + L_{pierderi,\Delta p}]} = \\ &= \frac{mRT_F \ln \varepsilon \left[1 - \frac{Xc_V}{R \ln \varepsilon} (\tau - 1) \right]}{mRT_F \ln \varepsilon \cdot \eta' \left[(\tau - 1) + \frac{L_{pierderi,\Delta p}}{mRT_F \ln \varepsilon} \right]} = \frac{\eta_{II,X}}{\frac{1}{\tau - 1} \eta_{II,X} \left[(\tau - 1) + \frac{L_{pierderi,\Delta p}}{mRT_F \ln \varepsilon} \right]} \end{aligned} \quad (2.34)$$

După simplificări și desfacerea parantezei, rezultă expresia de calcul a randamentului relativ la Principiul al II-lea datorat pierderilor de presiune:

$$\boxed{\eta_{II,\Delta p} = \frac{1}{1 + \frac{L_{pierderi,\Delta p}}{mRT_F (\tau - 1) \ln \varepsilon}}} \quad (2.35)$$

în care $L_{pierderi,\Delta p}$ este dat de una din relațiile (1.55) sau (1.56) în funcție de tipul mașinii studiate.

În funcție de anumite ipoteze de calcul care se pot face, de modul în care se consideră că ar avea loc generările de ireversibilități și de efectul lor asupra performanțelor mașinii, se pot dezvolta mai multe scheme de calcul.

De exemplu, se poate considera că pierderea totală de presiune datorată vitezei finite a pistonului ar fi o medie între aceste pierderi din timpul proceselor de comprimare și destindere. La fel de bine se poate considera ca pierderea totală este suma lor, și nu media

lor. Același lucru pentru pierderile de presiune în cele două procese de trecere prin regenerator.

Se vor studia trei scheme de calcul cu ipoteze de lucru diferite și în final se va stabili care dintre acestea sunt cele mai corecte prin compararea rezultatelor obținute cu date experimentale.

Ipotezele în ceea ce privește ireversibilitățile considerate în dezvoltarea fiecărei scheme au fost menținute aceleași ca cele considerate în cazul motoarelor, pentru uniformitate.

2.2.3. **Schema de calcul “pesimistă”**

Numele acestei scheme a fost dat după ce s-au comparat rezultatele obținute cu cele experimentale. S-a observat că valorile obținute analitic sunt mai mici decât cele experimentale. Deci, s-a mers pe o gândire prea “pesimistă” privind generarea de ireversibilități în interiorul mașinii.

De remarcat este faptul că același rezultat a fost obținut și la motoare când s-au luat în considerare ireversibilitățile după cum urmează.

Ipoteze privind generarea ireversibilităților

⌚ Ca și la motoare, se consideră o valoare medie a celor patru surse de pierderi de presiune, și anume viteza finită a pistonului în timpul procesului de comprimare, în timpul procesului de destindere, laminarea gazului în cele două treceri prin regenerator și frecările mecanice. În acest caz, se poate lucra cu suma pierderilor medii de presiune ce înglobează pierderile datorate vitezei finite, laminării și frecării.

$$\Sigma \Delta p_{med} = \Delta p_w + \Delta p_{lam} + \Delta p_f \quad (2.36)$$

⌚ Pierderea de presiune datorată vitezei finite a pistonului este media celor două pierderi din timpul proceselor de comprimare și destindere:

$$\Delta p_w = \frac{1}{2} (\Delta p_w^{cpr} + \Delta p_w^{dest}) \quad (2.37)$$

Înlocuind relațiile de calcul pentru Δp_w^{cpr} și Δp_w^{dest} în relația de mai sus, rezultă:

$$\Delta p_w = \frac{1}{2} \frac{k}{w_{s,F}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_4 \ln \varepsilon \cdot (w_{cpr} \sqrt{\tau} + w_{dest}) \quad (2.38)$$

⌚ Se consideră că în cele două procese de laminare pierderea de presiune este aceeași, ceea ce înseamnă că pierderea medie de presiune datorată laminării gazului este dată de relația (1.65).

⌚ Se consideră că viteza gazului este egală cu viteza medie a pistonului.

⌚ Se consideră pierderile de presiune datorită frecării între părțile mobile ale mașinii ca fiind jumătate din cele ce apar la motoarele cu ardere întrenă.

Ținând seama de aceste expresii, se obține:

$$\Sigma \Delta p_{med} = \frac{1}{2} \frac{k}{w_{S,F}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_4 \ln \varepsilon \cdot (w_{cpr} \sqrt{\tau} + w_{dest}) + \frac{15}{k} \left(\frac{1}{2} \rho_{med,R} \cdot w_R^2 \right) \cdot N_S + \frac{1}{2} (0,94 + 0,045w) \cdot 10^5 \quad (2.39)$$

Calculul lucrului mecanic datorat pierderilor de presiune:

Se consideră relațiile (1.55) sau (1.56) pentru cele două tipuri de mașini, cu mențiunea că pierderea de presiune este considerată valoarea medie a celor trei surse de generare. În acest caz:

$$L_{pierderi,\Delta p}^{(\gamma)} = \Sigma \Delta p_{med} [(V_1 - V_2) + 2V_2 + (V_1 - V_2)] = 2V_1 \Sigma \Delta p_{med} \quad (2.40)$$

și respectiv

$$\begin{aligned} L_{pierderi,\Delta p}^{(\alpha)} &= \Sigma \Delta p_{med} [(V_1 - V_2) + V_2 + V_1 + (V_1 - V_2)] = (3V_1 - V_2) \Sigma \Delta p_{med} = \\ &= 3V_1 \left(1 - \frac{1}{3\varepsilon} \right) \Sigma \Delta p_{med} = 3\mu V_1 \Sigma \Delta p_{med} \end{aligned} \quad (2.41)$$

unde s-a utilizat notația: $\mu = 1 - \frac{1}{3\varepsilon}$.

Cu ultimele două relații și ecuația (2.35) se poate calcula randamentul relativ la Principiul al II-lea datorat pierderilor de presiune.

În acest moment se poate calcula coeficientul de performanță al mașinii.

Rezultatele numerice sunt prezentate în paragraful 2.4. .

2.2.4. Schema de calcul "optimistă"

Prin similitudine cu metoda utilizată la motoare, numele acestei scheme a fost dat după ce s-au comparat rezultatele obținute cu cele experimentale. S-a observat că valorile obținute analitic sunt mai mari decât cele experimentale. Deci, s-a mers pe o gândire prea "optimistă" privind generarea de ireversibilități în interiorul mașinii.

Ipoteze privind generarea ireversibilităților

- ⌚ Sunt luate în considerare separat pierderile de presiune din regenerator în timpul celor două procese de laminare, 2-3 și 4-1, la temperaturile și presiunile medii respective, conform relațiilor (1.66) și (1.67).
- ⌚ Se consideră pierderile de presiune datorită frecării între părțile mobile ale mașinii ca fiind jumătate din cele ce apar la motoarele cu ardere internă.
- ⌚ Deplasarea pistoanelor este sinusoidală, motiv pentru care se consideră viteza gazului egală cu jumătate din viteza medie a pistonului. (Când se mișcă deplasatorul, viteza gazului în regenerator este egală cu viteza deplasatorului. Când se mișcă doar pistonul de lucru, viteza gazului în vecinătatea acestuia este egală cu viteza

pistonului, dar viteza gazului în regeneratorul care stă fix este la limita zero. Deci viteza medie între aceste două extreme va fi jumătate din viteza pistonului de lucru.)

Noua schemă de calcul s-a dovedit a fi “mai puțin pesimistă” față de prima schemă de calcul prezentată pentru că pierderile prin laminare în regenerator sunt luate în considerare numai în procesele 2-3 și 4-1, iar pierderile datorate mișcării cu viteză finită a pistonului sunt considerate doar în procesele 1-2 și 3-4.

Calculul lucrului mecanic datorat pierderilor de presiune

Se aplică relațiile (1.55) sau (1.56) pentru cele două tipuri de mașini:

→ mașini Stirling de tip γ (regeneratorul inclus în deplasator):

$$L_{pierderi,\Delta p}^{(\gamma)} = \Delta p_w (V_1 - V_2) + (\Delta p_{lam,2-3} + \Delta p_{lam,4-1}) V_2 + \Delta p_f (V_1 - V_2) \quad (2.42)$$

Conform ipotezelor de mai sus rezultă:

$$\begin{aligned} L_{pierderi,\Delta p}^{(\gamma)} &= V_1 \left[\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \Delta p_w + \frac{1}{\varepsilon} (\Delta p_{lam,2-3} + \Delta p_{lam,4-1}) + \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \Delta p_f \right] = \\ &= mRT_F \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_w}{p_4} + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_{lam,2-3} + \Delta p_{lam,4-1}}{p_4} + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_f}{p_4} \right) = \\ &= mRT_F \left[\frac{k}{w_{S,F}} \ln \varepsilon (w_{cpr} \sqrt{\tau} + w_{dest}) + \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon} \cdot \frac{15}{2} \left(\frac{w_R}{w_{S,F}} \right)^2 N_S + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{(0,94 + 0,045w) \cdot 10^5}{2p_4} \right] \end{aligned} \quad (2.43)$$

Această relație se înlocuiește în expresia de calcul a randamentului relativ la Principiul al II-lea datorat pierderilor de presiune și se ține cont de cea de-a doua ipoteză de lucru conform căreia viteza gazului în regenerator, w_R , este egală cu jumătate din viteza medie a pistonului de lucru, $w/2$:

$$\begin{aligned} \eta_{II,\Delta p}^{(\gamma)} &= \frac{1}{1 + \frac{L_{pierderi,\Delta p}^{(\gamma)}}{mRT_F (\tau - 1) \ln \varepsilon}} = \\ &= \frac{1}{1 + \frac{\frac{k}{w_{S,F}} \ln \varepsilon (w_{cpr} \sqrt{\tau} + w_{dest}) + \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon} \cdot \frac{15}{8} \left(\frac{w}{w_{S,F}} \right)^2 N_S + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{(0,94 + 0,045w) \cdot 10^5}{2p_4}}{(\tau - 1) \ln \varepsilon}} \end{aligned} \quad (2.44)$$

→ mașini Stirling de tip α (regeneratorul așezat între cei doi cilindri):

$$L_{pierderi,\Delta p}^{(\alpha)} = \Delta p_w (V_1 - V_2) + \Delta p_{lam,2-3} V_2 + \Delta p_{lam,4-1} V_1 + \Delta p_f (V_1 - V_2) \quad (2.45)$$

Conform ipotezelor de lucru, rezultă că:

$$\begin{aligned}
 L_{pierderi,\Delta p}^{(\alpha)} &= V_1 \left[\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \Delta p_w + \frac{1}{\varepsilon} \Delta p_{lam,2-3} + \Delta p_{lam,4-1} + \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \Delta p_f \right] = \\
 &= mRT_F \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_w}{p_4} + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_{lam,2-3}}{p_4} + \frac{\Delta p_{lam,4-1}}{p_4} + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_f}{p_4} \right) = \\
 &= mRT_F \left[\frac{k}{w_{S,F}} \ln \varepsilon (w_{cpr} \sqrt{\tau} + w_{dest}) + 2 \cdot \frac{15}{2} \left(\frac{w_R}{w_{S,F}} \right)^2 N_S + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{(0,94 + 0,045w) \cdot 10^5}{2p_4} \right] \quad (2.46)
 \end{aligned}$$

Această relație se înlocuiește în expresia de calcul a randamentului relativ la Principiul al II-lea datorat pierderilor de presiune și se ține cont de cea de-a doua ipoteză de lucru conform căreia viteza gazului în regenerator, w_R , este egală cu jumătate din viteza medie a pistonului de lucru, $w/2$:

$$\begin{aligned}
 \eta_{II,\Delta p}^{(\alpha)} &= \frac{1}{1 + \frac{L_{pierderi,\Delta p}^{(\alpha)}}{mRT_F (\tau - 1) \ln \varepsilon}} = \\
 &= \frac{1}{1 + \frac{\frac{k}{w_{S,F}} \ln \varepsilon (w_{cpr} \sqrt{\tau} + w_{dest}) + \frac{15}{4} \left(\frac{w}{w_{S,F}} \right)^2 N_S + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{(0,94 + 0,045w) \cdot 10^5}{2p_4}}{(\tau - 1) \ln \varepsilon}} \quad (2.47)
 \end{aligned}$$

Știind relațiile de calcul pentru $\eta_{II,\Delta p}$, se poate calcula coeficientul de performanță al mașinii. Rezultatele numerice sunt prezentate în paragraful 2.4. .

2.2.5. **Schema de calcul “cea mai puțin pesimistă”**

Această schemă de calcul este “mai optimistă” în comparație cu prima schemă deoarece se iau în considerare pierderile de presiune prin laminare în regenerator numai în timpul celor două procese izocore, ca și la schema II, dar față de schema II, viteza gazului în regenerator este egală viteza medie a pistonului.

Ipoteze privind generarea ireversibilităților

- ⌚ Sunt luate în considerare separat pierderile de presiune din regenerator în timpul celor două procese de laminare, 2-3 și 4-1, la temperaturile și presiunile medii respective, conform relațiilor (1.66) și (1.67).
- ⌚ Se consideră viteza gazului egală cu viteza medie a pistonului.
- ⌚ Pierderile de presiune prin frecare sunt considerate ca și la motoarele cu ardere internă.

Calculul lucrului mecanic datorat pierderilor de presiune

Se procedează similar cu primele două scheme de calcul și se aplică relațiile (1.55) sau (1.56) pentru cele două tipuri de mașini:

→ mașini Stirling de tip γ (regeneratorul inclus în deplasator), pentru care rezultă după calcule matematice:

$$\begin{aligned}
 L_{pierderi,\Delta p}^{(\gamma)} &= V_1 \left[\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \Delta p_w + \frac{1}{\varepsilon} (\Delta p_{lam,2-3} + \Delta p_{lam,4-1}) + \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \Delta p_f \right] = \\
 &= mRT_F \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_w}{p_4} + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_{lam,2-3} + \Delta p_{lam,4-1}}{p_4} + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_f}{p_4} \right) = \\
 &= mRT_F \left[\frac{k}{w_{S,F}} \ln \varepsilon (w_{cpr} \sqrt{\tau} + w_{dest}) + \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon} \cdot \frac{15}{2} \left(\frac{w_R}{w_{S,F}} \right)^2 N_S + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{(0,94 + 0,045w) \cdot 10^5}{p_4} \right]
 \end{aligned} \tag{2.48}$$

și respectiv:

$$\begin{aligned}
 \eta_{II,\Delta p}^{(\gamma)} &= \frac{1}{1 + \frac{L_{pierderi,\Delta p}^{(\gamma)}}{mRT_F(\tau - 1) \ln \varepsilon}} = \\
 &= \frac{1}{1 + \frac{\frac{k}{w_{S,F}} \ln \varepsilon (w_{cpr} \sqrt{\tau} + w_{dest}) + \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon} \cdot \frac{15}{2} \left(\frac{w}{w_{S,F}} \right)^2 N_S + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{(0,94 + 0,045w) \cdot 10^5}{p_4}}{(\tau - 1) \ln \varepsilon}}
 \end{aligned} \tag{2.49}$$

→ mașini Stirling de tip α (regeneratorul așezat între cei doi cilindri) pentru care obținem:

$$\begin{aligned}
 L_{pierderi,\Delta p}^{(\alpha)} &= V_1 \left[\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \Delta p_w + \frac{1}{\varepsilon} \Delta p_{lam,2-3} + \Delta p_{lam,4-1} + \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \Delta p_f \right] = \\
 &= mRT_F \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_w}{p_4} + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_{lam,2-3}}{p_4} + \frac{\Delta p_{lam,4-1}}{p_4} + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{\Delta p_f}{p_4} \right) = \\
 &= mRT_F \left[\frac{k}{w_{S,F}} \ln \varepsilon (w_{cpr} \sqrt{\tau} + w_{dest}) + 2 \cdot \frac{15}{2} \left(\frac{w_R}{w_{S,F}} \right)^2 N_S + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{(0,94 + 0,045w) \cdot 10^5}{p_4} \right]
 \end{aligned} \tag{2.50}$$

și respectiv:

$$\eta_{II,\Delta p}^{(\alpha)} = \frac{1}{1 + \frac{L_{pierderi,\Delta p}^{(\alpha)}}{mRT_F(\tau-1)\ln \varepsilon}} =$$

$$= \frac{1}{1 + \frac{\frac{k}{w_{S,F}} \ln \varepsilon (w_{cpr} \sqrt{\tau} + w_{dest}) + 15 \left(\frac{w}{w_{S,F}} \right)^2 N_S + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{(0,94 + 0,045w) \cdot 10^5}{P_4}}{(\tau - 1) \ln \varepsilon}} \quad (2.51)$$

Știind relațiile de calcul pentru $\eta_{II,\Delta p}$, se poate calcula coeficientul de performanță al mașinii. Rezultatele numerice sunt prezentate în paragraful 2.4.

2.3. Combinarea Metodei Schmidt îmbunătățită cu Metoda Directă

Originalitatea acestei metode constă în faptul ca se ține cont de pierderile generate de ireversibilitățile interne și externe ale mașinii atunci când se aplică metoda Schmidt deja corectată prin considerarea cinematicii efective a mașinii studiate.

Acest nou procedeu de calcul se impune din două motive principale:

- 1) când se aplică Metoda Schmidt corectată, nu sunt luate în considerare ireversibilitățile generate în timpul funcționării mașinii, deci nu se consideră procese reale;
- 2) când se aplică Metoda Directă, presiunea gazului este calculată fără a se ține cont de cinematica efectivă a mașinii.

Dorința este ca, prin combinarea acestor două metode, **să se elaboreze o nouă metodă de calcul care să țină cont și de cinematica mașinii, dar și de pierderile datorate ireversibilităților generate în timpul funcționării.**

Ipoteze de lucru

- ☞ agentul de lucru din mașinile Stirling moderne este heliu sau hidrogen, gaz ce poate fi considerat perfect putând fi aplicată ecuația termică de stare $PV=mRT$ (această ipoteză este valabilă în domeniul de variație a presiunii și temperaturii atinse în interiorul acestor mașini);
- ☞ masa totală de agent de lucru este considerată constantă în timpul funcționării; se neglijează scurgerile de fluid;
- ☞ se ia în considerare distribuția efectivă a presiunii instantanee în interiorul mașinii; **pierderile de presiune datorate frecărilor și rezistențelor gazodinamice nu sunt neglijate;**
- ☞ în timpul proceselor de comprimare și destindere, temperatura gazului este considerată constantă: T_C , respectiv T_F ;

- ☞ temperatura gazului în regenerator este de asemenea considerată constantă și egală cu temperatura medie între T_C și T_F ;
- ☞ se consideră **regenerarea imperfectă a căldurii**;
- ☞ se ia în considerare **pierderea de presiune datorată laminării** gazului la trecerea sa prin schimbătoarele de căldură ale mașinii;
- ☞ volumele de comprimare și destindere variază continuu după legile efective impuse de **cinematica mașinii** studiate;
- ☞ se vor lua în considerare **pierderile de presiune datorate vitezei finite a pistonului**;
- ☞ se consideră regim staționar, astfel încât turația este menținută constantă.

Calculul presiunii pe piston

În expresia presiunii pe piston [70] utilizată în Metoda Directă, se va introduce variația presiunii instantanee a gazului $p(\alpha)$ dată de relația (2.17) și care a fost calculată pe baza considerării cinematiei efective a mașinii studiate:

$$p_p = p(\alpha) \left(1 \pm \frac{aw_{cpr}}{c} \pm \frac{\Delta p_{lam}}{2p(\alpha)} \pm \frac{\Delta p_f}{p(\alpha)} \right) \quad (2.52)$$

cu semnul + pentru procesul de comprimare și – pentru destindere;

în care: $a = \sqrt{3k}$;

$c = \sqrt{3RT}$ este viteza medie moleculară ce se va calcula la temperatura T_C în cazul comprimării și la T_F în cazul destinderii;

iar w_{cpr} reprezintă viteza de deplasare a pistonului de lucru și se calculează de această dată derivând deplasarea Δx , calculată cu relația (2.7), funcție de timp:

$$w_{cpr} = \frac{d(\Delta x)}{d\tau} = \frac{d(\Delta x)}{d\alpha} \frac{d\alpha}{d\tau} \quad (2.53)$$

Recunoaștem în această expresie raportul $\frac{d\alpha}{d\tau}$ care reprezintă de fapt viteza unghiulară

$$\omega = \frac{\pi n_r}{30} \text{ [rad/s]}, \text{ cu } n_r \text{ în rot/min.}$$

Din calcule matematice rezultă:

$$w_{cpr} = \frac{\pi n_r}{30} \left[\frac{-e^2 \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{L_p^2 - e^2 \sin^2 \alpha}} + e \sin \alpha \right] \quad (2.54)$$

În ceea ce privește pierderile de presiune, acestea sunt:

- pierderile de presiune datorate laminării gazului la trecerea prin regenerator:

$$\Delta p_{lam} = \frac{15}{k} \left(\frac{1}{2} \rho_{med,R} \cdot w_R^2 \right) \cdot N_s, \text{ unde în expresia vitezei gazului în regenerator}$$

$$w_R = w_{dest} \cdot \frac{D_D^2}{N_{Reg} \cdot D_R^2}, \text{ calculată funcție de diametrele deplasatorului și}$$

regeneratorului, numărul de regeneratoare și de viteza deplasatorului w_{dest} aceasta din urmă se calculează în mod similar cu w_{cpr} fiind derivata deplasării Δy funcție de timp:

$$w_{dest} = \frac{\pi m_r}{30} \left[e \cos \alpha - e^2 \frac{L_u}{L_p} \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{L_p^2 - e^2 \sin^2 \alpha}} + e^2 \frac{\left[1 - \left(\frac{L_u}{L_p} \right)^2 \right] \sin \alpha \cos \alpha + \frac{L_u}{L_p} (1 - 2 \sin^2 \alpha)}{\sqrt{L_s^2 - \left(e \cos \alpha - \frac{L_u}{L_p} e \sin \alpha \right)^2}} \right] \quad (2.55)$$

- $\Delta p_f = \frac{3}{4} (0,94 + 0,045 w_{cpr}^2) \cdot 10^5 \quad [N/m^2]$ pierderile de presiune datorate frecărilor interne între părțile mobile ale mașinii (ca media a celor două scheme de calcul).

Este de menționat faptul că schema de calcul utilizată este cea care a fost dezvoltată prin Metoda Directă [70] și validată a fi cea mai apropiată de realitate.

Calculul performanțelor mașinii

Lucrul mecanic în procesul de destindere, comprimare și al cilului se calculează cu formula:

$$L = \int_0^{2\pi} p_p dV(\alpha) \quad [J/ciclu] \quad (2.56)$$

Coeficientul de performanță va fi calculat de această dată utilizând Metoda Directă:

$$COP_{MF} = COP_{CC} \eta_{II,rev} \quad (2.57)$$

după cum s-a arătat în dezvoltarea anterioară (paragraful 2.2.).

În concluzie, ceea ce am numit “combinarea” celor două metode a reprezentat calculul performanțelor mașinii cu Metoda Directă, dar în care presiunea instantanee a gazului este calculată ținând cont de cinematica efectivă a mașinii studiate.

În următorul paragraf se pot analiza rezultatele obținute cu trei metode de calcul prezentate anterior. Se va face o comparație între aceste rezultate și cele experimentale disponibile.

2.4. Compararea rezultatelor obținute prin trei metode

Am găsit utilă compararea a trei metode de studiu a mașinilor Stirling, și anume: metoda ciclului ideal, metoda Schmidt (cu cele două variante de îmbunătățire – considerând cinematica efectivă și apoi combinarea cu Termodinamica cu Viteză Finită) și Metoda Directă. Evident, aplicația numerică este aceeași, și anume mașina frigorifică descrisă în paragraful 2.1.1. .

Menționez că toate calculele au fost efectuate utilizând programul de calcul MATLAB.

2.4.1. **Rezultate numerice și grafice**

Voi prezenta tabele cu rezultate pentru fiecare metodă și comparativ.

După calculul parametrilor de stare, s-au trasat diagramele pV și s-au calculat performanțele mașinii, cu fiecare metodă. Rezultatele numerice sunt centralizate în Tabel 2.2. Din compararea rezultatelor se observă o importantă îmbunătățire a rezultatelor analitice la trecerea de la metoda ciclului ideal la metoda Schmidt, ceea ce era totuși de așteptat (reamintim că puterea frigorifică reală a mașinii studiate este de 1 W).

În ceea ce privește îmbunătățirea metodei Schmidt prin considerarea cinematicii efective, considerăm că nu este semnificativă dacă ne gândim la faptul că metoda s-a complicat.

Tabel 2.2. Studiu comparativ – metoda Schmidt, metoda Directă.

Mărimea calculată	Valoare numerică calculată prin metoda		
	Schmidt	Schmidt corectată	Schmidt + Metoda Directă
COP	0,358	0,358	0,13
P_{nec} [W]	7,35	7,33	20,43
\dot{Q}_F [W]	2,64	2,63	2,64

Însă este de remarcat efectul considerării pierderilor din mașină prin combinarea metodei Schmidt cu Metoda Directă. Acest efect este vizibil prin creșterea puterii necesare antrenării mașinii și respectiv scăderea coeficientului de performanță. Din păcate, datele experimentale despre această mașină nu ne sugerează valoarea reală a COP , deci nu se poate valida din acest punct de vedere.

Câteva rezultate grafice sunt prezentate în continuare.

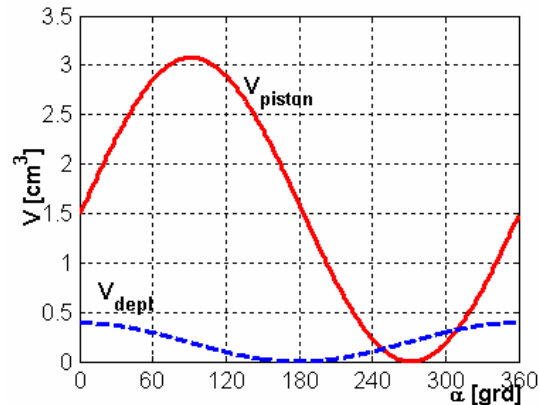


Fig. 2.6. Variația volumelor dislocate de piston și deplasator prin utilizarea metodei Schmidt.

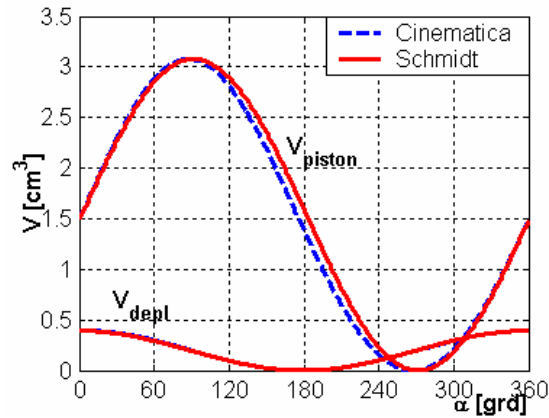


Fig. 2.7. Comparație între legile de variație a volumelor – metoda Schmidt clasică (linie continuă) și metoda Schmidt corectată cu cinematica efectivă (linia întreruptă).

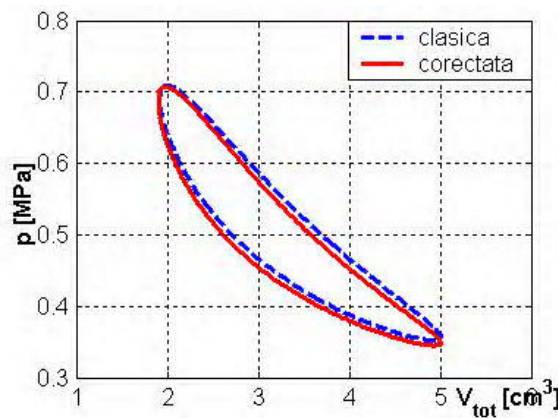


Fig. 2.8. Comparație între diagramele pV obținute cu metoda Schmidt “clasică” și metoda Schmidt corectată cu cinematica efectivă.

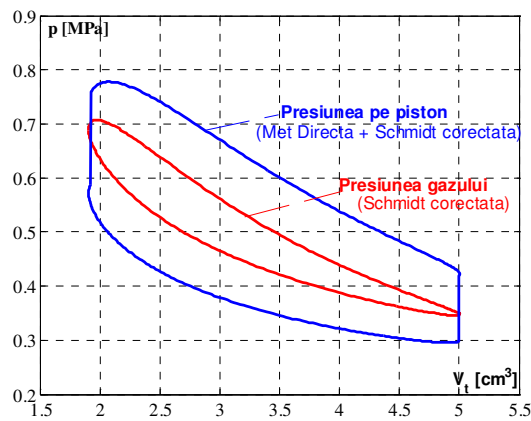


Fig. 2.9. Comparație între diagramele pV obținute cu metoda Directă combinată cu cinematica efectivă și metoda Schmidt corectată cu cinematica efectivă.

Se poate observa faptul că pentru calculul diagramei cu ajutorul Metodei Schmidt combinate cu Metoda Directă, la comprimare presiunea pe piston este mai mare decât cea a gazului, ceea ce corespunde realității, iar la destindere este mai mică.

În această fază am putut face validarea pe putere frigorifică (cea obținută experimental este de 1 W). Sperăm să reușim în viitor să efectuăm o validare și pe COP și puterea necesară și de asemenea, să aplicăm metoda și altor mașini.

2.4.2. Studiu de sensibilitate pentru optimizarea parametrilor

Optimizare înseamnă alegerea acelor valori ale parametrilor care conduc la obținerea celor mai bune performanțe ale mașinii studiate.

Pentru a face această optimizare, este necesar să cunoaștem dinainte care sunt efectele acestor parametri asupra performanțelor mașinii (COP , P_{nec}).

În acest scop, am ales ca parametri de studiu:

- turația arborelui cotit al mașinii;
- natura agentului de lucru;
- presiunea medie a gazului;
- diametrul pistonului de lucru;
- diametrul regeneratoarelor;
- numărul de site din regeneratoare.

Menționez că pentru acest studiu de sensibilitate am utilizat metoda Directă (schema I de calcul).

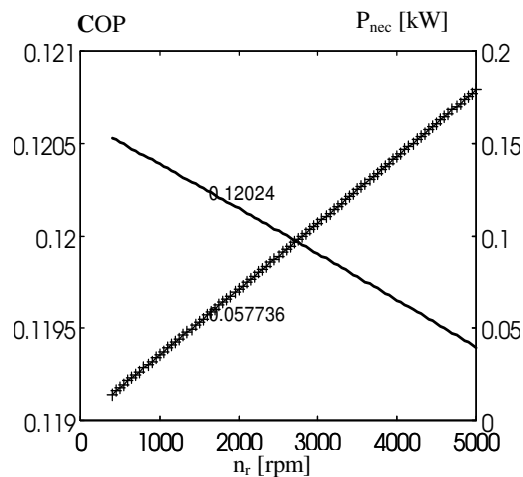


Fig. 2.10. Coeficientul de performanță și puterea necesară funcție de turația arborelui cotit, pentru micro-criogeneratorul MC80K-1.

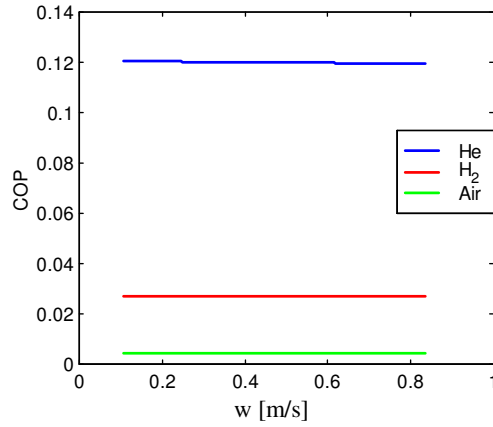


Fig. 2.11. Coeficientul de performanță funcție de viteza pistonului și natura agentului de lucru.

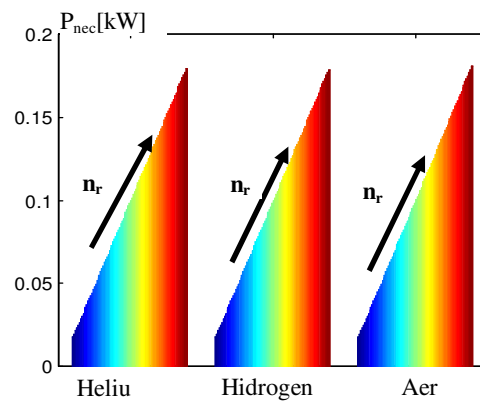


Fig. 2.12. Puterea necesară funcție de turație și natura agentului de lucru.

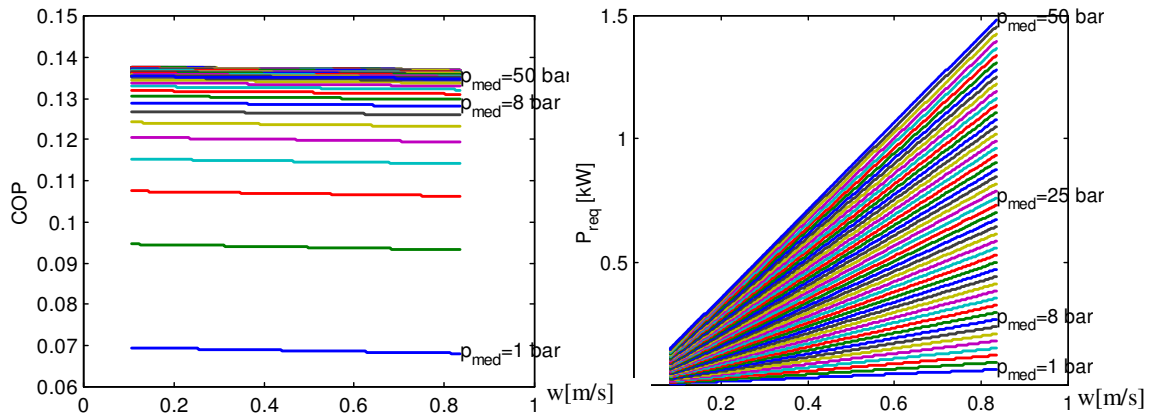


Fig. 2.13. Coeficientul de performanță (stânga) și respectiv necesarul de putere (dreapta) funcție de viteza pistonului și presiunea medie a gazului.

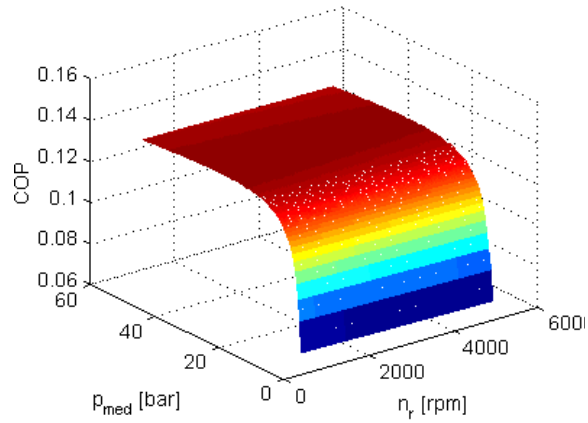


Fig. 2.14. Coeficientul de performanță funcție de turație și presiunea medie a gazului.

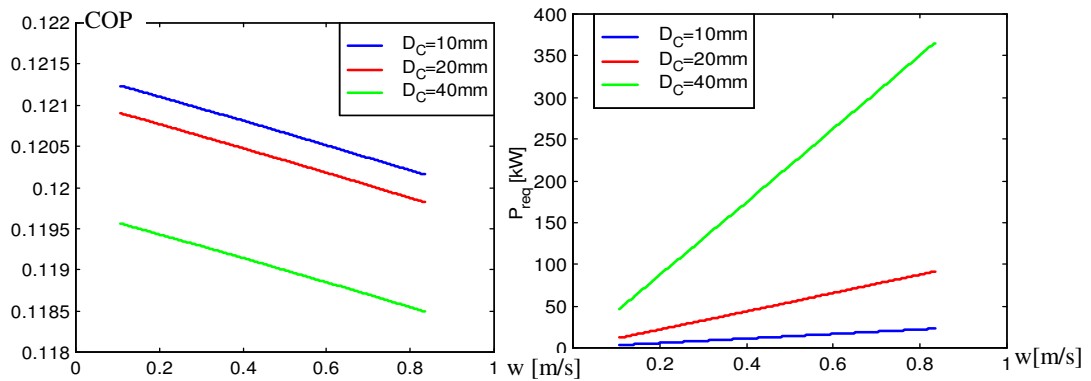


Fig. 2.15. Coeficientul de performanță și puterea necesară funcție de viteza și diametrul pistonului de lucru.

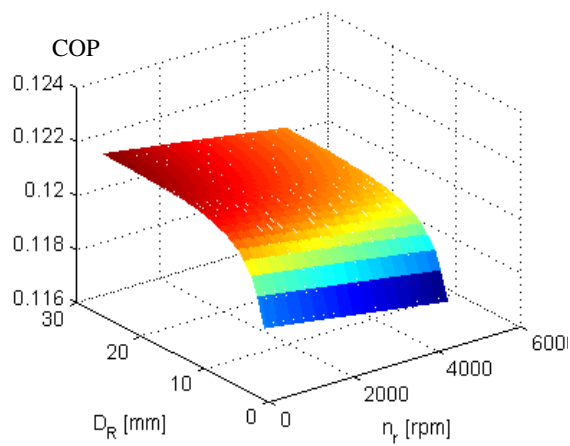


Fig. 2.16. Coeficientul de performanță funcție de turație și diametrul regeneratoarei.

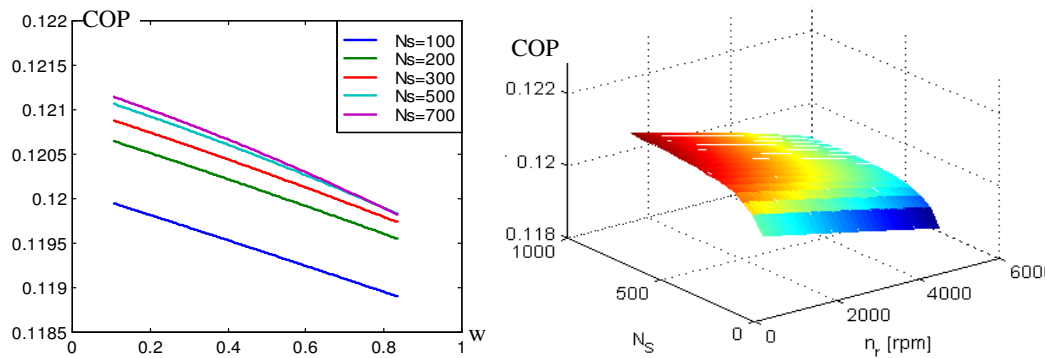


Fig. 2.17. Coeficientul de performanță funcție de viteza pistonului de lucru sau turație și numărul de site din regenerador.

Din Fig. 2.10 se observă dependența puterii necesare antrenării mașinii și a coeficientului de performanță de turația motorului; atunci când turația are valori mai ridicate necesarul de putere crește, ceea ce face ca și costul de utilizare să crească. În același timp, coeficientul de performanță indică o ușoară descreștere. Deci putem spune că punctul optim de funcționare al mașinii frigorifice studiate este atins la turații mici, când este necesară o cantitate mică de putere, atâta timp cât variația coeficientului de performanță cu turația poate fi neglijată.

De asemenea, am studiat dependența COP de natura agentului de lucru - Fig. 2.11. Cea mai bună valoare a COP este obținută atunci când mașina lucrează cu heliu, iar cea mai slabă pentru aer. Funcționarea reală a mașinii este chiar cu heliu. Pe de altă parte, studiul indică faptul că puterea necesară nu depinde de natura agentului de lucru; aceasta are aceeași valoare pentru o anumită turație indiferent de gazul utilizat - Fig. 2.12.

În ceea ce privește influența presiunii medii a gazului din mașină, coeficientul de performanță prezintă o variație bruscă cu variația presiunii între 1 și 8 bari, după care continuă să crească dar foarte ușor - Fig. 2.13. Deci, nu merită efortul de a crește presiunea medie a gazului peste 8 bari atâta timp cât îmbunătățirea în COP nu mai este semnificativă, mai ales că dependența puterii necesare de presiunea medie a gazului și de turație este liniar-crescătoare. Ceea ce este interesant de observat aici este faptul că pentru presiuni joase creșterea puterii necesare cu creșterea turației este ușoară, dar la presiuni mari, creșterea devine importantă. Același efect se observă și asupra COP - Fig. 2.14.

În Fig. 2.15 se poate observa influența diametrului pistonului de lucru asupra COP și puterii necesare; COP crește o dată cu descreșterea diametrului pistonului de lucru, ceea ce este un rezultat rezonabil; dacă folosim un piston mai mare, avem nevoie de mai multă putere. De aceea puterea necesară crește, deci COP scade.

Pe de altă parte, când diametrul regeneradorului este mai mare (Fig. 2.16), regenerarea este mai bună și deci COP este mai mare. Costul îmbunătățirii regeneradorului doar prin creșterea diametrului acestuia este acoperit de îmbunătățirea COP al mașinii doar până la un anumit nivel; pentru micro-criogeneratorul MC80K-1, acest nivel este de 10-12mm. După această valoare, creșterea valorii COP este nesemnificativă și nu se mai explică o investiție în continuare în creșterea diametrului regeneradorului.

Tot la nivelul regeneradorului, numărul de site al acestuia poate fi variat (Fig. 2.17). Concluzia este, ca și la observația anterioară, că există un prag până la care se merită

această investiție; pentru mașina studiată, creșterea numărului de site până la 500 are un efect pozitiv și ce poate fi motivat din punct de vedere economic.

2.4.3. **Defalcarea ireversibilităților pe cauze**

Pentru a ne face o idee despre cât de mult influențează fiecare cauză generatoare de ireversibilități asupra performanțelor mașinii, voi prezenta defalcarea pierderilor de presiune datorate vitezei finite a pistonului, laminării gazului la trecerea prin regeneratori și frecării mecanice dintre piston și cilindru.

De asemenea, voi prezenta variația coeficientului de pierderi regenerative X funcție de turație și presiunea medie a gazului (ca studiu de sensibilitate).

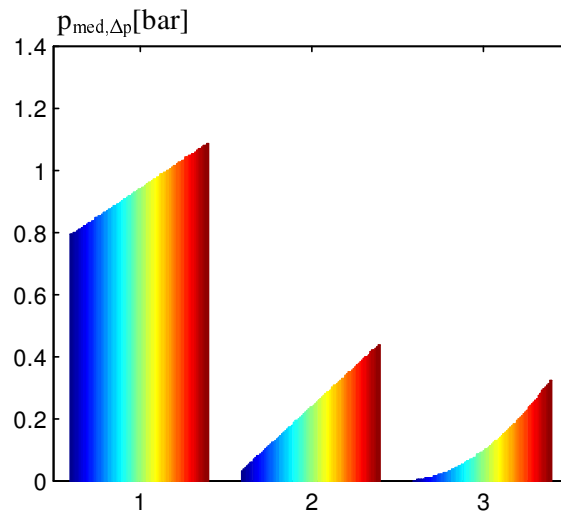


Fig. 2.18. Deducerea pierderilor de presiune (MC 80K-1) datorate: 1 frecării mecanice; 2 – vitezei finite a proceselor; 3 – laminării gazului în regeneratori.

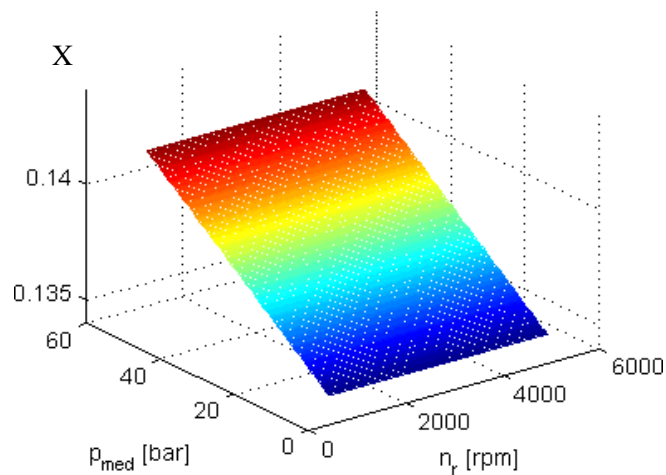


Fig. 2.19. Coeficientul de pierderi regenerative.

În Fig. 2.18, putem analiza pierderile de presiune datorate vitezei finite a pistonului, laminării gazului la trecerea prin regenerador și frecării mecanice dintre piston și cilindru. Așa cum se observă, cauza cea mai importantă a pierderilor de presiune este frecarea mecanică. Laminarea gazului la trecerea prin regenerador introduce cele mai mici pierderi de presiune, în timp ce viteza finită a proceselor este plasată între cele două extreme. De aceea, aș spune că la limită, pentru eventuala dorință de a dispune de o metodă de studiu cât mai simplă, s-ar putea neglija efectul laminării gazului, dar de frecarea mecanică trebuie să se țină cont.

Coeficientul de pierderi regenerative, X , nu variază cu turația, dar are o variație continuă și semnificativă cu presiunea medie a gazului (Fig. 2.19). Pentru o creștere a presiunii medii a gazului de la 1 bar la 50 bari, coeficientul de pierderi regenerative crește de la 0.1351 la 0.1419. Aceasta înseamnă că dacă presiunea medie a gazului crește de 50 ori, coeficientul de pierderi regenerative crește de 1,05 ori și în consecință, regenerarea scade.

Din cele prezentate anterior, îndrăznesc să afirm că dezvoltarea și respectiv aplicarea unei metode de studiu și optimizare care să poată explica natura pierderilor într-o mașină poate avea efecte mult benefice în faza de proiectare a mașinii, încercându-se astfel evitarea risipei de energie și materiale. Consider că metoda Directă astfel aplicată este de mare importanță și cu rezultate importante. Rămâne ca perspectivă de cercetare de a valida această metodă pe o serie de mașini frigorifice, funcționând în diverse condiții, atunci când date experimentale vor fi disponibile.

2.5. Adaptarea Metodei Directe pentru studiul și optimizarea ansamblelor cu motor Stirling solar

Așa cum am arătat în paragrafele anterioare, necesarul de energie electrică este în continuă creștere peste tot în lume. În același timp, preocuparea față de protejarea mediului ambiant devine un factor esențial în alegerea tehnologiilor potrivite utilizate în furnizarea energiei electrice. Este ușor de înțeles de ce atenția celor mai multe organizații se îndreaptă acum spre tehnologiile nepoluante de generare a electricității utilizând radiația solară, aducând încă un avantaj în plus, și anume acela că se utilizează un combustibil gratis.

Soarele este un reactor termonuclear natural a cărui radiație este receptată pe suprafața Terrei. Puterea primită de sol după ce aceasta a fost emisă de Soare și a traversat atmosfera este de 1 kW pe o suprafață de 1 m² orientată perpendicular pe razele Soarelui (valoare standard). Evident că această putere nu poate fi utilizată în mod continuu la aceeași valoare, ea variind de la zi la noapte, în cursul aceleiași zile, de la un anotimp la altul, de la o zonă geografică la alta. În plus, poziția captorilor nu poate fi tot timpul perpendiculară pe razele Soarelui deoarece acest lucru ar implica mecanisme complicate și

costisitoare. Cu titlu informativ, suprafața necesară pentru a produce o cantitate de energie electrică echivalentă cu cea produsă de o centrală nucleară sau termică de 1 GWe este de 26 km². Evident, panourile solare sau alte sisteme utilizate pentru captarea radiației solare pot fi dispuse în zonele locuite pe acoperișurile clădirilor, acolo unde nu jenează, deci soluții se pot găsi.



Această nouă tendință m-a provocat și mi-am propus să studiez *performanțele motoarelor Stirling alimentate cu radiația solară colectată de oglinzi parabolice*, să prezint rezultatele obținute și să încerc o optimizare a acestor ansamble. Menționez că această dezvoltare reprezintă un element de originalitate pentru prezenta teză.

Rezultatele obținute vor fi analizate atât numeric cât și grafic, prin comparație cu cele experimentale furnizate de literatura de specialitate [99].

2.5.1. **Modul general de funcționare a unui ansamblu solar**

În Fig. 2.20 putem analiza schema unui ansamblu de conversie a energiei solare în energie electrică, după [99].

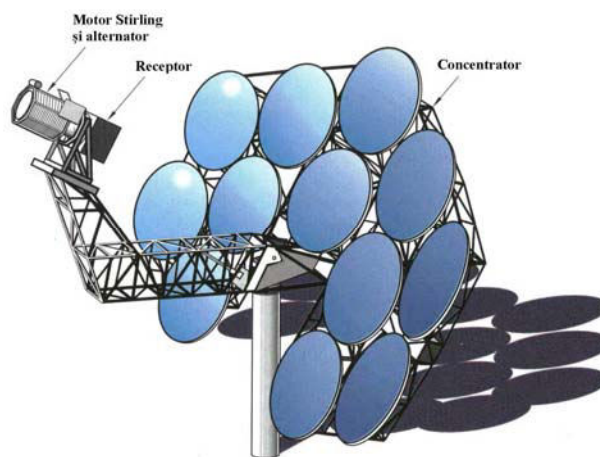


Fig. 2.20. Ansamblu concentrator – receptor – motor Stirling solar cu un generator electric incorporat (după [99]).

Acest sistem de generare a energiei electrice este compus dintr-o oglindă parabolică, un receptor de radiație solară concentrată și un motor Stirling cu generator electric sau alternator incorporat.

Oglinda parabolică prezintă o suprafață reflectorizantă, din sticlă metalizată (aluminiu sau argint) sau plastic care reflectă radiația solară incidentă spre focar, acolo unde este plasat receptorul. Ea poate fi rotită după un sistem de două axe pentru a-i menține axa optică îndreptată direct către Soare. Mărimea oglinzii depinde de puterea electrică ce se dorește a fi obținută, calculată la nivelul de insolație maximă (1000 W/m²) și de randamentele de conversie a energiei solare corespunzătoare elementelor

componente. Forma ideală a oglinzii este aceea de paraboloid de rotație având avantajul că poate concentra toată radiația solară spre focar.

Receptorul de radiație solară concentrată are două funcții:

- absoarbe cât mai mult posibil din radiația solară reflectată de oglindă;
- transferă această energie, sub formă de căldură, gazului de lucru din motor, fie în mod direct, fie prin intermediul unui tub termic cu metal lichid/vapori.

Cavitatea receptorului este prevăzută cu o mică deschidere prin care pătrunde energia solară concentrată.

Motorul Stirling reprezintă un sistem etanș umplut cu un gaz de lucru (în mod obișnuit hidrogen sau heliu) care este succesiv încălzit și răcit, fiind în mod continuu reciclat în interiorul motorului, așa cum am văzut în paragraful 1.2.2. . Puterea mecanică pe care o furnizează motorul este transformată în putere electrică cu ajutorul unui generator electric sau alternator.

S-a ales motorul Stirling în acest scop deoarece, teoretic, este cel mai eficient pentru conversia căldurii în lucru mecanic, randamentul ciclului ideal Stirling fiind egal cu cel al ciclului Carnot, dar și grație multiplelor avantaje pe care le oferă (paragraf 1.2.7.).

2.5.2. Schema de calcul și optimizare a motoarelor Stirling solare

2.5.2.1. Tehnică de calcul a randamentului receptorului de radiație concentrată

Fig. 2.21 prezintă același ansamblu concentrator – receptor – motor Stirling unde s-a schițat traseul radiației solare receptate de oglinda parabolică.

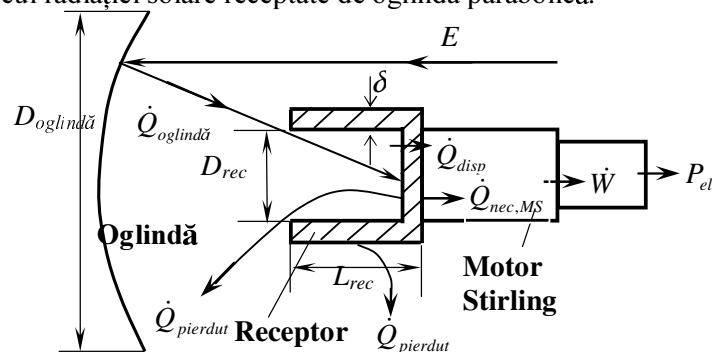


Fig. 2.21. Ansamblu concentrator – receptor – motor Stirling – fluxuri energetice.

Pe baza analizei bilanțului termic al receptorului, care este dat de relația [13], [125]:

$$\dot{Q}_{inc} + \dot{Q}_0 = \dot{Q}_u + \dot{Q}_{cv} + \dot{Q}_{rad} \quad (2.58)$$

în care: \dot{Q}_{inc} - fluxul de radiație solară incidentă;

\dot{Q}_0 - fluxul de radiație primit din mediul ambiant;

\dot{Q}_u - fluxul termic util;

\dot{Q}_{cv} - pierderile prin convecția naturală de la suprafața receptorului spre aer, raportate la suprafața receptorului;

\dot{Q}_{rad} - pierderile prin radiație, raportate la suprafața receptorului.

S-a demonstrat că randamentul receptorului are următoarea expresie [13],[125]:

$$\eta_{Rec} = a_{cav} \left[1 - \frac{\varepsilon_m \sigma T^4}{a_{cav} \eta_{oglin\ da} EC} - \frac{A_{ext} \alpha_{ext} (T_{ext} - T_0) + A_{int} \alpha_{int} (T - T_0)}{a_{cav} \eta_{oglin\ da} ECA_{cav}} \right] \quad (2.59)$$

unde: $C = \left(\frac{D_{oglin\ d\ a}}{D_{rec}} \right)^2$ este factorul de concentrare geometrică;

$A_{ext} = \pi (D_{rec} + 2\delta)(L_{rec} + \delta)$ este aria suprafeței exterioare, izolate a receptorului;

$A_{int} = \pi D_{rec} L_{rec} + \frac{\pi D_{rec}^2}{4}$ este aria suprafeței interioare a receptorului;

$A_{cav} = \frac{\pi D_{rec}^2}{4}$ este aria cavității receptorului;

$T_{ext} = \frac{\frac{k}{\delta} A_m T + A_{ext} h_{ext} T_0}{\frac{k}{\delta} A_m + A_{ext} h_{ext}}$ reprezintă temperatura suprafeței exterioare a receptorului;

$A_m = \frac{A_{int} + A_{ext}}{2}$;

a_{cav} este absorbivitatea cavității receptorului; ea este funcție de emisivitatea materialului receptorului și configurație;

ε_m este emisivitatea materialului receptorului – pentru aplicațiile numerice se vor considera două cazuri: – vopsea obișnuită $\varepsilon_m = 0,87$;
– suprafață selectivă $\varepsilon_m = 0,3$;

σ este constanta Stefan-Boltzmann [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$];

δ este grosimea izolației receptorului;

$\alpha_{ext}, \alpha_{int}$ este coeficientul de transfer de căldură prin convecție la exteriorul și interiorul receptorului [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$];

k este conductivitatea termică a izolației [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$].

2.5.2.2. Algoritmul de calcul a ansamblului solar

Randamentul receptorului este raportul dintre efectul util și consum, anume dintre fluxul de căldură disponibil de care beneficiază motorul și cel care intră în receptor fiind reflectat de oglindă.

$$\eta_{Rec} = \frac{\dot{Q}_{disp}}{\dot{Q}_{in,rec}} \quad (2.60)$$

Utilizând ecuațiile anterioare, se poate afla fluxul de căldură disponibil:

$$\dot{Q}_{disp} = \eta_{Rec} \dot{Q}_{in,rec} \quad (2.61)$$

Între oglindă și receptor intervine un randament de interceptie care depinde de umbrire și de diferența între diametrul receptorului și diametrul petei focale, fiind definit ca:

$$\eta_{interceptie} = \frac{\dot{Q}_{in,rec}}{\dot{Q}_{oglină}} \quad (2.62)$$

La rândul său, oglinda concentrează radiația solară cu un randament egal cu raportul dintre radiația solară incidentă și cea reflectată:

$$\eta_{oglină} = \frac{\dot{Q}_{oglină}}{EA_{oglină}} \quad (2.63)$$

în care E este insolația, valoarea standard maximă fiind de 1000 W/m^2 .

Produsul dintre randamentul de interceptie și cel al oglinzii poartă numele de randament al concentratorului și valoarea sa este furnizată pentru fiecare ansamblu solar utilizat.

$$\eta_{conc} = \eta_{interceptie} \eta_{oglină} \quad (2.64)$$

Utilizând relațiile de definire a randamentelor și înlocuind $\dot{Q}_{in,rec}$ în relația fluxului de căldură disponibil la motor, se obține expresia acestuia:

$$\dot{Q}_{disp} = \eta_{rec} \eta_{conc} EA_{oglină} \quad (2.65)$$

unde $A_{oglină} = \frac{\pi D_{oglină}^2}{4}$ este aria oglinzii parabolice.

Fluxul de căldură necesar motorului Stirling pentru o bună funcționare la o anumită turație este dat de relația:

$$\dot{Q}_{nec,MS} = z' m R T_C \ln \varepsilon \frac{n_r}{60} \quad (2.66)$$

în care z' este un parametru de ajustare al metodei, prin acesta ținându-se cont de pierderile prin transfer de căldură din interiorul motorului.

Se impune condiția ca cele două fluxuri să fie egale. Singurul parametru care poate asigura această egalitate este turația, care devine:

$$n_r = \frac{60 \dot{Q}_{disp}}{z' m R T_C \ln \varepsilon} \quad (2.67)$$

În urma corelării turației cu cea din datele experimentale, s-a obținut pentru z' valoarea de 0,45.

Se poate afla direct puterea electrică furnizată, ce va depinde de fluxul de căldură disponibil la motor, randamentul motorului și cel al generatorului electric:

$$P_{el} = EA_{oglin\ddot{a}} \eta_{conc} \eta_{rec} \eta_{MS} \eta_{GE} \quad (2.68)$$

unde produsul celor patru randamente reprezintă randamentul global al întregului ansamblu solar:

$$\eta_{Tot} = \eta_{conc} \eta_{rec} \eta_{MS} \eta_{GE} \quad (2.69)$$

Acesta a fost calculul pe partea solară a ansamblului. Acesta se completează cu calculul pe motor prezentat în paragraful 2.2. .

Pierderile de presiune și efectul lor asupra randamentului și puterii motorului depind de viteza pistonului și deci, de turația motorului, iar turația motorului depinde de căldura disponibilă la motor - vezi relația (2.67).

2.5.2.3. *Algoritm de optimizare*

Pentru a optimiza întreg ansamblul solar, propun următoarea succesiune de etape:

- Se alege un interval de variație a temperaturii maxime a gazului T_C pentru care se va face studiul de sensibilitate și respectiv optimizare;
- Se calculează randamentul receptorului funcție de această temperatură cu relația (2.60);
- Se calculează turația motorului, care de asemenea este funcție de temperatură – relația (2.67);
- În funcție de turație și cursă se află viteza pistonului, w ;
- Se calculează celelalte randamente, inclusiv randamentul motorului Stirling și implicit randamentele prin care se iau în considerare regenerarea imperfectă, $\eta_{II,X}$, și pierderile de presiune, $\eta_{II,\Delta P}$;
- Se calculează randamentul cuplajului solar, precum și puterea electrică furnizată aplicând relația (2.68).

Această metodă de analiză face posibilă optimizarea a două variabile în același timp - temperatura și a viteza pistonului - prin alegerea diverșilor parametri, pentru concentrator, receptorul de radiație concentrată și motor.

Viteza optimă este atinsă atunci când căldura disponibilă în receptor este egală cu căldura maximă ce poate fi absorbită de motor. Viteza la care motorul poate absorbi căldură depinde de turația motorului. Deci, optimizarea este atinsă atunci când motorul funcționează la turația la care toată cantitatea de căldură disponibilă este absorbită de motor. Motorul va produce putere maximă la un randament maxim în aceste condiții.

Odată ce temperatura optimă a gazului la partea caldă a mașinii a fost stabilită, alți parametri, precum diametrul pistonului D_C , diametrul cavității receptorului d , grosimea izolației receptorului δ , etc pot fi variați și se pot determina efectele pe care îl au aceste variații asupra performanțelor motorului.

Această procedură face posibilă optimizarea oricăror variabile la viteza optimă a pistonului determinată anterior. Această procedură de asemenea pune în evidență sensibilitatea randamentului motorului la variația acestor variabile.

2.5.3. **Rezultate obținute și concluzii**

Trei modele diferite de motoare Stirling în funcțiune [99] au fost alese pentru a ilustra optimizarea ansamblului concentrator - receptor și determinarea parametrului de ajustare z' . Randamentul și puterea pentru fiecare din aceste motoare, precum și randamentul global al ansamblului solar și turația motorului au fost calculate, variația lor fiind reprezentată funcție de temperatura gazului în receptor. Datele pe care le-am utilizat au fost următoarele: $E = 1000 \text{ W/m}^2$; $\alpha_{cav} = 0,97$; $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$; $k = 0,6 \text{ W/m K}$; $\alpha_{int} = 6 \text{ W/m}^2 \text{ K}^{-1}$; $\alpha_{ext} = 7 \text{ W/m}^2 \text{ K}^{-1}$; $\delta = 0,05 \text{ m}$.

Procedura de determinare a valorii parametrului de ajustare z' a fost următoarea: s-a realizat un prim calcul de estimare a performanțelor ansamblului solar, cu datele din literatura de specialitate [99], pentru o valoare unitară a acestui parametru, pentru care am obținut o valoare a turației conform relației (2.67) și deci un set de valori pentru performanțele motorului. Din compararea datelor, s-a observat diferența între turația estimată și cea la care funcționa de fapt motorul. Acest lucru a provocat alegerea unor alte valori pentru parametrul de ajustare z' .

Calculul s-a repetat pentru mai multe ansamble solare și mai ales ce funcționau cu motoare Stirling diferite, astfel încât alegerea valorii parametrului de ajustare să fie cât mai generală. În urma acestor încercări, a rezultat o valoare unică ($z'=0,45$) ce se potrivea cazurilor studiate.

În Tabel 2.3 sunt centralizate câteva din rezultatele obținute cu această schemă de calcul.

Tabel 2.3. Rezultate numerice privind estimarea performanțelor ansamblelor solare cu motor Stirling.

CUPLAJ		Randament receptor		Randament motor		Randament total - cuplaj		Putere motor		ϵ
		real	calculat	real	calculat	real	calculat	reală	calculată	
		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[kW]	[kW]	
Vanguard	Fct	90	92	41	41	32,84	33,26	25	25,4	0,87
	Max	90	87	-	44	-	34,48	-	26,33	
Vanguard	Fct	90	93	41	42	32,84	34,25	25	26,15	0,3
	Max	90	88	-	46	-	36,3	-	27,71	
MDAC	Fct	90	92	38-42	40	30-33	32,66	25	24,93	0,87
	Max	90	87	-	44	-	34,11	-	26,04	
MDAC	Fct	90	93	38-42	41	30-33	33,56	25	25,62	0,3
	Max	90	88	-	46	-	35,91	-	27,42	
SBP 17	Fct	80	78	42	40	26,44	24,54	50	48,74	0,87
	Max	80	78	-	40	-	24,54	-	48,75	
SBP 17	Fct	80	80	42	42	26,44	26,26	50	52,16	0,3
	Max	80	79	-	42	-	26,29	-	52,22	

Fct = punct de funcționare

Max = punct de maxim analitic

Din compararea performanțelor calculate cu cele experimentale se observă o foarte bună corelare.

Pentru sistemul solar Vanguard (cel mai utilizat în prezent), performanțele sunt estimate cu o eroare de 1,27% pentru randamentul întregului ansamblu și 1,6% pentru puterea produsă de motor, aceste erori înscriindu-se în limitele admisibile pentru aplicații de proiectare.

Acest studiu a fost realizat pe mai multe tipuri de ansamble solare, fiecare funcționând în câte două regimuri diferite impuse de emisivitatea cavității receptorului.

Ne propunem ca în viitorul foarte apropiat să extindem acest studiu la nivelul cât mai multor ansamble solare, limitarea prezentă fiind impusă de disponibilitatea datelor experimentale.

Tot Tabel 2.3 ne furnizează o informație privind punctul de funcționare optimă a fiecărui ansamblu. Pe lângă punctul de funcționare real al ansamblului solar, schema de calcul elaborată furnizează și punctul optim de funcționare ce corespunde valorii maxime a puterii produse de motor (marcat cu „Max” în tabel). Acest regim se poate atinge prin simpla reglare a turației la o anumită valoare, după cum vom vedea în graficele ce urmează a fi prezentate.

2.5.4. Validarea schemei de optimizare a ansamblelor cu motor Stirling solar

Deoarece Metoda Directă este prin esența sa grafo-analitică și ideea de reprezentare grafică este prioritară pentru a ușura înțelegerea fenomenelor ce au loc în mașina termică, consider sugestivă reprezentarea rezultatelor obținute sub formă grafică.

În Fig. 2.22 sunt prezentate performanțele ansamblului solar Vanguard cu motor Stirling, pentru valoarea emisivității de 0,87. Se observă o corelare foarte bună a rezultatelor obținute analitic cu această metodă și a celor experimentale. De asemenea, este de notat faptul că ansamblul solar nu funcționează la performanțele sale maxime. În Fig. 2.23 sunt prezentate rezultatele pentru cazul în care emisivitatea este 0,3. Cu această ocazie observăm și efectul acesteia asupra performanțelor motorului solar.

Aceste două figuri trebuie interpretate în corelare cu Fig. 2.24 în care este reprezentată turația motorului, parametru de control pe care utilizatorul îl poate ajusta funcție de performanțele dorite. Este de amintit totuși faptul că aceste grafice sunt trasate pentru insolația de 1000W/m^2 , dar în mod similar se pot obține rezultate și pentru alte valori ale insolației, cum se va proceda în paragraful următor.

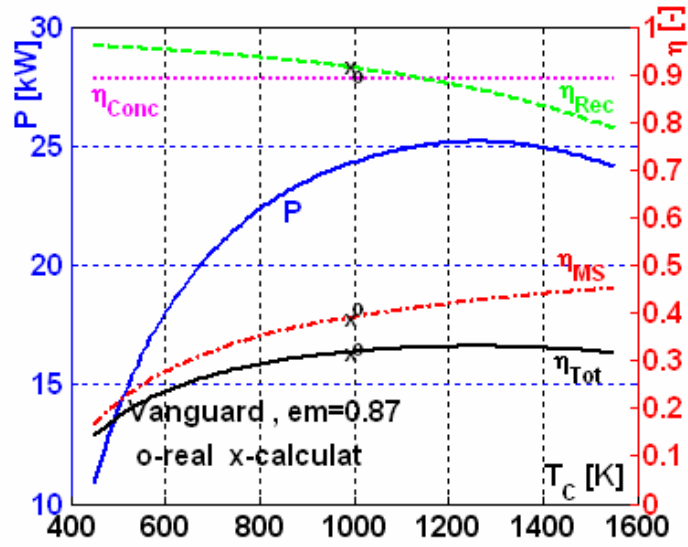


Fig. 2.22. Performanțele ansamblului solar Vanguard cu motor Stirling, pentru $\epsilon n = 0,87$; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

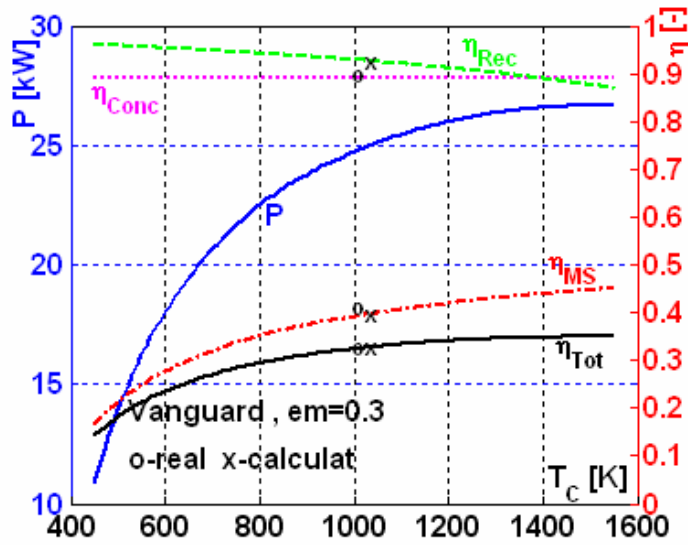


Fig. 2.23. Performanțele ansamblului solar Vanguard cu motor Stirling, pentru $\epsilon n = 0,3$; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

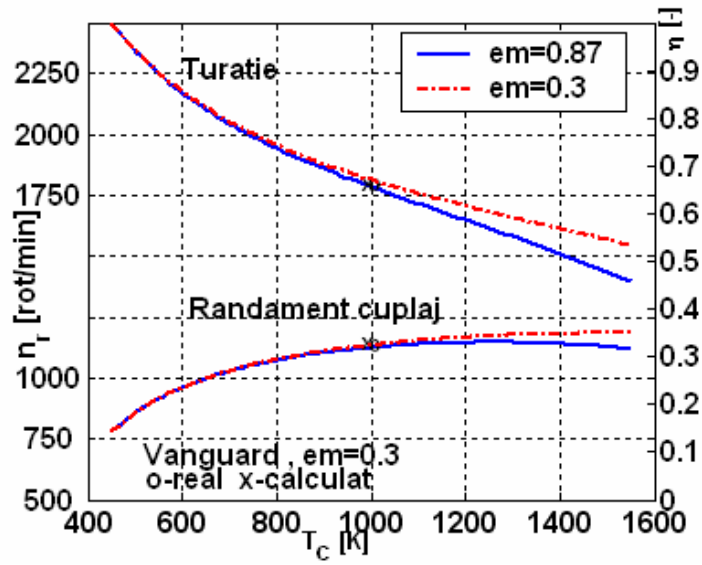


Fig. 2.24. Turația motorului și randamentul global al ansamblului solar Vanguard cu motor Stirling; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

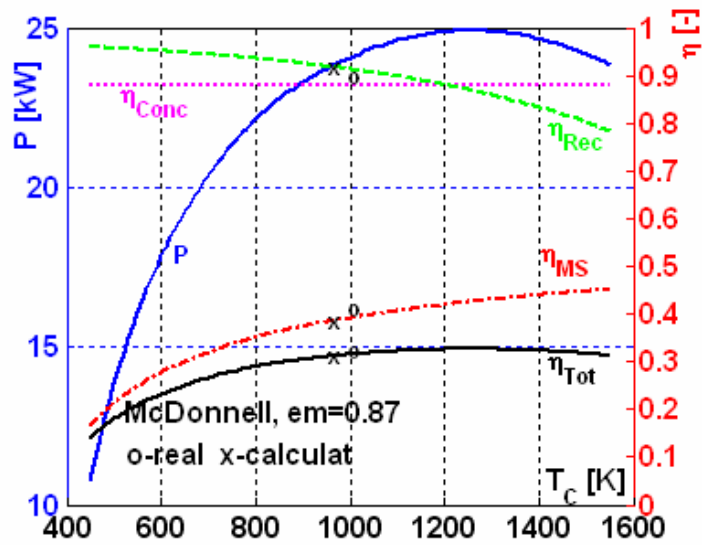


Fig. 2.25. Performanțele ansamblului solar McDonnell Douglas cu motor Stirling, pentru $\epsilon_m = 0,87$; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

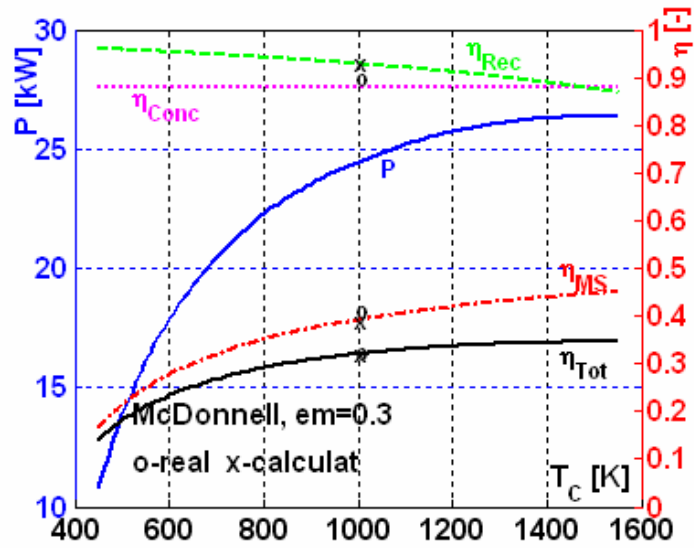


Fig. 2.26. Performanțele ansamblului solar McDonnell Douglas cu motor Stirling, pentru $\varepsilon_m = 0,3$; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

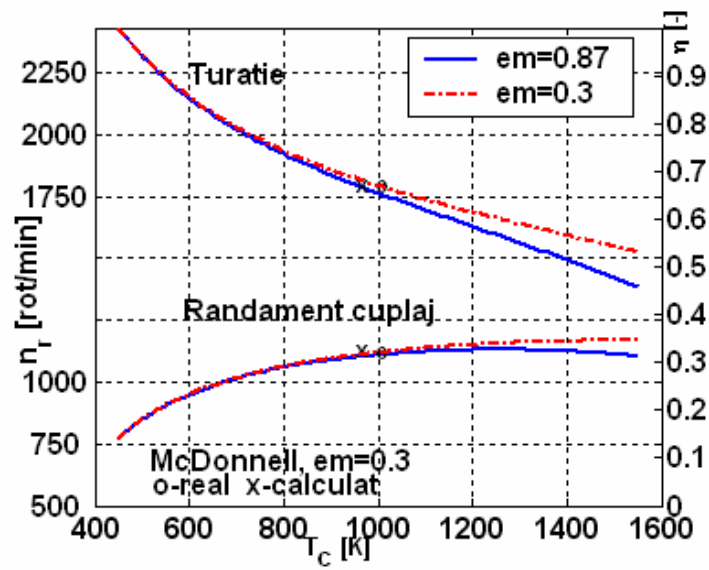


Fig. 2.27. Turația motorului și randamentul global al ansamblului solar McDonnell Douglas cu motor Stirling; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

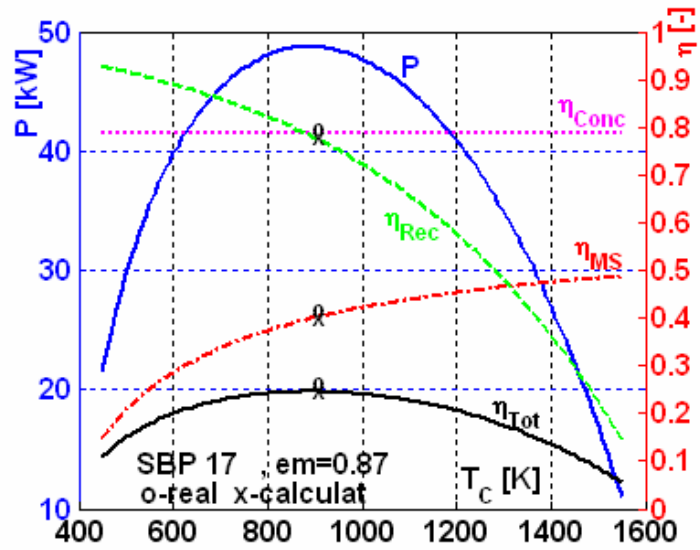


Fig. 2.28. Performanțele ansamblului solar SBP17 cu motor Stirling, pentru $\epsilon_m = 0,87$; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

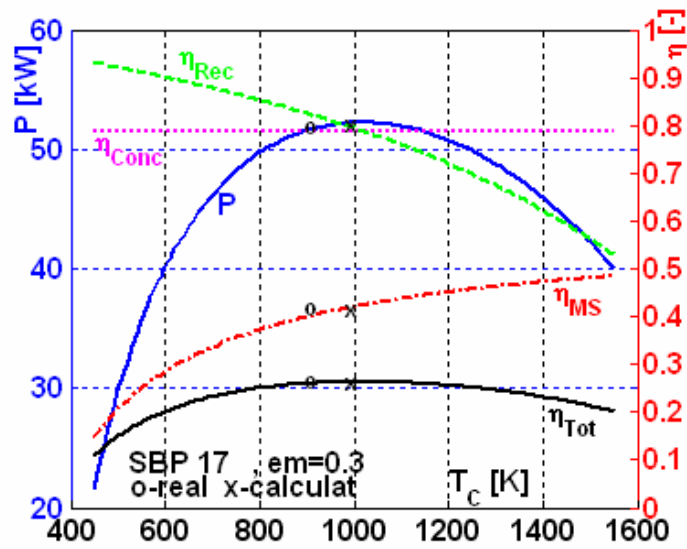


Fig. 2.29. Performanțele ansamblului solar SBP17 cu motor Stirling, pentru $\epsilon_m = 0,3$; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

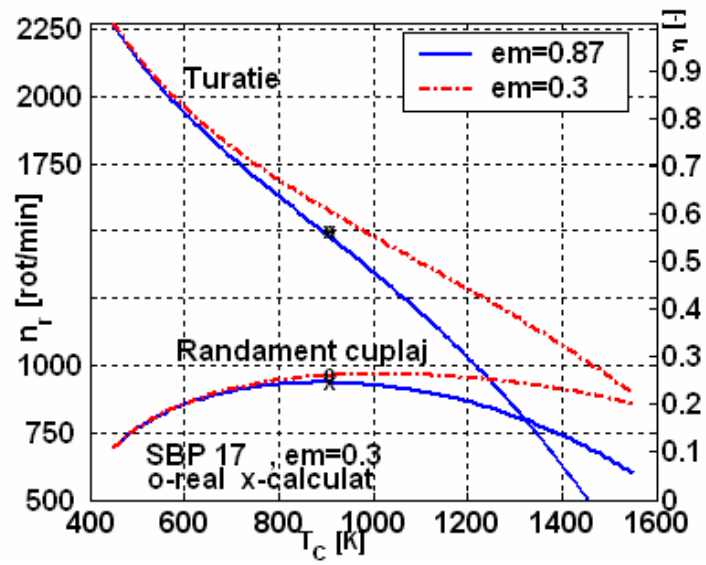


Fig. 2.30. Turația motorului și randamentul global al ansamblului solar SBP17 cu motor Stirling; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

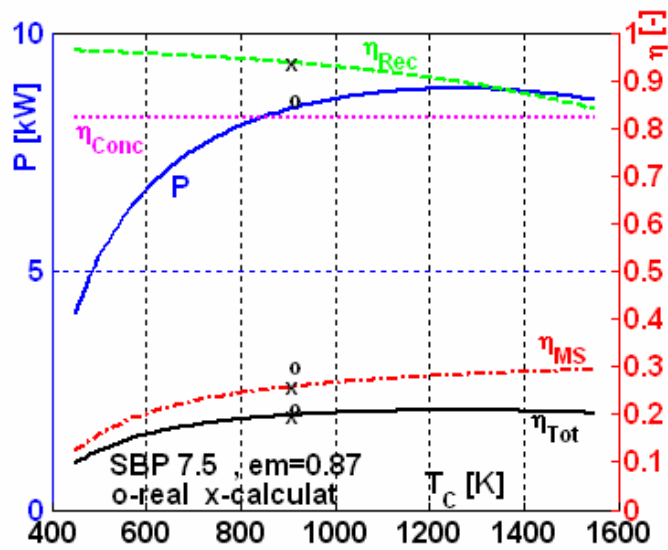


Fig. 2.31. Performanțele ansamblului solar SBP7,5 cu motor Stirling, pentru $\epsilon_m = 0,87$; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

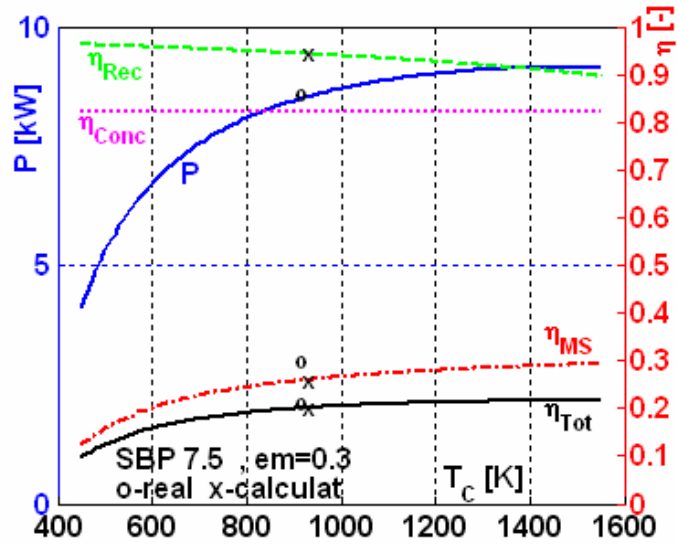


Fig. 2.32. Performanțele ansamblului solar SBP7,5 cu motor Stirling, pentru $\epsilon_m = 0,3$; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

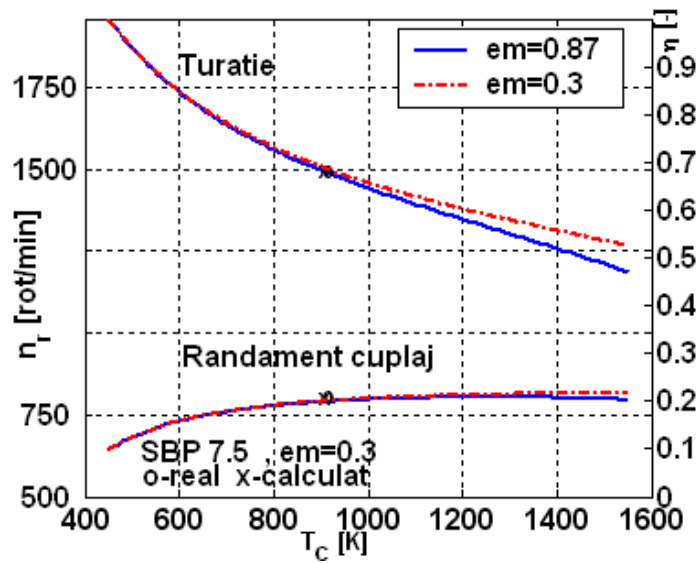


Fig. 2.33. Turația motorului și randamentul global al ansamblului solar SBP7,5 cu motor Stirling; o – punctul real de funcționare [99]; x – performanțele estimate analitic.

Rezultate similare se pot analiza în Fig. 2.25 - Fig. 2.33, cu aceleași observații făcute pentru ansamblul solar Vanguard.

În concluzie, această metodă de estimare a performanțelor ansamblelor solare cu motor Stirling a fost aplicată cu succes pentru 4 astfel de sisteme și respectiv 8 regimuri de funcționare.

2.5.5. Studii de sensibilitate

Prin modul de elaborare a schemei de calcul, algoritmul propus oferă posibilitatea realizării diverselor studii de sensibilitate a performanțelor ansamblului solar de diverse variabile, cum ar fi:

- diametrul pistonului de lucru;
- diametrul regeneratoarelor;
- numărul de site din regenerator;
- diametrul oglinzii parabolice, etc.

În ceea ce privește efectul numărului de site din regenerator asupra performanțelor mașinii și respectiv ansamblului solar, se pot considera două cazuri distincte, și anume:

- când lungimea regeneratoarelor este menținută constantă și se modifică diametrul firului;
- când lungimea regeneratoarelor variază și este menținut constant diametrul firului.

De asemenea, în ceea ce privește efectul diametrului oglinzii se pot de asemenea considera două cazuri:

- când diametrul receptorului este menținut constant și se modifică factorul de concentrare geometrică $C = \left(\frac{D_{oglinză}}{D_{rec}} \right)^2$;
- când diametrul receptorului variază și este menținut constant factorul de concentrație geometrică C .

În următoarele grafice, punctul „x” corespunde datelor experimentale [99].

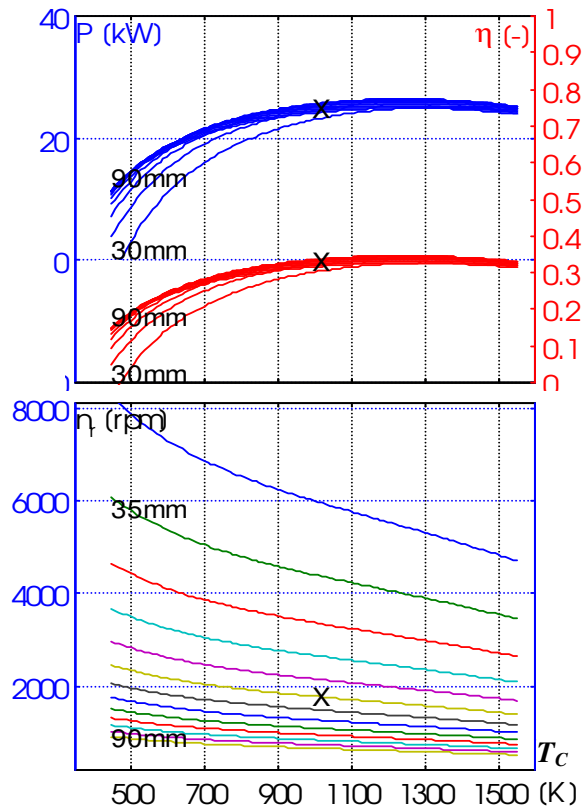


Fig. 2.34. Performanțele ansamblului solar Vanguard, pentru $\varepsilon_m = 0,87$, funcție de temperatura gazului la partea caldă T_c și diametrul pistonului $D_c = 30 \div 90$ mm, cu un pas de 5mm.

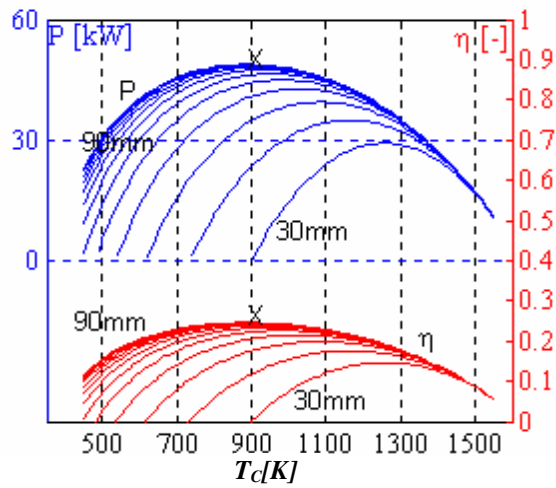


Fig. 2.35. Performanțele ansamblului Stirling SBP17, pentru $\varepsilon_m = 0,87$ funcție de temperatura gazului la partea caldă T_c și diametrul pistonului $D_c = 30 \div 90$ mm variat din 5 în 5mm.

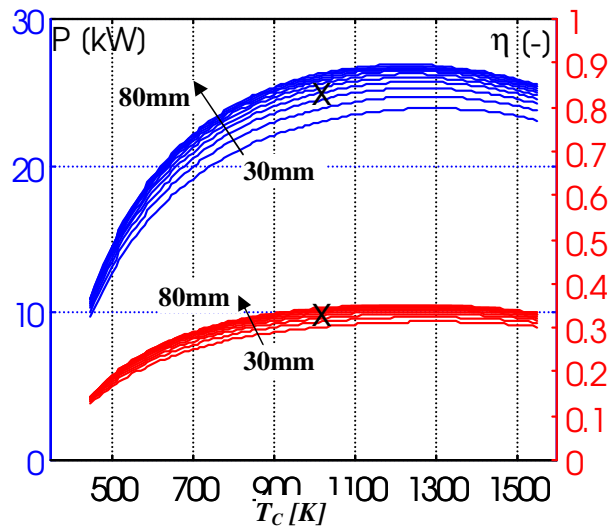


Fig. 2.36. Performanțele sistemului Vanguard, $\varepsilon_m = 0,87$ funcție de temperatura gazului la partea caldă T_c și diametrul regeneratoarei $D_R = 30 \div 80$ mm (pas de 5mm).

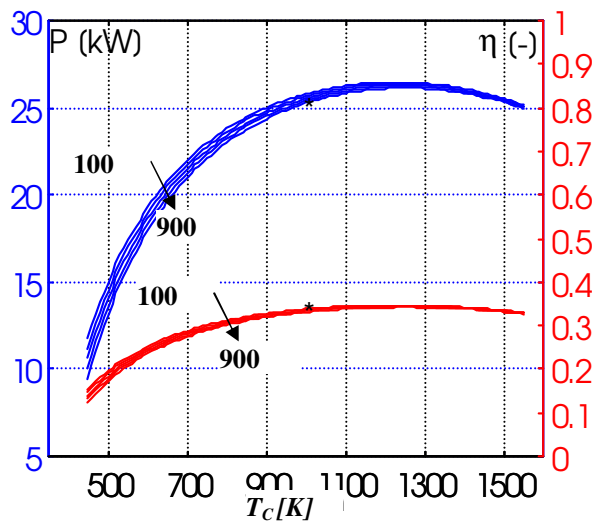


Fig. 2.37. Performanțele sistemului Vanguard, $\varepsilon_m = 0,87$, funcție de temperatura gazului la partea caldă T_c și numărul de site din regeneratoare = $100 \div 900$ (pas de 200) (lungimea regeneratoarei constantă).

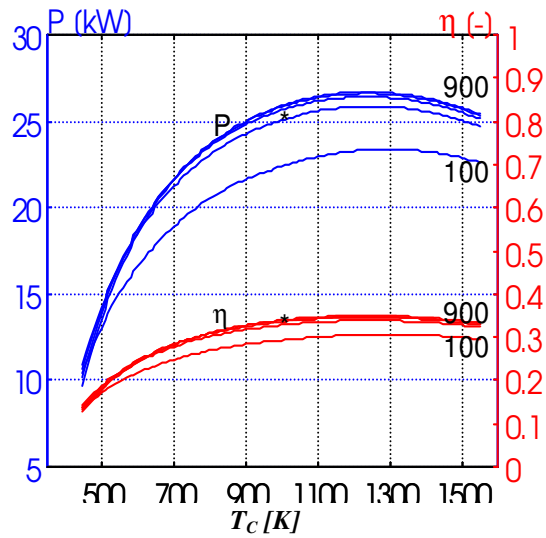


Fig. 2.38. Performanțele sistemului Vanguard, $\varepsilon m = 0,87$, funcție de temperatura gazului la partea caldă T_c și numărul de site din regenerator = $100 \div 900$, (pas de 200) (diametrul firului constant).

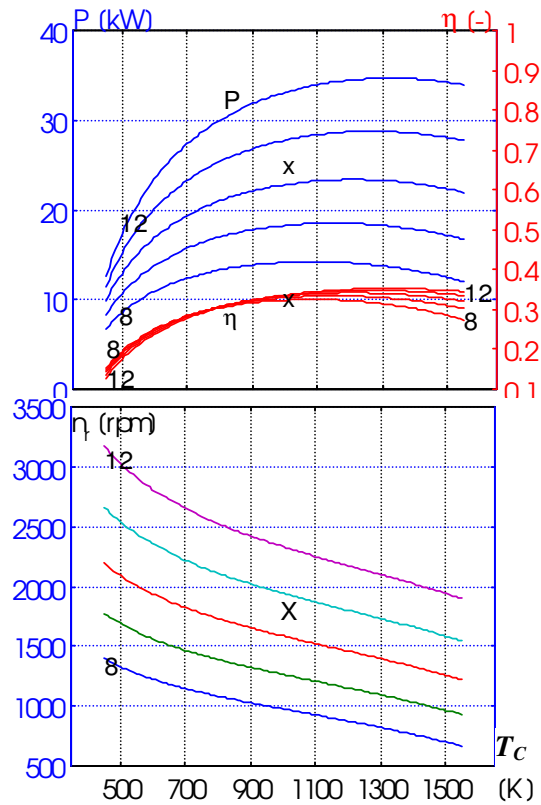


Fig. 2.39. Performanțele sistemului Vanguard, $\varepsilon m = 0,87$, funcție de temperatura gazului la partea caldă T_c și diametrul oglinzii = $8 \div 12$ m. (Drec = constant, C = variabil).

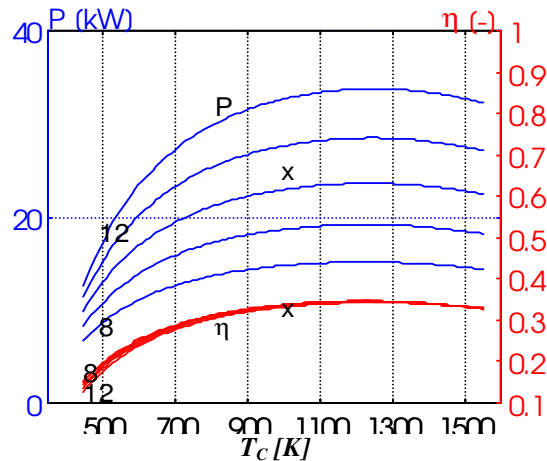


Fig. 2.40. Performanțele sistemului Vanguard, $\varepsilon_m = 0,87$, funcție de temperatura gazului la partea caldă T_c și diametrul oglinzii = $8 \div 12$ m. (Drec = variabil, $C = \text{constant}$).

Efectul emisivității tuburilor din receptor asupra randamentului global și vitezei pistonului (turației motorului) și implicit asupra tuturor celorlalte performanțe este ilustrat în Fig. 2.22 - Fig. 2.33 pentru 4 tipuri de ansamble solare.

Influența diametrului pistonului asupra performanțelor sistemului solar Vanguard sunt ilustrate în Fig. 2.34. Se observă că puterea electrică furnizată înregistrează o creștere cu creșterea diametrului cilindrului și în același timp, turația motorului scade. Este de remarcat faptul că pentru diametre mai mari de 60 mm, creșterea în puterea generată devine nesemnificativă. De aceea, o creștere a diametrului pistonului peste această valoare probabil că nu se va justifica economic.

Influența altor parametrii asupra performanțelor unor ansamble solare sunt ilustrate. În Fig. 2.35 este ilustrată influența diametrului pistonului asupra performanțelor sistemului SBP17. O descreștere în diametrul pistonului are un efect negativ atât asupra puterii produse cât și asupra randamentului. Valoarea de 90 mm pentru diametrul pistonului reiese a fi optimă pentru acest sistem.

În Fig. 2.36 este ilustrată influența diametrului regeneratului asupra performanțelor aceluiași sistem Vanguard. Aceste rezultate sunt obținute pentru cazul în care numărul de site din regenerat și lungimea regeneratului sunt menținute constante. O creștere în diametrul regeneratului între 30 și 80 mm produce o îmbunătățire importantă a performanțelor. Punctul marcat cu x desemnează starea actuală de funcționare a sistemului [99]. Figura indică posibilitatea îmbunătățirii performanțelor acestui motor dacă diametrul regeneratului ar fi mărit la 80 mm.

Efectul numărului de site din regenerat asupra performanțelor sistemului Vanguard este ilustrat în Fig. 2.37. Lungimea regeneratului este menținută constantă. Cu cât numărul de site crește (de la 100 la 900), cu atât performanțele scad ușor. Acest lucru se explică prin faptul că pierderile datorate căderilor de presiune în regenerat cresc, deoarece diametrul firului de sârmă scade iar spațiile dintre site se îngustează. Acest lucru produce o frecare mai mare între straturile de fluid.

În Fig. 2.38 este ilustrat efectul numărului de site din regenerat asupra performanțelor sistemului Vanguard atunci când diametrul firului sitei este menținut constant. De această dată se observă o influență mai puternică a numărului de site și

anume pe măsură ce acest număr crește de la 100 la 900, are loc o creștere importantă a performanțelor.

În Fig. 2.39 este ilustrată influența diametrului oglinzii parabolice asupra performanțelor sistemului Vanguard atunci când diametrul receptorului este constant, ceea ce implică o variație a coeficientului de concentrație. Această figură arată că randamentul este relativ neafectat de schimbările în diametrul oglinzii pentru temperaturi în jur de 1000 K, temperaturi de funcționare. Cu toate acestea, puterea este puternic influențată datorită creșterii suprafeței pentru capturarea energiei solare proporțional cu pătratul diametrului oglinzii. O creștere în diametrul oglinzii de la 8 m la 12 m va produce o creștere în puterea generată de la 14 kW la 33 kW când temperatura gazului este de 1000 K. De asemenea, crește și turația de la 1000 rpm la 2300 rpm pentru dimensiuni constante ale receptorului și motorului.

Fig. 2.40 arată că o creștere în diametrul oglinzii de la 8 m la 12 m cu același receptor și motor presupune o putere generată de 33 kW în loc de 25 kW (real), dar și turația este mai mare decât cea ce funcționează, 2300 rpm față de 1800 rpm. În acest caz, diametrul receptorului a fost considerat variabil, iar C constant. Influența diametrului oglinzii asupra randamentului este neglijabilă. Cu toate acestea, influența asupra puterii generate este similară cu cea din Fig. 2.39.



Este de mare importanță a specifica faptul că aceste calcule au fost făcute pentru o insolație de 1000 W/m^2 deoarece literatura de specialitate furnizează valorile experimentale în aceste condiții.

Însă prin simplul fapt că în relațiile de calcul apare insolația în mod explicit, aceste calcule pot fi aplicate în orice condiții climatice, la orice oră, în oricare regiune geografică. Trebuie doar introdusă expresia de estimare a insolației radiației solare, așa cum se va proceda în paragraful următor, în care prezentăm o aplicație practică a acestei cercetări.

2.6. Punerea în valoare practică a cercetării dezvoltate: sistem de generare a energiei electrice din energie solară și hidrogen ca purtător de energie

Cum energia solară are caracter intermitent (variații diurne și sezoniere și chiar cu variații aleatorii), se impune necesitatea stocării energiei primite gratuit de la Soare. Evident stocarea precum și transportul or presupune și ceva disipări.

Pentru puteri mici, acumulatorii sunt cel mai des utilizați, în care energia este înmagazinată sub formă de energie chimică. Însă descărcarea unui acumulator (utilizarea energiei înmagazinate) are loc cu pierderi semnificative datorită faptului că reacțiile chimice ce însoțesc acest fenomen sunt puternic exocalorice. În plus, acumulatorii sunt grei și foarte costisitori; bateriile cu plumb înmagazinează 0,1kWh pe fiecare kg.

O alternativă pentru a furniza electricitate în perioadele de consum de vârf (în special seara) sunt barajele hidroenergetice; similar, energia electrică ar putea fi acumulată și stocată, de exemplu prin electroliza apei prin care se produce hidrogen și oxigen, deci

procedeu total nepoluant. Pierderile înregistrate prin acest procedeu sunt inferioare celor de transport a energiei electrice prin firele de înaltă tensiune [1]. Cum progrese continuă a fi înregistrate în toate domeniile științei, este și acesta o preocupare de viitor.

În acest paragraf se va prezenta un model de calcul și proiectare a unei instalații solare de producere a energiei electrice pentru o aplicație casnică (și nu numai), prin filiera energie solară – energie electrică - electroliza apei - hidrogen – pila de combustie – energie electrică sau direct energie solară – energie electrică. Este utilizată schema de calcul a unei instalații solare formate din oglindă parabolică, receptor de radiație solară concentrată, motor Stirling solar, generator electric, ***schemă ce a fost dezvoltată, studiată, optimizată și validată*** în paragraful 2.5. [120], [121].



Instalația studiată este formată din două părți. Prima parte este cea descrisă anterior utilizată pentru producerea energiei electrice din energie solară. Cea de a doua parte a instalației reprezintă cuplarea primei părți la un sistem de producere a hidrogenului prin procesul de electroliza apei și apoi la un ansamblu de pile de combustie pentru producerea energiei electrice din hidrogenul stocat, pentru perioadele în care energia electrică nu poate fi produsă direct din energie solară (pe timpul nopții, zile noroase, etc) sau în perioadele de consum de vârf când este nevoie de un supliment de energie electrică pentru acoperirea cerințelor. Utilizarea hidrogenului ca purtător de energie oferă anumite avantaje ce vor fi detaliate în cele ce urmează.

De asemenea, instalația poate fi astfel concepută încât o parte din hidrogen să poată fi utilizat direct pentru anumite aplicații (alimentarea autoturismului, încălzirea apei menajere, etc).



Modelul matematic descris în paragraful 2.5. este aici adaptat prin considerarea variațiilor zilnice, sezoniere și geografice ale insolației (intensității radiației solare, E) astfel încât simularea funcționării ansamblului solar, respectiv estimarea energiei electrice produse, să poată fi aplicată cu succes în oricare locație geografică și în orice perioadă a anului.

În plus, ca alternativă de producere a energiei electrice prin utilizarea hidrogenului stocat, modelul este mai departe dezvoltat prin calculele aferente estimării performanțelor electrolizorului și pilei de combustie, conducând astfel la estimarea performanțelor întregului sistem.

Voi denumi această schemă de calcul, ***schema SEHE (Solar – Electricitate – Hidrogen – Electricitate)***.

2.6.1. *Câteva variante de calcul*

⌘ **Varianta A**

Ca o primă aplicație, se propune utilizarea unei instalații solare proiectate pentru 100 kWe (sistemul Vanguard format din 4 module a câte 25 kWe) și se dorește să se analizeze energia electrică furnizată printr-o filieră mult simplificată, și anume întreaga energie electrică produsă de ansamblul solar este utilizată numai pentru producerea, stocarea și apoi utilizarea hidrogenului (ca purtător de energie) în producerea energiei electrice.

Evident că și fără calcule ne putem imagina pierderile foarte mari ce apar într-un astfel de sistem datorită conversiilor multiple prin care trece energia electrică (prin electrolizor, sistemul de stocare a hidrogenului produs cu eventualele pierderi de stocaj și apoi prin pila de combustie). Aceasta a fost prima etapă a dezvoltării următoarelor variante de calcul.

⌘ **Varianta B**

O altă variantă mult mai eficientă ar fi utilizarea unei instalații solare proiectate pentru 100 kWe (sistemul Vanguard format din 4 module a câte 25 kWe) și se dorește să se analizeze energia electrică furnizată prin filiera: alimentarea directă a consumatorilor cu energie electrică și numai din surplus producerea, stocarea și utilizarea hidrogenului (ca purtător de energie); pe ce perioadă ar ajunge și câți utilizatori ar fi alimentați.

⌘ **Varianta C**

O a treia variantă de calcul ar fi ca plecând de la necesarul de energie electrică pentru un consumator (sau mai mulți), să se stabilească numărul necesar de module solare și suprafața de captare a energiei solare. Acesta ar fi un calcul de proiectare a instalației solare în funcție de necesarul de energie electrică și de terenul disponibil pentru poziționarea receptorilor de radiație solară.

2.6.2. ***Alimentarea utilizatorilor cu energie electrică produsă numai din hidrogen „solar” (varianta A)***

Noțiunea de hidrogen „solar” desemnează faptul că producerea hidrogenului are loc prin electroliza apei utilizând energie electrică produsă din energie solară, deci ecologic.

2.6.2.1. ***Schema instalației propuse (varianta A)***

În Fig. 2.41 se poate analiza schema de calcul a unei astfel de aplicații.

Puterea instalată electrică totală a ansamblului solar, care depinde evident de numărul de module, N_{module} , și puterea instalată a fiecărui modul, P_{el} :

$$P_{inst} = N_{module}P_{el} \quad (2.70)$$

este în totalitate utilizată pentru producerea hidrogenului prin electroliza apei într-un electrolizor.

Hidrogenul astfel produs este stocat sub formă de gaz comprimat la 200bar în butelii speciale. Am ales această formă de stocare datorită faptului că tehnologia de fabricare a acestor butelii speciale este cunoscută și aplicată, nereprezentând un pericol în exploatare [81].

Pila de combustie realizează exact procesul invers electrolizorului, și anume transformă energia chimică a hidrogenului stocat în energie electrică.

Schema propusă a unui astfel de ansamblu este prezentată în Fig. 2.42 (exemplificare pentru o aplicație casnică).

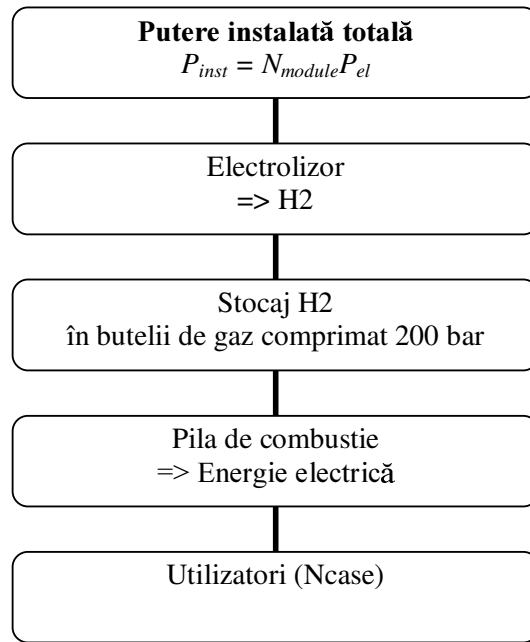


Fig. 2.41. Schema de concepție a alimentării utilizatorilor cu energie electrică produsă din hidrogenul, produs din energie solară.

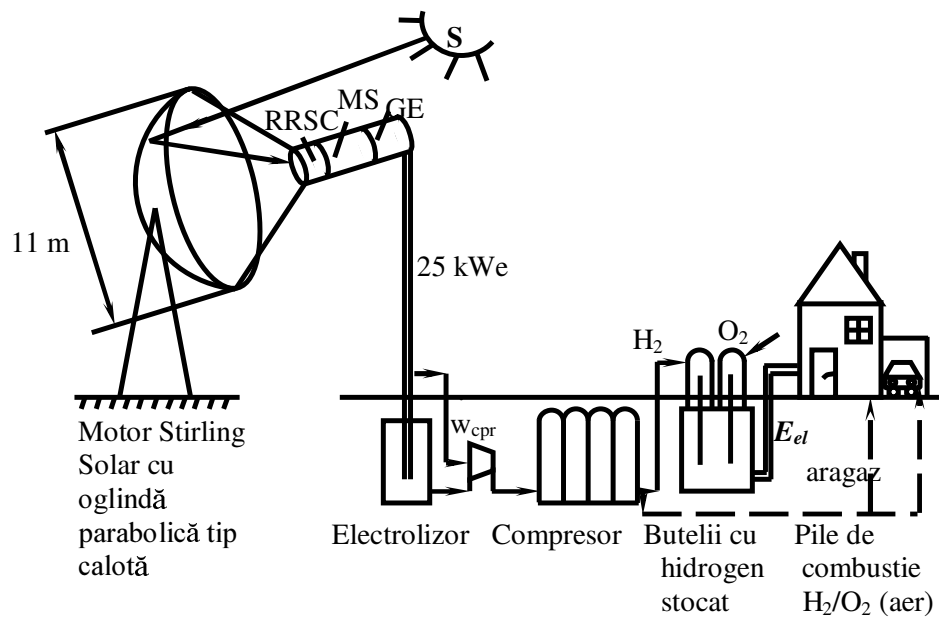


Fig. 2.42. Schema de realizare: motor Stirling solar – generator electric – electroliză – hidrogen – stocare – alimentare utilizator cu energie electrică și hidrogen.

Schema propusă este compusă din:

- oglindă parabolică tip calotă, cu diametrul de 11m (modulul solar Vanguard, ales din cele existente în funcționare [99]);
- receptorul de radiație solară concentrată RRSC;
- motorul Stirling MS;
- generatorul electric GE; modulul tip Vanguard produce 25 kWe;
- electrolizorul pentru producerea hidrogenului;
- un compresor pentru a stoca hidrogenul sub formă de gaz comprimat la 200 bar, în butelii speciale;
- pila de combustie care va produce energie electrică către consumator din hidrogenul stocat.

2.6.2.2. Algoritmul de calcul (varianta A)


este următorul:

- ☑ Se efectuează calculul performanțelor pentru sistemul solar propus, și anume: randamentul global al instalației (care este egal cu produsul randamentelor subansamblelor: concentrator, receptor de radiație solară concentrată, motor Stirling cu generator electric -prezentate în paragraful 2.5.2.2.):

$$\eta_{global} = \eta_{conc} \eta_{rec} \eta_{MS} \eta_{GE} \quad (2.71)$$

precum și puterea electrică total instalată (produsă din energia solară disponibilă):

$$P_{el} = EA_{oglinnda} \eta_{global} \quad (2.72)$$

- ☑  De această dată însă, densitatea de putere radiantă (insolația E) se calculează ținând cont de zona geografică, de sezon și momentul zilei [79], [80], [155]:

$$E = E_0 \cos(Z) \quad (2.73)$$

$E_0 = 1000 \text{ W/m}^2$, constanta solară;

Z = unghi zenital:

$$Z = \arccos[\sin(\Phi) \sin(\delta) + \cos(\Phi) \cos(\delta) \cos(H)] \quad (2.74)$$

Φ = latitudinea [grade];

δ = unghiul de declinație al soarelui [grade];

$\delta = 0^\circ$, echinocțiul de primăvară (21/22 martie);

$\delta = 23,5^\circ$, solstițiul de vară (21/22 iunie);

$\delta = 0^\circ$, echinocțiul de toamnă (21/22 septembrie);

$\delta = -23,5^\circ$, solstițiul de iarnă (21/22 decembrie);

$H = 15^\circ * (\text{ora} - 12)$ = unghi orar (unghiul radiației corespunzător orei din zi ca oră solară).

În ceea ce privește calculele pe motor, ar mai fi de specificat faptul că acestea sunt efectuate la turația la care funcționează în realitate sistemul solar, deci sunt aplicate condițiile reale de funcționare. De asemenea, se consideră durata de funcționare medie a instalației solare $\tau_{SS} = 5 \text{ h/zi}$ și un consum mediu zilnic pentru o casă de

3,5kWe. În variantele următoare, aceste două valori vor fi calculate pe baze reale și nu doar estimate.

- Energia instalată corespunzătoare se calculează integrând în timp curba puterii instalate, dar pentru perioada τ_{SS} :

$$E_{inst} = \int_{\tau_{SS}} P_{inst} d\tau \text{ [kJ]} \quad (2.75)$$

- Se calculează debitul de H₂ produs. Această etapă presupune următoarele subetape:
a) se cunoaște randamentul electrolizorului utilizat pentru producerea H₂, randamentul acestuia reprezentând raportul dintre entalpia liberă Gibbs ce s-ar putea obține din „arderea” reversibilă într-o pilă de combustie ideală a H₂ produs prin electroliză și cea consumată în acest scop (energia instalată):

$$\eta_{elect} = \frac{\text{energie ce s-ar obține din arderea reversibilă a H2}}{\text{energie consumată pt producere H2}} = \frac{E_{H2,G}}{E_{inst}} \quad (2.76)$$

de unde rezultă potențialul (entalpia liberă) Gibbs ce s-ar putea obține din arderea H₂ produs prin electroliză:

$$E_{H2,G} = \eta_{elect} E_{inst} \text{ [kJ]} \quad (2.77)$$

- b) în același timp, aceasta are următoarea expresie de calcul, funcție de cantitatea de H₂ și lucrul specific molar maxim produs (a cărui valoare este egală cu potențialul Gibbs $\bar{w}_{H2,max} = 237180 \text{ kJ / kmol}$ [138]):

$$E_{H2,G} = n_{M,H2} \bar{w}_{H2,max} \text{ [kJ]} \quad (2.78)$$

- c) rezultă numărul de kilomoli, respectiv masa de H₂ produse din electroliză:

$$n_{M,H2} = \frac{E_{ardereH2}}{\bar{w}_{H2,max}} = \frac{\eta_{elect} E_{inst}}{\bar{w}_{H2,max}} \text{ [kmol]} \quad (2.79)$$

$$m_{H2} = n_{M,H2} M_{H2} \text{ [kg]} \quad (2.80)$$

- Se calculează energia consumată pentru stocare cu ajutorul unui compresor (se alege forma de stocare: gaz comprimat la 200 bar):

$$E_{stocare} = m_{H2} w_{stocare} \text{ [kWh]} \xrightarrow{*3600} \text{ [kJ]} \quad (2.81)$$

unde $w_{stocare} = 0,47 \text{ kWh / kg H2}$.

- Se calculează energia utilă ce se obține din H₂ după stocare, luând în calcul eventualele scăpări (aproximativ 1-2%) [81]:

$$E_{H2} = \frac{m_{H2} - m_{scapari,H2}}{M_{H2}} \bar{w}_{H2,max} \text{ [kJ]} \quad (2.82)$$

- ☑ Energia electrică produsă de pila de combustie pe zi se calculează funcție de randamentul pilei:

$$E_{PC} = \eta_{PC} E_{H_2} \text{ [kJ]} \quad (2.83)$$

- ☑ Numărul de case ce pot fi alimentate este egal cu:

$$NrCase = \frac{E_{\text{electrica, disponibilă}}}{E_{\text{necesara}}} = \frac{E_{PC} - E_{\text{stocare}} \text{ [kWh]}}{3,5 \text{ kW} * 24 \text{ h} \text{ [kWh]}} \quad (2.84)$$

2.6.2.3. **Rezultate obținute (varianta A)**

Pentru aplicația considerată s-a obținut un număr de 3 case alimentate zilnic. Fig. 2.43 indică variația numărului de case cu puterea instalată, în aceleași ipoteze. Evident că interpretarea graficului poate fi făcută și în sens invers, anume: pornind de la un număr de case care trebuie alimentate, se poate determina puterea instalată necesară, respectiv numărul de module și suprafața de teren necesară.

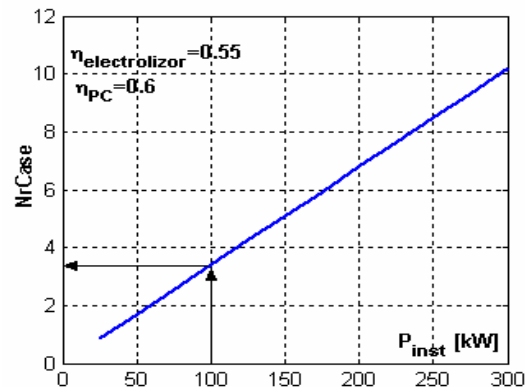


Fig. 2.43. Numărul de case ce pot fi alimentate pornind de la diverse puteri instalate atunci când necesarul unei case a fost estimat la 3,5 kWe/zi.

Următorul pas este să completăm acest model de calcul cu producerea de energie electrică simultan din energie solară și hidrogen.

2.6.3. **Alimentarea utilizatorilor cu energie electrică „solară” și suplinirea perioadelor de vârf din hidrogen „solar” (varianta B)**

Deoarece nu este eficient ca o formă de energie să treacă prin prea multe conversii, producerea de energie electrică direct din energie solară este evident de preferat. Însă cum energia solară nu este tot timpul disponibilă și în plus există perioadele de vârf în ceea ce privește consumul de electricitate, hidrogenul este o variantă total ecologică de a suplini acest necesar.

2.6.3.1. Schema instalației propuse (varianta B)

În Fig. 2.44 se poate analiza schema de calcul a unei astfel de aplicații, de producere de energie electrică simultan din energie solară și hidrogen.

Față de schema anterioară, puterea instalată electrică totală a ansamblului solar este parțial utilizată direct pentru alimentarea utilizatorilor, iar surplusul este utilizat pentru producerea hidrogenului prin electroliza apei într-un electrolizor. Hidrogenul astfel produs este stocat sub formă de gaz comprimat la 200bar în butelii speciale, ca atunci când este necesar, să fie utilizat în pila de combustie pentru producerea energiei electrice.

Schema propusă a unui astfel de ansamblu și tratată după modulul celei prezentate în Fig. 2.42, exemplificată pentru o aplicație casnică, devine în acest caz cea din Fig. 2.45.

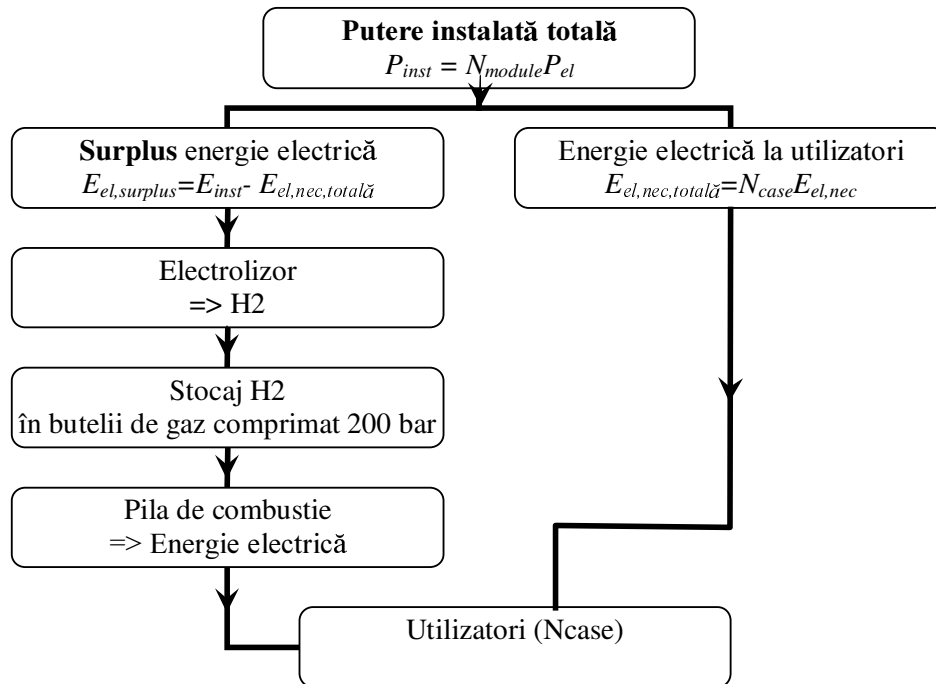


Fig. 2.44. Schema de concepție a alimentării utilizatorilor cu energie electrică produsă din energie solară, fie direct, fie prin intermediul hidrogenului ca purtător de energie.

2.6.3.2. Algoritm de calcul (varianta B)

este următorul:

- Se efectuează calculul performanțelor pentru sistemul solar propus așa cum s-a arătat anterior pentru varianta A, ecuațiile (2.71) - (2.75) de unde rezultă variația puterii electrice instalate funcție de regiunea geografică, sezon și perioada din zi.



O îmbunătățire a algoritmului de calcul față de varianta anterioară o constituie **calculul perioadei de funcționare a sistemului solar, τ_{SS}** . Acesta nu mai este considerat 5h/zi, ci este calculat funcție de insolația disponibilă.

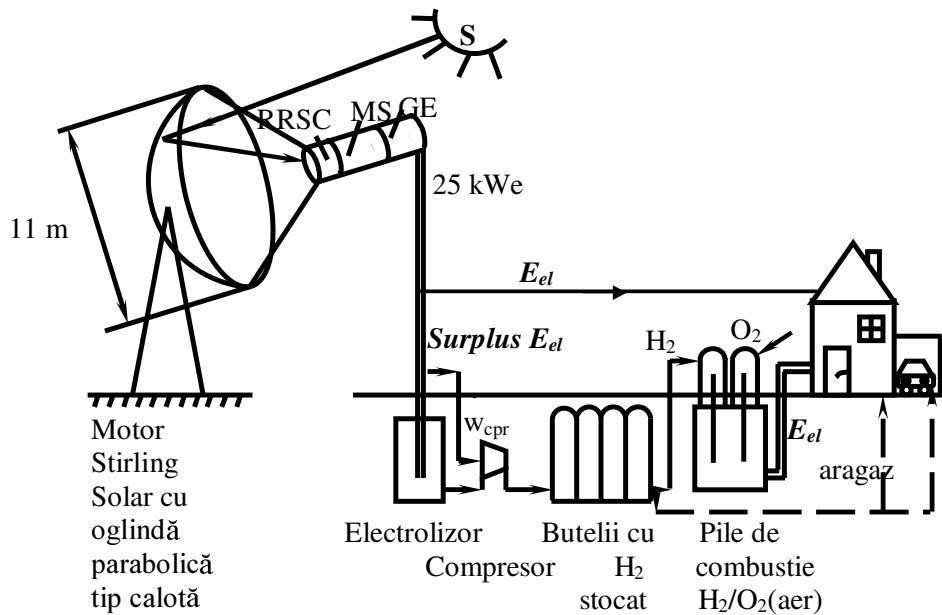


Fig. 2.45. Schema de realizare: motor Stirling solar – generator electric – electroliză – hidrogen – stocare – alimentare utilizator cu energie electrică din energie solară și hidrogen.

- ☑ Literatura de specialitate specifică faptul că un motor Stirling solar poate funcționa atâta timp cât insolația are valori superioare valorii de 200W/m^2 . Astfel, se cuantifică orele pentru care expresia de calcul a insolației furnizează valori superioare acestui prag, determinând în final perioada de funcționare a sistemului solar. Energia electrică instalată se calculează integrând în timp curba puterii instalate, dar pentru noua perioadă τ_{SS} , calculată funcție de insolație.



- ☑ Se calculează **necesarul de energie electrică pentru consumator, pe ore:** $E_{el,nec} [kJ]$ și totalul de energie electrică (pentru toți consumatorii – fie că sunt case particulare, fie că sunt clădiri pentru birouri, acest număr este desemnat prin N_{case}):

$$E_{el,nec,totala} = N_{case} E_{el,nec} [kJ] \quad (2.85)$$

Calculul necesarului de energie electrică este detaliat mai jos.

- ☑ Din aceste două calcule se poate realiza următoarea reprezentare grafică – Fig. 2.46. Se pot observa perioadele de consum de vârf ce apar din păcate exact în perioadele în care energia solară este mai puțin disponibilă.



Însă acest lucru se transformă într-un avantaj imens dacă ne gândim că această aplicație se poate extinde pentru alimentarea cu energie electrică a unei clădiri de birouri, de exemplu, în care consumul de vârf coincide cu cel de producere de vârf a energiei solare.

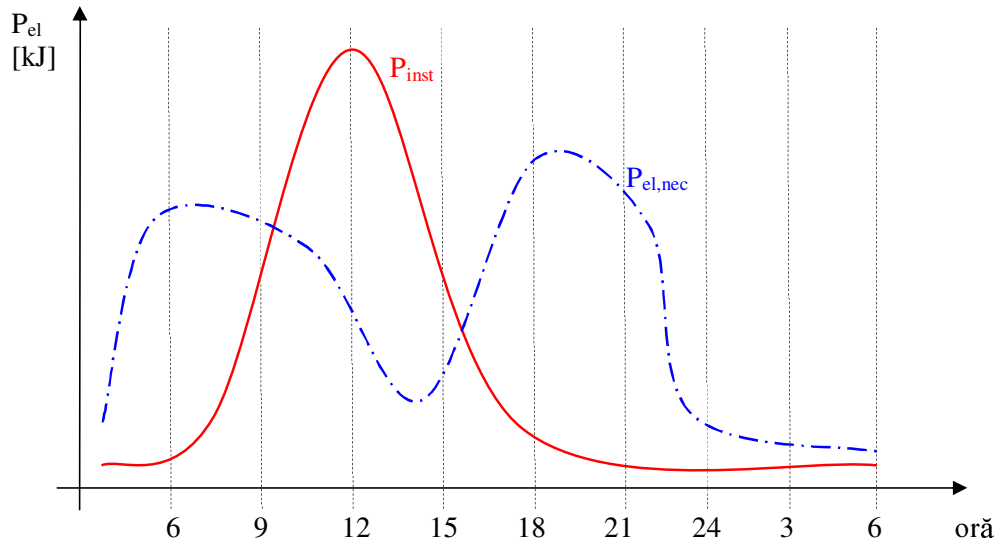


Fig. 2.46. Reprezentarea calitativă a producției și respective consumului zilnic de putere electrică; aplicație pentru casă particulară.

- ☑ Diferența dintre energia electrică produsă și cea consumată va fi fie un surplus, caz în care electrolizorul va intra în funcțiune și va produce hidrogen, fie un deficit, caz în care pila de combustie va intra în funcțiune și va consuma din hidrogenul stocat producând energie electrică:

$$E_{inst} - E_{el,nec,total} \begin{cases} > 0, & \text{surplus} \Rightarrow \text{se va produce H}_2 \\ < 0, & \text{deficit} \Rightarrow \text{se va utiliza H}_2 \text{ stocat} \end{cases} \quad (2.86)$$

- ☑ Surplusul de energie electrică este utilizat în **electrolizor**:

$$E_{el,surplus} = E_{inst} - E_{el,nec,total} \quad [\text{kJ}] \quad (2.87)$$

pentru care considerarea randamentului său – ecuația (2.76) – ne conduce la expresia potențialului Gibbs ce s-ar obține din arderea hidrogenului produs:

$$E_{H_2,G} = \eta_{elect} E_{el,surplus} \quad [\text{kJ}] \quad (2.88)$$

cu ajutorul căreia, prin intermediul relației (2.78), aflăm cantitatea de hidrogen produsă:

$$n_{M,H_2} = \frac{E_{H_2,G}}{\bar{w}_{H_2,max}} = \frac{\eta_{elect} E_{el,surplus}}{\bar{w}_{H_2,max}} \quad [\text{kmol}] \quad (2.89)$$

și respectiv:

$$m_{H_2} = n_{M,H_2} M_{H_2} \quad [\text{kg}] \quad (2.90)$$

- ☑ Energia consumată pentru stocarea H₂ produs este:

$$E_{stocare} = m_{H_2} w_{stocare} [\text{kWh}] \xrightarrow{*3600} [\text{kJ}] \quad (2.91)$$

în care $w_{stocare} = 0,47 \text{ kWh/kg H}_2$ stocat la 200 bar [143].

- ☑ Energia utilă a H₂ stocat este calculată funcție de pierderile la stocare ($m_{scapari,H_2} = 1.2\% m_{H_2}$):

$$E_{H_2} = \frac{m_{H_2} - m_{scapari,H_2}}{M_{H_2}} \bar{w}_{H_2,max} [\text{kJ}] \quad (2.92)$$

- ☑ În ceea ce privește **pila de combustie**, aceasta intră în funcțiune când energia electrică produsă direct din energie solară nu este suficientă pentru a acoperi necesarul consumatorilor. Astfel, energia electrică produsă de pila de combustie pe zi din H₂ stocat este calculată luând în considerare randamentul pilei:

$$E_{PC} = \eta_{PC} E_{H_2} [\text{kJ}] \quad (2.93)$$

- ☑ **Alimentarea** utilizatorilor cu energie electrică este acum posibilă și în perioadele de indisponibilitate a energiei solare, energia electrică disponibilă din ansamblul stocaj - pila de combustie fiind:

$$E_{el,H_2} = E_{PC} - E_{stocare} [\text{kJ}] \quad (2.94)$$

- ☑ Per ansamblu, furnizarea energiei electrice va fi:

$$E_{el,furnizata} = \begin{cases} E_{el,nec,totala} , \text{ pentru orele de consum moderat (functionare tip "surplus")} \\ E_{el,nec,totala} + E_{el,H_2} , \text{ pentru orele de consum de varf (functionare tip "deficit")} \end{cases} \quad (2.95)$$

2.6.3.3. Calculul necesarului de energie electrică și distribuția consumurilor energetice în 24 ore



Calcululele se fac pentru două cazuri: casă particulară și firmă (clădire de birouri).

Puterea diverselor aparate electrocasnice

Datele tehnice privind consumurile aparatelor electrocasnice sunt conform [www.indesit.com], echipamente clasa energetică A:

- frigider cu 2 uși: 402 kWh/an
- congelator cu 6 compartimente: 307 kWh/an
- cuptor cu microunde: 1 kW
- toaster: 0,8 kW
- cafetieră: 0,75 kW
- storcător fructe: 0,025 kW
- mașina de spălat vase (IDE 100): 1,05 kWh/ciclu
- mixer: 0,25 kW

- boiler electric:	1,5 kW (15-30 litri)	
- aparat aer condiționat:	putere răcire:	1,25 kW
	putere încălzire:	1,3 kW
- robot bucătărie:	0,7 kW	
- bec:	0.1 kW	
- alarma:	0.06 kW	
- calculator:	0.25 kW	
- mașina de spălat rufe (WITP 82):	1,02 kWh/ciclu (de 2 ore)	
- uscător de păr:	1,8 kW	
- fier de călcat:	1,8 kW	
- aspirator:	1,4 kW	

Consumurile energetice ale diverselor aparate electrocasnice

Datele privind consumurile energetice [J] ale diverselor aparate au fost obținute din putere luând în considerare timpul de funcționare, astfel:

$$[kW/an]*1000/365* timp funcționare[s]*Naparate = [J]$$

$$[kW]*1000*timp funcționare[s] *Naparate = [J]$$

$$[kWh]*1000*3600*Naparate = [J]$$

Timpul de funcționare a fost considerat astfel:

- frigider: 24h = 24*3600 s; (cazul unei case)
- congelator: 24h = 24*3600 s; (cazul unei case+firme)
- cuptor cu microunde, toaster, storcător de fructe: 15min = 15*60 s; (cazul unei case)
- cafetiera (cazul unei case): 60 min = 3600 s
(cazul unei firme): 3h = 3* 3600 s;
- calculator (cazul unei case): 3h = 3* 3600 s
(cazul unei firme): toată perioada de prânz;
- mașina de spălat vase: 1h = 3600 s ; (cazul unei case)
- mixer: 20min = 20*60 s; (cazul unei case)
- boiler: 30min = 30*60 s dimineața, respectiv 80min seara (cazul unei case)
- aparatul de aer conditionat:
 - vara (iunie)- putere de răcire: 60 min (cazul unei case);
toată perioada de prânz (cazul unei firme)
 - iarna (decembrie)- putere încălzire: 5h (cazul unei case);
toată perioada de prânz (cazul unei firme)
- robot de bucătărie: 20 min (cazul unei case);
- mașina de spălat rufe: 2h; (cazul unei case)
- becuri: toată perioada de dimineață + seară (cazul unei case)
toată perioada de dimineață + pranz+seară (cazul unei firme)

Divizarea a 24h în 4 perioade

a fost realizată după cum urmează:

- ore consum dimineața (consum de vârf casnic; de baza pt firmă):

$$oreD=[6- 8] \tag{2.96}$$

- ore consum prânz (consum de bază casnic; de vârf pt firmă)

$$oreP=[9-17] \quad (2.97)$$

- ore consum seară (consum de vârf casnic; de bază pt firmă)

$$oreS=[17-22] \quad (2.98)$$

- consum noaptea (consum de bază casnic și firmă)

$$oreN=[23-5] \quad (2.99)$$

Divizarea consumurilor energetice pe cele 4 perioade

În cele arătate anterior s-au utilizat noțiunile de „consum de vârf” și respectiv „consum de bază”. În ceea ce urmează, voi detalia aceste consumuri pentru cele două studii de caz (casa particulară și firma):

→ Pentru casă:

- consum energetic de bază – se consideră funcționarea frigiderului și a congelatorului:

$$Ebaza=Efrigider+Econgelator \quad (2.100)$$

- consum energetic dimineța - se consideră funcționarea frigiderului și a congelatorului (deci consumul de bază) la care se adaugă și alte aparate electrocasnice utilizate în această perioadă, ca de exemplu boiler pentru încălzirea apei menajere, un cuptor pentru încălzirea/prepararea unui fel de mâncare, cafetieră, storcător de fructe, prăjitor de pâine și evident iluminatul:

$$ED=Ebaza+Eboiler_D+Ecuptor+Etoaster+Ecafetiera+Estorcator+ Ebec_D \quad (2.101)$$

- consum energetic la prânz – pentru o casă particulară, acesta este considerat a fi consumul de bază deoarece se consideră că toți membrii familiei sunt preocupați cu activitățile obișnuite (slujbă, școală, etc) și nu sunt acasă:

$$EP=Ebaza \quad (2.102)$$

- consum energetic seara – este cel de bază la care se adaugă și alte consumuri specifice acestei perioade când membrii familiei se întorc acasă, de exemplu: funcționarea unui/unor calculatoare, aparate de uz gospodăresc, aparatul de aer condiționat (*aac*) pentru perioadele de vară (pentru răcirea aerului) sau de iarnă (pentru încălzirea aerului):

$$ES=Ebaza+Ecalculator+Eaac+Emixer+Erobot+Em_vase+Eboiler_S+ \quad (2.103)$$

$$+ Em_rufe+Ebec_S+Ecuptor$$

- consum energetic noaptea – reprezintă consumul de bază

$$EN = Ebaza \quad (2.104)$$

→ **Pentru firmă** – se procedează în mod similar la definirea consumurilor energetice pe cele 4 perioade (dimineața, prânz, seara, noaptea):

- consum energetic de bază – este definit de funcționarea frigigerelor și a alarmei/alarmelor:

$$Ebaza = Efrigider + Ealarma \quad (2.105)$$

- consum energetic dimineața:

$$ED = Ebaza + Ebec_D \quad (2.106)$$

- consum energetic la prânz:

$$EP = Ebaza + Ecafetiera + Ecalculator + Eaac + Ebec_P \quad (2.107)$$

- consum energetic seara:

$$ES = Ebaza + Ebec_S \quad (2.108)$$

- consum energetic noaptea – reprezintă consumul de bază

$$EN = Ebaza \quad (2.109)$$

Menționez faptul că numărul aparatelor consumatoare de energie (alarme, calculatoare, cafetiere, etc) este un parametru al modelului.

Programul de calcul realizat cere ca date de intrare printre altele și aceste valori.

2.6.3.4. Rezultate obținute (varianta B) și studii de sensibilitate

Rezultatele obținute aplicând această variantă de calcul au fost elaborate pentru diverse regiuni geografice și la diverse momente de timp din an, astfel încât pe baza studiilor de sensibilitate să se poată analiza ce ar însemna implementarea unei astfel de instalații în diverse locuri pe Glob.

Am făcut uz de următoarele ipoteze: temperatura la care este produs H_2 în electrolizor este cea a mediului ambiant, 300K; presiunea H_2 înainte de stocare (deci imediat ce a fost produs în electrolizor) este de 1bar și este stocat sub formă de gaz comprimat la 200bar; randamentul electrolizorului este considerat 50%, iar cel al pilei de combustie 70% [81]. Evident că studiile de sensibilitate s-ar putea extinde și la acești parametri. În plus, s-ar mai putea considera ca parametru al studiului de sensibilitate presiunea de stocare, ceea ce ar conduce la valori diferite pentru lucrul mecanic specific consumat pentru stocarea hidrogenului și deci la alte rezultate.

De asemenea, am considerat pentru o casă particulară utilizarea unui număr de 3 becuri economice simultan, 1 calculator, 1 aparat de aer condiționat, iar din celelalte aparate electrocasnice câte unul. Pentru o firmă, am luat în considerare 30 becuri economice simultan, 20 calculatoare, 5 aparate de aer condiționat, iar din celelalte aparate

electrocasnice câte unul. După cum menționam și mai devreme, aceste valori se pot modifica foarte ușor în programul de calcul conceput astfel încât flexibilitatea programului oferă utilizatorului alegerea oricăror dimensiuni de consum energetic.

Formula de calcul a densității de radiație solară (insolației E) ne oferă posibilitatea calculării acesteia în orice condiții geografice sau sezoniere. Câteva astfel de exemple pot fi urmărite în Fig. 2.47 - Fig. 2.50. Conform acestor variații, se observă că pentru România, primăvara și toamna sunt aceleași condiții de insolație, deci puterea electrică instalată a aceluiași ansamblu solar va fi și ea aceeași pentru aceste două perioade.

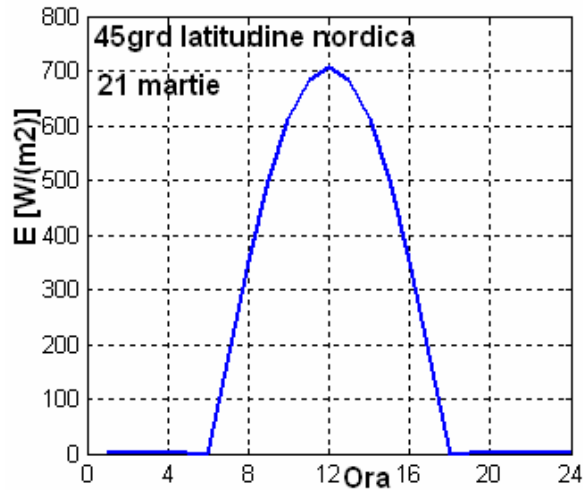


Fig. 2.47. Variația zilnică a densității de radiație solară pentru România (45 grade latitudine nordică) la data de 21 martie.

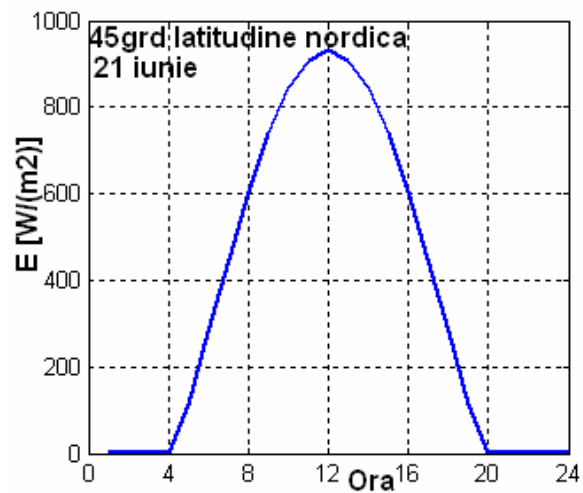


Fig. 2.48. Variația zilnică a densității de radiație solară pentru România (45 grade latitudine nordică) la data de 21 iunie.

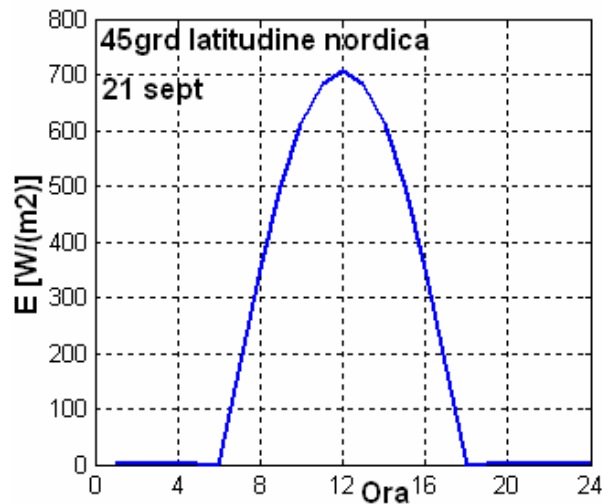


Fig. 2.49. Variația zilnică a densității de radiație solară pentru România (45 grade latitudine nordică) la data de 21 septembrie.

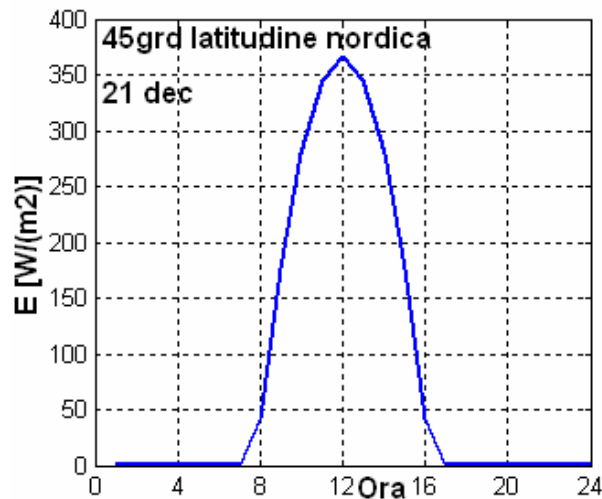


Fig. 2.50. Variația zilnică a densității de radiație solară pentru România (45 grade latitudine nordică) la data de 21 decembrie.

Să considerăm acum **un prim studiu de caz: România, vara, utilizarea unui modul solar Vanguard pentru alimentarea cu energie electrică a unei case particulare.** Rezultatele studiului pot fi analizate în Fig. 2.51 - Fig. 2.58.

Conform ipotezele și datelor de intrare considerate, necesarul de putere electrică pentru alimentarea unei case pe timp de vară înregistrează variații între consumul pe timpul nopții și cel de dimineață, prânz sau seară, după cum este ilustrat în Fig. 2.51.

De asemenea, utilizarea unui modul Vanguard în această perioadă în România ar produce o putere electrică total instalată ce ar avea variația zilnică din Fig. 2.52, unde se observă de asemenea și randamentul receptorului de radiație solară concentrată.



Acesta este marele avantaj oferit de metoda de calcul dezvoltată, de a putea estima performanțele ansamblului solar în orice moment al zilei, în orice regiune geografică, prin faptul că atât randamentul receptorului cât și puterea instalată depind de densitatea de radiațe solară.

Suprapunând aceste două informații esențiale (necesarul de putere electrică și cea instalată) în același grafic, la aceeași scară – Fig. 2.53 – se poate ușor sesiza faptul că necesarul de energie electrică pentru perioada de prânz este total acoperit direct din energia electrică produsă de modulul solar, cu un surplus utilizat pentru producerea hidrogenului. De asemenea, se poate calcula timpul de funcționare al instalației solare, care în acest caz este de 12 ore.

Din integrarea curbelor de putere funcție de timp, se obțin valorile energiilor instalată, necesară, în surplus și respectiv deficit. Am considerat relevant să calculez aceste valori pentru fiecare oră din zi, astfel că am obținut reprezentările grafice din Fig. 2.54 - Fig. 2.57. Acest lucru facilitează interpretarea funcționării întregului ansamblu și vizualizarea perioadelor în care energia solară nu este suficientă pentru alimentarea directă a consumatorului cu energie electrică. Pentru casa particulară, perioadele de consum de vârf coincid cu perioadele de producere minimă de energie electrică, fapt pentru care deficitul va fi suplinit prin utilizarea hidrogenului produs anterior și stocat.

În Fig. 2.58 este reprezentată producția de hidrogen, în kg, pe ore, pentru a putea realiza o interpretare similară celei privind energiile.

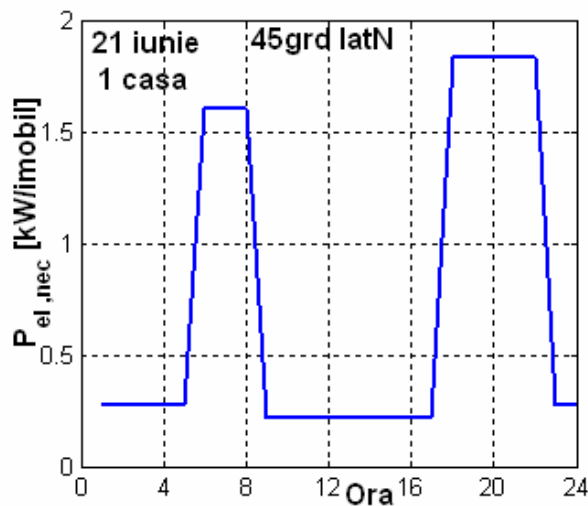


Fig. 2.51. Fluctuațiile necesarului de putere electrică pentru alimentarea unei case pe timp de vară în România, pe cele 4 perioade considerate ale zilei.

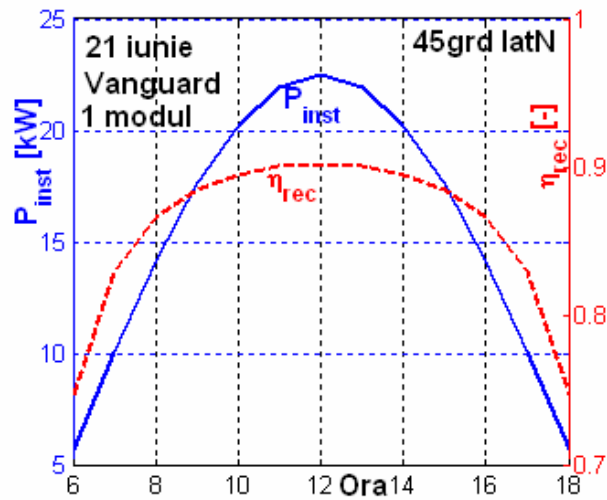


Fig. 2.52. Performanțele estimate (putere electrică instalată și randamentul receptorului de radiație solară concentrată) ale modului Vanguard funcționând vara în România; dependența de variația densității de radiație solară.

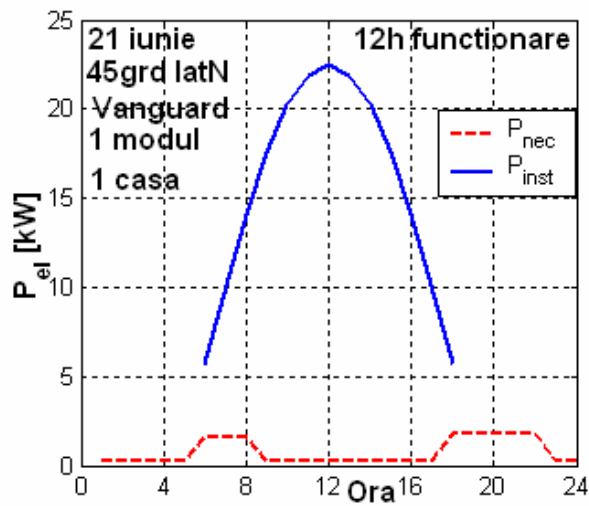


Fig. 2.53. Necesarul de putere electrică și puterea electrică instalată pentru România, vara, utilizând 1 modul Vanguard pentru alimentarea unei case.

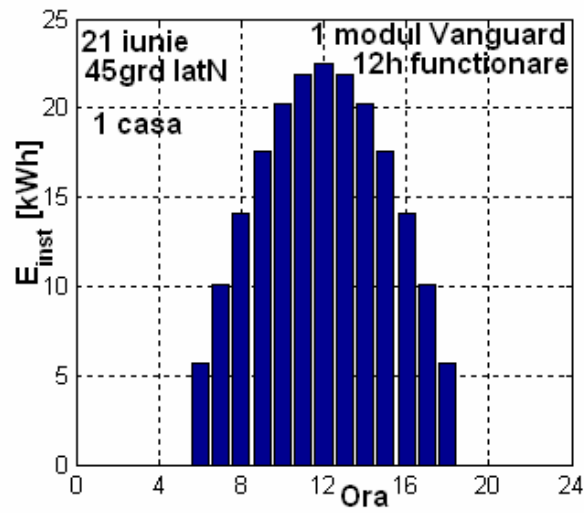


Fig. 2.54. Energia electrică instalată, în kWh, pentru modulul Vanguard utilizat vara, în România.

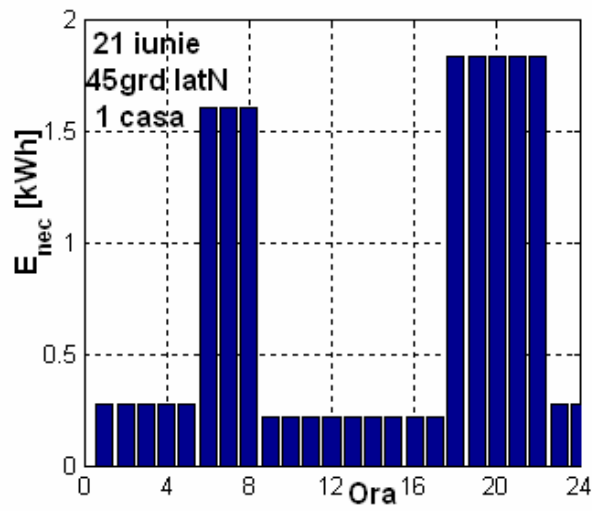


Fig. 2.55. Energia electrică necesară, în kWh, pentru alimentarea unei case vara, în România.

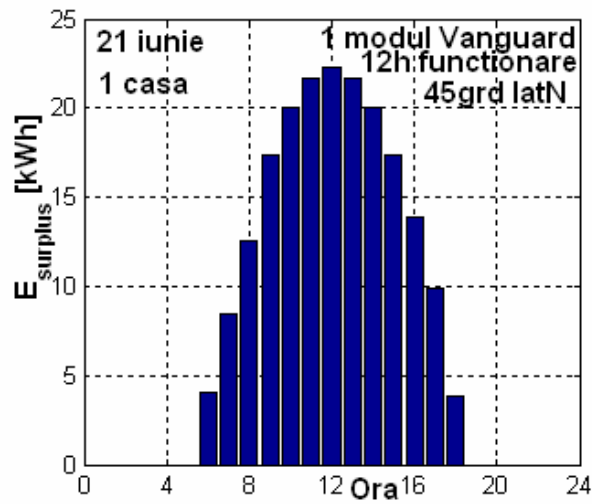


Fig. 2.56. Surplusul de energie electrică rezultat din energia electrică disponibilă după alimentarea unei case vara în România.

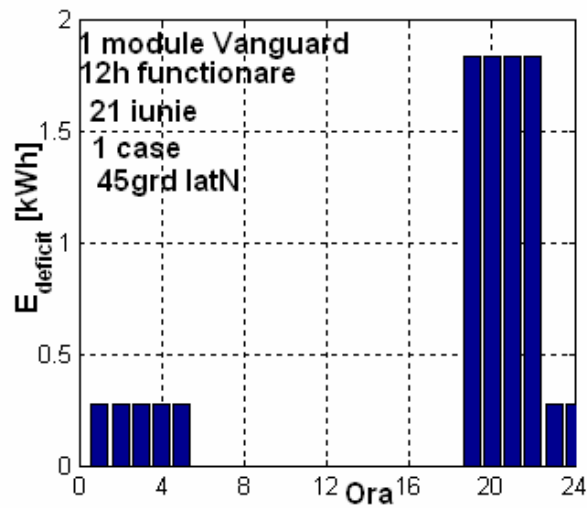


Fig. 2.57. Necesarul de energie electrică rămas neacoperit direct din energia electrică produsă de modulul Vanguard (deficit) pentru o casă, vara, în România.

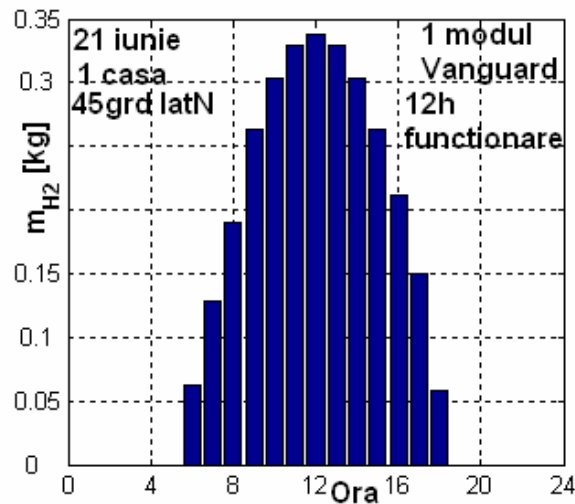


Fig. 2.58. Masa de hidrogen produsă în perioada de surplus de energie electrică produsă de modulul Vanguard, vara, în România.



Un studiu numeric al acestui caz evidențiază valorile din Tabel 2.4. Este ușor de observat faptul că **un modul Vanguard poate întreține necesarul de energie electrică a unei case pe 24h în totalitate vara, în România**, alimentând direct 8,57kWh și încă 95,41kWh prin intermediul hidrogenului produs și stocat, după ce s-au dedus pierderile datorate transformărilor prin electrolizor și pila de combustie și cele datorate stocajului. Deficitul total de energie electrică, adică ce nu poate fi direct acoperit din energia electrică produsă de modul, este de 9,26kWh, ceea ce este total acoperit prin utilizarea hidrogenului produs o zi mai devreme. Rămâne chiar o diferență de 86,15kWh stocați sub formă de hidrogen pentru alte perioade (de exemplu zilele noroase, perioada de iarnă, etc) sau alte necesități.

Tabel 2.4. Rezultate numerice privind alimentarea cu energie electrică și producerea hidrogenului utilizând un modul Vanguard pentru alimentarea unei case vara în România.

Ore de deficit	0 - 5 și 19-24
Masa totală de H ₂ produs [kg]	2,53
Energia totală stocată în H ₂ produs [kWh]	95,41
Energia totală acoperită direct [kWh]	8,57
Deficit total de energie [kWh]	9,26
Deficit de energie dimineața [kWh]	1,38
Deficit de energie seara [kWh]	7,88

Voi prezenta pentru comparații **un al doilea studiu de caz: România, iarna, utilizarea unui modul solar Vanguard pentru alimentarea cu energie electrică a unei**

case particulare. Rezultatele studiului pot fi analizate în Fig. 2.59 - Fig. 2.66.

Se observă că datorită intensității reduse a radiației solare în acest anotimp, necesarul de energie electrică nu mai poate fi acoperit numai din funcționarea modului solar.

De asemenea, cantitatea de hidrogen produsă este mult mai mică în comparație cu funcționarea pe timp de vară a aceleiași instalații, ceea ce este normal pentru zona climatică a României.

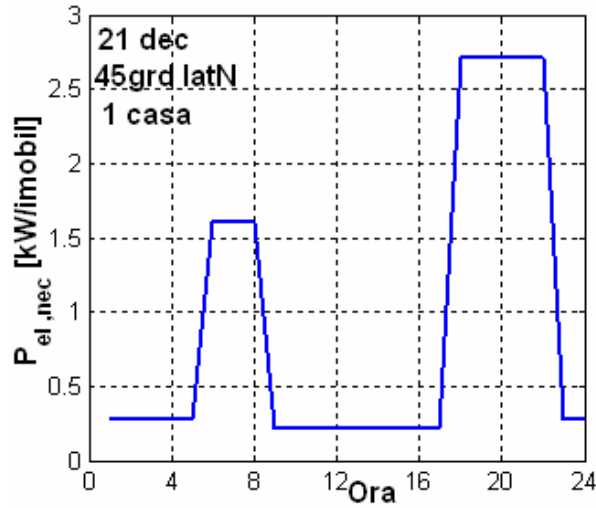


Fig. 2.59. Fluctuațiile necesarului de putere electrică pentru alimentarea unei case pe timp de iarnă în România, pe cele 4 perioade considerate ale zilei.

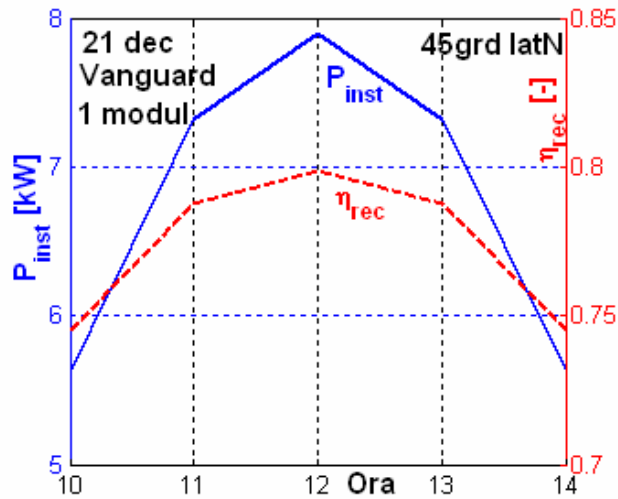


Fig. 2.60. Performanțele estimate (putere electrică instalată și randamentul receptorului de radiație solară concentrată) ale

modulului Vanguard funcționând iarna în România; dependența de variația densității de radiație solară.

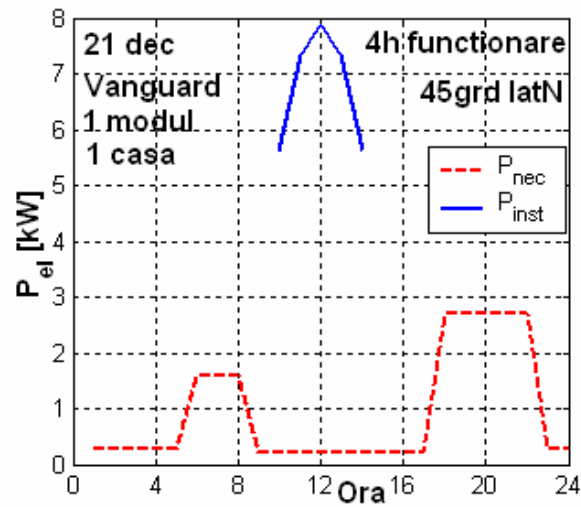


Fig. 2.61. Necesarul de putere electrică și puterea electrică instalată pentru România, iarna, utilizând 1 modul Vanguard pentru alimentarea unei case.

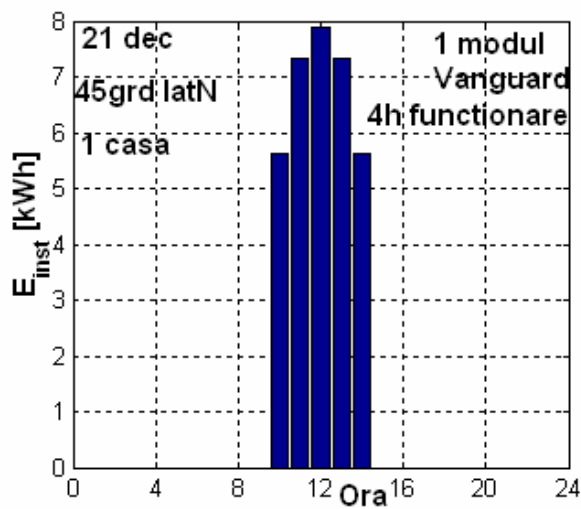


Fig. 2.62. Energia electrică instalată, în kWh, pentru modulul Vanguard utilizat iarna, în România.

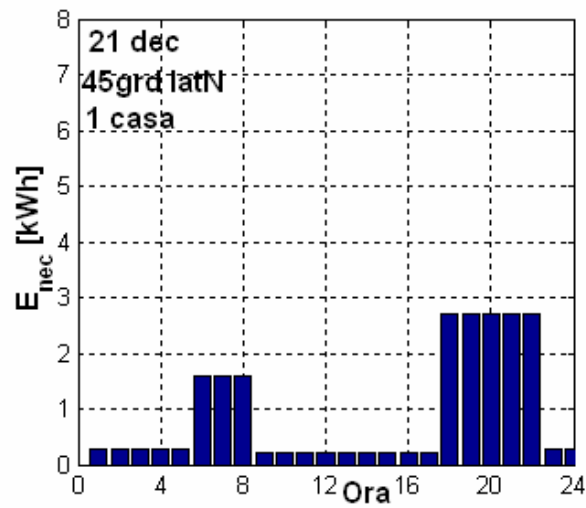


Fig. 2.63. Energia electrică necesară, în kWh, pentru alimentarea unei case iarna, în România.

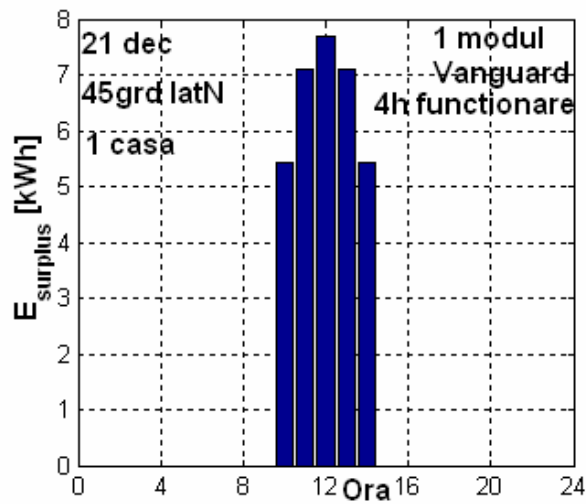


Fig. 2.64. Surplusul de energie electrică rezultat din energia electrică disponibilă după alimentarea unei case iarna în România.

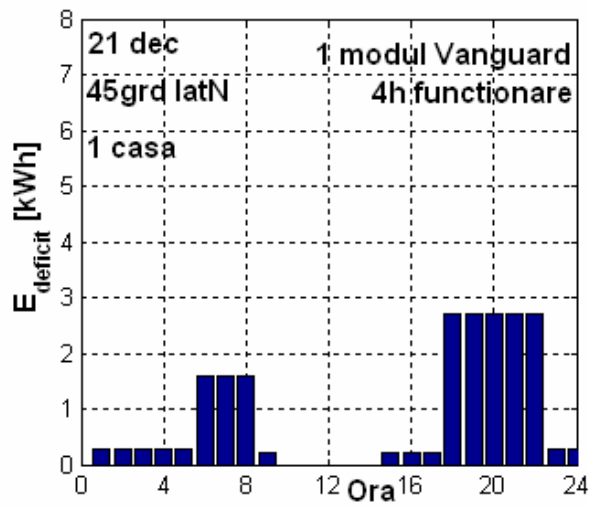


Fig. 2.65. Necesarul de energie electrică rămas neacoperit direct din energia electrică produsă de modulul Vanguard (deficit) pentru o casă, iarna, în România.

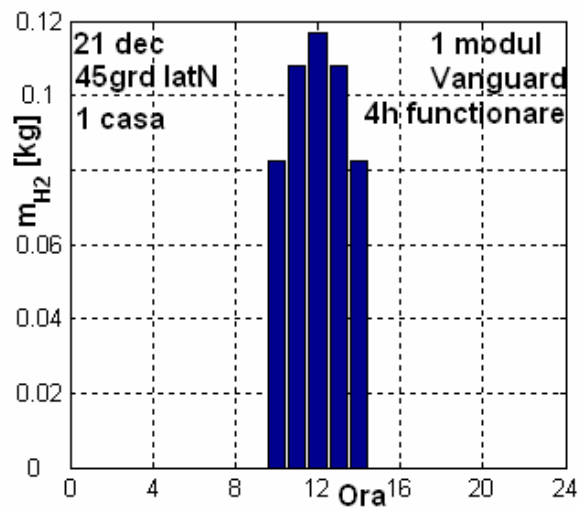


Fig. 2.66. Masa de hidrogen produsă în perioada de surplus de energie electrică produsă de modulul Vanguard, iarna, în România.

Tabel 2.5. Rezultate numerice privind alimentarea cu energie electrică și producerea hidrogenului utilizând un modul Vanguard pentru alimentarea unei case iarna în România.

Ore de deficit	0 - 9 și 15-24
Masa totală de H ₂ produs [kg]	0,49
Energia totală stocată în H ₂ produs [kWh]	16,16
Energia totală acoperită direct [kWh]	1,08
Deficit total de energie [kWh]	21,14
Deficit de energie dimineața [kWh]	6,4
Deficit de energie seara [kWh]	14,74

Analizarea rezultatelor numerice din Tabel 2.5 arată faptul că funcționarea instalației pe timp de iarnă în România acoperă un necesar de 1,08kWh zilnic direct, plus încă 16,16kWh din utilizarea hidrogenului stocat ziua anterioară, însă diferența de 4,98kWh rămasă trebuie acoperită din hidrogenul stocat pe timp de vară și/sau de la rețeaua de distribuție a orașului.

Pentru *un al treilea studiu de caz: România, vara, utilizarea unui modul solar Vanguard pentru alimentarea cu energie electrică a unei clădiri de birouri (firme)*, rezultatele pot fi analizate în Fig. 2.67 - Fig. 2.71.

Din Tabel 2.6 rezultă de asemenea că alimentarea cu energie electrică a unei firme pe timp de vară în România este posibilă numai din utilizarea unui modul solar Vanguard.

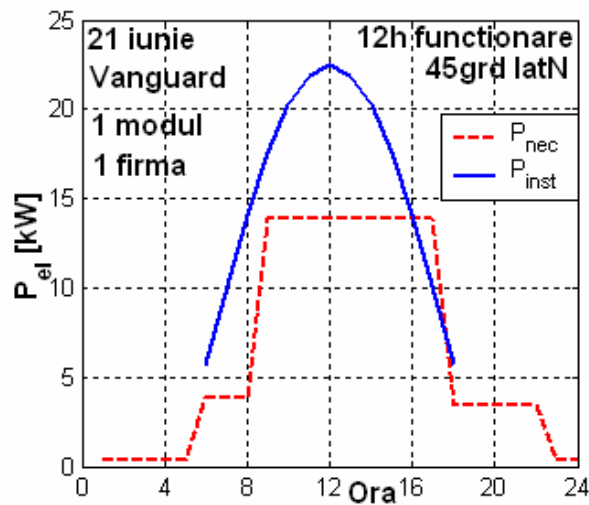


Fig. 2.67. Necesarul de putere electrică și puterea electrică instalată pentru România, vara, utilizând 1 modul Vanguard pentru alimentarea unei clădiri de birouri.

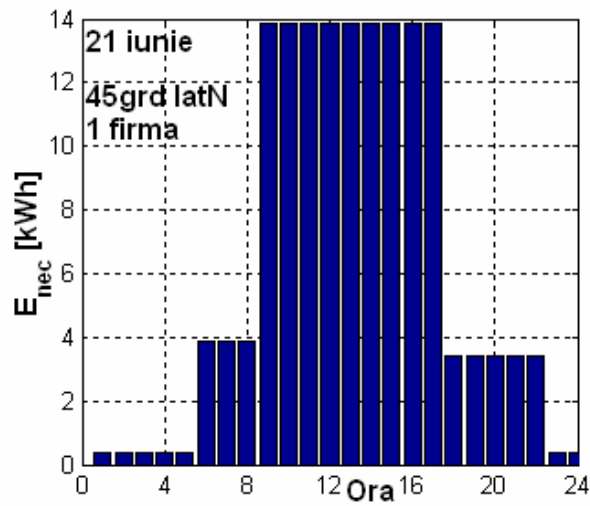


Fig. 2.68. Energia electrică necesară, în kWh, pentru alimentarea unei clădiri de birouri vara, în România.

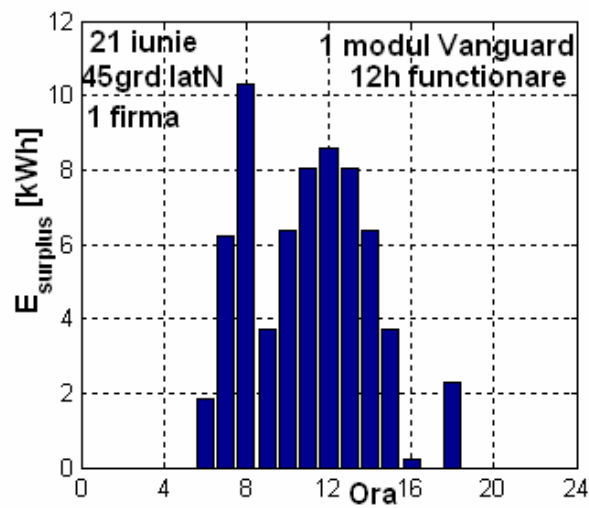


Fig. 2.69. Surplusul de energie electrică rezultat din energia electrică disponibilă după alimentarea unei clădiri de birouri vara în România.

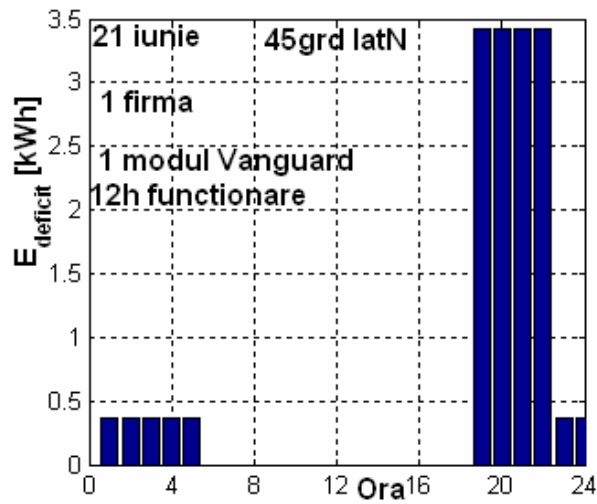


Fig. 2.70. Necesarul de energie electrică rămas neacoperit direct din energia electrică produsă de modulul Vanguard (deficit) pentru o firmă, vara, în România.

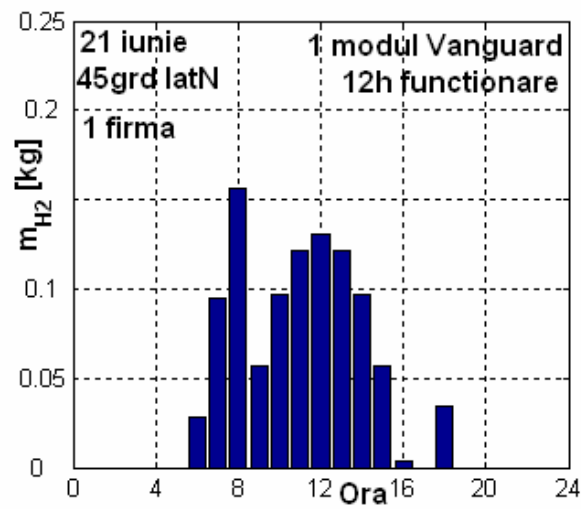


Fig. 2.71. Masa de hidrogen produsă în perioada de surplus de energie electrică produsă de modulul Vanguard, vara, în România.

Tabel 2.6. Rezultate numerice privind alimentarea cu energie electrică și producerea hidrogenului utilizând un modul Vanguard pentru alimentarea unei clădiri de birouri vara în România.

Ore de deficit	0 - 5 și 19-24
Masa totală de H ₂ produs [kg]	0,94
Energia totală stocată în H ₂ produs [kWh]	30,53
Energia totală acoperită direct [kWh]	139,9
Deficit total de energie [kWh]	16,23
Deficit de energie dimineața [kWh]	1,81
Deficit de energie seara [kWh]	14,42

Multiple studii de sensibilitate se pot realiza, de exemplu în privința zonei geografice, a ansamblului solar utilizat, a numărului de imobile alimentate, a numărului de module solare utilizate, etc. Programul de calcul permite selectarea unuia din următoarele module solare: Vanguard, McDonnell Douglas sau SBP17. Acest studiu se poate extinde și la alte module aflate în funcțiune.



În Tabel 2.7 se regăsesc câteva din rezultatele unui asemenea studiu de sensibilitate: **câte case poate alimenta total (direct și prin intermediul hidrogenului stocat, fără alte surse) pe durata unui an două module solare Vanguard?**

Tabel 2.7. Studiu de sensibilitate: câte case poate alimenta total (direct și prin intermediul hidrogenului stocat, fără alte surse) pe durata unui an două module solare Vanguard.

2 module Vanguard alimentează:	ce	Energia totală [kWh/zi]				Bilanț total anual [kWh/an]
		stocată în H ₂	acoperită direct	deficit	bilanț mediu	
2 case	primavara	110,72	6,65	26,95	+83,77	+29600
	vara	190,82	17,14	18,54	+172,28	
	toamna	110,72	6,65	26,95	+83,77	
	iarna	32,32	2,15	42,28	-9,96	
4 case	primavara	107,43	13,30	53,91	+53,52	+17910
	vara	182,35	34,29	37,08	+145,27	
	toamna	107,43	13,30	53,91	+53,52	
	iarna	31,25	4,31	84,56	-53,31	
6 case	primavara	104,15	19,95	80,86	+23,29	+6130
	vara	173,88	51,44	55,63	+118,25	
	toamna	104,15	19,95	80,86	+23,29	
	iarna	30,18	6,47	126,84	-96,66	
7 case	primavara	102,50	23,28	94,34	+8,16	+180
	vara	170,36	47,18	66,35	+104,01	
	toamna	102,50	23,28	94,34	+8,16	

	iarna	29,65	7,55	147,98	-118,33	
8 case	primavara	100,86	26,60	107,82	-6,96	-5800
	vara	167,73	41,13	78,87	+88,86	
	toamna	100,86	26,60	107,82	-6,96	
	iarna	29,12	8,63	169,13	-140,01	

În urma unui studiu de sensibilitate privind numărul de case alimentate numai din energia electrică produsă de două module solare Vanguard (direct și prin utilizarea hidrogenului produs și stocat), rezultă că numărul optim de case este de șapte.

Atunci când sunt alimentate mai puțin de 7 case, rămâne energie în plus stocată sub formă de hidrogen, mai mult de 7 case, necesarul de energie electrică nu poate fi acoperit integral. Dacă se alimentează 7 case, anual 180 kWh sunt în plus stocați sub formă de hidrogen.

Cu toate acestea, am recomanda alimentarea unui număr de 6 case din 2 module Vanguard pentru a ține cont și de un număr de zile noroase în care în realitate s-ar produce mai puțină energie decât cea estimată.

În toate condițiile, fie că e vorba de perioada verii, fie că e vorba de perioada iernii, analiza realizată cu ajutorul modelului matematic dezvoltat arată că implementarea unei astfel de instalații pe teritoriul României ar fi de mare ajutor în acoperirea necesarului de energie electrică a caselor particulare, clădirilor de birouri și alte instituții.

Rămâne să fie analizată partea economică a unei astfel de investiții, de la costul de achiziție și instalare până la cel de amortizare.

3. CONTRIBUȚII ORIGINALE LA DEZVOLTAREA TERMODINAMICII ÎN TIMP FINIT

3.1. Model termodinamic de studiu și optimizare a mașinilor termice cu două surse de căldură (MTSO-2) – prezentare generală

Acest model de analiză și optimizare se bazează pe *expresiile matematice ale principiilor I și al II-lea ale termodinamicii*, care-și dovedesc aici puterea și generalitatea. Principiul I este aplicat ciclului, în timp ce principiul II este aplicat atât la nivelul ciclului cât și al întregului sistem, respectiv ansamblul ciclu – surse de căldură. *Expresiile matematice ale schimbului de căldură* în procesele care au loc între fiecare sursă de căldură și agentul termic al mașinii completează acest model.

Analiza include *ireversibilitățile interne* ale mașinii prin introducerea termenului corespunzător generării de entropie internă, ca parametru al modelului.

În majoritatea analizelor efectuate până în prezent, aplicate altor cicluri decât ciclului Carnot, s-a studiat numai cazul endoreversibil, fără a se considera ireversibilitățile interne ale ciclului. Desigur, este dificil de a exprima și studia teoretic sau practic generarea de entropie internă, dar aceasta devine un instrument foarte puternic și util de cuantificare a ireversibilităților interne ale ciclului, apropiind astfel modelul analitic de estimare a funcționării mașinii de funcționarea reală a acesteia.

Prin aplicarea principiului al II-lea al termodinamicii întregului sistem, se studiază *generarea de entropie totală*, luându-se astfel în considerare atât generarea de entropie internă cât și ireversibilitățile datorate proceselor de transfer de căldură între surse și agentul de lucru al mașinii.

Scopul unei astfel de metode îl constituie *optimizarea mașinii termice* studiate prin:

- 1) *definierea unor funcții obiectiv și a restricțiilor problemei considerate;*
- 2) *stabilirea valorii optime a funcției obiectiv, cu sau fără restricții impuse;*
- 3) *determinarea generării de entropie totală;*
- 4) *realizarea unui studiu parametric de sensibilitate pentru stabilirea valorilor parametrilor impuși care generează un regim optim de funcționare a mașinii.*

Funcțiile obiectiv pot fi:

- ⌚ *puterea mecanică maximă produsă (respectiv minimă consumată, funcție de tipul mașinii studiate – motor sau mașină cu ciclu inversat);*

- ⌚ consum minim de energie termică (fluxul termic primit la partea caldă a motorului), respectiv putere frigorifică maximă (fluxul termic preluat la partea rece a mașinii frigorifice) sau puterea termică produsă la partea caldă a mașinii (pompa de căldură);
- ⌚ randament termic (respectiv, coeficient de performanță) maxim;
- ⌚ generare de entropie totală minimă, etc.

Restricțiile impuse pot fi de natură constructivă sau funcțională, de exemplu:

- ➔ suprafața totală a celor două schimbătoare de căldură impusă (restricție de spațiu și/sau economicitate);
- ➔ conductanța termică totală impusă;
- ➔ costul total al celor două schimbătoare de căldură impus; sau alte restricții similare;
- ➔ una (sau mai multe simultan) din performanțele mașinii impusă(e), de exemplu: randamentul/ coeficientul de performanță sau puterea mecanică generată/ consumată sau fluxul termic disponibil la sursa caldă / puterea frigorifică a mașinii termice / puterea termică a pompei de căldură, etc.

Funcție de **ipotezele modelului**, se pot considera diverse studii de caz:

- surse termice de tip termostat (ale căror temperaturi rămân constante pe toată durata funcționării mașinii termice);
- surse termice cu capacități finite (ale căror temperaturi variază în timpul procesului de transfer de căldură între agentul sursei și cel din mașina termică);
- natura legilor de transfer de căldură la cele două surse – liniare sau generalizate de tip convectiv sau radiativ;
- natura legii de variație a generării de entropie internă (constantă, liniară cu diferența de temperatură a agentului de lucru din mașină între cele două extreme, logaritmică de raportul celor două temperaturi, etc).

Funcție de cele menționate anterior (ipotezele considerate, combinațiile de restricții impuse, legile de transfer, de variație a generării de entropie, etc), se pot genera o multitudine de cazuri de studiat, pentru fiecare tip de mașină termică considerată (motor, mașină frigorifică sau pompă de căldură).

Menționez că toate calculele au fost efectuate prin elaborarea unor programe de calcul complexe în MATLAB. De asemenea, s-a lucrat într-o formă adimensională pentru a minimiza propagarea erorilor de calcul și a încerca o generalizare a modelului în ceea ce privește mărimea/gabaritul mașinii studiate.

În descrierea fiecărui caz studiat, se vor menționa toate detaliile luate în considerare, ipoteze, restricții, etc, precum și procedura de adimensionalizare utilizată.

3.2. MTSO-2 aplicat motoarelor termice

În cazul aplicării modelului pentru studiul și optimizarea motoarelor termice, se pot lua în considerare următoarele cazuri de restricții impuse: valoare impusă a randamentului termic al motorului, generarea de entropie internă impusă de construcția mașinii (prin una din cele trei legi de variație amintite anterior), puterea mecanică produsă, puterea termică primită de la sursa caldă și toate combinațiile lor.

Considerând și toate combinațiile posibile de legi de transfer de căldură (liniare, generalizate de tip convectiv sau radiativ) pentru fiecare din cele două surse termice, ne putem închipui câte cazuri pot fi generate.

3.2.1. *Surse-termostat, legi liniare de transfer termic, fără pierderi termice între surse*

Cazul cel mai simplu din punct de vedere al complexității modelului matematic și al ipotezelor de calcul este cel în care sursele termice sunt considerate de tip termostat, fără pierderi termice între ele, iar legile de transfer de căldură între agentul sursei și agentul de lucru din mașină sunt liniare, caz ce va fi prezentat în continuare.

În Fig. 3.1 este reprezentat un astfel de ciclu, cu particularizare pentru ciclul motor Carnot ireversibil.

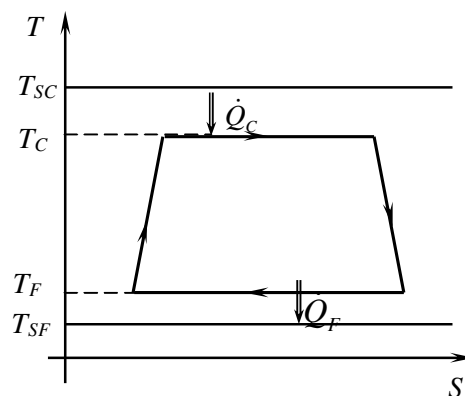


Fig. 3.1. Reprezentarea ciclului motor Carnot ireversibil fără pierderi termice între sursele de căldură.

Toate procesele sunt considerate ireversibile. Dacă pentru cele două procese adiabate ireversibilitatea este considerată prin generarea de entropie internă, pentru cele două procese izoterme ireversibilitatea apare prin transferul de căldură la diferență finită între agenți.

3.2.1.1. Ipoteze de studiu ale modelului

- Pentru simplificare, se presupune că procesele de transfer de căldură de la surse la agentul de lucru al mașinii sunt de așa natură încât temperaturile celor două surse rămân constante (ipoteza 1); fiecare sursă este considerată ca fiind un termostat.
- De asemenea, se consideră cazul unui regim staționar (permanent) de funcționare (ipoteza 2), de obicei acesta fiind chiar regimul nominal al mașinii.
- Ipoteza 3 corespunde naturii legilor de transfer de căldură la contactul dintre sursele de căldură și agentul de lucru al mașinii, și anume: fluxul de căldură transferat de la sursă la agent, cazul sursei calde sau invers, cazul sursei reci, depinde doar de temperaturile sursei și agentului de lucru:

$$\dot{Q} = UA \cdot f(T, T_s) \quad (3.1)$$

unde: UA reprezintă conductanța termică a contactului respectiv, T este temperatura agentului de lucru al mașinii, T_s este temperatura sursei.



Țin să subliniez faptul că această scriere este datorată considerării diferențelor finite de temperatură între gaz și sursă, implicat a unor suprafețe finite de transfer de căldură și deci, a unor timpi finiți de contact cu sursele. Din acest punct de vedere, metoda se încadrează în clasa metodelor din Termodinamica în Timp Finit.

Convenția termodinamică cu privire la valorile pozitive și negative ale mărimilor studiate este cea potrivit căreia lucrul mecanic produs de sistem precum și căldura primită de acesta se consideră a fi mărimi pozitive.

Pentru studiul unei mașini endoreversibile nu se poate vorbi de generare de entropie internă, iar cea externă este datorată numai ireversibilităților cauzate de procesele de transfer de căldură între surse și agent. În schimb, pentru o mașină endoîreversibilă aproximația folosită des în literatură [64] presupune că generarea de entropie internă este:

- ⌚ fie constantă $\dot{S}_i = ct$;
- ⌚ fie o funcție liniară de temperatură;
- ⌚ sau chiar proporțională cu $\ln \frac{T_C}{T_F}$,

unde indicele C corespunde părții calde, iar F părții reci a mașinii.

Într-un mod mai general, se poate exprima generarea de entropie internă ca fiind o funcție de cele două temperaturi, T_C și T_F :

$$\dot{S}_i = g(T_C, T_F) \quad (3.2)$$

Această funcție rămâne a fi determinată experimental sau stabilită pe cale teoretică pe baza unei analize entropice.

3.2.1.2. **Relații matematice fundamentale ale modelului**

Modelul de analiză prezentat se bazează pe două instrumente fundamentale și puternice, și anume expresiile matematice ale principiilor I și al II-lea ale termodinamicii. Corespunzător ipotezelor prezentate anterior, expresia matematică a principiului I al termodinamicii pentru o mașină termică este:

$$P = \dot{Q}_C + \dot{Q}_F \quad (3.3)$$

în care: P este puterea mecanică produsă de mașină;

\dot{Q}_C este fluxul termic schimbat la partea caldă a mașinii;

\dot{Q}_F este fluxul termic schimbat la partea rece a mașinii, având semnul negativ.

Principiul al II-lea al termodinamicii poate fi exprimat matematic în două moduri, funcție de sistemul considerat. Dacă se consideră doar cazul unei mașinii endoîreversibile, atunci principiul II este aplicat ciclului pe care agentul de lucru al mașinii îl parcurge:

$$\frac{\dot{Q}_C}{T_C} + \frac{\dot{Q}_F}{T_F} + \dot{S}_i = 0 \quad (3.4)$$

în care T_C reprezintă temperatura agentului de lucru la partea caldă a mașinii;

T_F reprezintă temperatura agentului de lucru la partea rece a mașinii;

\dot{S}_i este generarea de entropie internă datorată ireversibilităților interne ale mașinii.

Dacă vom considera sistemul ca fiind întregul ansamblu format din mașina studiată și cele două surse termice, atunci expresia matematică a principiului al II-lea este:

$$\frac{\dot{Q}_C}{T_{SC}} + \frac{\dot{Q}_F}{T_{SF}} + \dot{S}_T = 0 \quad (3.5)$$

în care T_{SC} reprezintă temperatura sursei calde a mașinii;

T_{SF} reprezintă temperatura sursei reci a mașinii;

\dot{S}_T este generarea de entropie totală.

În această relație s-a considerat, conform ipotezelor făcute, că toată căldura ce se transferă între agentul din ciclu și agenții surselor se transferă integral, fapt pentru care în locul fluxurilor transferate de către surse apar fluxurile transferate către agentul din mașină (lipsa indicelui S din notația fluxurilor de căldură).

Combinând cele două expresii ale principiului al II-lea se obține generarea de entropie totală astfel:

$$\dot{S}_T = \dot{S}_i + \dot{Q}_C \left(\frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_{SC}} \right) + \dot{Q}_F \left(\frac{1}{T_F} - \frac{1}{T_{SF}} \right) \quad (3.6)$$

de unde se observă că generarea de entropie totală este întotdeauna suma a trei contribuții pozitive: generarea de entropie internă și cele două generări de entropie datorate proceselor de transfer de căldură dintre cele două surse termice și agentul de lucru al mașinii. Pentru o mașină endoreversibilă, \dot{S}_T se limitează doar la ultimii doi termeni (ireversibilitățile datorate transferului de căldură la surse).

Stabilirea relației analitice pentru generarea de entropie internă este dificilă; în literatură se folosesc următoarele aproximații [64]:

- a) constantă: $\dot{S}_i = ct$;
- b) lege de variație liniară cu temperatura: $\dot{S}_i = ct \cdot (T_C - T_F)$;
- c) lege de variație logaritmică cu temperatura: $\dot{S}_i = ct \cdot \ln \frac{T_C}{T_F}$.

De asemenea, fluxurile de căldură schimbate de motor cu exteriorul sunt de tip liniar în acest caz:

$$\dot{Q}_C = (UA)_C (T_{SC} - T_C); \quad \dot{Q}_F = (UA)_F (T_{SF} - T_F) \quad (3.8)$$

Randamentul termic al motorului este:

$$\eta = \frac{P}{\dot{Q}_C} \quad (3.9)$$

3.2.1.3. Adimensionalizarea problemei



Prin analogie cu numărul de unități de transfer termic, care se definește ca fiind raportul între conductanța termică și capacitatea termică minimă dintre cei doi agenți care participă în procesul de transfer de căldură:

$$NTC = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (3.10)$$

se introduce noțiunea de **criteriu de evaluare a transferului de căldură** pe care îl definim astfel:

$$CTQ = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\text{agent_ciclu}}} \quad (3.11)$$

datorită existenței unei necesități ingineresti de a avea o astfel de limitare și datorită faptului că definiția *NTC* nu permite utilizarea acestui factor în anumite condiții. Sunt cazuri în care *CTQ* este chiar *NTC* (cazul în care agentul din ciclu are capacitatea termică minimă în raport cu cei doi agenți ai celor două surse de căldură). Trebuie menționat faptul că introducerea acestui criteriu este făcută pentru cazul unui motor ce funcționează cu un agent de lucru gazos ce nu își schimbă faza, cazul motorului considerat.

Alegem ca adimensionalizarea să fie făcută în raport cu criteriul de evaluare a transferului de căldură al sursei calde, CTQ_C , și temperatura sursei reci, T_{SF} .

Se utilizează următorii parametri și variabile adimensionale:

- criteriul de evaluare a transferului de căldură al celor două surse:

$$CTQ_C = \frac{(UA)_C}{(\dot{m}c_p)_{\text{agent_ciclu}}}; \quad CTQ_F = \frac{(UA)_F}{(\dot{m}c_p)_{\text{agent_ciclu}}} \quad (3.12)$$

cu următoarea restricție impusă de limitarea transferului de căldură:

$$CTQ_T = CTQ_C + CTQ_F \quad (3.13)$$

- raportul temperaturilor față de temperatura sursei reci:

$$\theta_{SC} = \frac{T_{SC}}{T_{SF}}; \quad \theta_C = \frac{T_C}{T_{SF}}; \quad \theta_F = \frac{T_F}{T_{SF}} \quad (3.14)$$

- fluxurile energetice adimensionalizate:
pentru sursa caldă

$$\tilde{q}_C = \frac{\dot{Q}_C}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu} T_{SF}} = CTQ_C (\theta_{SC} - \theta_C) \quad (3.15)$$

pentru sursa rece

$$\tilde{q}_F = \frac{\dot{Q}_F}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu} T_{SF}} = CTQ_F (1 - \theta_F) = (CTQ_T - CTQ_C)(1 - \theta_F) \quad (3.16)$$

pentru puterea termică

$$\tilde{w} = \frac{P}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu} T_{SF}} = \tilde{q}_C \eta \quad (3.17)$$

- generarea de entropie internă și totală adimensionale:

$$\tilde{s}_i = \frac{\dot{S}_i}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu}} ; \quad \tilde{s}_T = \frac{\dot{S}_T}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu}} \quad (3.18)$$

Conform convenției de semne adoptată și schemei de principiu a motorului, $T_{SF} < T_F < T_C < T_{SC}$, ceea ce impune următoarele restricții:

$$1 = \theta_{SF} < \theta_F < \theta_C < \theta_{SC} ; \quad (3.19)$$

$$\dot{q}_C > 0 \quad ; \quad \dot{q}_F < 0 \quad ; \quad \dot{w} > 0 \quad ; \quad \dot{s}_i > 0$$

Aceste restricții vor fi întotdeauna valabile pentru orice motor termic studiat, indiferent de prezența vreunei alte restricții impuse de utilizator sau de construcția mașinii.

3.2.1.4. Studii de caz

Se pot analiza următoarele cazuri:

- A) studiul funcțiilor obiectiv menționate anterior în cazul în care singura restricție impusă (în afara celor impuse de funcționarea fizică a motorului) este valoarea randamentului termic al motorului, η ;
- B) studiul funcțiilor obiectiv în cazul în care avem două restricții impuse, și anume: valoarea randamentului termic, η , dar și generarea de entropie internă, \dot{s}_i , impusă de construcția motorului, prin considerarea pe rând a celor trei posibilități – relațiile (3.7);
- C) studiul funcțiilor obiectiv menționate anterior în cazul în care singura restricție impusă (în afara celor impuse de funcționarea fizică a motorului) este valoarea puterii produse de motor, P ;
- D) studiul funcțiilor obiectiv în cazul în care avem două restricții impuse, și anume: valoarea puterii produse de motor, P , dar și generarea de entropie internă, \dot{s}_i , impusă de construcția motorului;
- E) studiul funcțiilor obiectiv menționate anterior în cazul în care singura restricție impusă (în afara celor impuse de funcționarea fizică a motorului) este valoarea puterii termice primite de la sursa caldă, \dot{Q}_C ;

F) studiul funcțiilor obiectiv în cazul în care avem două restricții impuse, și anume: valoarea puterii termice primite de la sursa caldă, \dot{Q}_C , dar și generarea de entropie internă, \dot{s}_i , impusă de construcția motorului;

G) combinații de câte două performanțe impuse;

H) combinații ale celor trei performanțe impuse; etc.

Datorită limitărilor de spațiu, voi prezenta în continuare o selecție din aceste cazuri, deși au fost studiate mai multe cazuri.

3.2.1.5. Randamentul termic impus

Acest caz în care randamentul motorului este considerat ca parametru, are relevanță practică în situația în care motorul este în funcționare continuă, astfel că este de dorit în regim economic.

Se aleg valori potrivite pentru parametrii modelului: $CTQ_T = 2$; $\theta_{SC} = 5$; $\eta = 0,32$. Valorile randamentului termic sunt alese astfel încât să fie pozitive și mai mici decât cele ale randamentului ciclului Carnot funcționând între aceleași temperaturi: $0 < \eta < \eta_{CC} = 1 - \frac{1}{\theta_{SC}}$.

Variabilele rămân θ_C și CTQ_C , funcție de care se vor face reprezentările grafice și optimizările.

Se vor studia puterea produsă de motor, consumul de putere termică de la sursa caldă și generarea de entropie internă și totală funcție de parametrii impuși și de valorile variabilelor.

Se adimensionalizează relația matematică a principiului al II-lea al termodinamicii pentru a determina generarea de entropie internă. luând în.

În acest scop, din ecuația principiului I al termodinamicii, relația (3.3), prin considerarea expresiilor fluxurilor de căldură (3.8), se exprimă temperatura gazului la partea rece a mașinii:

$$T_F = T_{SF} + \frac{(UA)_C}{(UA)_F} (1 - \eta)(T_{SC} - T_C) \quad (3.20)$$

după care se adimensionalizează conform procedurii menționate anterior:

$$\theta_F = 1 + \frac{CTQ_C}{CTQ_T - CTQ_C} (1 - \eta)(\theta_{SC} - \theta_C) \quad (3.21)$$

Adimensionalizarea relației principiului al II-lea al termodinamicii aplicat ciclului în scopul determinării generării de entropie internă, prin înlocuirea expresiei θ_F funcție de variabilele considerate, CTQ_C și θ_C , conduce la:

$$\tilde{s}_i = CTQ_C (\theta_{SC} - \theta_C) \left[\frac{(1 - \eta)}{1 + \frac{CTQ_C}{CTQ_T - CTQ_C} (1 - \eta)(\theta_{SC} - \theta_C)} - \frac{1}{\theta_C} \right] \quad (3.22)$$

În mod similar se determină generarea de entropie totală:

$$\tilde{s}_T = CTQ_C (\theta_{SC} - \theta_C) \left(1 - \eta - \frac{1}{\theta_{SC}} \right) \quad (3.23)$$

Această dezvoltare matematică conduce la următoarele rezultate.

În Fig. 3.2 - Fig. 3.5 se poate observa că există o strânsă legătură între valorile θ_C , CTQ_C și \tilde{s}_i . Pentru fiecare valoare CTQ_C există o **valoare limită minimă** și un **interval de variație** permis pentru θ_C astfel încât cazul analizat să fie fizic posibil (impus de condiția $\tilde{s}_i > 0$). Această valoare de prag inferior pentru θ_C crește pe măsură ce valoarea lui CTQ_C crește. În mod similar, valoarea limită inferioară a lui CTQ_C crește pe măsură ce θ_C crește. Acest aspect este previzibil, având în vedere faptul că cu cât e mai mare suprafața de schimb de căldură la sursă, evidențiată de CTQ_C , cu atât temperatura agentului la partea caldă este mai mare. În urma unui studiu de sensibilitate realizat pentru valorile randamentului termic, s-a observat că valorile limită a variabilelor θ_C și CTQ_C sunt funcție de η , fiind mai ridicate pentru valori mai mari ale randamentului termic.

La limita extremă stângă, aceste curbe trec prin originea axelor. Acest lucru nu este însă vizibil pe grafice datorită condițiilor necesare rulării programului MATLAB și lucrului cu vectori nenuli.

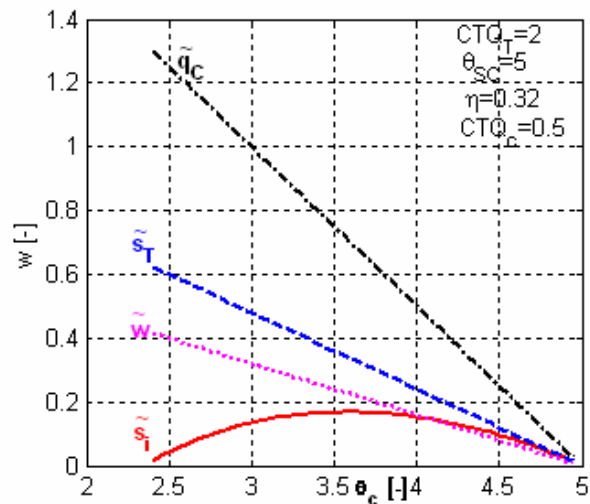


Fig. 3.2. Curbele de variație a fluxurilor energetice funcție de θ_C pentru $CTQ_C=0,5$ – cazul η impus.

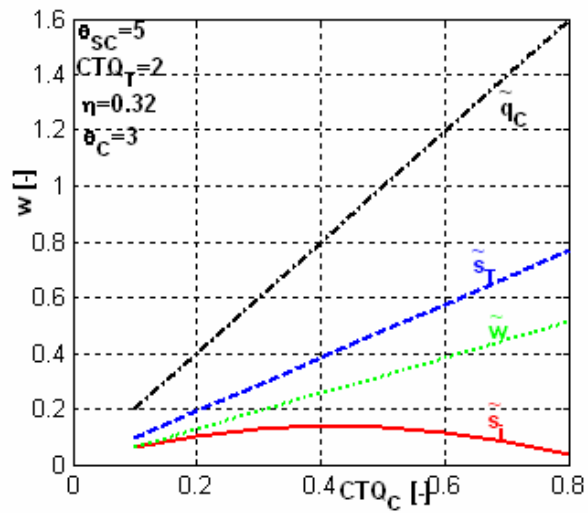


Fig. 3.3. Curbele de variație a fluxurilor energetice funcție de CTQ_c pentru $\theta_c = 3$ – cazul η impus.

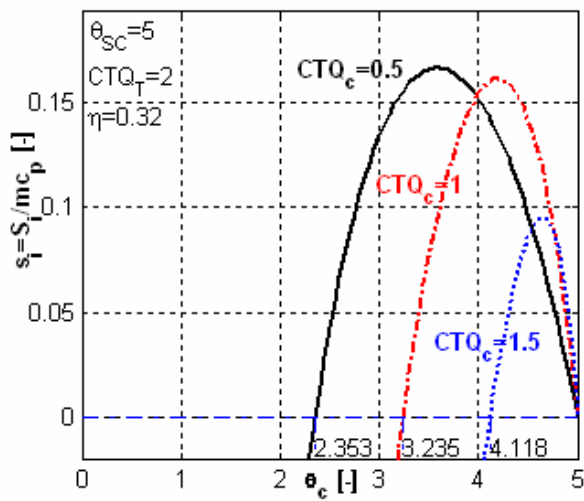


Fig. 3.4. Variația generării de entropie internă funcție de θ_c și CTQ_c ; limitarea valorilor θ_c fizic posibile – cazul η impus.

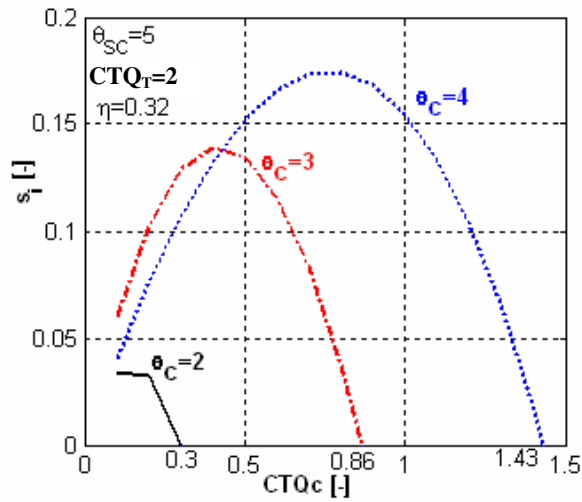


Fig. 3.5. Variația generării de entropie internă funcție de CTQ_c și θ_c ; limitarea valorilor CTQ_c fizic posibile – cazul η impus.

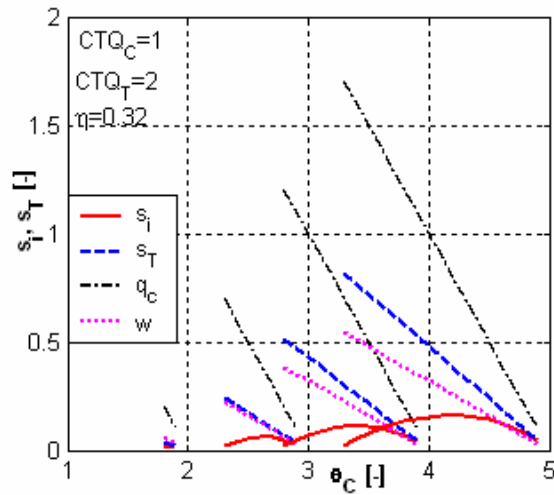


Fig. 3.6. Variația generării de entropie internă și totală și a fluxurilor energetice funcție de θ_c ; domeniul de variație fizic posibil; studiu de sensibilitate în raport cu randamentul motorului – cazul η impus.

Tabel 3.1. Dependența valorilor fizic posibile pentru θ_c de θ_{sc} .

θ_{sc}	$\theta_{c,coresp}$	$\tilde{s}_{i,max}$	$\tilde{s}_{T,coresp}$
2	1,9	0,011	0,018
3	2,6	0,06	0,1387
4	3,4	0,113	0,258
5	4,2	0,1619	0,384

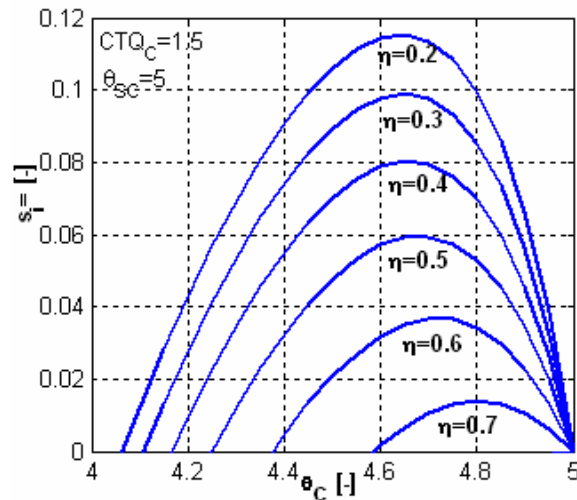


Fig. 3.7. Variația generării de entropie internă funcție de θ_C ; domeniul de variație fizic posibil; studiu de sensibilitate în raport cu randamentul motorului – cazul η impus.

În Fig. 3.2 și Fig. 3.3 se poate observa că puterea produsă maximă se obține pentru valori θ_C scăzute și CTQ_C ridicate. Când generarea de entropie totală are valori minime, nu există nici ireversibilități, dar nu se produce nici efect util important. Modul de variație a generării de entropie internă și totală corelat cu variația fluxurilor energetice sugerează alegerea punctului de funcționare al mașinii mai aproape de $\tilde{s}_T = \max$, dacă interesul îl constituie puterea produsă de mașină.

Am efectuat două studii de sensibilitate, unul în raport cu temperatura adimensională a sursei calde - Fig. 3.6 – și unul în raport cu randamentul termic al motorului - Fig. 3.7. Din aceste figuri se remarcă faptul că o temperatură mai ridicată la sursa caldă implică schimburi energetice mai substanțiale, dar și generarea de entropie crește pe măsură. De asemenea, limita inferioară a temperaturii gazului în contact cu sursa caldă (θ_C) crește pe măsură ce θ_{SC} crește. O altă observație importantă ar fi legată de domeniul de valori posibile pe care le poate lua θ_C ; acesta este cu atât mai larg cu cât temperatura sursei calde este mai mare.

În ceea ce privește efectele randamentului motorului asupra domeniului de valori posibile pentru θ_C , acesta din urmă scade cu cât randamentul crește - Fig. 3.7. Se observă că un randament de 70% se poate atinge doar dacă temperatura adimensională a gazului în contact cu sursa caldă variază foarte aproape de 4,6, iar 80% se atinge atunci când temperatura gazului se apropie foarte tare de cea a sursei calde. Cu alte cuvinte, regăsim randamentul ciclului Carnot dacă temperatura gazului este egală cu cea a sursei.

Rezultatele obținute erau previzibile.

3.2.1.6. Randamentul termic și generarea de entropie internă impuse

În acest caz, parametrii modelului de analiză sunt: $CTQ_T = 2$; $\theta_{SC} = 5$; $\eta = 0,32$ (cu aceleași precizări de alegere ca pentru cazul anterior); $\tilde{s}_i = 0,01$ (cazul a) – constantă) sau

$\tilde{s}_i = \tilde{s}'(\theta_C - \theta_F)$ (cazul b) – variație liniară cu temperatura) în care \tilde{s}' reprezintă o constantă ($\tilde{s}'=0,01$). Această ultimă relație provine din adimensionalizarea relației (3.7)-b) scrisă sub forma: $\dot{S}_i = \dot{S}'(T_C - T_F)$ în care expresia adimensională a constantei \dot{S}' este $\tilde{s}' = \frac{\dot{S}' T_{SF}}{\dot{m} c_p}$ sau $\tilde{s}_i = \tilde{c} \ln \frac{\theta_C}{\theta_F}$ (cazul c) – variație logaritmică cu temperatura) în care \tilde{c} reprezintă o constantă ($\tilde{c}=0,01$). Această ultimă relație provine din adimensionalizarea relației (3.7)-c) scrisă sub forma: $\dot{S}_i = \dot{c} \ln \frac{T_C}{T_F}$ în care expresia adimensională a constantei \dot{c} este $\tilde{c} = \frac{\dot{c}}{\dot{m} c_p}$.

Spre deosebire de cazul precedent, impunerea unei valori sau respectiv a unei legi de variație pentru generarea de entropie internă se determină din relațiile (3.7):

a) o ecuație de gradul al doilea în θ_C pentru cazul în care \tilde{s}_i este constantă:

$$\begin{aligned} & \theta_C^2 [a_1(\tilde{s}_i - CTQ_C) - (1-\eta)CTQ_C] + \\ & \theta_C [CTQ_C \theta_{SC} (1-\eta + 2a_1) + CTQ_C - \tilde{s}_i (1 + a_1 \theta_{SC})] - CTQ_C \theta_{SC} (1 + a_1 \theta_{SC}) = 0 \end{aligned} \quad (3.24)$$

b) o ecuație de gradul al treilea în θ_C pentru cazul în care \tilde{s}_i variază liniar cu temperatura:

$$\begin{aligned} & \theta_C^3 \cdot (-\tilde{s}' a_1)(1 + a_1) + \theta_C^2 [\tilde{s}'(1 + 2a_1)(1 + a_1 \theta_{SC}) + CTQ_C (1 - \eta + a_1)] + \\ & + \theta_C [(1 + 2a_1 \theta_{SC})(-\tilde{s}' - CTQ_C) - \tilde{s}' a_1^2 \theta_{SC}^2 - \theta_{SC} CTQ_C (1 - \eta)] + \\ & + \theta_{SC} CTQ_C (1 + a_1 \theta_{SC}) = 0 \end{aligned} \quad (3.25)$$

c) o ecuație transcendentă în θ_C pentru cazul în care \tilde{s}_i variază logaritmic cu temperatura:

$$\tilde{c} \ln \frac{\theta_C}{1 + a_1(\theta_{SC} - \theta_C)} = CTQ_C (\theta_{SC} - \theta_C) \left[\frac{(1-\eta)}{1 + a_1(\theta_{SC} - \theta_C)} - \frac{1}{\theta_C} \right] \quad (3.26)$$

unde am folosit notația: $a_1 = (1-\eta) \frac{CTQ_C}{CTQ_T - CTQ_C}$.

Așadar, valorile θ_C se calculează funcție de variabila CTQ_C .

Se poate observa cu ușurință că fiecare valoare a variabilei CTQ_C determină două sau trei valori (după caz) a variabilei θ_C . Se pune problema validării acestor valori; ele trebuie să îndeplinească condițiile impuse de restricțiile (3.19) și în plus:

- randamentul motorului să fie inferior randamentului ciclului Carnot funcționând între aceleași temperaturi:

$$\eta < \eta_{CC} = 1 - \frac{1}{\theta_{SC}} \quad (3.27)$$

- să fie îndeplinită condiția rezultată din combinarea principiului I și al II-lea, între η și θ_F , pentru fiecare caz de variație a generării de entropie internă:

cazul a)

$$\left. \begin{aligned} \eta < \eta_{CC} &= 1 - \frac{1}{\theta_{SC}} \\ \eta = \eta_{endorev} - \frac{\theta_F \tilde{s}_i}{\tilde{q}_C} &= 1 - \frac{\theta_F}{\theta_C} - \frac{\theta_F \tilde{s}_i}{\tilde{q}_C} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \theta_F > \frac{1}{\frac{\theta_{SC}}{\theta_C} + \frac{\tilde{s}_i \theta_{SC}}{\tilde{q}_C}} \quad (3.28)$$

cazul b)

$$\left. \begin{aligned} \eta < \eta_{CC} &= 1 - \frac{1}{\theta_{SC}} \\ \eta = \eta_{endorev} - \frac{\theta_F \tilde{s}'}{\tilde{q}_C} (\theta_C - \theta_F) &= 1 - \frac{\theta_F}{\theta_C} - \frac{\theta_F \tilde{s}'}{\tilde{q}_C} (\theta_C - \theta_F) \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow (\theta_C - \theta_F) \left(\frac{1}{\theta_C} - \frac{\theta_F \tilde{s}'}{\tilde{q}_C} \right) < 1 - \frac{1}{\theta_{SC}} \quad (3.29)$$

cazul c)

$$\left. \begin{aligned} \eta < \eta_{CC} &= 1 - \frac{1}{\theta_{SC}} \\ \eta = \eta_{endorev} - \frac{\theta_F \tilde{s}_i}{\tilde{q}_C} &= 1 - \frac{\theta_F}{\theta_C} - \frac{\theta_F \tilde{s}'}{\tilde{q}_C} \ln \frac{\theta_C}{\theta_F} \end{aligned} \right\} \Rightarrow 1 - \frac{\theta_F}{\theta_C} - \frac{\theta_F \tilde{s}'}{\tilde{q}_C} \ln \frac{\theta_C}{\theta_F} < 1 - \frac{1}{\theta_{SC}} \quad (3.30)$$

Din calculele efectuate au rezultat următoarele:

- în cazul ecuației de gradul al doilea, există două soluții reale pentru temperatura adimensionalizată a agentului termic la sursa caldă, θ_C , prima fiind însă foarte apropiată ca valoare de θ_{SC} , corespunzătoare sursei;
- în cazul ecuației de gradul al treilea, se obțin tot două soluții fizic posibile (reale și care să îndeplinească restricțiile impuse);
- în cazul ecuației transcendente, există tot două soluții fizic posibile.

Rezultate pentru cazul \tilde{s}_i constantă

Pentru cazul a) (\tilde{s}_i constantă) se obțin două soluții ale ecuației de gradul doi - Fig. 3.8. Se observă că una din soluții este caracterizată de o temperatură a gazului foarte apropiată de cea a sursei calde (apropierea de cazul exoreversibil). De asemenea, valori ridicate ale variabilei CTQ_C (care tind către CTQ_T) implică exoreversibilitatea, rezultat așteptat de altfel (suprafață mare de transfer de căldură).

Pentru fiecare dintre acestea, se verifică faptul că fluxurile energetice trec printr-un punct de optim: minim pentru prima soluție și maxim pentru a doua (Fig. 3.9 și Fig. 3.10) ceea ce conferă statutul de **regim de disipație minimă** primei soluții, respectiv, **regim de putere maximă** celei de-a doua soluții. Analitic am demonstrat (cu ajutorul metodei Lagrange) că pentru un regim ales (fie cel de disipație minimă, fie cel de putere maximă), cele trei optime corespund: analizând pe rând sistemul de ecuații, cu aceleași restricții, dar schimbând doar funcția obiectiv (putere produsă maximă, generare minimă de entropie totală, respectiv flux de căldură minim transferat de la sursa caldă), acesta (sistemul de ecuații) a condus la aceleași rezultat CTQ_C optim.

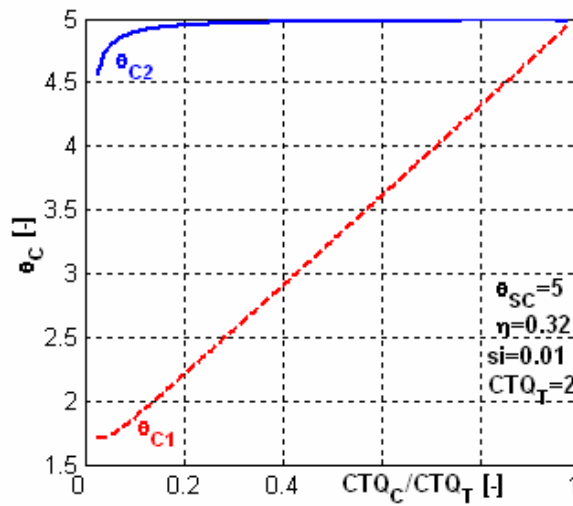


Fig. 3.8. Cele două soluții ale ecuației de gradul doi – cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

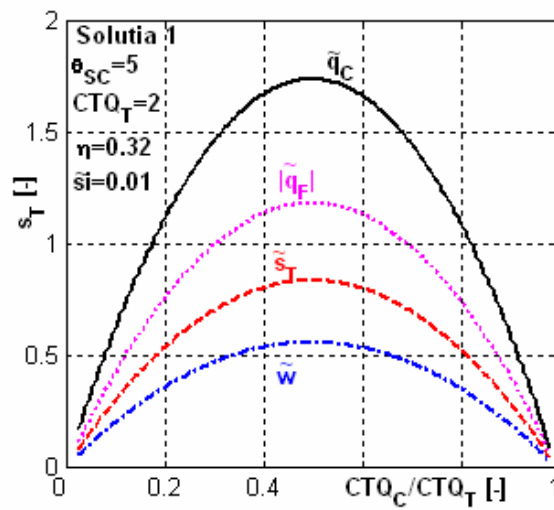


Fig. 3.9. Curbele de variație a fluxurilor energetice funcție de CTQ_c pentru prima soluție θ_c a ecuației de gradul doi – regim de putere maximă – cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

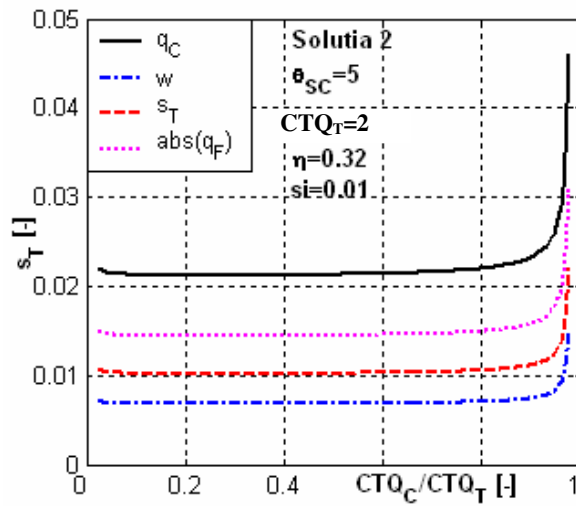


Fig. 3.10. Curbele de variație a fluxurilor energetice funcție de CTQ_C pentru cea de a doua soluție θ_C a ecuației de gradul doi – regim de disipație minimă – cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

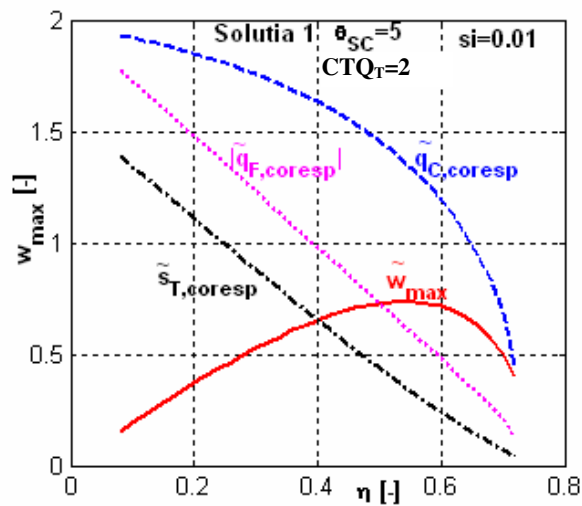


Fig. 3.11. Curbele de variație a fluxurilor energetice corespunzătoare puterii maxime pentru o valoare η impusă; studiu de sensibilitate în raport cu randamentul motorului – cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

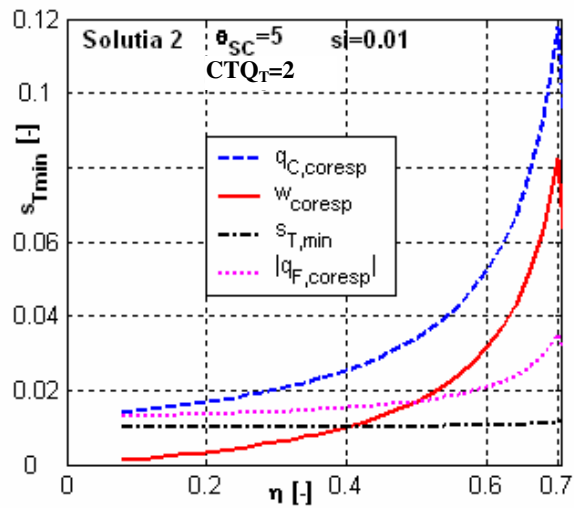


Fig. 3.12. Curbele de variație a fluxurilor energetice corespunzătoare generării minime de entropie totală pentru o valoare η impusă; studiu de sensibilitate în raport cu randamentul motorului – cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

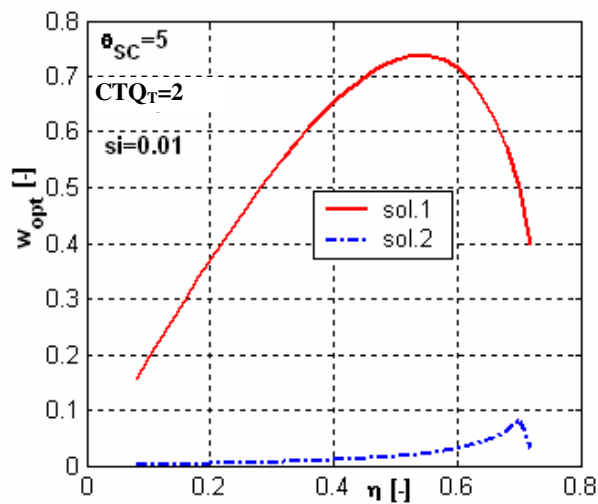


Fig. 3.13. Curbele de putere maximă, respectiv minimă pentru o valoare η impusă; studiu de sensibilitate în raport cu randamentul motorului – cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

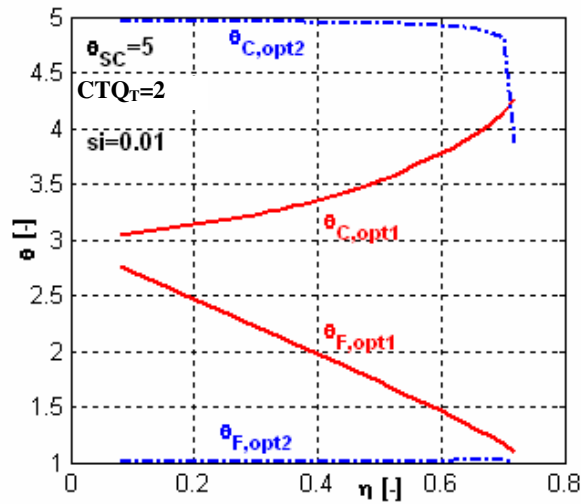


Fig. 3.14. Curbele de variație a temperaturilor adimensionale ale gazului la partea caldă, respectiv rece a mașinii, corespunzătoare valorilor extreme ale puterii produse pentru o valoare η impusă; studiu de sensibilitate în raport cu randamentul motorului η – cazul η impus , \tilde{s}_i constant.

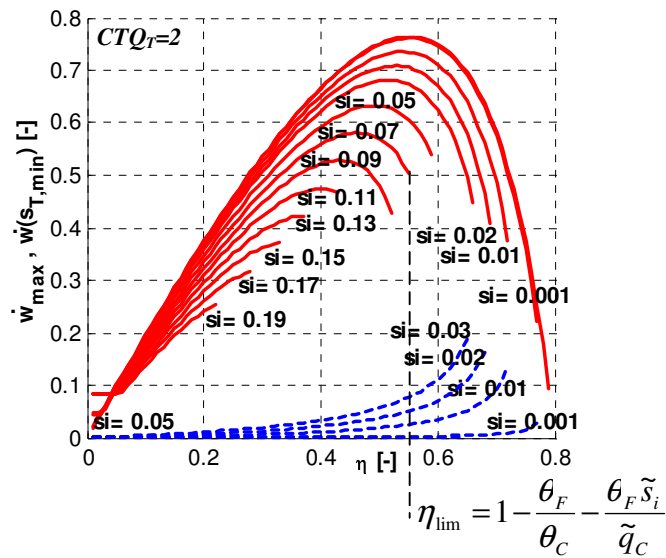


Fig. 3.15. Valorile extreme ale puterii motorului adimensionale pentru o valoare η impusă, funcție de randament – studiu de sensibilitate în raport cu generarea de entropie internă – cazul η impus , \tilde{s}_i constant.

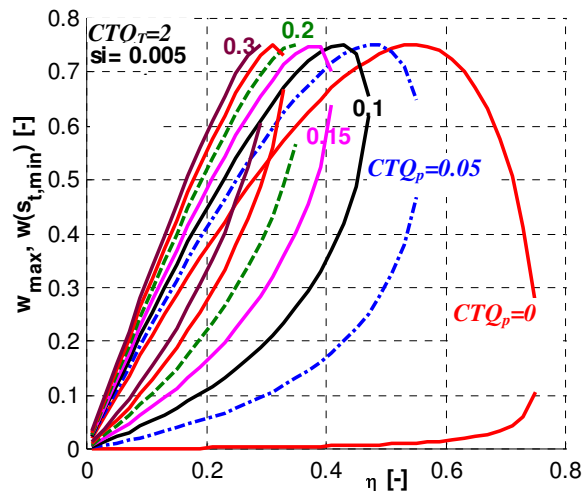


Fig. 3.16. Valorile extreme ale puterii motorului adimensionale, pentru o valoare η impusă, funcție de randament – studiu de sensibilitate în raport cu pierderile între surse – cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

Din Fig. 3.9 și Fig. 3.10 rezultă că pentru ambele regimuri anterior menționate randamentul termic al ciclului nu poate depăși valoarea de 0,7 pentru valorile menționate ale parametrilor.

Un studiu de sensibilitate în raport cu randamentul motorului pune în evidență în Fig. 3.11 punctul optim de funcționare sub aspect putere maximă – randament, respectiv generare de entropie totală. Astfel, rezultă chiar un palier optim, pentru $\eta \in (0,5 \div 0,6)$. Desigur că aceste valori ridicate ale randamentului sunt greu de realizat în realitate, regimul efectiv de funcționare situându-se relativ la valori $\eta \in (0,2 \div 0,4)$, unde însă, generarea de entropie totală este importantă.

Curbele din Fig. 3.12. fac dovada faptului că în condiții de disipație mică, care se apropie de funcționarea reversibilă a mașinii, fluxurile energetice prezintă valori foarte reduse, deci puterea produsă este nesemnificativă.



Graficul trasat în Fig. 3.13 prin reunirea celor două soluții – de putere maximă și de disipație minimă – este similar graficelor tip „buclă” binecunoscute în literatura de specialitate – vezi Fig. 1.16 [48].

În Fig. 3.15 se poate analiza influența generării de entropie internă asupra puterii motorului în ambele regimuri de funcționare. Cu cât aceasta este mai importantă, cu atât domeniul fizic posibil se restrânge pentru variabilele și performanțele posibile de atins ale motorului.



Este de remarcat aici faptul că acest tip de curbe nu este întâlnit în literatura de specialitate, reprezentând o noutate în acest domeniu.

Toate aceste rezultate numerice sunt interpretate împreună cu Fig. 3.14, curbele de variație a temperaturilor adimensionalizate ale gazului, la cele două părți ale mașinii (caldă și rece), corespunzătoare fiecărui punct optim din graficul anterior putere-randament.

În paragraful 3.2.2. unde prezint dezvoltarea pentru legi de transfer de căldură generalizate de tip convectiv cu luarea în considerare a pierderilor termice între cele două surse de căldură, se pot analiza mai multe studii de sensibilitate. Aici aș dori să insist asupra aceluia în raport cu aceste pierderi dintre surse. Considerarea lor generează curbe din ce în ce mai restrânse ca valori fizic posibile – Fig. 3.16. Asupra acestui fenomen voi reveni în paragraful respectiv.

Rezultate pentru cazul \tilde{s}_i liniar

Pentru cazul b) (\tilde{s}_i liniară) se obțin tot două soluții fizic posibile ale ecuației de gradul trei, dintre care una produce fluxuri energetice tot timpul crescătoare în raport cu CTQ_C , iar cealaltă este o soluție de putere maximă produsă, după cum se observă în Fig. 3.17 și Fig. 3.18. Aceasta din urmă sugerează că puterea maximă pentru un randament impus se obține atunci când conductanțele sunt egale la cele două surse ($CTQ_C = CTQ_F = 1$); se regăsește astfel un rezultat descoperit anterior de BEJAN [91]. Însă doresc să subliniez faptul că această echipartiție are lor numai în cazul în care sursa de entropie are valori foarte reduse. Când valorile generării de entropie internă sunt importante, echipartiția nu mai apare.

De asemenea, am reluat aceleași studii de sensibilitate ca și pentru cazul anterior (generare de entropie internă constantă). Exemplific cu studiul de sensibilitate în raport cu randamentul motorului - Fig. 3.19 și cel în raport cu randamentul și generarea de entropie internă - Fig. 3.20.

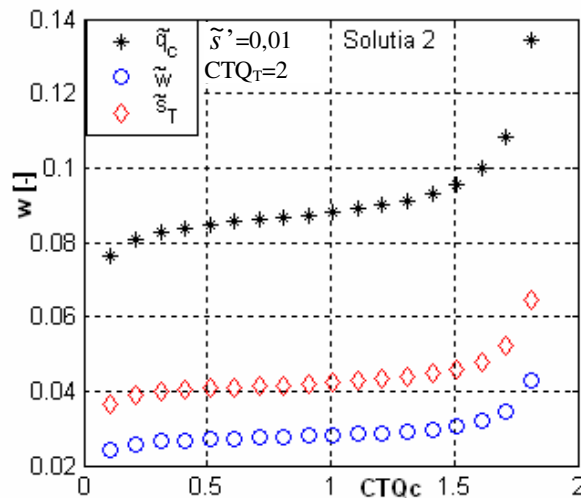


Fig. 3.17. Curbele de variație a fluxurilor energetice corespunzătoare primei soluții fizic posibile – cazul η impus, \tilde{s}_i liniar.

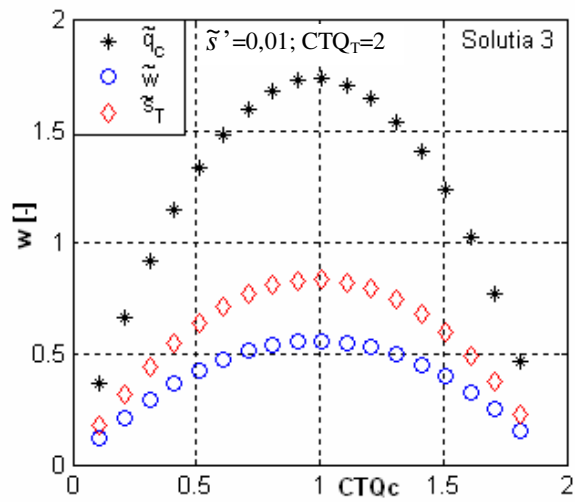


Fig. 3.18. Curbele de variație a fluxurilor energetice corespunzătoare celei de a doua soluții fizice posibile – cazul η impus, \tilde{s}_i liniar.

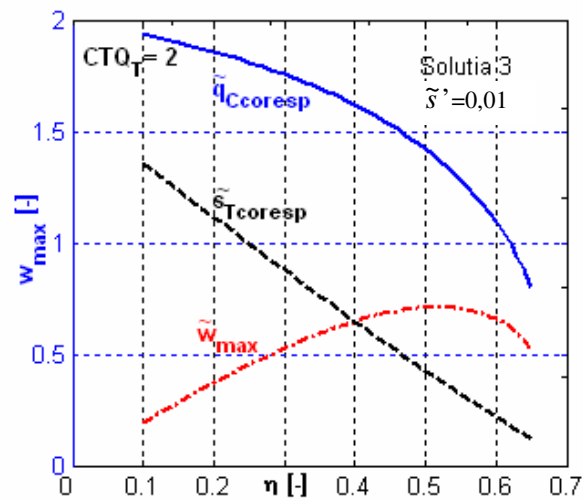


Fig. 3.19. Curbele de variație a fluxurilor energetice corespunzătoare puterii maxime; studiu de sensibilitate în raport cu randamentul motorului – cazul η impus, \tilde{s}_i liniar.

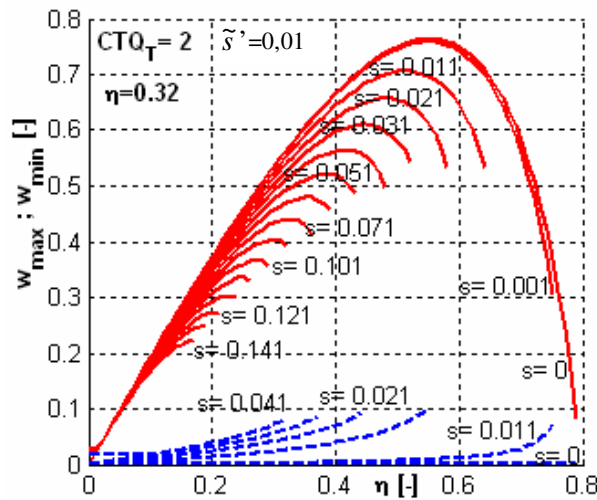


Fig. 3.20. Puterea motorului dimensională funcție de randament – studiu de sensibilitate în raport cu generarea de entropie internă; cazul η impuls, \tilde{s}_i liniar.

Spre deosebire de cazul anterior discutat, se observă din compararea Fig. 3.20 cu Fig. 3.15 faptul că valoarea maximă a puterii se atinge pentru valori ușor mai reduse ale randamentului și această valoare este și ea ușor inferioară celei obținute pentru cazul \tilde{s}_i constant.

De asemenea, valoarea limită a randamentului este mult scăzută pentru aceeași valoare a constantei din expresia \tilde{s}_i . Dacă comparăm Fig. 3.15 și Fig. 3.20 pentru o aceeași valoare a constantei din expresia lui \tilde{s}_i (de exemplu 0,11), observăm că în cazul considerării \tilde{s}_i constant (cazul a) - Fig. 3.15) valoarea limită a randamentului nu poate depăși 42%, iar puterea maximă adimensională 0,45, pe când în cazul b) - Fig. 3.20, acesta este inferior valorii de 22%, iar puterea maximă adimensională 0,32.

Se mai observă existența aceluiași palier între 0,5 și 0,6 pentru valorile randamentului, pentru care puterea maximă produsă prezintă un maxim maximorum, la aceleași valori ca și pentru cazul anterior, însă aceste valori limită depind de generarea de entropie (pe lângă temperaturi, etc) - Fig. 3.20.

Rezultate pentru cazul \tilde{s}_i logaritmice

Cazul c) (\tilde{s}_i logaritmice) produce tot două soluții fizic posibile ale ecuației transcendente, din care una produce fluxuri energetice tot timpul crescătoare în raport cu CTQ_C , iar cealaltă este o soluție de putere maximă produsă, după cum se observă în Fig. 3.21 și Fig. 3.22.

Dintr-un studiu de sensibilitate similar, se observă același palier pentru fluxurile optime maxime în raport cu randamentul motorului și același afect de maxim maximorum ca și la cazurile anterioare - Fig. 3.23.

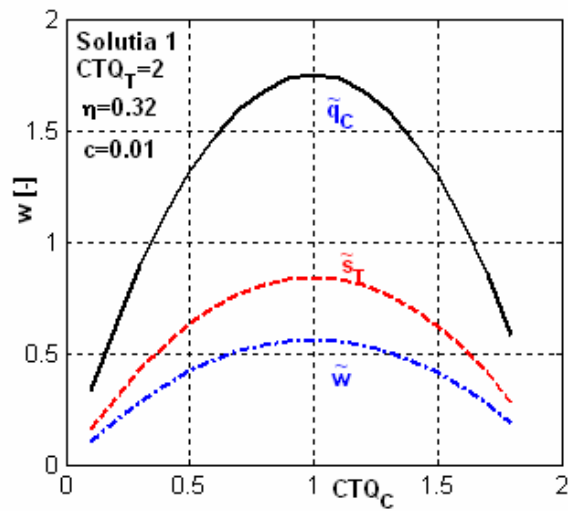


Fig. 3.21. Curbele de variație a fluxurilor energetice corespunzătoare primei soluții fizic posibile – cazul η impuls, \tilde{s}_i logaritmice.

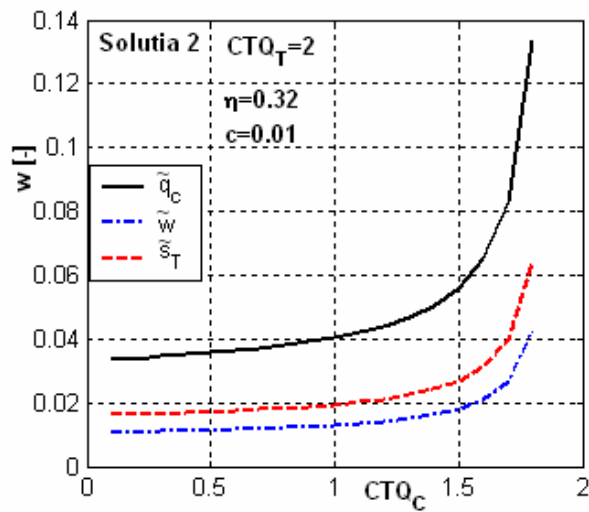


Fig. 3.22. Curbele de variație a fluxurilor energetice corespunzătoare celei de a doua soluții fizic posibile – cazul η impuls, \tilde{s}_i logaritmice.

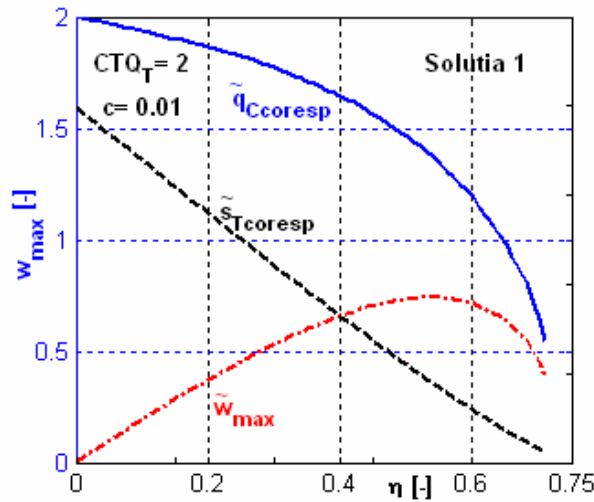


Fig. 3.23. Curbele de variație a fluxurilor energetice corespunzătoare puterii maxime; studiu de sensibilitate în raport cu randamentul motorului – cazul η impus, \tilde{s}_i logaritmice.

3.2.1.7. **Puterea produsă de motor impusă**

De această dată, puterea adimensională produsă de motor devine parametru. Este cazul practic al decolării unui avion sau al unei mașini motoare ce necesită putere constantă în timpul funcționării.

Dezvoltările analitice prezentate în paragrafele 3.2.1.2. și 3.2.1.3. rămân valabile, cu singura observație că variabilele și performanțele motorului sunt exprimate funcție de puterea adimensională în locul randamentului. Astfel, obținem pentru generarea de entropie internă expresia:

$$\tilde{s}_i = -\frac{\tilde{q}_c}{\theta_c} - \frac{\tilde{q}_f}{\theta_f} = -\frac{\tilde{q}_c}{\theta_c} - (CTQ_T - CTQ_C) \left(\frac{1}{\theta_f} - 1 \right) \quad (3.31)$$

iar pentru generarea de entropie totală:

$$\tilde{s}_T = -\frac{\tilde{q}_c}{\theta_{sc}} - \tilde{q}_f = -\frac{\tilde{q}_c}{\theta_{sc}} - (CTQ_T - CTQ_C)(1 - \theta_f) \quad (3.32)$$

Condițiile pentru ca soluțiile analitice obținute să fie fizic valabile sunt cele prezentate în relațiile (3.19) și (3.27).

Rezultatele obținute pun în evidență limitele posibile de variație a valorilor variabilelor. De această dată am ales ca variabile cele două temperaturi adimensionale ale gazului și am exprimat CTQ_C funcție de acestea.

În Fig. 3.24 se poate analiza această limitare a valorilor temperaturilor adimensionalizate ale gazului de lucru din motor, atât pentru partea caldă a mașinii cât și pentru cea rece.

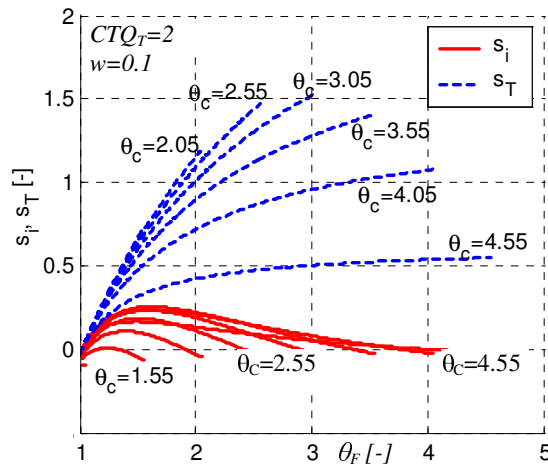


Fig. 3.24. Limitarea valorilor celor două temperaturi adimensionale ale gazului din motor – cazul \tilde{w} impus.

Din studiile realizate s-a observat că fluxurile de căldură scad pe măsură ce scad cele două temperaturi adimensionale ale gazului, ca de altfel și randamentul motorului, ceea ce era de așteptat.

Un caz mult mai practic este acela când se impune și generarea de entropie internă.

3.2.1.8. **Puterea produsă de motor și generarea de entropie internă impuse**

Ca și pentru cazul randament și generare de entropie internă impuse, s-au studiat cele trei legi de variație a \tilde{s}_i . Impunerea unei valori sau respectiv a unei legi de variație pentru generarea de entropie internă se determină din relațiile (3.7):

a) rezultă o ecuație de gradul al doilea în θ_C pentru cazul în care \tilde{s}_i este constantă:

$$\begin{aligned} & \theta_C^2 (CTQ_T - \tilde{s}_i) CTQ_C + \\ & + \theta_C [(CTQ_T - \tilde{s}_i) \tilde{w} + \tilde{s}_i CTQ_T + (\theta_{SC} - 1)(\tilde{s}_i CTQ_C - CTQ_C^2) - CTQ_T CTQ_C \theta_{SC} - CTQ_T CTQ_C] + \\ & + CTQ_C \theta_{SC} (CTQ_T - CTQ_C - \tilde{w} + CTQ_C \theta_{SC}) = 0 \end{aligned} \quad (3.33)$$

b) rezultă o ecuație de gradul al treilea în θ_C pentru cazul în care \tilde{s}_i variază liniar cu temperatura:

$$\begin{aligned}
 & \theta_c^3 (-\tilde{s}' CTQ_T CTQ_C) + \\
 & + \theta_c^2 [(CTQ_T + CTQ_C)(\tilde{s}' CTQ_T - \tilde{s}' CTQ_C - \tilde{s}' \tilde{w} + \tilde{s}' CTQ_C \theta_{sc})] + \\
 & + \theta_c \left[-\tilde{s}' (CTQ_T^2 + CTQ_C^2) + 2\tilde{s}' \tilde{w} (CTQ_T - CTQ_C + CTQ_C \theta_{sc}) + \right. \\
 & \left. + 2\tilde{s}' CTQ_T CTQ_C (1 - \theta_{sc}) + \tilde{s}' CTQ_C^2 \theta_{sc} (2 - \theta_{sc}) - \tilde{s}' \tilde{w}^2 + \tilde{w} CTQ_T \cdot \right. \\
 & \left. (CTQ_T - CTQ_C) - CTQ_C^3 (1 - \theta_{sc}) + CTQ_T CTQ_C (2CTQ_C - CTQ_T - CTQ_T \theta_{sc}) \right] + \quad (3.34) \\
 & + CTQ_T CTQ_C \theta_{sc} (-2CTQ_C + CTQ_T + CTQ_T \theta_{sc}) + \tilde{w} CTQ_C \theta_{sc} (CTQ_C - CTQ_T) + \\
 & + CTQ_C^3 \theta_{sc} (1 - \theta_{sc}) = 0
 \end{aligned}$$

c) rezultă o ecuație transcendentă în θ_c pentru cazul în care \tilde{s}_i variază logaritmic cu temperatura.

Așadar, valorile θ_c se calculează funcție de variabila CTQ_C .

Câteva rezultate sunt prezentate, selectiv, în Fig. 3.25 - Fig. 3.27.

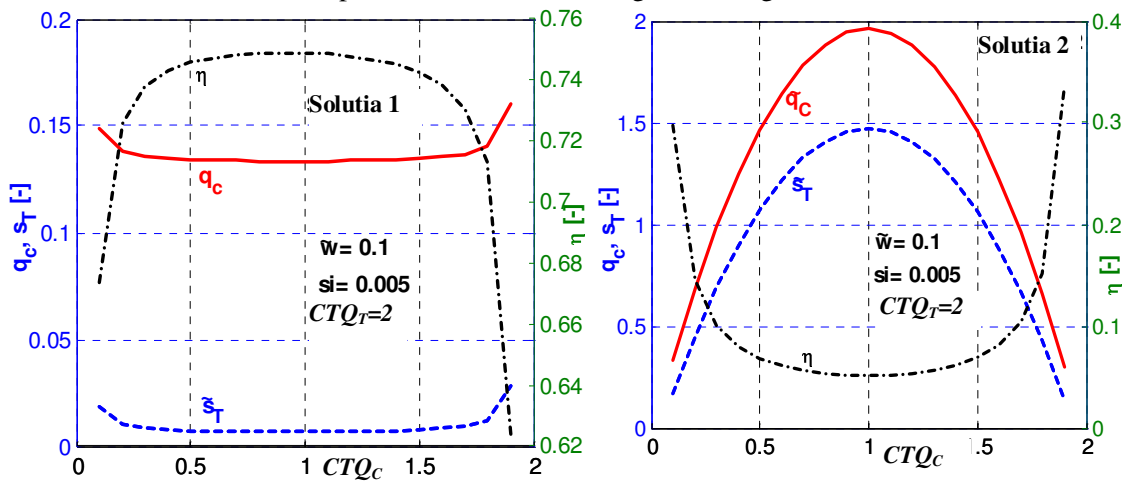


Fig. 3.25. Curbele de variație a fluxurilor energetice corespunzătoare celor două soluții fizic posibile – cazul \tilde{w} impus, \tilde{s}_i constant.

Din analiza Fig. 3.25 se observă faptul că soluția a doua nu generează un regim dorit de funcționare: randament minim și consum energetic la sursa caldă maxim, respectiv generare maximă de entropie totală, fapt pentru care numai prima soluție, cea care generează regimul de economicitate (randament maxim) se va reține.

Și aici se constată (analog cu Fig. 3.18) că randamentul maxim, de această dată, se obține pentru distribuția egală a celor două conductanțe (cu aceleași mențiuni legate de generarea de entropie internă).

Pentru cazul \tilde{s}_i liniar se obțin curbe de variație asemănătoare celor din Fig. 3.25, cu aceeași remarcă. Combinarea celor două soluții generează grafice cum sunt cele din Fig. 3.26 funcție de valorile \tilde{w} , zona superioară fiind de nedorit.

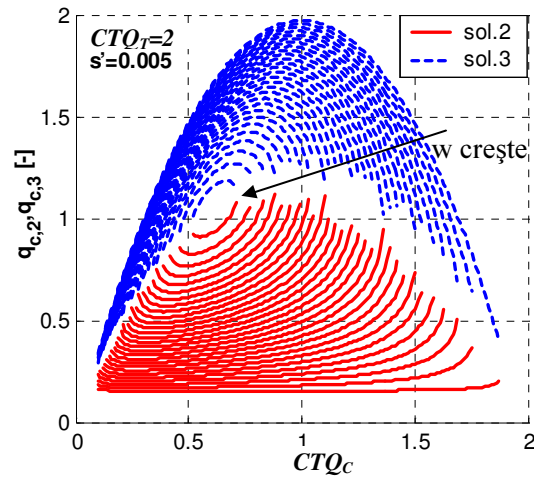


Fig. 3.26. Curbele de variație a fluxurilor energetice primite de la sursa caldă corespunzătoare celor două soluții fizic posibile; studiu de sensibilitate în raport cu \tilde{w} – cazul \tilde{w} impus, \tilde{s}_i liniar.

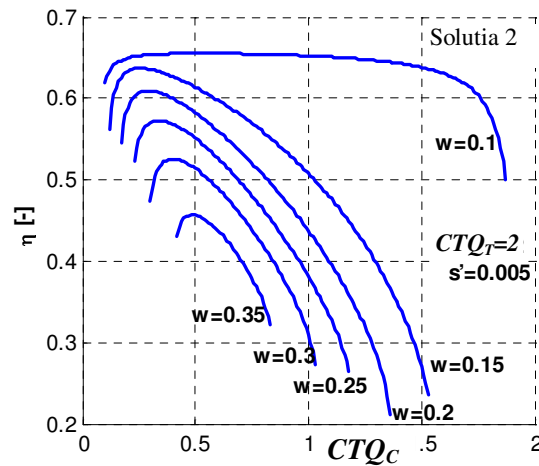


Fig. 3.27. Curbele de variație a randamentului motorului corespunzătoare soluției reținute; studiu de sensibilitate în raport cu \tilde{w} – cazul \tilde{w} impus, \tilde{s}_i liniar.

În Fig. 3.27 se evidențiază efectul impunerii puterii motorului asupra randamentului pentru regimul de funcționare de economicitate (randament maxim).

Rezultate absolut similare se obțin pentru cazul de variație logaritmică a \tilde{s}_i .

3.2.1.9. **Puterea termică generată de sursa caldă impusă**

Impunerea puterii termice eliberate de sursa caldă a motorului este cazul practic al limitării sursei de căldură disponibile pentru alimentarea motorului, de exemplu un motor solar.

Dezvoltarea analitică comportă același demers matematic. Relațiile analitice prezentate în paragrafele 3.2.1.2. și 3.2.1.3. rămân valabile, cu singura observație că variabilele și performanțele motorului sunt exprimate funcție de puterea termică adimensională \tilde{q}_c în locul randamentului. Astfel, obținem pentru generarea de entropie internă și totală expresiile (3.31), respectiv (3.32).

Condițiile pentru ca soluțiile analitice obținute să fie fizic valabile sunt cele prezentate în relațiile (3.19) și (3.27).

Rezultatele obținute pun în evidență limitele posibile de variație a valorilor variabilelor. Din lipsa spațiului voi comenta doar rezultatele grafice obținute pentru diverse studii de caz. Cu cât temperatura gazului la partea rece a mașinii este mai mare, cu atât generarea de entropie este mai mare, iar randamentul mai slab, ceea ce implică și producerea unei puteri mai mici.

3.2.1.10. Puterea termică generată de sursa caldă și generarea de entropie internă impuse

Impunerea unei valori sau respectiv a unei legi de variație pentru generarea de entropie internă determină din relația (3.7) același tip de ecuații prezentate pentru cazurile anterioare și același tip de curbe de variație.

Din analiza celor câteva rezultate prezentate rezultă în mod evident meritul modelului elaborat, care, deși simplu, pune în evidență limite admisibile de variație ale variabilelor și parametrilor modelului, modul de repartizare a suprafeței totale de schimb de căldură (impusă) între schimbătoarele de căldură de la cele două surse (prin intermediul CTQ), condiții de realizare ale regimurilor optime de funcționare ale mașinii, respectiv posibilitatea alegerii regimului de funcționare în funcție de obiectiv (putere, randament, generare de entropie – maxime/minime).

3.2.2. Surse-termostat, legi de transfer termic generalizate de tip convectiv, cu pierderi termice între surse

Acest studiu este realizat în principal pentru a observa influența legii de transfer de căldură la cele două surse termice. Acest aspect a mai fost studiat de ANGULO-BROWN et al [47], dar neținând cont de ireversibilitățile interne ale mașinii. Alte studii au fost publicate în literatura de specialitate, pentru un motor radiativ Carnot cu considerarea ireversibilităților interne [102] pentru care un criteriu ecologic de optimizare a fost ales [103], precum și pentru un motor Carnot ireversibil în care schimburile de căldură sunt descrise de legi de transfer generalizate de tipul $Q \sim (\Delta T)^m$ [104], [105].

În modelul matematic dezvoltat și prezentat în această teză de doctorat se vor considera două forme de legi de transfer de căldură neliniare (generalizate) și anume, de tip convectiv, având ca aplicații practice convecția naturală și fierberea, și de tip radiativ. Ireversibilitățile interne ale mașinii sunt în continuare luate în considerare prin intermediul generării de entropie internă. În general, în dezvoltările din literatura de specialitate, aceste ireversibilități sunt luate în considerare prin factorul de ireversibilitate [106], [107]. De

asemenea, generarea de entropie totală este introdusă prin aplicarea principiului al II-lea al termodinamicii întregului ansamblu ciclu-surse de căldură.

Rezultă astfel un model complet de optimizare a ciclului Carnot ireversibil ce pune în evidență regimuri optime de funcționare a mașinii studiate supuse diverselor restricții de natură dimensională sau funcțională.

3.2.2.1. Ipoteze de studiu ale modelului

Rămân valabile ipotezele specificate în paragraful 3.2.1.1. ; singura modificare apare asupra legilor de transfer termic la cele două surse de căldură. În acest paragraf, se va studia cea de tip convectiv, de forma:

$$\dot{Q} = UA(T_s - T)^n \quad (3.35)$$

În mod similar celor prezentate pentru legi de transfer de căldură liniare, generarea de entropie internă se poate exprima ca fiind o funcție de cele două temperaturi, T_C și T_F :

$$\dot{S}_i = g(T_C, T_F) \quad (3.36)$$

Studiul se va face pentru fiecare din cele trei tipuri de funcții g prezentate în paragraful anterior.

O îmbunătățire adusă modelului ar fi considerarea pierderilor ce apar între cele două surse de căldură – Fig. 3.1. În funcționarea reală a oricărui motor, între cele două surse apare o rezistență termică ce reprezintă de fapt pierderile termice globale între cele două surse.

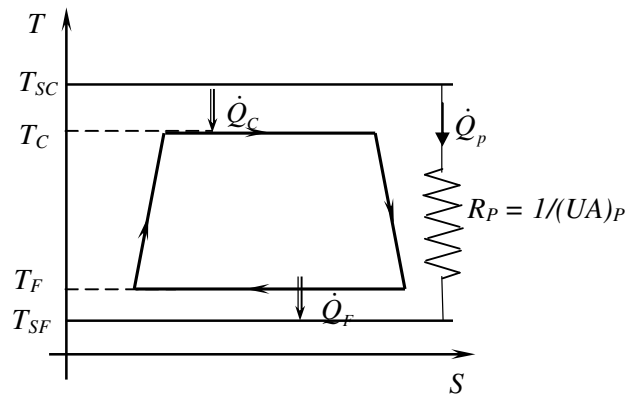


Fig. 3.28. Reprezentarea ciclului motor Carnot ireversibil cu pierderi termice între cele două surse de căldură.

3.2.2.2. Relații matematice fundamentale ale modelului

Expresiile principiului I și al II-lea ale termodinamicii aplicat la nivelul ciclului rămân aceleași – ecuațiile (3.3) și (3.4), însă aplicarea principiului al II-lea la nivelul întregului ansamblu va ține cont și de pierderile între cele două surse:

$$\frac{\dot{Q}_C + \dot{Q}_P}{T_{SC}} + \frac{\dot{Q}_F - \dot{Q}_P}{T_{SF}} + \dot{S}_T = 0 \quad (3.37)$$

Fluxurile de căldură schimbate de motor cu exteriorul sunt de tip generalizat convectiv, astfel:

$$\dot{Q}_C = (UA)_C (T_{SC} - T_C)^{n_C} ; \dot{Q}_F = (UA)_F (T_{SF} - T_F)^{n_F} (-1)^{n_F-1} \quad (3.38)$$

în care termenul $(-1)^{n_F-1}$ a fost introdus pentru a ține cont de semnul schimbului de căldură la sursa rece a motorului și anume, negativ indiferent de valoare exponentului legii de transfer termic, n_F .

Prin similaritate se exprimă și fluxul termic ce caracterizează pierderile între surse:

$$\dot{Q}_P = (UA)_P (T_{SC} - T_{SF})^{n_P} \quad (3.39)$$

În cele menționate anterior se consideră fluxul \dot{Q}_P pozitiv, dinspre sursa caldă spre cea rece.

3.2.2.3. Adimensionalizarea problemei

Pornind de la principiul stabilit pentru realizarea procedurii de adimensionalizare – ecuațiile (3.14) - (3.18), acestea se rescriu în condițiile date astfel:

- fluxurile energetice adimensionalizate pentru sursa caldă:

$$\begin{aligned} \tilde{q}_C &= \frac{\dot{Q}_C}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu} T_{SF}} = \frac{(UA)_C (T_{SC} - T_C)^{n_C}}{(\dot{m}c_p) T_{SF}} = \frac{(UA)_C \left(\frac{T_{SC} - T_C}{T_{SF}} \right)^{n_C} T_{SF}^{n_C}}{(\dot{m}c_p) T_{SF}} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \tilde{q}_C = CTQ_{C,gen} (\theta_{SC} - \theta_C)^{n_C} \end{aligned} \quad (3.40)$$

unde „generalizarea” a fost transferată criteriului de evaluare a transferului de căldură, care devine în aceste condiții:

$$CTQ_{C,gen} = \frac{(UA)_C T_{SF}^{n_C-1}}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu}} \quad (3.41)$$

- fluxurile energetice adimensionalizate pentru sursa rece, în mod similar:

$$\tilde{q}_F = \frac{\dot{Q}_F}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu} T_{SF}} = CTQ_{F,gen} (1 - \theta_F)^{n_F} (-1)^{n_F-1} \quad (3.42)$$

unde:

$$CTQ_{F,gen} = \frac{(UA)_F T_{SF}^{n_F-1}}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu}} \quad (3.43)$$

- pierderea termică între surse:

$$\tilde{q}_P = \frac{\dot{Q}_P}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu} T_{SF}} = CTQ_{P,gen} (\theta_{SC} - 1)^{n_P} \quad (3.44)$$

unde:

$$CTQ_{P,gen} = \frac{(UA)_P T_{SF}^{n_P-1}}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu}} \quad (3.45)$$

- puterea termică adimensională:

$$\tilde{w} = \frac{P}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu} T_{SF}} = (\tilde{q}_C + \tilde{q}_P) \eta \quad (3.46)$$

- generarea de entropie internă și totală adimensionale rămân neschimbate:

$$\tilde{s}_i = \frac{\dot{S}_i}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu}} ; \quad \tilde{s}_T = \frac{\dot{S}_T}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu}} \quad (3.47)$$

Metodologia de obținere a rezultatelor grafice este aceeași ca pentru cazul liniar.

3.2.2.4. **Randamentul termic și generarea de entropie internă impuse**

Pentru cazul în care randamentul termic al motorului este impus, se pot căuta două funcții obiectiv, și anume: maximizarea puterii produse de motor și respectiv, minimizarea generării de entropie totală din sistem. Tentația este de a le avea pe amandouă în același timp. Practica ne spune că acest lucru este imposibil. Dar oare există vreo legătură între puterea maximă produsă și valoarea corespunzătoare a generării de entropie? La acest lucru putem răspunde în urma aplicării *metodei multiplicatorilor LAGRANGE*.

Întrebarea își are rădăcinile în graficele prezentate în paragraful anterior, unde se poate observa o corelare între punctul optim al puterii produse și punctul optim corespunzător al generării de entropie totală. Oare acestea corespund chiar acelorași valori ale variabilelor?

Aplicarea metodei multiplicatorilor Lagrange

Lagrangianul asociat acestei probleme se scrie astfel:

$$L = FO + \lambda_1 C_1 + \lambda_2 C_2 \quad (3.48)$$

unde FO reprezintă funcția obiectiv aleasă, iar C este restricția impusă.

Valorile optime ale variabilelor modelului se obțin din rezolvarea următorului sistem de ecuații:

$$\left. \frac{\partial L}{\partial \text{variabila}} \right)_{1 \rightarrow n_variabile} = 0 ; \quad \frac{\partial L}{\partial \lambda_1} = 0 ; \quad \frac{\partial L}{\partial \lambda_2} = 0 \quad (3.49)$$

Urmează aplicarea acestei metode cazului studiat.

Din combinarea ecuațiilor (3.3) adimensionalizată cu (3.46) și luând în considerare expresiile fluxurilor de căldură generalizate – ecuațiile (3.40) și (3.42), rezultă:

$$CTQ_{C,gen}(\theta_{SC} - \theta_C)^{n_C} (1 - \eta) + CTQ_{F,gen} (1 - \theta_F)^{n_F} (-1)^{n_F - 1} - \eta CTQ_{P,gen} (\theta_{SC} - 1)^{n_P} = 0 \quad (3.50)$$

Prin generalizarea acestei ecuații rezultă **prima ecuație-restricție (C₁)**:

$$\boxed{(1 - \eta)CTQ_{C,gen}f + CTQ_{F,gen}\xi - \eta CTQ_{P,gen}\chi = 0} \quad (3.51)$$

unde s-au utilizat următoarele notații ale funcțiilor introduse:

$$\begin{aligned} f &= (\theta_{SC} - \theta_C)^{n_C} \\ \xi &= (1 - \theta_F)^{n_F} (-1)^{n_F - 1} \\ \chi &= (\theta_{SC} - 1)^{n_P} \end{aligned} \quad (3.52)$$

de unde se observă faptul că f este o funcție numai de θ_C , iar ξ este o funcție numai de θ_F .

În ecuația (3.51) se ia în considerare:

$$CTQ_{F,gen} = CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen} \quad (3.53)$$

Din considerarea expresiilor fluxurilor de căldură în ecuația principiul al II-lea aplicat ciclului, rezultă:

$$\frac{CTQ_{C,gen}(\theta_{SC} - \theta_C)^{n_C}}{\theta_C} + \frac{CTQ_{F,gen}(1 - \theta_F)^{n_F} (-1)^{n_F - 1}}{\theta_F} + \tilde{s}_i = 0 \quad (3.54)$$

în care se ține cont de funcțiile introduse de (3.52), rezultând **cea de a doua ecuație-restricție a sistemului (C₂)**:

$$\boxed{\frac{CTQ_{C,gen}f}{\theta_C} + \frac{CTQ_{F,gen}\xi}{\theta_F} + g = 0} \quad (3.55)$$

în care g este o funcție și de θ_C și de θ_F conform ecuației (3.36).

Funcția obiectiv – puterea produsă de motor

Considerăm acum prima din cele două funcții obiectiv enunțate anterior, pentru cazul impunerii randamentului termic al motorului:

$$\boxed{FO = \tilde{w} = \eta(\tilde{q}_C + \tilde{q}_P)} \quad (3.56)$$

Lagrangianul devine în acest caz:

$$\begin{aligned} & \eta CTQ_{C,gen} f + \eta CTQ_{P,gen} \chi + \\ & + \lambda_1 [(1-\eta)CTQ_{C,gen} f + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen})\xi - \eta CTQ_{P,gen} \chi] + \\ & + \lambda_2 \left[CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\xi}{\theta_F} + g \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.57)$$

Se calculează pe rând derivatele (3.49) pentru variabilele considerate ($CTQ_{C,gen}$, θ_C , θ_F):

$$\frac{\partial L}{\partial CTQ_{C,gen}} = 0 : \eta f + \lambda_1 [(1-\eta)f - \xi] + \lambda_2 \left[\frac{f}{\theta_C} - \frac{\xi}{\theta_F} \right] = 0 \quad (3.58)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_C} = 0 : \eta CTQ_{C,gen} f' + \lambda_1 [(1-\eta)CTQ_{C,gen} f'] + \lambda_2 \left[CTQ_{C,gen} \frac{\theta_C f' - f}{\theta_C^2} + g'_C \right] = 0 \quad (3.59)$$

în care g'_C reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_C ;

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_F} = 0 : \lambda_1 [(CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen})\xi'] + \lambda_2 \left[(CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\theta_F \xi' - \xi}{\theta_F^2} + g'_F \right] = 0 \quad (3.60)$$

în care g'_F reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_F ;

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_1} = 0 : (1-\eta)CTQ_{C,gen} f + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen})\xi - \eta CTQ_{P,gen} \chi = 0 \quad (3.61)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_2} = 0 : CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \quad (3.62)$$

Din combinarea ecuațiilor (3.58) - (3.62) rezultă un sistem de ecuații. Se procedează la rezolvarea acestuia după cum urmează:

- se împarte ecuația (3.58) la ηf ;
- se împarte ecuația (3.59) la $\eta \cdot CTQ_{C,gen} f'$;
- se scad cele două ecuații obținute anterior și se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- din ecuația (3.60) se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- se egalează cele două rapoarte și rezultă o ecuație (prima din sistemul de mai jos), care împreună cu ecuațiile (3.61) și (3.62) formează următorul sistem de ecuații:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{f^2}{\theta_C^2 f'} - \frac{fg'_C}{CTQ_{C,gen} f'} = \frac{\xi^2}{\theta_F^2 \xi'} - \frac{\xi g'_F}{CTQ_{F,gen} \xi'} \\ (1-\eta)CTQ_{C,gen} f + CTQ_{F,gen} \xi - \eta CTQ_{P,gen} \chi = 0 \\ CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \\ CTQ_{F,gen} = CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen} \end{array} \right. \quad (3.63)$$

sistem ce se rezolvă prin metoda Newton-Raphson în raport cu $CTQ_{C,gen}$, θ_C , θ_F (se derivează fiecare ecuație în raport cu fiecare variabilă și se formează o matrice de 3x3; rezultă o ecuație matriceală de forma $Ax=B$, de unde se extrag soluțiile x).

Sistemul se rezolvă pentru fiecare din cele trei funcții g prezentate în ecuațiile (3.7) adimensionalizate.

Consider că rezolvarea matematică a acestui sistem nu impune dificultăți, fapt pentru care nu o voi detalia în continuare.

Funcția obiectiv – generarea de entropie totală

Considerăm acum a doua funcție obiectiv, pentru cazul impunerii randamentului termic al motorului:

$$FO = \tilde{s}_T = -\frac{\tilde{q}_C + \tilde{q}_P}{\theta_{SC}} - \tilde{q}_F + \tilde{q}_P \quad (3.64)$$

Lagrangianul devine în acest caz:

$$\begin{aligned} & -\frac{CTQ_{C,gen} f + CTQ_{P,gen} \chi}{\theta_{SC}} - (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi + CTQ_{P,gen} \chi + \\ & + \lambda_1 [(1-\eta)CTQ_{C,gen} f + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi - \eta CTQ_{P,gen} \chi] + \\ & + \lambda_2 \left[CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\xi}{\theta_F} + g \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.65)$$

Se calculează pe rând derivatele (3.49) pentru variabilele considerate ($CTQ_{C,gen}$, θ_C , θ_F):

$$\frac{\partial L}{\partial CTQ_{C,gen}} = 0: \xi - \frac{f}{\theta_{SC}} + \lambda_1 [(1-\eta)f - \xi] + \lambda_2 \left[\frac{f}{\theta_C} - \frac{\xi}{\theta_F} \right] = 0 \quad (3.66)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_C} = 0: -\frac{CTQ_{C,gen} f'}{\theta_{SC}} + \lambda_1 [(1-\eta)CTQ_{C,gen} f'] + \lambda_2 \left[CTQ_{C,gen} \frac{\theta_C f' - f}{\theta_C^2} + g'_C \right] = 0 \quad (3.67)$$

în care g'_C reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_C ;

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_F} = 0 : (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi' (\lambda_1 - 1) + \lambda_2 \left[(CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\theta_F \xi' - \xi}{\theta_F^2} + g'_F \right] = 0 \quad (3.68)$$

în care g'_F reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_F ;

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_1} = 0 : (1 - \eta) CTQ_{C,gen} f + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi - \eta CTQ_{P,gen} \chi = 0 \quad (3.69)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_2} = 0 : CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \quad (3.70)$$

Din combinarea ecuațiilor (3.66) - (3.70) rezultă un sistem de ecuații. Se procedează la rezolvarea acestuia după cum urmează:

- se împarte ecuația (3.67) la $\frac{CTQ_{C,gen} f'}{\theta_{SC}}$;
- se împarte ecuația (3.68) la $(CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi'$;
- se scad cele două ecuații obținute anterior și se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- se împarte ecuația (3.66) la $\xi - \frac{f}{\theta_{SC}}$;
- se împarte ecuația (3.68) la $(CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi'$;
- se adună cele două ecuații obținute anterior și se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- se egalează cele două rapoarte și rezultă o ecuație (prima din sistemul de mai jos), care împreună cu ecuațiile (3.69) și (3.70) formează următorul sistem de ecuații:

$$\begin{cases} \frac{f^2}{\theta_C^2 f'} - \frac{fg'_C}{CTQ_{C,gen} f'} = \frac{\xi^2}{\theta_F^2 \xi'} - \frac{\xi g'_F}{CTQ_{F,gen} \xi'} \\ (1 - \eta) CTQ_{C,gen} f + CTQ_{F,gen} \xi - \eta CTQ_{P,gen} \chi = 0 \\ CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \\ CTQ_{F,gen} = CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen} \end{cases} \quad (3.71)$$

sistem ce se rezolvă prin metoda Newton-Raphson în raport cu $CTQ_{C,gen}$, θ_C , θ_F .



Din compararea celor două sisteme de ecuații obținute pentru cele două funcții obiectiv, sistemele (3.63) și (3.71), rezultă **același sistem de ecuații oricare ar fi funcția obiectiv considerată**. Cu alte cuvinte, valoarea extremă a puterii produse de motor (maximă sau minimă) va fi obținută pentru aceleași valori optime ale variabilelor ce rezultă din rezolvarea sistemului de ecuații ca și pentru valoarea extremă (maximă sau minimă) a generării de entropie totală. Deci:

$$\boxed{Extrema(\tilde{w}) \xleftrightarrow{\text{corespunde}} Extrema(\tilde{s}_T)} \quad (3.72)$$



Evident, cazul în care exponenții celor două legi de transfer de căldură sunt egali cu unitatea corespunde legilor de transfer liniare, studiate în paragraful 3.2.1. , legile de transfer liniare fiind un caz particular al legilor de transfer generalizate.

În cele ce urmează voi exemplifica rezultatele obținute prin câteva reprezentări grafice pe care le-am considerat mai sugestive.

Rezolvarea sistemului de ecuații conduce la obținerea a două soluții care generează două regimuri de funcționare a motorului: unul de putere maximă și unul de disipare totală minimă.

Astfel, în Fig. 3.29 este reprezentat regimul de putere maximă pentru cazul în care la sursa caldă se consideră o lege de transfer de căldură generalizată cu exponentul $n_C=3$ (cazul practic al procesului de evaporare), iar la sursa rece este considerată o lege de transfer de căldură liniară, fără pierderi termice între cele două surse. Se observă cum valorile extreme (maxime) ale celor trei fluxuri energetice adimensionalizate corespund aceleiași valori CTQ_C . În plus, acestea sunt atinse pentru o valoare redusă a CTQ_C , ceea ce indică faptul că procesul de evaporare este mai intens decât cel de transfer termic liniar și deci necesită o suprafață de schimb de căldură mai redusă.

Acest caz se poate compara cu cel din Fig. 3.30 care reprezintă exact simetria.

În Fig. 3.31 se observă variația temperaturii gazului la partea caldă a mașinii în raport cu cea a sursei calde, pentru diverse combinații de legi de transfer termic la cele două surse. Aceste grafice vor fi luate în considerare atunci când se evaluează performanțele motorului.

Puterea produsă de motor este reprezentată grafic în Fig. 3.32 pentru cele două regimuri de funcționare și pentru diverse combinații simetrice și nesimetrice ale legilor de transfer de căldură la cele două surse. Se observă efectul pozitiv al unui transfer de căldură mai intens la cele două surse față de cazul liniar.

Un studiu de sensibilitate în raport cu randamentul motorului a generat rezultatele din Fig. 3.33. Este de sesizat limita maximă a randamentului ce poate fi atins în diversele condiții de transfer de căldură. Un proces intensificat de transfer de căldură are un efect pozitiv asupra puterii produse, dar negativ asupra randamentului, însă este cazul cu rezultatele mai apropiate de realitate.

Efectul considerării pierderilor între surse poate fi analizat în Fig. 3.34 într-un studiu de sensibilitate dublu – în raport cu pierderile dar și cu randamentul motorului – pentru puterea produsă adimensională în cazul celor două regimuri de funcționare. Se observă reducerea semnificativă a valorii maxime pe care o poate avea randamentul în cazul intensificării pierderilor între surse. Puterea produsă nu este afectată datorită modului de a considera aceste pierderi în modelul matematic, și anume netrecând prin ciclu, ci direct de la o sursă la cealaltă. O intensificare a pierderilor de 10 ori reduce randamentul maxim de la 65% la 48% aproximativ.



Un studiu de sensibilitate multiplu, în raport cu 3 variabile simultan, relevă rezultatele din Fig. 3.35 unde se poate analiza efectul generării de entropie asupra performanțelor mașinii, corelat cu efectul diverselor valori ale randamentului termic asupra puterii produse și considerarea pierderilor între surse. Se observă domeniul posibil de

variație pentru valorile randamentului ca efect al pierderilor (figura din dreapta în comparație cu stânga), dar și treptat, pe măsură ce cresc valorile \tilde{s}_i .

Alte studii de sensibilitate se pot dezvolta. Fig. 3.16 face parte din această categorie, de considerare a pierderilor între surse.

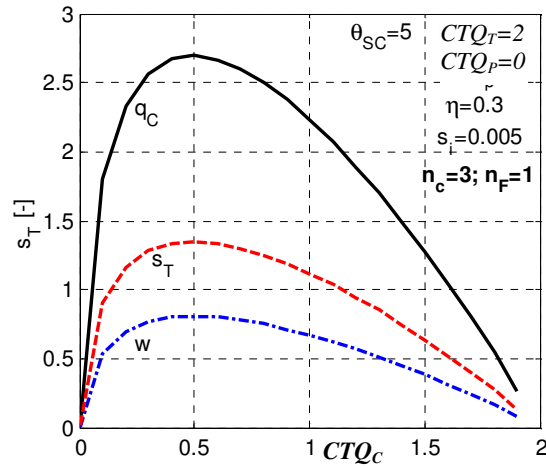


Fig. 3.29. Fluxurile energetice pentru o lege liniară la sursa rece și evaporare la sursa caldă – cazul η impuls, \tilde{s}_i constant.

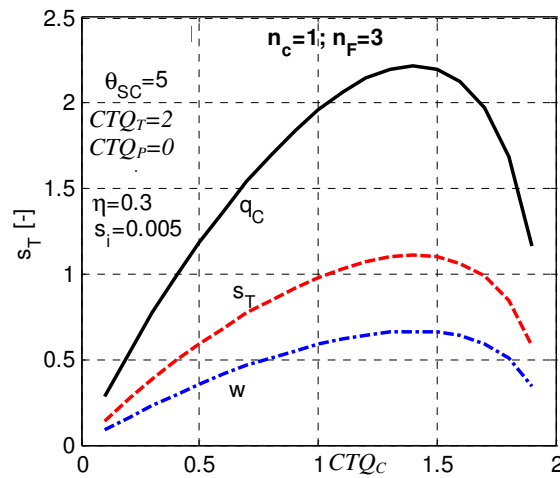


Fig. 3.30. Fluxurile energetice pentru o lege liniară la sursa caldă și evaporare la sursa rece – cazul η impuls, \tilde{s}_i constant.

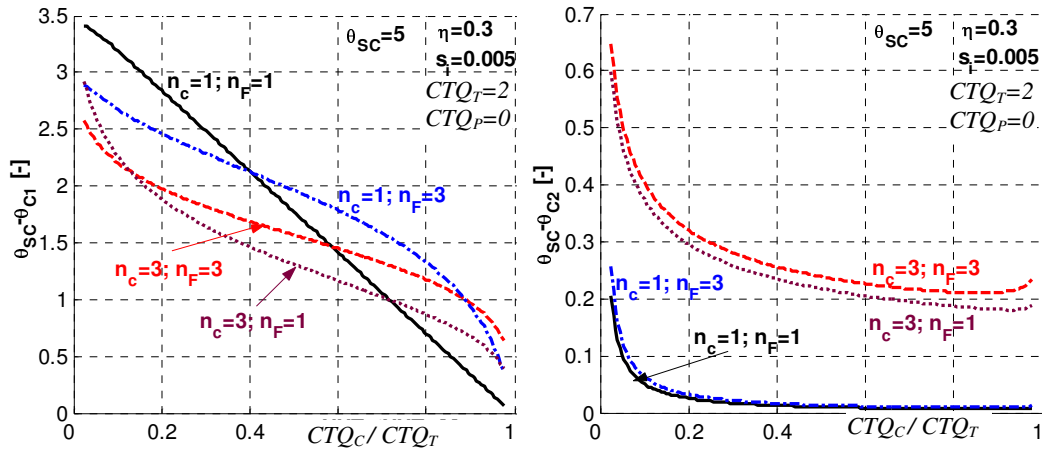


Fig. 3.31. Diferența dintre temperatura adimensională a gazului la partea caldă a motorului și cea a sursei pentru cele două soluții ale sistemului de ecuații; studiu de sensibilitate în raport cu legile de transfer la cele două surse– cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

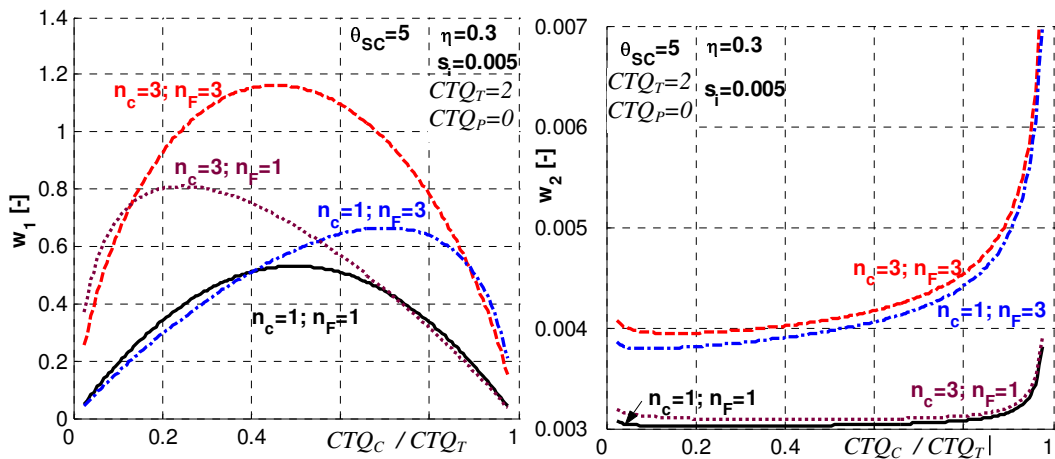


Fig. 3.32. Puterea produsă adimensională pentru cele două regimuri; studiu de sensibilitate în raport cu legile de transfer la cele două surse– cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

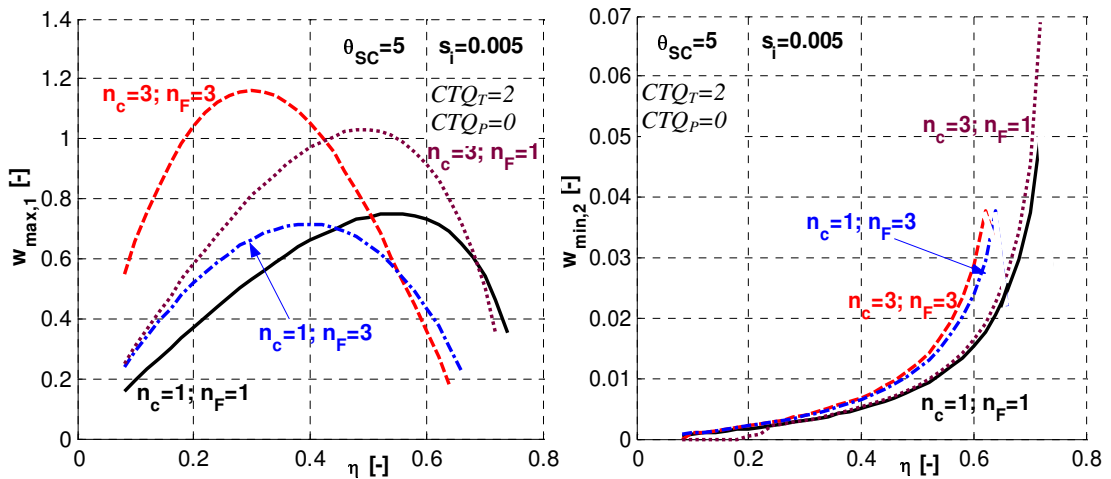


Fig. 3.33. Puterea maximă, respectiv minimă produsă adimensională pentru cele două regimuri; studiu de sensibilitate în raport cu legile de transfer la cele două surse și randamentul motorului – cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

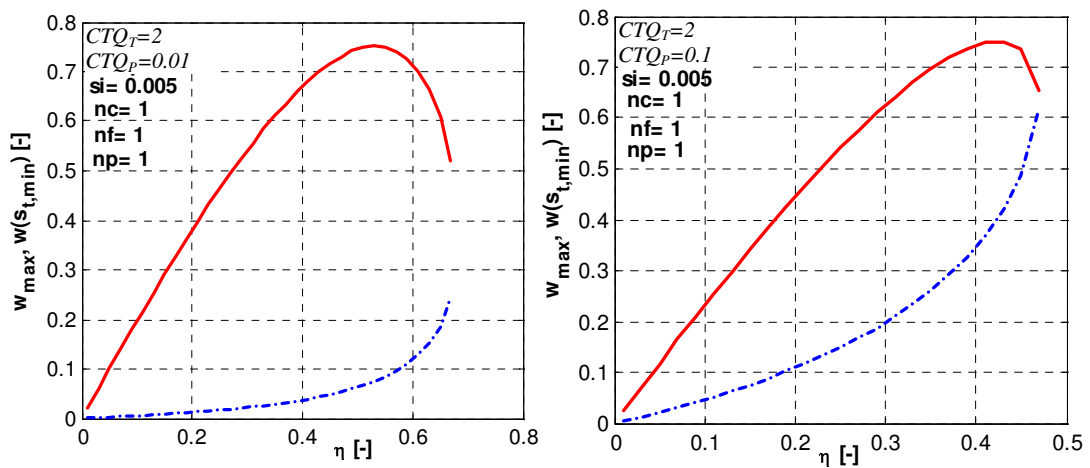


Fig. 3.34. Puterea maximă, respectiv minimă produsă adimensională pentru cele două regimuri; studiu de sensibilitate în raport cu pierderile între surse și randamentul motorului pentru legi liniare de transfer de căldură – cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

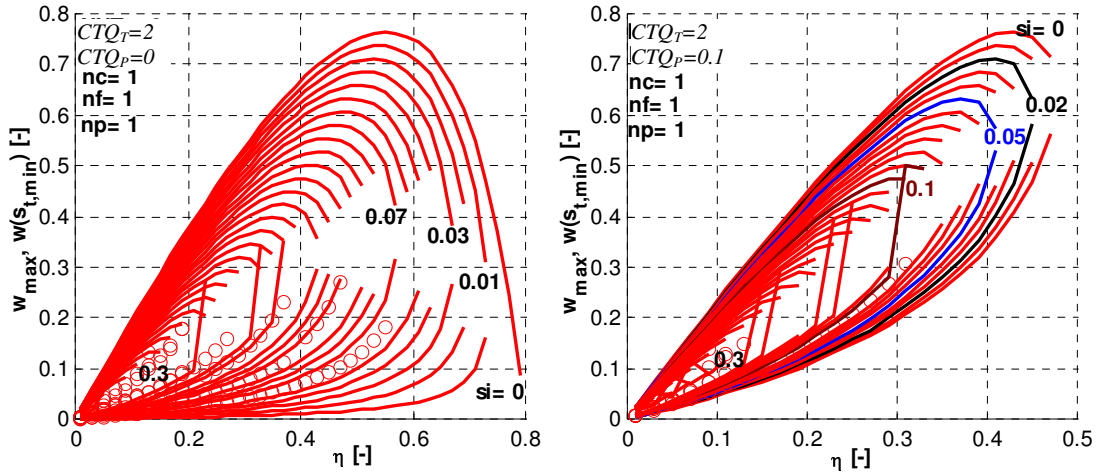


Fig. 3.35. Puterea maximă, respectiv minimă produsă adimensională pentru cele două regimuri; studiu de sensibilitate în raport cu generarea de entropie internă și randamentul motorului pentru legi liniare de transfer de căldură și caz fără pierderi între surse (stânga) sau cu pierderi între surse (dreapta) – cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

Rezultate similare se obțin pentru cazurile de variație liniară și logaritmică a generării de entropie internă.

3.2.2.5. Puterea produsă și generarea de entropie internă impuse

În acest caz, combinarea ecuației principiului I al termodinamicii în formă adimensională, cu exprimarea ecuațiilor în funcție de putere în locul randamentului, și utilizarea aceluiași funcții definite de relațiile (3.52) conduce la **prima ecuație-restricție** (C_1):

$$\tilde{w} - CTQ_{C,gen} f - CTQ_{F,gen} \xi = 0 \quad (3.73)$$

Cea de a doua ecuație-restricție a sistemului (C_2) rămâne la fel – ecuația (3.55).

În cazul în care puterea produsă de motor este impusă, ca funcții obiectiv putem considera randamentul termic al motorului (ce se dorește a fi maximizat) și generarea de entropie totală (ce se dorește a fi minimizată).

Funcția obiectiv – randamentul termic al motorului

Considerăm acum prima din cele două funcții obiectiv enunțate anterior, pentru cazul impunerii puterii produse de motor:

$$FO = \eta = \frac{\tilde{w}}{CTQ_{C,gen} f + CTQ_{P,gen} \chi} \quad (3.74)$$

Lagrangianul devine în acest caz:

$$\begin{aligned} & \frac{\tilde{w}}{CTQ_{C,gen}f + CTQ_{P,gen}\chi} + \lambda_1 [\tilde{w} - CTQ_{C,gen}f - (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen})\xi] + \\ & + \lambda_2 \left[CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\xi}{\theta_F} + g \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.75)$$

Se calculează pe rând derivatele acestuia pentru variabilele considerate ($CTQ_{C,gen}$, θ_C , θ_F) și cele două restricții:

$$\frac{\partial L}{\partial CTQ_{C,gen}} = 0: \frac{-f\tilde{w}}{(CTQ_{C,gen}f + CTQ_{P,gen}\chi)^2} - \lambda_1 [f - \xi] + \lambda_2 \left[\frac{f}{\theta_C} - \frac{\xi}{\theta_F} \right] = 0 \quad (3.76)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_C} = 0: \frac{-f\tilde{w}CTQ_{C,gen}}{(CTQ_{C,gen}f + CTQ_{P,gen}\chi)^2} - \lambda_1 CTQ_{C,gen}f' + \lambda_2 \left[CTQ_{C,gen} \frac{\theta_C f' - f}{\theta_C^2} + g'_C \right] = 0 \quad (3.77)$$

în care g'_C reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_C ;

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_F} = 0: -\lambda_1 [(CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen})\xi] + \lambda_2 \left[(CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\theta_F \xi' - \xi}{\theta_F^2} + g'_F \right] = 0 \quad (3.78)$$

în care g'_F reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_F ;

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_1} = 0: \tilde{w} - CTQ_{C,gen}f - (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen})\xi = 0 \quad (3.79)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_2} = 0: CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \quad (3.80)$$

Din combinarea acestor derivate rezultă un sistem de ecuații. Se procedează la rezolvarea acestuia după cum urmează:

- se împarte ecuația (3.76) la $\frac{-f\tilde{w}}{(CTQ_{C,gen}f + CTQ_{P,gen}\chi)^2}$;
- se împarte ecuația (3.77) la $\frac{-f\tilde{w}CTQ_{C,gen}}{(CTQ_{C,gen}f + CTQ_{P,gen}\chi)^2}$;
- se adună cele două ecuații obținute anterior și se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- din ecuația (3.78) se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- se egalează cele două rapoarte și rezultă o ecuație (prima din sistemul de mai jos), care împreună cu ecuațiile (3.79) și (3.80) formează următorul sistem de ecuații:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{f^2}{\theta_C^2 f'} - \frac{fg'_C}{CTQ_{C,gen} f'} = \frac{\xi^2}{\theta_F^2 \xi'} - \frac{\xi g'_F}{CTQ_{F,gen} \xi'} \\ \tilde{w} - CTQ_{C,gen} f - CTQ_{F,gen} \xi = 0 \\ CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \\ CTQ_{F,gen} = CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen} \end{array} \right. \quad (3.81)$$

sistem ce se rezolvă prin metoda Newton-Raphson în raport cu $CTQ_{C,gen}$, θ_C , θ_F .

Sistemul se rezolvă pentru fiecare din cele trei funcții g prezentate în ecuațiile (3.7) adimensionalizate.



Comparând sistemul de ecuații obținut pentru cazul anterior în care randamentul motorului era impus, (3.63), cu cel obținut pentru acest caz în care puterea produsă este impusă, (3.81), observăm că avem de-a face cu o singură modificare, și anume ecuația restricție C1, în rest, ecuațiile sistemului sunt aceleași. Ca atare, sistemul de ecuații este același mereu și depinde doar de restricțiile impuse.

Funcția obiectiv – generarea de entropie totală

Considerăm acum a doua funcție obiectiv, pentru cazul impunerii puterii motorului:

$$FO = \tilde{s}_T = -\frac{CTQ_{C,gen} f + CTQ_{P,gen} \chi}{\theta_{SC}} - CTQ_{F,gen} \xi + CTQ_{P,gen} \chi \quad (3.82)$$

Lagrangianul devine în acest caz:

$$\begin{aligned} & -\frac{CTQ_{C,gen} f}{\theta_{SC}} - \frac{CTQ_{P,gen} \chi}{\theta_{SC}} - (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi + CTQ_{P,gen} \chi + \\ & + \lambda_1 [\tilde{w} - CTQ_{C,gen} f - (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi] + \\ & + \lambda_2 \left[CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\xi}{\theta_F} + g \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.83)$$

Se calculează pe rând derivatele pentru variabilele considerate ($CTQ_{C,gen}$, θ_C , θ_F) și cele două restricții:

$$\frac{\partial L}{\partial CTQ_{C,gen}} = 0: \xi - \frac{f}{\theta_{SC}} + \lambda_1 [-f + \xi] + \lambda_2 \left[\frac{f}{\theta_C} - \frac{\xi}{\theta_F} \right] = 0 \quad (3.84)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_C} = 0: -\frac{CTQ_{C,gen} f'}{\theta_{SC}} - \lambda_1 CTQ_{C,gen} f' + \lambda_2 \left[CTQ_{C,gen} \frac{\theta_C f' - f}{\theta_C^2} + g'_C \right] = 0 \quad (3.85)$$

în care g'_C reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_C ;

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_F} = 0: -(CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi' (\lambda_1 + 1) + \lambda_2 \left[(CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\theta_F \xi' - \xi}{\theta_F^2} + g'_F \right] = 0 \quad (3.86)$$

în care g'_F reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_F ;

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_1} = 0: \tilde{w} - CTQ_{C,gen} f - (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi = 0 \quad (3.87)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_2} = 0: CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \quad (3.88)$$

Din combinarea ecuațiilor (3.84) - (3.88) rezultă un sistem de ecuații. Se procedează la rezolvarea acestuia după cum urmează:

- se împarte ecuația (3.85) la $-\frac{CTQ_{C,gen} f'}{\theta_{SC}}$;
- se împarte ecuația (3.86) la $(CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi'$;
- se adună cele două ecuații obținute anterior și se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- se împarte ecuația (3.84) la $\xi - \frac{f}{\theta_{SC}}$;
- se împarte ecuația (3.86) la $(CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) \xi'$;
- se adună cele două ecuații obținute anterior și se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- se egalează cele două rapoarte și rezultă o ecuație (prima din sistemul de mai jos), care împreună cu ecuațiile (3.87) și (3.88) formează următorul sistem de ecuații:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{f^2}{\theta_C^2 f'} - \frac{f g'_C}{CTQ_{C,gen} f'} = \frac{\xi^2}{\theta_F^2 \xi'} - \frac{\xi g'_F}{CTQ_{F,gen} \xi'} \\ \tilde{w} - CTQ_{C,gen} f - CTQ_{F,gen} \xi = 0 \\ CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \\ CTQ_{F,gen} = CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen} \end{array} \right. \quad (3.89)$$

sistem ce se rezolvă prin metoda Newton-Raphson în raport cu $CTQ_{C,gen}$, θ_C , θ_F .



Din nou, din compararea celor două sisteme de ecuații obținute pentru cele două funcții obiectiv, sistemele (3.81) și (3.89), rezultă **același sistem de ecuații oricare ar fi funcția obiectiv considerată**. Cu alte cuvinte, valoarea extremă a randamentului motorului (maximă sau minimă) va fi obținută pentru aceleași valori optime ale variabilelor ce rezultă din rezolvarea sistemului de ecuații ca și pentru valoarea extremă (maximă sau minimă) a generării de entropie totală. Deci:

$$\boxed{Extrema(\eta) \xleftrightarrow{\text{corespunde}} Extrema(\tilde{s}_T)} \quad (3.90)$$

Consider că în acest paragraf am prezentat o dezvoltare analitică cu un rezultat foarte important asupra corelării valorilor extreme ale performanțelor motorului pentru același regim de funcționare (aceeași soluție a sistemului de ecuații), iar reprezentările grafice sunt sugestive din acest punct de vedere.

De asemenea, studiile de sensibilitate realizate acoperă o gamă largă de condiții posibile de funcționare.

3.2.3. *Surse-termostat, legi de transfer termic generalizate de tip radiativ, cu pierderi termice între surse*

Față de cazul prezentat anterior, de această dată considerăm alte legi generalizate de transfer de căldură la cele două surse, și anume de tip radiativ.

3.2.3.1. *Ipoteze de studiu ale modelului*

Rămân valabile ipotezele specificate în paragraful 3.2.2.1. ; singura modificare apare asupra legilor de transfer termic la cele două surse de căldură care sunt de forma:

$$\dot{Q} = UA(T_s^n - T^n) \quad (3.91)$$

În mod similar celor prezentate pentru legi de transfer de căldură liniare, generarea de entropie internă se poate exprima ca fiind o funcție de cele două temperaturi, T_C și T_F , studiul efectuându-se pentru fiecare din cele trei tipuri de funcții g prezentate.

3.2.3.2. **Relații matematice fundamentale ale modelului**

Expresiile principiului I și al II-lea ale termodinamicii aplicat la nivelul ciclului și întregului sistem rămân aceleași ca pentru cazul legilor de transfer generalizate de tip convectiv.

Fluxurile de căldură schimbate de motor cu exteriorul sunt însă exprimate astfel:

$$\dot{Q}_C = (UA)_C (T_{SC}^{n_C} - T_C^{n_C}); \quad \dot{Q}_F = (UA)_F (T_{SF}^{n_F} - T_F^{n_F}) \quad (3.92)$$

Prin similaritate se exprimă și fluxul termic ce caracterizează pierderile între surse:

$$\dot{Q}_P = (UA)_P (T_{SC}^{n_P} - T_{SF}^{n_P}) \quad (3.93)$$

Se consideră fluxul \dot{Q}_P pozitiv, dinspre sursa caldă spre cea rece.

3.2.3.3. *Adimensionalizarea problemei*

Procedura de adimensionalizare este identică cu cea prezentată în paragraful 3.2.2.3. cu modificarea introdusă doar de natura legilor de transfer de căldură:

- fluxurile energetice adimensionalizate pentru sursa caldă:

$$\tilde{q}_C = \frac{\dot{Q}_C}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu} T_{SF}} = CTQ_{C,gen} (\theta_{SC}^{n_C} - \theta_C^{n_C}) \quad (3.94)$$

unde „generalizarea” a fost transferată criteriului de evaluare a transferului de căldură, ca și în cazul legilor de tip convectiv;

- fluxurile energetice adimensionalizate pentru sursa rece, în mod similar:

$$\tilde{q}_F = \frac{\dot{Q}_F}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu} T_{SF}} = CTQ_{F,gen} (1 - \theta_F^{n_F}) \quad (3.95)$$

- pierderea termică între surse:

$$\tilde{q}_P = \frac{\dot{Q}_P}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu} T_{SF}} = CTQ_{P,gen} (\theta_{SC}^{n_P} - 1) \quad (3.96)$$

- puterea termică adimensională, precum și generarea de entropie internă și totală adimensionale rămân neschimbate.

Metodologia de obținere a rezultatelor grafice este aceeași ca și până acum.

3.2.3.4. **Randamentul termic și generarea de entropie internă impuse**

Se procedează în mod similar cazului de legi de transfer de căldură de tip convectiv. Astfel, aplicarea metodei multiplicatorilor LAGRANGE va conduce la:

- prima ecuație-restricție (C_1):

$$\boxed{(1 - \eta)CTQ_{C,gen}f + CTQ_{F,gen}\xi - \eta CTQ_{P,gen}\chi = 0} \quad (3.97)$$

Unde, de data aceasta, funcțiile introduse sunt:

$$\begin{aligned} f &= \theta_{SC}^{n_C} - \theta_C^{n_C} \\ \xi &= 1 - \theta_F^{n_F} \\ \chi &= \theta_{SC}^{n_P} - 1 \end{aligned} \quad (3.98)$$

de unde se observă faptul că f este o funcție numai de θ_C , iar ξ este o funcție numai de θ_F .

- cea de a doua ecuație-restricție a sistemului (C_2):

$$\boxed{\frac{CTQ_{C,gen}f}{\theta_C} + \frac{CTQ_{F,gen}\xi}{\theta_F} + g = 0} \quad (3.99)$$

în care g este o funcție și de θ_C și de θ_F .

Se observă că restricțiile sunt aceleași ca pentru cazul de legi de transfer de căldură convective, randament impus, ceea ce este și normal. Evident că și sistemul de ecuații va fi același - (3.63) - pentru oricare din funcțiile obiectiv cercetate (putere produsă sau generare de entropie totală). Diferența constă doar în expresiile funcțiilor f , ξ și χ .

Exemplific în continuare prin câteva reprezentări grafice din cele obținute.

Rezolvarea sistemului de ecuații conduce la obținerea a două soluții care generează două regimuri de funcționare a motorului: unul de putere maximă și unul de disipare totală minimă.

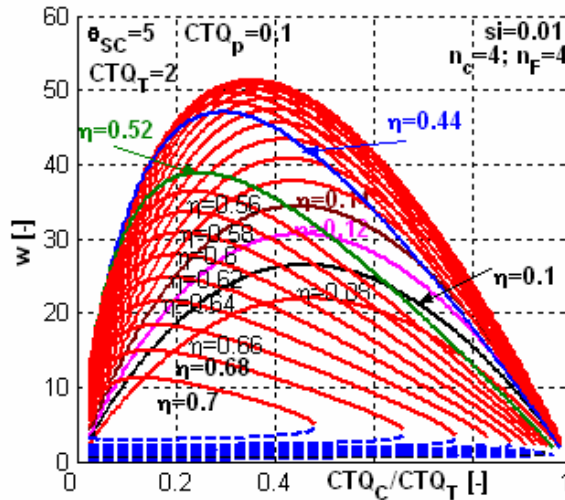


Fig. 3.36. Puterea produsă adimensională corespunzătoare celor două regimuri pentru cazul transfer radiativ la ambele surse; studiu de sensibilitate în raport cu randamentul - cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

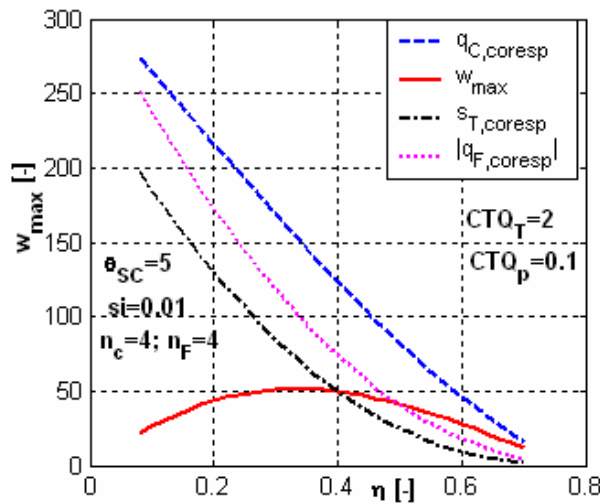


Fig. 3.37. Fluxurile energetice adimensionale corespunzătoare regimului de putere maximă pentru cazul transfer radiativ la ambele surse; studiu de sensibilitate în raport cu randamentul - cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

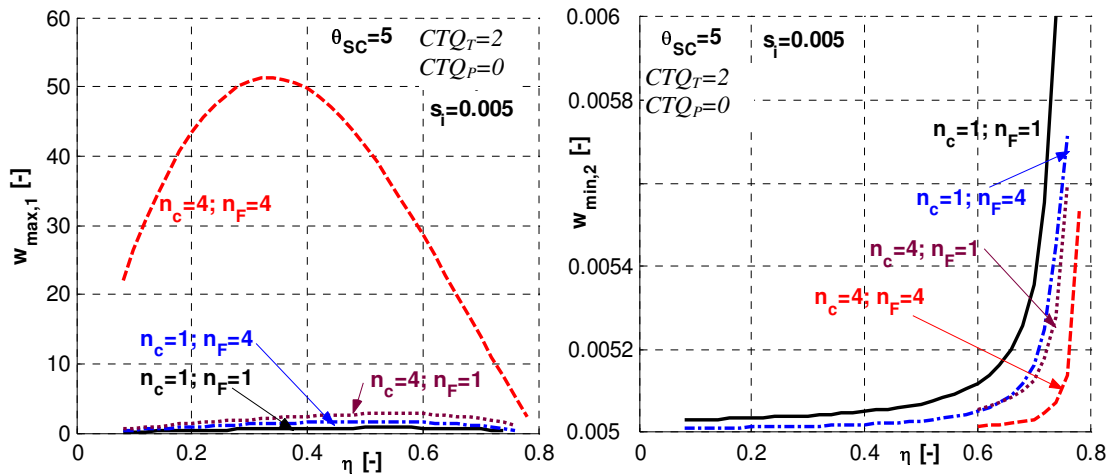


Fig. 3.38. Puterea produsă maximă adimensională pentru diverse combinații de transfer de căldură la surse; studiu de sensibilitate în raport cu randamentul – cazul η impus, \tilde{s}_i constant.

Un studiu de sensibilitate în raport cu randamentul motorului este reprezentat în Fig. 3.36 pentru cazul unui transfer de căldură de tip radiativ la ambele surse ale motorului, pentru puterea produsă de motor în ambele regimuri de funcționare. Se observă în primul rând limitarea domeniului posibil de variație a randamentului și criteriului CTQ_C față de CTQ_T . De asemenea, se observă că pe măsură ce randamentul impus are valori ridicate, intervalul posibil de variație a criteriului CTQ_C se diminuează, iar maximumul puterii se deplasează către valori mai mici ale acestuia (CTQ_C).

Este interesant de remarcat faptul că valorile reduse și cele mari ale randamentului implică valori reduse ale puterii produse, așa cum reiese și din Fig. 3.37.

Totuși, din suprapunerea rezultatelor grafice obținute în urma unui studiu de sensibilitate în raport cu legile de transfer de căldură de tip radiativ, combinații simetrice și nesimetrice la cele două surse de căldură, rezultă faptul că prin considerarea transferului radiativ la ambele surse simultan, rezultatele numerice sunt mult prea mari în comparație cu celelalte combinații - Fig. 3.38. Acest lucru pare normal, deoarece în general, sursa rece a motorului nu este caracterizată de un transfer de căldură radiativ.

3.2.3.5. **Puterea produsă și generarea de entropie internă impuse**

În mod similar cu impunerea randamentului, și pentru acest caz dezvoltările analitice (3.73) - (3.90) corespunzătoare legilor de transfer termic generalizate de tip convectiv rămân valabile, cu luarea în considerare a noilor expresii ale funcțiilor f , ζ și χ din ecuațiile (3.98).

Se obțin rezultate grafice asemănătoare celor prezentate cazului liniar, după cum s-a observat și pentru cazul în care randamentul este impus.

Modelul dezvoltat pentru studiul și optimizarea motoarelor termice și prezentat în acest paragraf pentru cazul surselor de căldură de tip termostat este doar o primă fază. Dezvoltări ale acestui model se mai pot face încă pentru alte funcții obiectiv sau alte studii

de sensibilitate. De asemenea, studiul poate fi aplicat și mașinilor cu ciclu inversat (mașini frigorifice și pompe de căldură) ținând cont de modificările impuse de funcționarea acestora.

O îmbunătățire a acestui model ar fi considerarea surselor de căldură de capacitate finite, a căror temperatură să se modifice în timpul procesului de transfer de căldură, ceea ce este cazul real de funcționare. Voi dezvolta acest studiu pentru mașinile frigorifice din dorința de a varia prezentarea și de a nu repeta același lucru ca și pentru motoare.

3.3. MTSO-2 aplicat **mașinilor termice cu ciclu inversat**

Tratarea mașinilor termice cu ciclu inversat (mașini frigorifice sau pompe de căldură) este oarecum similară celei prezentate pentru studiul și optimizarea motoarelor termice. Termenul „oarecum” se referă, pe lângă aspectele legate de funcționare (schimbările energetice), la faptul că agentul de lucru din mașină trece prin două schimbări de fază, în evaporator și respectiv, condensator. Acest lucru are un efect important asupra alegerii referinței pentru adimensionalizarea mărimilor, ca și pentru criteriul de evaluare a transferului de căldură.

Dacă la motor, unde agentul din mașină este în fază gazoasă pe toată durata ciclului de funcționare, se poate alege ca referință pentru adimensionalizare produsul $(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu}$ conform relațiilor (3.12) - (3.18), la mașina frigorifică (și respectiv pompa de căldură) această alegere nu mai poate fi valabilă decât cu specificarea unei stări de referință.

De criteriul *NTC* nu se poate discuta deloc în cazul mașinilor frigorifice cu surse tip termostat, deoarece în timpul proceselor de schimb de căldură dintre agentul frigorific și agenții celor două surse termice (în timpul evaporării și condensării agentului frigorific), nici temperatura agentului din sursă și nici temperatura agentului frigorific nu variază. În plus, produsul $(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu}$ tinde către infinit. La mașinile frigorifice cu surse de capacitate finite, a căror temperatură variază, se poate defini acest criteriu, după cum vom vedea în cele ce urmează.

3.3.1. *Surse-termostat, legi de transfer termic generalizate de tip convectiv*

Deoarece cazul liniar al legilor de transfer de căldură este un caz particular al celor generalizate, voi prezenta numai cazul generalizat de tip convectiv. Schița unui ciclu inversat Carnot ireversibil cu surse tip termostat este cea din Fig. 3.39.

Prezentarea mașinii din punct de vedere al ireversibilităților din timpul funcționării este aceeași cu cea de la motor – paragraful 3.2.1.

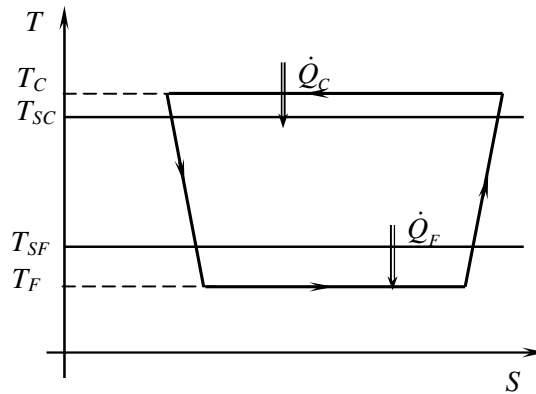


Fig. 3.39. Reprezentarea diagramei T-S pentru un ciclu Carnot inversat ireversibil cu surse de căldură tip termostat.

3.3.1.1. Ipoteze de studiu ale modelului

Rămân valabile ipotezele prezentate în paragraful 3.2.1.1. , pentru cazul motoarelor cu surse termice tip termostat, cu specificarea faptului că legile de transfer de căldură sunt generalizate de tip convectiv:

$$\dot{Q} = UA(T_s - T)^n \quad (3.100)$$

3.3.1.2. **Relații matematice fundamentale ale modelului**

Relațiile matematice (3.3) - (3.7) rămân de asemenea valabile; sunt relațiile de bază ale modelului propus.

3.3.1.3. Adimensionalizarea problemei

Pentru a realiza o tratare cât mai unitară a mașinilor termice (pentru cele cu ciclu direct cât și inversat), se utilizează din nou noțiunea de **criteriu de evaluare a transferului de căldură** pe care de această dată îl definim luând ca referință debitul caloric al agentului din ciclu în starea de vapori supraîncălziți, la intrarea în condensator (pentru a evita o referință infinit, așa cum am explicat la începutul acestei prezentări). Și pentru că ne referim la cazul de legi de transfer generalizate, și de această dată transferăm „generalizarea” asupra acestui criteriu:

$$CTQ_{gen} = \frac{(UA)T_{SC}^{n_c-1}}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu_VSI}} \quad (3.101)$$

Alegem ca adimensionalizarea să fie făcută în raport cu criteriul de evaluare a transferului de căldură al sursei calde, $CTQ_{C,gen}$, și temperatura sursei calde (ca temperatura mediului ambiant, prin similitudine cu referința aleasă în cazul motoarelor), T_{SC} . Se utilizează deci următorii parametri și variabile adimensionale:

- criteriul de evaluare a transferului de căldură al celor două surse:

$$CTQ_{C,gen} = \frac{(UA)_C T_{SC}^{n_c-1}}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu_VSI}} ; \quad CTQ_{F,gen} = \frac{(UA)_F T_{SC}^{n_c-1}}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu_VSI}} \quad (3.102)$$

- raportul temperaturilor față de temperatura sursei calde:

$$\theta_{SF} = \frac{T_{SF}}{T_{SC}} ; \quad \theta_C = \frac{T_C}{T_{SC}} ; \quad \theta_F = \frac{T_F}{T_{SC}} \quad (3.103)$$

- fluxurile energetice adimensionalizate:
la sursa caldă (fluxul energetic trebuie să fie tot timpul negativ)

$$\tilde{q}_C = \frac{\dot{Q}_C}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu_VSI} T_{SC}} = CTQ_{C,gen} (1 - \theta_C)^{n_c} (-1)^{n_c-1} \quad (3.104)$$

la sursa rece (flux energetic pozitiv)

$$\begin{aligned} \tilde{q}_F &= \frac{\dot{Q}_F}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu_VSI} T_{SC}} = CTQ_{F,gen} (\theta_{SF} - \theta_F)^{n_F} = \\ &= (CTQ_{T,gen} - CTQ_{C,gen}) (\theta_{SF} - \theta_F)^{n_F} \end{aligned} \quad (3.105)$$

pentru puterea termică

$$\tilde{w} = \frac{P}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu_VSI} T_{SC}} = \frac{\tilde{q}_F}{COP} \quad (3.106)$$

- generarea de entropie internă și totală adimensionale:

$$\tilde{s}_i = \frac{\dot{S}_i}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu_VSI}} ; \quad \tilde{s}_T = \frac{\dot{S}_T}{(\dot{m}c_p)_{agent_ciclu_VSI}} \quad (3.107)$$

Conform convenției de semne adoptată și schemei de principiu a mașinii frigorifice, $T_F < T_{SF} < T_{SC} < T_C$, ceea ce impune următoarele restricții:

$$\begin{aligned} \theta_F < \theta_{SF} < \theta_{SC} < \theta_C ; \quad \theta_{SC} = 1 ; \\ \tilde{q}_C < 0 ; \quad \tilde{q}_F > 0 ; \quad \tilde{w} < 0 ; \quad \tilde{s}_i > 0 \end{aligned} \quad (3.108)$$

Aceste restricții vor fi întotdeauna valabile pentru orice mașină frigorifică studiată, indiferent de prezența vreunei alte restricții impuse de utilizator sau de construcția mașinii.

3.3.1.4. Coeficientul de performanță și generarea de entropie internă impuse

Pentru cazul în care sursele termice ale mașinii frigorifice sunt de tip termostat, aleg spre exemplificare a aplicării modelului dezvoltat prezentarea cazului în care COP și \tilde{s}_i sunt impuse.

Se pot căuta două funcții obiectiv, și anume: maximizarea puterii frigorifice și respectiv, minimizarea generării de entropie totală din sistem. Aplicarea **metodei multiplicatorilor LAGRANGE** ne va conduce la un sistem de ecuații pentru fiecare funcție obiectiv în parte, care prin rezolvare ne va furniza valorile optime ale variabilelor de control ale sistemului.

Aplicarea metodei multiplicatorilor Lagrange

Lagrangianul asociat acestei probleme se scrie astfel:

$$L = FO + \lambda_1 C_1 + \lambda_2 C_2 \quad (3.109)$$

unde FO reprezintă funcția obiectiv aleasă, iar C este restricția impusă.

Valorile optime ale variabilelor modelului se obțin din rezolvarea următorului sistem de ecuații:

$$\left. \frac{\partial L}{\partial \text{variabila}} \right)_{1 \rightarrow n \text{ variabile}} = 0; \quad \frac{\partial L}{\partial \lambda_1} = 0; \quad \frac{\partial L}{\partial \lambda_2} = 0 \quad (3.110)$$

Din combinarea principiului I al termodinamicii cu ecuația (3.106) și luând în considerare expresiile fluxurilor de căldură generalizate, rezultă:

$$CTQ_{C,gen} (1 - \theta_C)^{n_C} (-1)^{n_C-1} + CTQ_{F,gen} (\theta_{SF} - \theta_F)^{n_F} \frac{1 + COP}{COP} = 0 \quad (3.111)$$

Prin generalizarea acestei ecuații rezultă **prima ecuație-restricție (C_1)**:

$$\boxed{CTQ_{C,gen} f + CTQ_{F,gen} \frac{1 + COP}{COP} \xi = 0} \quad (3.112)$$

unde s-au utilizat următoarele notații ale funcțiilor introduse:

$$\begin{aligned} f &= (1 - \theta_C)^{n_C} (-1)^{n_C-1} \\ \xi &= (\theta_{SF} - \theta_F)^{n_F} \end{aligned} \quad (3.113)$$

de unde se observă faptul că f este o funcție numai de θ_C , iar ξ este o funcție numai de θ_F .

În ecuația anterioară se ia în considerare:

$$CTQ_{C,gen} = CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen} \quad (3.114)$$

Din considerarea expresiilor fluxurilor de căldură în ecuația principiului al II-lea aplicat ciclului, rezultă:

$$\frac{CTQ_{C,gen} (1 - \theta_C)^{n_C} (-1)^{n_C-1}}{\theta_C} + \frac{CTQ_{F,gen} (\theta_{SF} - \theta_F)^{n_F}}{\theta_F} + \tilde{s}_i = 0 \quad (3.115)$$

în care se ține cont de funcțiile introduse de (3.113), rezultând **cea de a doua ecuație-restricție a sistemului (C_2)**:

$$\boxed{CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0} \quad (3.116)$$

în care g este o funcție și de θ_C și de θ_F conform ecuației (3.36).

Funcția obiectiv – puterea frigorifică

Considerăm acum prima din cele două funcții obiectiv enunțate anterior:

$$\boxed{FO = \tilde{q}_F = CTQ_{F,gen} (\theta_{SF} - \theta_F)^{n_F} = CTQ_{F,gen} \xi} \quad (3.117)$$

Lagrangianul devine în acest caz:

$$\begin{aligned} & CTQ_{F,gen} \xi + \\ & + \lambda_1 \left[(CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen}) f + CTQ_{F,gen} \frac{1+COP}{COP} \xi \right] + \\ & + \lambda_2 \left[(CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen}) \frac{f}{\theta_C} + CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_F} + g \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.118)$$

Se calculează pe rând derivatele (3.110) pentru variabilele considerate ($CTQ_{F,gen}$, θ_C , θ_F):

$$\frac{\partial L}{\partial CTQ_{F,gen}} = 0: \xi + \lambda_1 \left[-f + \frac{1+COP}{COP} \xi \right] + \lambda_2 \left[-\frac{f}{\theta_C} + \frac{\xi}{\theta_F} \right] = 0 \quad (3.119)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_C} = 0: \lambda_1 (CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen}) f' + \lambda_2 \left[(CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen}) \frac{\theta_C f' - f}{\theta_C^2} + g'_C \right] = 0 \quad (3.120)$$

în care g'_C reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_C ;

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_F} = 0: CTQ_{F,gen} \xi' + \lambda_1 CTQ_{F,gen} \frac{1+COP}{COP} \xi' + \lambda_2 \left[CTQ_{F,gen} \frac{\theta_F \xi' - \xi}{\theta_F^2} + g'_F \right] = 0 \quad (3.121)$$

în care g'_F reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_F ;

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_1} = 0: (CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen}) f + CTQ_{F,gen} \frac{1+COP}{COP} \xi = 0 \quad (3.122)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_2} = 0: (CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen}) \frac{f}{\theta_C} + CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \quad (3.123)$$

Din combinarea ecuațiilor (3.119) - (3.123) rezultă un sistem de ecuații. Se procedează la rezolvarea acestuia după cum urmează:

- se împarte ecuația (3.121) la $CTQ_{F,gen} \xi'$;

- se împarte ecuația (3.119) la ξ ;
- se scad cele două ecuații obținute anterior și se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- din ecuația (3.120) se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- se egalează cele două rapoarte și rezultă o ecuație (prima din sistemul de mai jos), care împreună cu ecuațiile (3.122) și (3.123) formează următorul sistem de ecuații:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{f^2}{\theta_C^2 f'} - \frac{fg'_C}{CTQ_{C,gen} f'} = \frac{\xi^2}{\theta_F^2 \xi'} - \frac{\xi g'_F}{CTQ_{F,gen} \xi'} \\ CTQ_{C,gen} f + \frac{1+COP}{COP} CTQ_{F,gen} \xi = 0 \\ CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \\ CTQ_{C,gen} = CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen} \end{array} \right. \quad (3.124)$$

sistem ce se rezolvă prin metoda Newton-Raphson în raport cu $CTQ_{F,gen}$, θ_C , θ_F .

Sistemul se rezolvă pentru fiecare din cele trei funcții g prezentate în ecuațiile (3.7) adimensionalizate.

Funcția obiectiv – generarea de entropie totală

Considerăm acum a doua funcție obiectiv:

$$FO = \tilde{s}_T = -\tilde{q}_C - \frac{\tilde{q}_F}{\theta_{SF}} = -CTQ_{C,gen} f - CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_{SF}} \quad (3.125)$$

Lagrangianul devine în acest caz:

$$\begin{aligned} & - (CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen}) f - CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_{SF}} + \\ & + \lambda_1 \left[(CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen}) f + CTQ_{F,gen} \frac{1+COP}{COP} \xi \right] + \\ & + \lambda_2 \left[(CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen}) \frac{f}{\theta_C} + CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_F} + g \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.126)$$

Se calculează pe rând derivatele (3.110) pentru variabilele considerate ($CTQ_{F,gen}$, θ_C , θ_F):

$$\frac{\partial L}{\partial CTQ_{F,gen}} = 0: f - \frac{\xi}{\theta_{SF}} + \lambda_1 \left[-f + \frac{1+COP}{COP} \xi \right] + \lambda_2 \left[-\frac{f}{\theta_C} + \frac{\xi}{\theta_F} \right] = 0 \quad (3.127)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_C} = 0 : (CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen})f'(\lambda_1 - 1) + \lambda_2 \left[(CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen}) \frac{\theta_C f' - f}{\theta_C^2} + g'_C \right] = 0 \quad (3.128)$$

în care g'_C reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_C ;

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_F} = 0 : -\frac{CTQ_{F,gen} \xi'}{\theta_{SF}} + \lambda_1 CTQ_{F,gen} \frac{1+COP}{COP} \xi' + \lambda_2 \left[CTQ_{F,gen} \frac{\theta_F \xi' - \xi}{\theta_F^2} + g'_F \right] = 0 \quad (3.129)$$

în care g'_F reprezintă derivata funcției g în raport cu θ_F ;

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_1} = 0 : (CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen})f + CTQ_{F,gen} \frac{1+COP}{COP} \xi = 0 \quad (3.130)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_2} = 0 : (CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen}) \frac{f}{\theta_C} + CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \quad (3.131)$$

Din combinarea ecuațiilor (3.127) - (3.131) rezultă un sistem de ecuații. Se procedează la rezolvarea acestuia după cum urmează:

- se împarte ecuația (3.129) la $-\frac{CTQ_{F,gen} \xi'}{\theta_{SF}}$;
- se împarte ecuația (3.128) la $(CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen})f'$;
- se scad cele două ecuații obținute anterior și se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- se împarte ecuația (3.127) la $f - \frac{\xi}{\theta_{SF}}$;
- se împarte ecuația (3.129) la $-\frac{CTQ_{F,gen} \xi'}{\theta_{SF}}$;
- se scad cele două ecuații obținute anterior și se exprimă raportul $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$;
- se egalează cele două rapoarte și rezultă o ecuație (prima din sistemul de mai jos), care împreună cu ecuațiile (3.130) și (3.131) formează următorul sistem de ecuații:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{f^2}{\theta_C^2 f'} - \frac{f g'_C}{CTQ_{C,gen} f'} = \frac{\xi^2}{\theta_F^2 \xi'} - \frac{\xi g'_F}{CTQ_{F,gen} \xi'} \\ CTQ_{C,gen} f + \frac{1+COP}{COP} CTQ_{F,gen} \xi = 0 \\ CTQ_{C,gen} \frac{f}{\theta_C} + CTQ_{F,gen} \frac{\xi}{\theta_F} + g = 0 \\ CTQ_{C,gen} = CTQ_{T,gen} - CTQ_{F,gen} \end{array} \right. \quad (3.132)$$

sistem ce se rezolvă prin metoda Newton-Raphson în raport cu $CTQ_{F,gen}$, θ_C , θ_F .



Din compararea celor două sisteme de ecuații obținute pentru cele două funcții obiectiv, rezultă **același sistem de ecuații oricare ar fi funcția obiectiv considerată**. Cu alte cuvinte, valoarea extremă a puterii frigorifice (maximă sau minimă) va fi obținută pentru aceleași valori optime ale variabilelor ce rezultă din rezolvarea sistemului de ecuații ca și pentru valoarea extremă (maximă sau minimă) a generării de entropie totală. Deci:

$$\boxed{\text{Extrema}(\tilde{q}_F) \xleftrightarrow{\text{corespunde}} \text{Extrema}(\tilde{s}_T)} \quad (3.133)$$

Deci, se obțin același tip de rezultate ca și pentru toate celelalte cazuri studiate pentru motoarele termice.

În continuare, voi exemplifica cu câteva rezultate grafice din cele obținute.

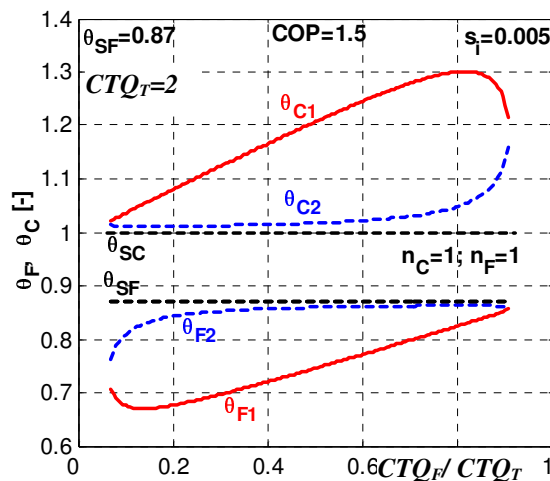


Fig. 3.40. Temperaturile adimensionale ale agentului frigorific pentru cele două soluții ale sistemului de ecuații – cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

În Fig. 3.40 sunt reprezentate variațiile temperaturilor adimensionale ale agentului frigorific pentru cele două soluții ale sistemului de ecuații. Aceste două soluții determină două regimuri de funcționare: unul de putere frigorifică maximă, iar celălalt de generarea de entropie totală minimă, însă după cum s-a demonstrat analitic, punctele extreme ale mărimilor energetice corespund aceluiași valori optime ale variabilelor sistemului.

În Fig. 3.41 sunt ilustrate fluxurile energetice și generarea de entropie totală adimensionale pentru soluția de putere frigorifică maximă funcție de variabila de comandă θ_F . Din acest graphic rezultă o informație importantă cu privire la fixarea temperaturii de evaporare și anume, partea convenabilă este evident cea din stânga valorilor maxime, unde puterea consumată și generarea de entropie totală au valori scăzute pentru temperaturi frigorifice scăzute.

Prin Fig. 3.42 am dorit să fac o paralelă cu diagrama $T-S$. Se observă limitarea valorilor posibile pentru cele două temperaturi ale agentului frigorific. De asemenea, de aici se observă bine că soluția a doua generează cele mai mici pierderi, dar și mărimile energetice sunt corespunzător de mici.

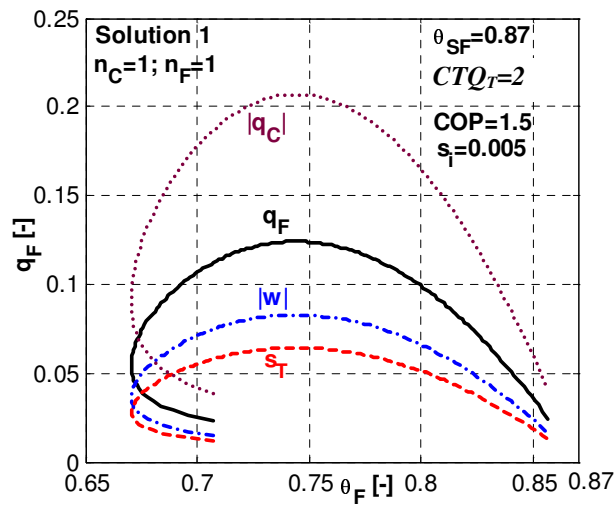


Fig. 3.41. Fluxurile energetice și generarea de entropie totală adimensionale pentru soluția de putere frigorifică maximă funcție de variabila de comandă θ_F – cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

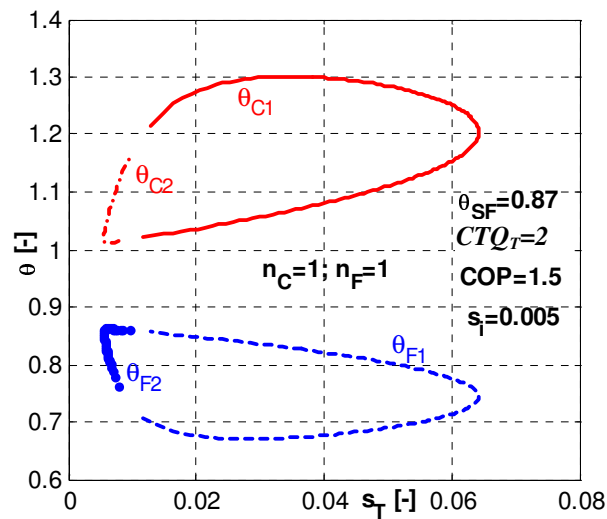


Fig. 3.42. Temperaturile adimensionale ale agentului frigorific pentru cele două soluții ale sistemului de ecuații funcție de \tilde{s}_T – cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

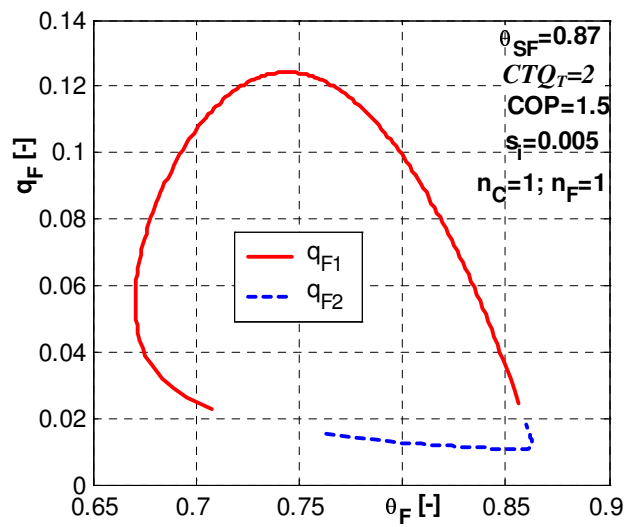


Fig. 3.43. Puterea frigorifică adimensională pentru cele două regimuri - cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

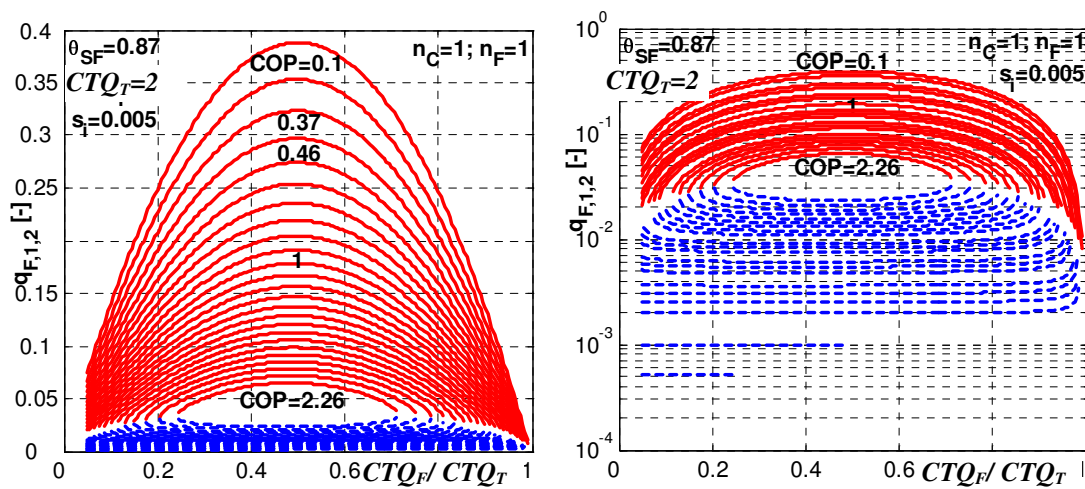


Fig. 3.44. Puterea frigorifică adimensională pentru cele două regimuri; studiu de sensibilitate în raport cu COP - cazul COP impus, \tilde{s}_i constant (în partea dreaptă este reprezentarea la scară logaritmică).

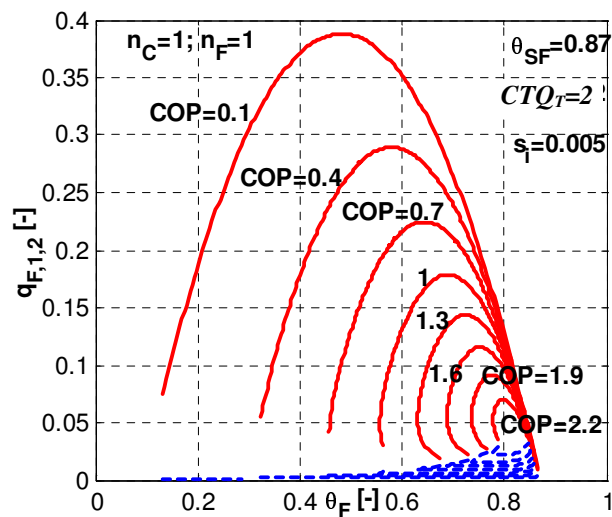


Fig. 3.45. Puterea frigorifică adimensională pentru cele două regimuri; studiu de sensibilitate în raport cu COP; reprezentare funcție de variabila de comandă θ_F - cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

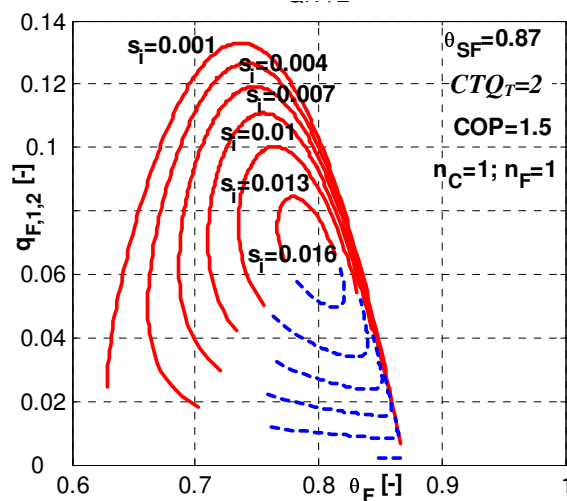


Fig. 3.46. Puterea frigorifică adimensională pentru cele două regimuri; studiu de sensibilitate în raport cu \tilde{s}_i ; reprezentare funcție de variabila de comandă θ_F - cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

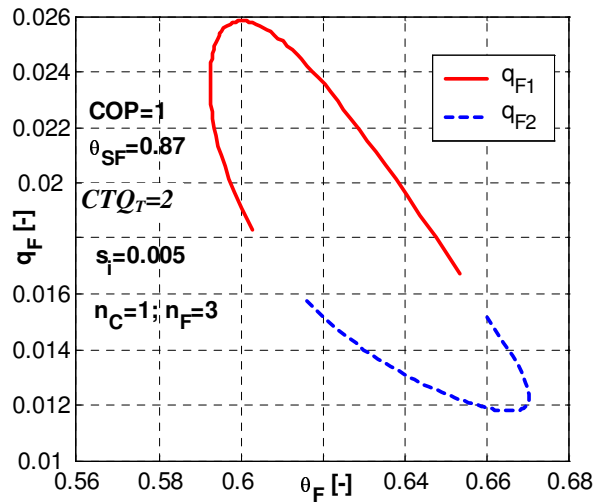


Fig. 3.47. Puterea frigorifică adimensională pentru cele două regimuri, caz neliniar - cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

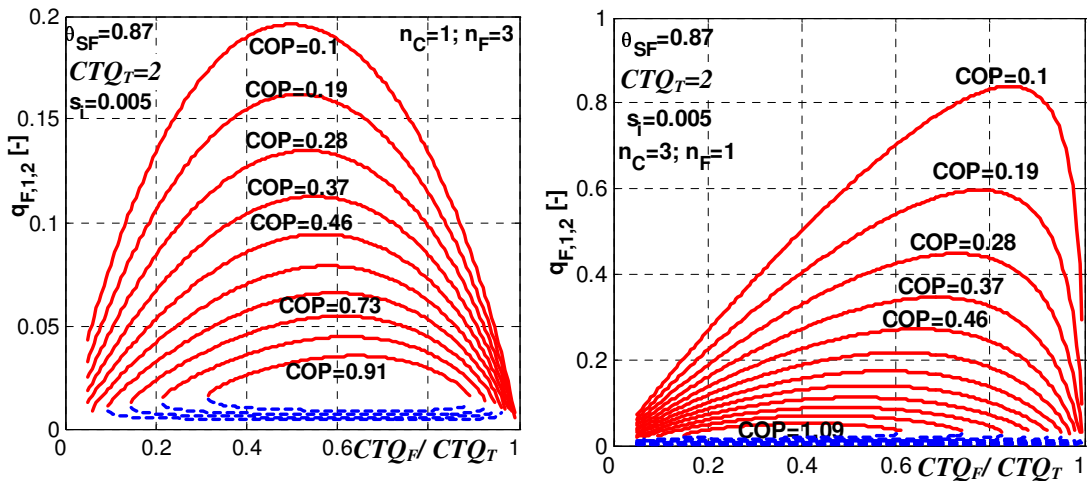


Fig. 3.48. Puterea frigorifică adimensională pentru cele două regimuri; studiu de sensibilitate în raport cu COP și combinațiile nesimetrice de legi de transfer la cele două surse - cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

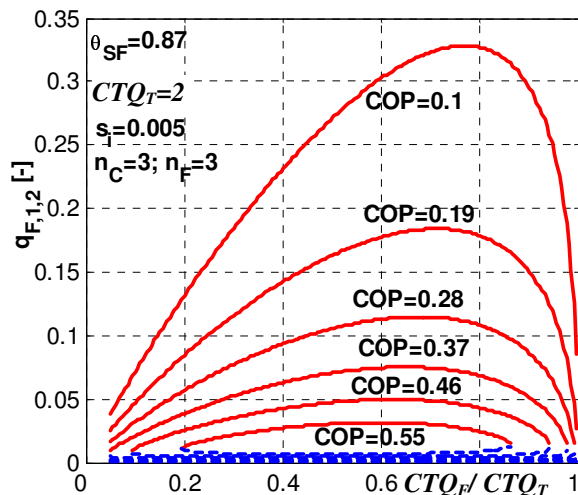


Fig. 3.49. Puterea frigorifică adimensională pentru cele două regimuri; studiu de sensibilitate în raport cu COP, legi de transfer neliniare - cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

Reprezentarea puterii frigorifice pentru ambele regimuri funcție de θ_F generează curbe tip buclă ca cea din Fig. 3.43. O valoare a temperaturii adimensionale θ_F poate genera o valoare ridicată a puterii frigorifice sau dimpotrivă o valoare foarte scăzută, ce tinde către zero. De asemenea, o aceeași valoare a puterii frigorifice poate fi atinsă la o temperatură frigorifică destul de apropiată de cea de referință (a mediului ambiant) – partea din dreapta a curbelor - sau poate fi atinsă la temperature frigorifice joase – partea din stânga a curbelor. Evident, această alegere depinde de setarea parametrilor mașinii și a celorlalte variabile de control (θ_C , CTQ_F , etc).

Un studiu de sensibilitate efectua în raport cu COP relevă limitarea domeniului pentru variabilele sistemului dar și efectele asupra performanțelor mașinii - Fig. 3.44. Cu cât impunem mașinii funcționarea la un COP mai mare, cu atât puterea frigorifică scade iar domeniul posibil de variație a valorilor variabilelor se restrânge. Acest lucru se observă foarte bine în Fig. 3.45 pentru temperatura frigorifică și puterea frigorifică.

Generarea de entropie internă are de asemenea un efect important asupra acestor mărimi, după cum se poate observa în Fig. 3.46. Valori din ce în ce mai ridicate ale entropiei interne create generează domenii de variație din ce în ce mai restrânse atât pentru temperaturile frigorifice cât și pentru performanțele mașinii. Este interesant de remarcat că pentru temperaturi frigorifice nu foarte scăzute, generarea de entropie totală nu are un efect foarte important asupra puterii frigorifice – partea de tangență a curbelor, din dreapta. Însă efectul acesteia este foarte important în aplicații criogenice – partea stângă a curbelor de variație.

În Fig. 3.47 - Fig. 3.49 se pot analiza efectele legilor de transfer de căldură – diverse combinații asupra poziționării valorilor extreme ale performanțelor mașinii în raport cu variabilele sistemului. De asemenea, foarte important mi se pare efectul asupra mărimii puterii frigorifice. Dacă pentru cazul liniar impunerea unui coeficient de performanță de 0,5 conducea la obținerea unei puteri frigorifice maxime adimensionale de 0,25, cazul de schimbare de fază la ambele surse (Fig. 3.49) reduce această valoare la

aproximativ 0,04. Acest studiu poate avea consecințe importante în proiectarea mașinilor frigorifice.

3.3.1.5. Puterea frigorifică și generarea de entropie internă impuse

Un alt caz studiat este cel în care puterea frigorifică este impusă în locul coeficientului de performanță.

Deoarece calculele analitice sunt similare, voi prezenta numai câteva din rezultatele obținute. Pentru acest studiu de caz, se obține o singură soluție fizic acceptabilă.

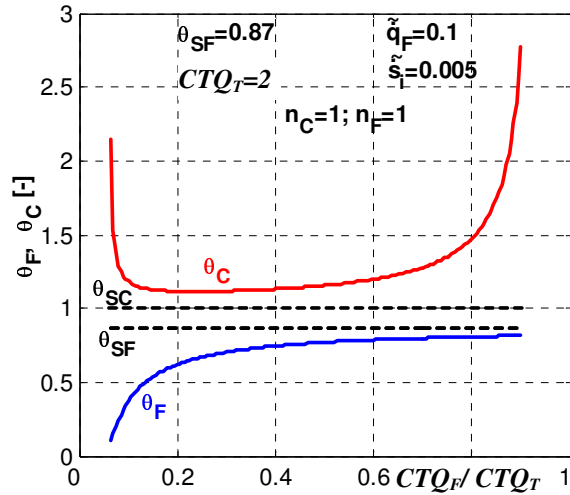


Fig. 3.50. Temperaturile adimensionale ale agentului frigorific – cazul \tilde{q}_F impus, \tilde{s}_i constant.

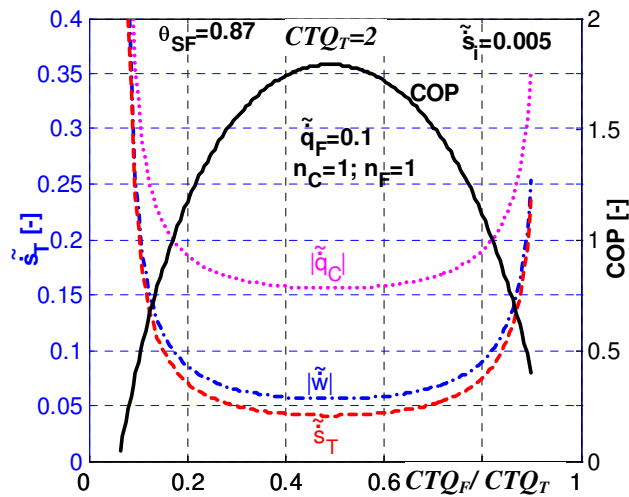


Fig. 3.51. Fluxurile energetice și generarea de entropie totală adimensionale – cazul \tilde{q}_F impus, \tilde{s}_i constant.

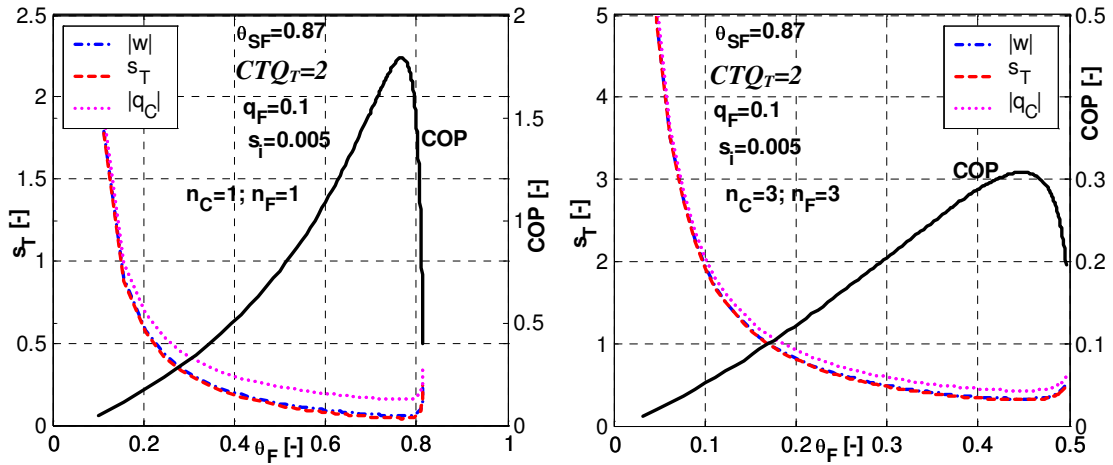


Fig. 3.52. Fluxurile energetice și generarea de entropie totală adimensionale; studiu comparativ pentru diverse legi de transfer de căldură – cazul \tilde{q}_F impus, \tilde{s}_i constant.

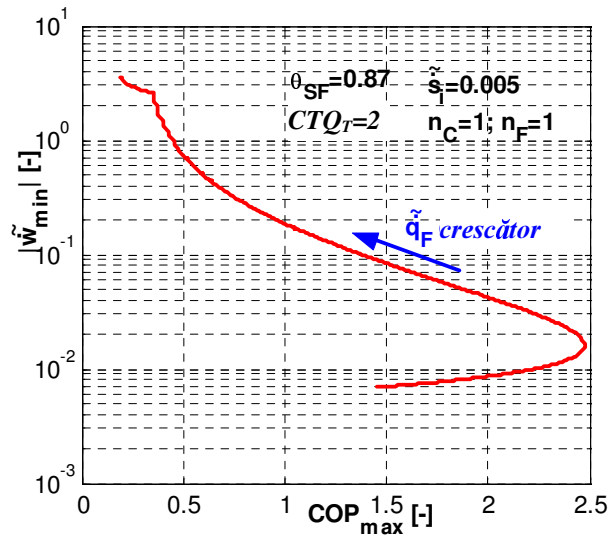


Fig. 3.53. Reprezentarea valorile extreme ale puterii consumate adimensionale funcție de valorile extreme ale COP – cazul \tilde{q}_F impus, \tilde{s}_i constant.

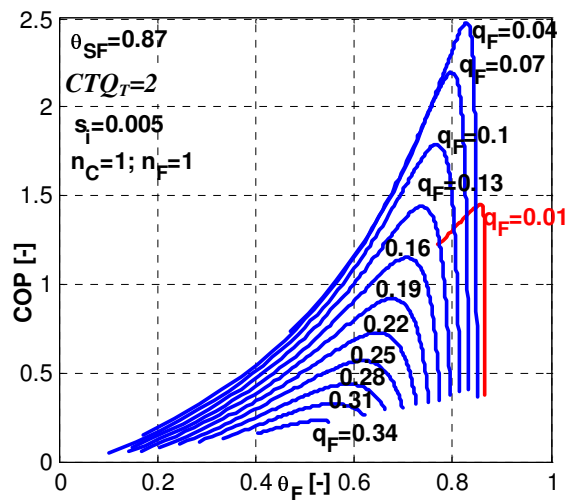


Fig. 3.54. Variația COP funcție de temperatura frigorifică; studiu de sensibilitate în raport cu puterea frigorifică – cazul \tilde{q}_F impus, \tilde{s}_i constant.

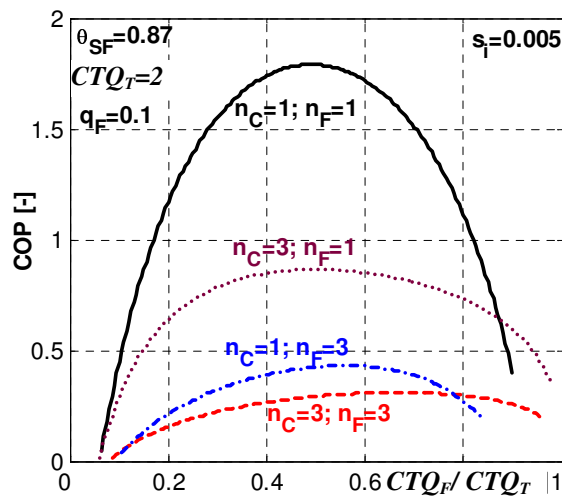


Fig. 3.55. Variația COP; studiu de sensibilitate în raport cu inversele combinații de legi de transfer de căldură la cele două surse – cazul \tilde{q}_F impus, \tilde{s}_i constant.

Analiza performanțelor mașinii în condițiile impunerii puterii frigorifice se va face prin studierea variabilelor sistemului. Astfel, Fig. 3.50 și Fig. 3.51 se vor studia împreună. Se observă obținerea unui regim de consum minim și coeficient de performanță maxim.

Din Fig. 3.52 se observă că palierul cel mai favorabil în ceea ce privește valorile temperaturii frigorifice este între 0,6 și 0,8 pentru a obține o funcționare cu disipare minimă și COP maxim. Acest palier depinde și de legea de transfer de căldură. În partea

dreaptă a figurii, pentru cazul considerării transferului de căldură cu schimbare de fază la ambele surse, se observă limitarea domeniului fizic posibil pentru temperatura frigorifică și palierul optim între 0,4 și 0,5.

Reprezentarea din Fig. 3.53 este similară reprezentării Putere-Randament în cazul motorului, însă această reprezentare semnifică în acest caz puterea minimă consumată funcție de valorile maxime ale COP . Se obține același gen de variație, cu atingerea unui regim de maxim maximorum pentru COP . Se mai observă că pentru COP între 1,5 și 2,4 (pentru cazul numeric considerat), pot fi atinse două regimuri diferite la aceeași valoare COP : unul de putere frigorifică mai mare și consum mai mare sau altul de consum mai mic și putere frigorifică mai mică.

Un studiu de sensibilitate în raport cu puterea frigorifică arată dependența intervalului fizic posibil de variație a valorilor temperaturii frigorifice precum și a COP - Fig. 3.54. Se observă atât această restricție cât și deplasarea punctului maxim al COP către valori mai scăzute ale temperaturii frigorifice.

Fig. 3.55 evidențiază efectul diverselor combinații de legi de transfer de căldură la cele două surse termice, cazul cel mai favorabil fiind cel liniar, iar cel mai puțin favorabil cel cu schimbare de fază la ambele surse.

3.3.1.6. **Câteva rezultate și pentru pompele de căldură**

Dezvoltarea analitică a modelului pentru pompele de căldură este similară celei pentru mașini frigorifice, având grijă la definiția coeficientului de performanță.

În continuare, voi prezenta doar câteva rezultate grafice obținute după aplicarea modelului pentru studiul unei pompe de căldură. Datorită faptului că principiul de funcționare al pompei de căldură este asemănător celui de funcționare a unei mașini frigorifice, rezultatele sunt similare.

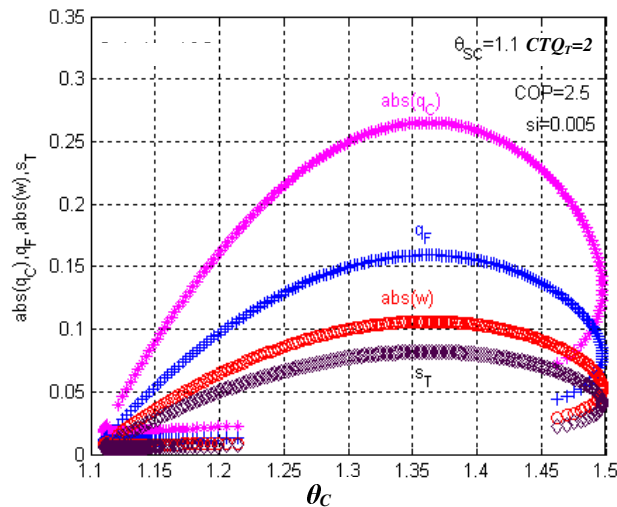


Fig. 3.56. Variația fluxurilor energetice funcție de temperatura agentului la partea caldă a mașinii pentru cele două regimuri de funcționare – cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

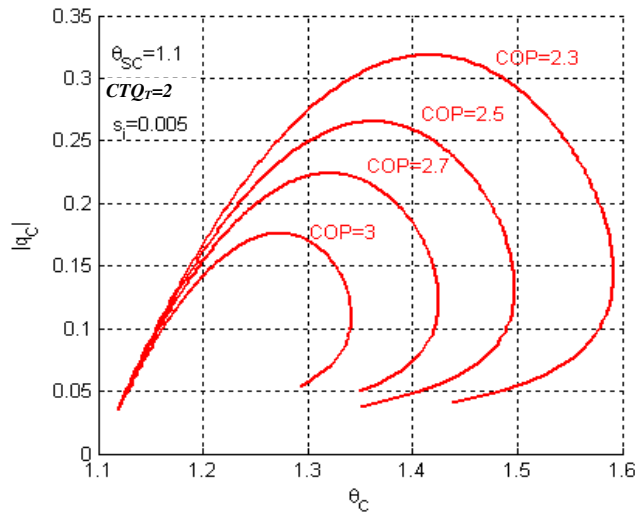


Fig. 3.57. Variația puterii termice adimensionale funcție de temperatura agentului la partea caldă a mașinii pentru regimul de putere termică maximă; studiu de sensibilitate în raport cu COP – cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

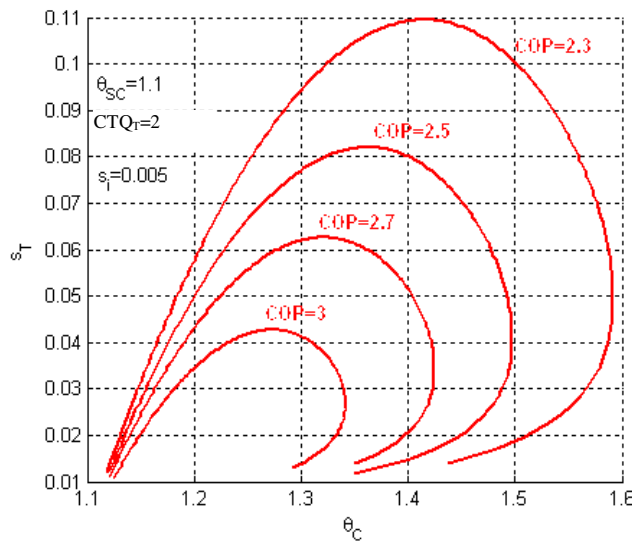


Fig. 3.58. Variația generării de entropie totală adimensională funcție de temperatura agentului la partea caldă a mașinii pentru regimul de putere termică maximă; studiu de sensibilitate în raport cu COP – cazul COP impus, \tilde{s}_i constant.

În Fig. 3.56 sunt reprezentate fluxurile adimensionale pentru cele două soluții ale sistemului de ecuații. Aceeași observație ca la mașinile frigorifice este de făcut și aici și anume, zona preferabilă de funcționare este cea pentru care efectul util este maxim dar în condițiile unui consum și disipări minime. Cum cele două condiții nu pot fi atinse simultan,

se alege o soluție de compromis. Pentru cazul studiat, aceasta ar fi zona din dreapta a graficelor prezentate, adică temperatura spațiului încălzit cât mai mare, cu o bună putere termică \tilde{q}_C , dar cu un consum cât mai mic.

Studiul de sensibilitate efectuat în raport cu valorile *COP* impuse relevă variații similare pentru efectele utile ale celor tipuri de mașini cu ciclu inversat. Creșterea coeficientului de performanță are ca efect diminuarea puterii termice și a temperaturii spațiului încălzit - Fig. 3.57. Prin impunerea valorii lui *COP*, scăderea puterii termice determină la rândul său scăderea disipației totale - Fig. 3.58.

Sursele de tip termostat nu reflectă întotdeauna realitatea, dar simplifică modelul matematic. Sunt situații, cazuri particulare, când considerarea unei surse de temperatură constantă nu induce erori de calcul. Însă, sunt și cazuri când trebuie neapărat luată în calcul variația temperaturii sursei de căldură. Acest caz corespunde surselor cu capacități finite.

3.3.2. **Surse cu capacități finite**

Studiul surselor cu capacități finite implică considerarea unor temperaturi diferite ale agentului termic din sursa de căldură între intrarea și ieșirea din schimbător de căldură. O astfel de reprezentare a unui ciclu inversat Carnot este în Fig. 3.59.

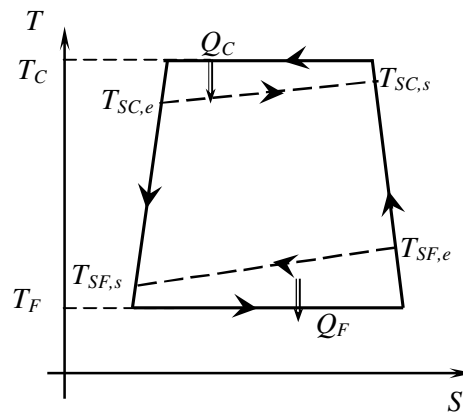


Fig. 3.59. Reprezentarea ciclului inversat Carnot ireversibil cu surse de căldură cu capacități finite.

Se va nota intrarea în schimbător cu indicele „s”, iar ieșirea cu indicele „e”.

Diferențele care intervin în dezvoltarea modelului analitic apar în expresiile fluxurilor de căldură schimbate între agentul frigorific din mașină și agenții termici ai celor două surse de căldură, precum și în expresia entropiei totale generate, după cum urmează:

- schimbul de căldură la sursa rece (evaporator) se poate exprima astfel:

$$\dot{Q}_F = U_F A_F \frac{T_{SF,e} - T_{SF,s}}{\ln \frac{T_{SF,e} - T_F}{T_{SF,s} - T_F}} \text{ sau } \dot{Q}_F = \dot{Q}_{SF} = \dot{C}_F (T_{SF,e} - T_{SF,s}) \quad (3.134)$$

în care $\dot{C}_F = (\dot{m}c_p)_{\text{agent_sursa_rece}}$ reprezintă debitul caloric al agentului termic din sursa rece;
 - schimbul de căldură la sursa caldă (condensator) se poate exprima astfel:

$$\left| \dot{Q}_C \right| = U_C A_C \frac{T_{SC,s} - T_{SC,e}}{\ln \frac{T_C - T_{SC,e}}{T_C - T_{SC,s}}} \text{ sau } \left| \dot{Q}_C \right| = \left| \dot{Q}_{SC} \right| = \dot{C}_C (T_{SC,s} - T_{SC,e}) \quad (3.135)$$

în care $\dot{C}_C = (\dot{m}c_p)_{\text{agent_sursa_calda}}$ reprezintă debitul caloric al agentului termic din sursa caldă.

Se face ipoteza schimbătoarelor de căldură la care fluxul transferat de un agent este preluat în totalitate de celălalt.

Aplicând metoda ε - NTC , aceste schimburi energetice pot fi exprimate astfel:

$$\dot{Q}_F = \varepsilon_F \dot{C}_F (T_{SF,e} - T_F) = (1 - e^{-NUT_F}) \dot{C}_F (T_{SF,e} - T_F) \quad (3.136)$$

unde $NUT_F = \frac{U_F A_F}{\dot{C}_F}$, respectiv

$$\dot{Q}_C = \varepsilon_C \dot{C}_C (T_C - T_{SC,e}) = (1 - e^{-NUT_C}) \dot{C}_C (T_C - T_{SC,e}) \quad (3.137)$$

$NUT_C = \frac{U_C A_C}{\dot{C}_C}$ (deoarece agentul frigorific trece prin schimbare de fază în timpul proceselor de transfer de căldură cu sursele).

În ceea ce privește generarea de entropie totală, expresia acesteia se obține din integrarea fluxului de căldură transmis la fiecare sursă între temperatura de intrare și cea de ieșire a agentului.

$$\int_{T_{SF,e}}^{T_{SF,s}} \dot{C}_F \frac{dT}{T_{SF}}; \int_{T_{SC,e}}^{T_{SC,s}} \dot{C}_C \frac{dT}{T_{SC}} \quad (3.138)$$

care conduce la:

$$\dot{S}_T = \dot{C}_F \ln \frac{T_{SF,s}}{T_{SF,e}} + \dot{C}_C \ln \frac{T_{SC,s}}{T_{SC,e}} \quad (3.139)$$

În rest, procedura (de adimensionalizare și optimizare) este asemănătoare cu cea prezentată deja pentru cazul surselor de tip termostat.

Consider că se poate prezenta în cele ce urmează un alt caz de optimizare, și anume în raport cu suprafața totală a celor două schimbătoare de căldură și respectiv **distribuția optimă a suprafețelor între cele două schimbătoare**.

Astfel, aleg spre exemplificare câteva cazuri. Ele diferă prin modalitatea de a alege parametrii și variabilele sistemului și de a reprezenta rezultatele funcție de anumiți parametrii de comandă. În proiectarea și/sau reglarea mașinii, parametrii de comandă vor fi cei ajustați corespunzător de către inginer. Multitudinea de studii de caz restul tocmai din diversele combinații între parametrii și variabile.

3.3.2.1. Varianta A) de optimizare

Un prim caz considerat este următorul:

- Se consideră ca parametrii ai sistemului: A_T, \dot{S}_i (impusă de una din cele trei legi de variație considerate anterior), $U_F, U_C, \dot{C}_F, T_{SC,e}, T_{SF,s}$.
- Parametrii de comandă sunt aleși astfel: T_C, A_F .
- Restricțiile sunt: \dot{Q}_F, \dot{S}_i (deci, putere frigorifică impusă).
- Algoritm de calcul este următorul:

1) plecând de la expresia fluxului de căldură schimbat la partea rece a mașinii de către agentul sursei:

$$\dot{Q}_F = \dot{C}_F (T_{SF,e} - T_{SF,s})$$

se determină temperatura agentului secundar la intrarea în evaporator, funcție de parametrii și variabilele considerate:

$$\Rightarrow T_{SF,e} = T_{SF,s} + \frac{\dot{Q}_F}{\dot{C}_F} = f(\text{parametrii și variabilele sistemului})$$

2) expresia fluxului de căldură schimbat la partea rece a mașinii, dar scris sub formă globală:

$$\dot{Q}_F = U_F A_F \Delta T_{F,m,\ln}$$

unde $\Delta T_{F,m,\ln} = \frac{T_{SF,e} - T_{SF,s}}{\ln \frac{T_{SF,e} - T_F}{T_{SF,s} - T_F}}$ este diferența medie logaritmică de temperatură între cele

două fluide din evaporator

conduce la aflarea temperaturii de vaporizare (temperatura agentului frigorific în evaporator):

$$\Rightarrow T_F = \frac{T_{SF,e} - T_{SF,s} e^{\frac{U_F A_F}{\dot{Q}_F} (T_{SF,e} - T_{SF,s})}}{1 - e^{\frac{U_F A_F}{\dot{Q}_F} (T_{SF,e} - T_{SF,s})}} = f(\text{parametrii și variabilele sistemului})$$

3) deoarece \dot{S}_i este un parametru, din principiul II al termodinamicii aplicat ciclului se determină fluxul de căldură schimbat la condensator:

$$\Rightarrow \dot{Q}_C = -T_C \left(\frac{\dot{Q}_F}{T_F} + \dot{S}_i \right) = f(\text{parametrii și variabilele sistemului})$$

4) Scris sub forma:

$$-\dot{Q}_C = U_C A_C \Delta T_{C,m,\ln}$$

în care $\Delta T_{C,m,\ln} = \frac{T_{SC,s} - T_{SC,e}}{\ln \frac{T_C - T_{SC,e}}{T_C - T_{SC,s}}}$, se determină temperatura agentului secundar la ieșirea din

condensator (rezolvare grafică):

$$\Rightarrow T_{SC,s} = f(\text{parametrii și variabilele sistemului})$$

5) Aceeași expresie a fluxului de căldură schimbat la condensator, dar scris pentru agentul sursei (apă industrială)

$$-\dot{Q}_C = \dot{C}_C (T_{SC,s} - T_{SC,e})$$

furnizează debitul caloric al agentului sursei:

$$\Rightarrow \dot{C}_C = \frac{-\dot{Q}_C}{(T_{SC,s} - T_{SC,e})} = f(\text{parametrii și variabilele sistemului})$$

6) se mai calculează puterea compresorului :

$$\dot{W} = \dot{Q}_F + \dot{Q}_C = f(\text{parametrii și variabilele sistemului})$$

și coeficientul de performanță al mașinii:

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{|\dot{W}|} = f(\text{parametrii și variabilele sistemului})$$

precum și generarea de entropie totală

$$\dot{S}_T = \dot{C}_F \ln \frac{T_{SF,s}}{T_{SF,e}} + \dot{C}_C \ln \frac{T_{SC,s}}{T_{SC,e}} = f(\text{parametrii și variabilele sistemului})$$

Câteva din rezultatele obținute sunt ilustrate în Fig. 3.60 - Fig. 3.64.

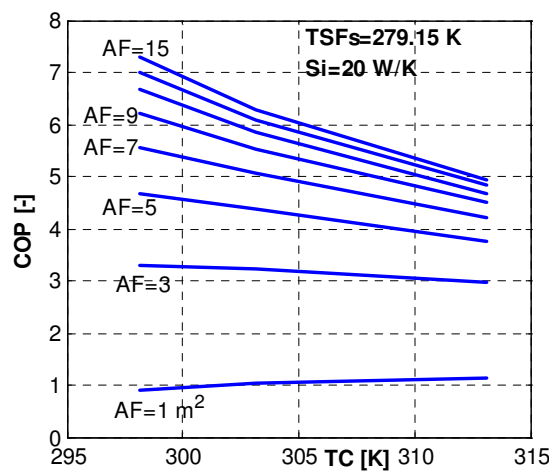


Fig. 3.60. Coeficientul de performanță al mașinii funcție de temperatura de condensare și suprafața evaporatorului (cazul $\dot{S}_i = \text{constant}$).

În Fig. 3.60 se observă influența ariei evaporatorului (variata între 1 m^2 și aria totală a celor două schimbătoare de căldură) și a temperaturii de condensare asupra COP; grafice similare sunt obținute pentru fluxurile energetice ale mașinii. Se poate extrage o informație importantă din punct de vedere al investiției economice rentabile în ceea ce privește aria evaporatorului în raport cu aria condensatorului. Evident că rezultatele diferă funcție de parametrii considerați, acest studiu fiind util atunci când este aplicat unei mașini anume.

Acest rezultat se poate analiza și mai bine în Fig. 3.61, unde pentru o valoare aleasă a temperaturii de condensare se poate determina distribuția optimă a suprafețelor de schimb de căldură între cele două schimbătoare.

Această figură trebuie interpretată și cu ajutorul Fig. 3.62 deoarece și influența debitului caloric al agentului trebuie luată în considerare.

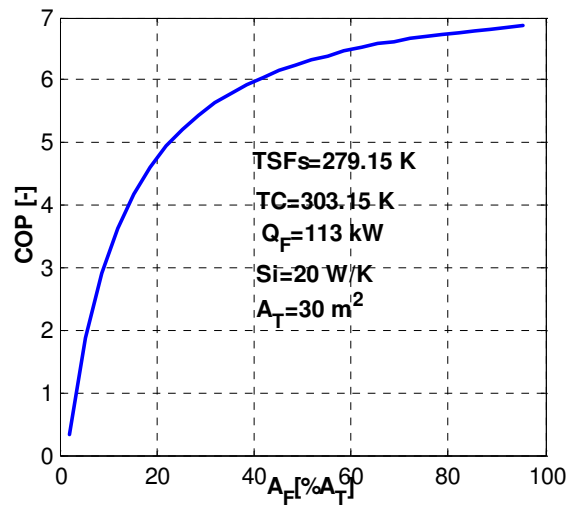


Fig. 3.61. Coeficientul de performanță al mașinii funcție de suprafața evaporatorului pentru o valoare aleasă temperaturii de condensare (cazul $\dot{S}_i = \text{constant}$).

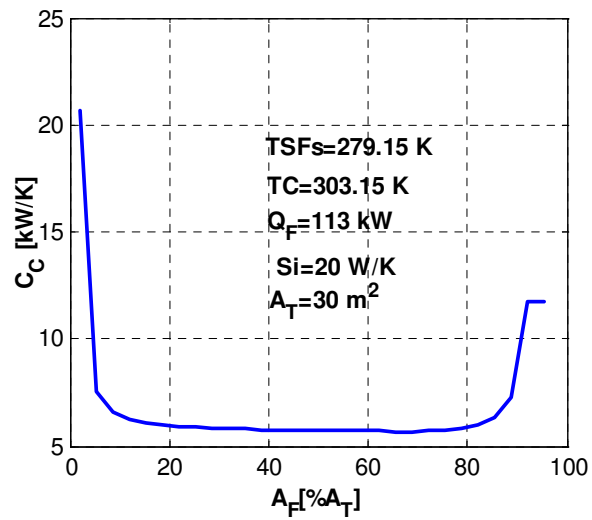


Fig. 3.62. Debitul caloric al agentului sursei calde funcție de suprafața evaporatorului pentru o valoare aleasă temperaturii de condensare (cazul $\dot{S}_i = \text{constant}$).

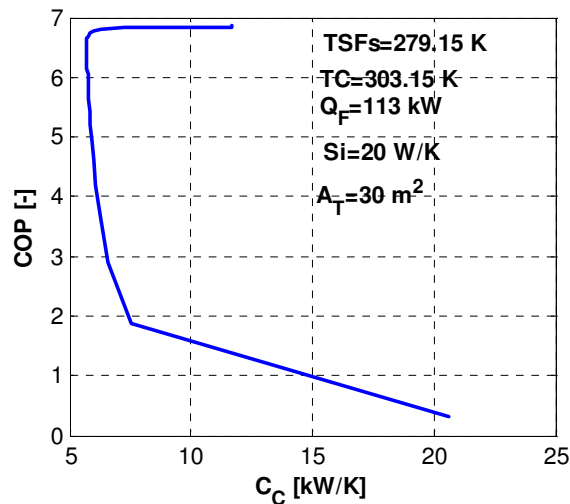


Fig. 3.63. Coeficientul de performanță al mașinii funcție de debitul caloric al agentului sursei calde pentru o valoare aleasă temperaturii de condensare (cazul $\dot{S}_i = \text{constant}$).

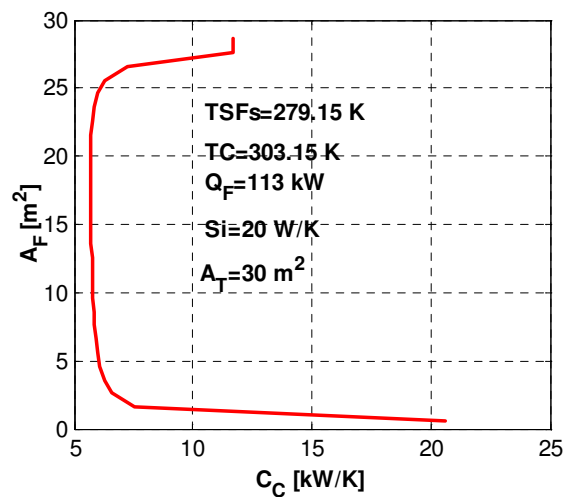


Fig. 3.64. Suprafața evaporatorului funcție de debitul caloric al agentului sursei calde pentru o valoare aleasă temperaturii de condensare (cazul $\dot{S}_i = \text{constant}$).

Din analiza Fig. 3.63 se observă că punctul optim de funcționare ar corespunde unui COP mare și un debit caloric mic, partea stângă a curbei. Însă din Fig. 3.64 acest punct de funcționare corespunde și unei arii a evaporatorului mare. Evident că se va alege o soluție pe baza unui compromis tehnico-economic și de disponibilitate a spațiului.

Impunerea restricției pentru \dot{S}_i ca funcție liniară de temperatură sau logaritmică, nu modifică forma graficelor, ci reduce domeniul de variație fizic posibil pentru variabilele sistemului. Acest studiu este prezentat în paragraful 3.4.4. prin aplicarea modelului pe date experimentale existente.

Alte cazuri considerate sunt prezentate în Tabel 3.2.

Tabel 3.2. Studii de caz – mașini frigorifice cu surse termice cu capacități finite; optimizare după aria schimbătoarelor de căldură.

Cazul I) Puterea frigorifică \dot{Q}_F impusă; Cazul II) Puterea compresorului \dot{W} impusă

Nr.	Parametrii modelului	Parametrii de comandă (pentru studii de sensibilitate)	Variabilele modelului	Restricții
I.1	A_T U_F, U_C T_{SFs}, T_{Sce}	A_F T_F, T_C	A_C T_{SFe}, T_{SCs} \dot{C}_F, \dot{C}_C $\dot{Q}_C, \dot{W}, COP,$ \dot{S}_T	$\dot{Q}_F = \dot{C}_F(T_{SF,e} - T_{SF,s})$ $\dot{S}_i - \frac{ \dot{Q}_C }{T_C} + \frac{\dot{Q}_F}{T_F} = 0$
I.2	A_T U_F, U_C T_{SFs}, T_{Sce} \dot{C}_C	A_F \dot{C}_F	A_C $T_{SFe}, T_{SCs}, T_F, T_C$ $\dot{Q}_C, \dot{W}, COP,$ \dot{S}_T	$\dot{Q}_F = \dot{C}_F(T_{SF,e} - T_{SF,s})$ $\dot{S}_i - \frac{ \dot{Q}_C }{T_C} + \frac{\dot{Q}_F}{T_F} = 0$
I.3	A_T U_F, U_C $T_{SFs} \text{ (sau } T_{SFe}),$ T_{Sce} \dot{C}_C	A_F T_C \dot{C}_F	A_C $T_{SFe}, T_{SCs}, T_F, T_C$ $\dot{Q}_C, \dot{W}, COP,$ \dot{S}_i, \dot{S}_T	$\dot{Q}_F = \dot{C}_F(T_{SF,e} - T_{SF,s})$
II.1	A_T U_F, U_C T_{SFs}, T_{Sce}	A_F T_F, T_C	A_C $T_{SFe}, T_{SCs}, \dot{C}_F,$ \dot{C}_C $\dot{Q}_C, \dot{Q}_F, COP,$ \dot{S}_T	$\dot{W} = \dot{Q}_F - \dot{Q}_C < 0$ $\dot{S}_i - \frac{ \dot{Q}_C }{T_C} + \frac{\dot{Q}_F}{T_F} = 0$
II.2	A_T U_F, U_C T_{SFs}, T_{Sce} \dot{C}_C	A_F \dot{C}_F	A_C $T_{SFe}, T_{SCs}, T_F, T_C$ $\dot{Q}_C, COP, \dot{S}_T$	$\dot{W} = \dot{Q}_F - \dot{Q}_C < 0$ $\dot{S}_i - \frac{ \dot{Q}_C }{T_C} + \frac{\dot{Q}_F}{T_F} = 0$
II.3	A_T U_F, U_C T_{SFs}, T_{Sce} \dot{C}_C	A_F T_C \dot{C}_F	A_C $T_{SFe}, T_{SCs}, T_F, T_C$ $\dot{Q}_C, \dot{Q}_F, COP,$ \dot{S}_i, \dot{S}_T	$\dot{W} = \dot{Q}_F - \dot{Q}_C < 0$

Menționez că atunci când generarea entropiei interne este considerată o restricție a sistemului, aceasta este considerată după cele trei legi de variație prezentate în model.

În cele ce urmează voi prezenta doar două din aceste cazuri.

3.3.2.2. *Varianta B) de optimizare (cazul I.2 din tabel)*

Iată un al doilea studiu de caz în ceea ce privește optimizarea suprafețelor de schimb de căldură – cazul I.2 din Tabel 3.2.

Față de exemplul prezentat anterior (varianta A), de această dată debitele calorice ale celor doi agenți nu sunt impuse, fiind variabile ce vor fi determinate. În plus, apare un nou parametru de comandă, temperature de vaporizare.

Algoritmul de calcul este următorul:

1) Din expresia puterii frigorifice se determină temperature agentului secundar la ieșirea din evaporator $T_{SF,e} = T_{SF,s} + \frac{\dot{Q}_F}{\dot{C}_F}$;

2) Apoi se detemină temperature de vaporizare $T_F = T_{SF,e} - \frac{\dot{Q}_F}{\varepsilon_F \dot{C}_F}$;

3) Consider mai relevant cazul de variație logaritmică a generării de entropie internă, deci $\dot{S}_i = const1 \cdot \ln \frac{T_C}{T_F} + const2$, ceea ce implică rezolvarea grafică a ecuației principiul II:

$const1 \cdot \ln \frac{T_C}{T_F} + const2 + \frac{\dot{Q}_C}{T_C} + \frac{\dot{Q}_F}{T_F} = 0$; această relație se va rezolvă în T_C , în care fluxurile de căldură se exprimă din ecuațiile modelului matematic prezentate în cadrul variantei A.

4) Din expresia $|\dot{Q}_C| = \dot{C}_C (T_{SC,s} - T_{SC,e}) = \varepsilon_C \dot{C}_C (T_C - T_{SC,e})$ se determină temperature agentului din condensator la ieșirea din schimbătorul de căldură: $T_{SC,s} = T_{SC,e} + \varepsilon_C (T_C - T_{SC,e})$.

5) Se determină fluxurile energetice, COP și \dot{S}_T .

În Fig. 3.65 - Fig. 3.68 sunt prezentate câteva din rezultatele obținute în urma acestui studiu:

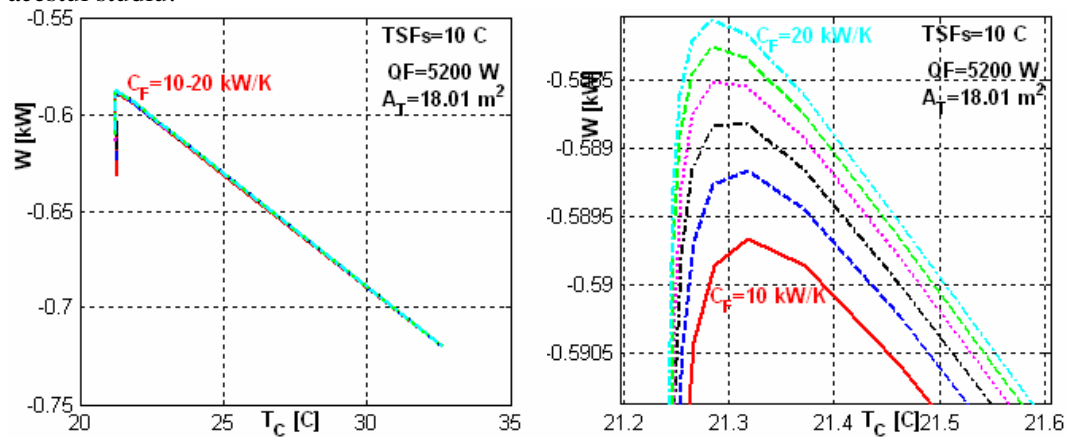


Fig. 3.65. Puterea compresorului funcție de temperatura de condensare și influența (nesemnificativă) a debitului caloric al agentului sursei reci (cazul \dot{S}_i logaritmic); în dreapta - reprezentare de detaliu.

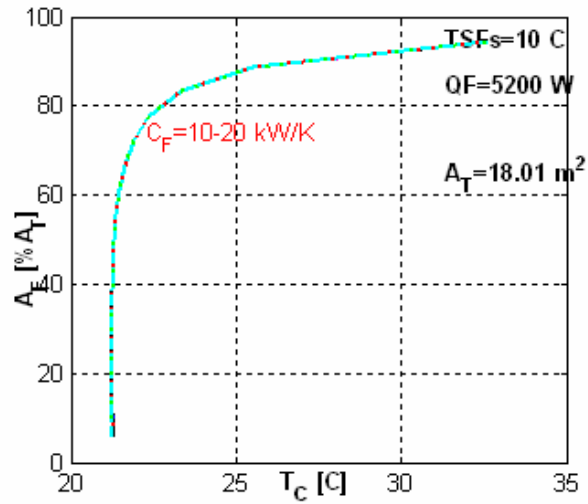


Fig. 3.66. Suprafața evaporatorului funcție de temperatura de condensare și influența nesemnificativă a debitul caloric al agentului sursei reci (cazul $\dot{S}_i = \text{logaritmic}$).

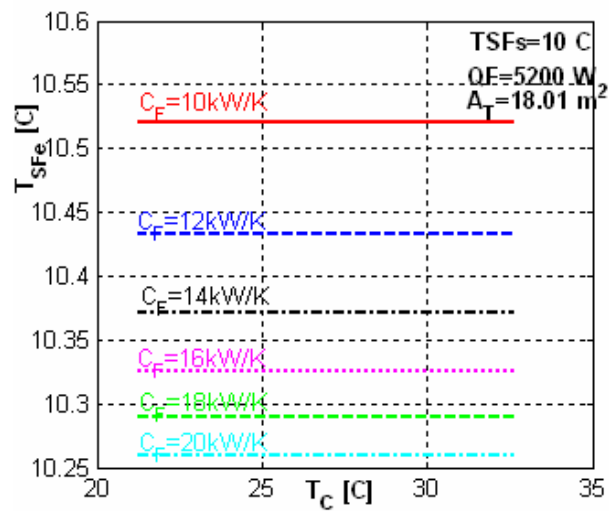


Fig. 3.67. Temperatura agentului sursei reci la intrarea în evaporator funcție de temperatura de condensare și influența debitului caloric al agentului sursei reci (cazul $\dot{S}_i = \text{logaritmic}$).

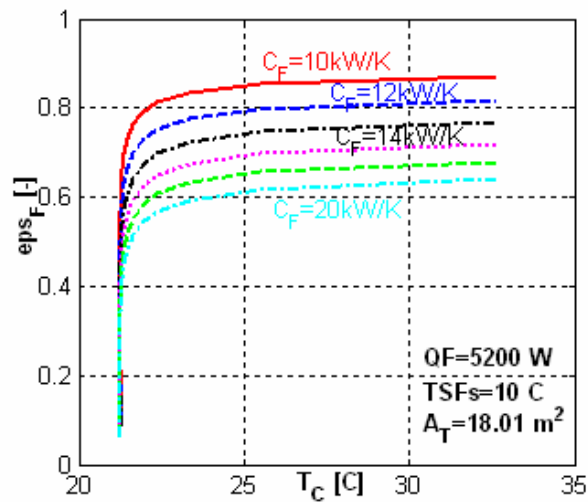


Fig. 3.68. Eficiența evaporatorului funcție de temperatura de condensare și influența debitului caloric al agentului sursei reci – cazul proiectării și alegerii schimbătorului de căldură la sursa rece (cazul $\dot{S}_i = \text{logaritmic}$).

Din Fig. 3.65 și Fig. 3.66 se observă faptul că debitul caloric al agentului de la sursa rece nu are o influență importantă asupra performanțelor mașinii. În schimb, cu cât temperatura de condensare este mai mică, cu atât consumul compresorului este mai mic. În ceea ce privește aria evaporatorului, există un palier pentru temperatura de condensare (între 21-22 °C) pentru care mărirea ariei evaporatorului conduce la diminuarea consumului compresorului.

Influența debitului caloric al agentului de la sursa rece nu este importantă nici asupra temperaturii agentului la ieșirea din evaporator, deci a spațiului răcit. În Fig. 3.67 se poate observa că o dublare a valorii debitului caloric duce la o scădere a temperaturii spațiului răcit cu doar 0,3 °C. Totuși, o influență benefică are asupra eficienței evaporatorului - Fig. 3.68. dublarea valorii debitului caloric are drept consecință scăderea eficienței evaporatorului necesar de la 80% la 60% pentru o aceeași valoare a temperaturii de condensare, ceea ce ar însemna o economie de investiție într-un schimbător foarte performant.

3.3.2.3. Varianta C) de optimizare (cazul I.3 din tabel)

Iată un alt studiu de caz în ceea ce privește optimizarea suprafețelor de schimb de căldură – cazul I.3 din Tabel 3.2.

Față de varianta A, de această dată se consideră ca parametru de comandă debitul caloric al agentului sursei calde, \dot{C}_c , iar generarea de entropie internă nu se mai impune prin nici o lege de variație ci va fi determinată din ecuațiile modelului.

Câteva rezultate sunt prezentate în Fig. 3.69 - Fig. 3.71 .

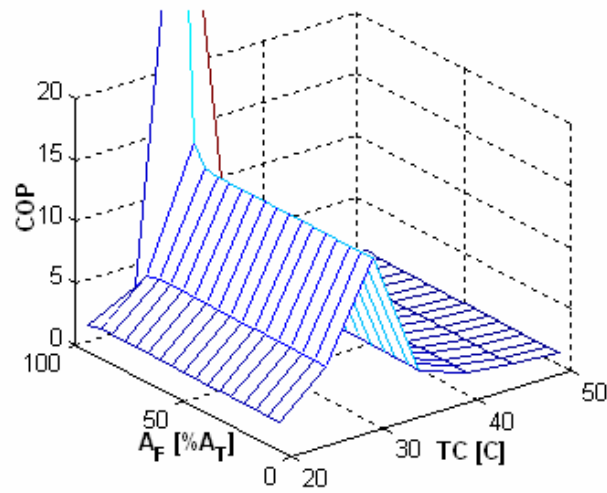


Fig. 3.69. Coeficientul de performanță al mașinii funcție de temperatura de condensare și suprafața evaporatorului (cazul I.3, $\dot{S}_i = \text{constant}$); reprezentare 3D.

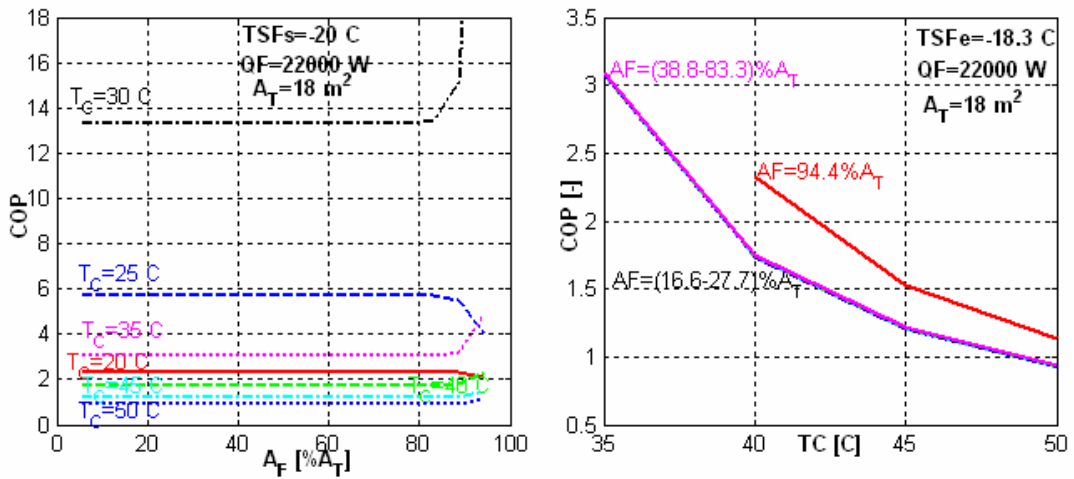


Fig. 3.70. Coeficientul de performanță al mașinii funcție de temperatura de condensare și suprafața evaporatorului (cazul I.3, $\dot{S}_i = \text{constant}$); reprezentare 2D.

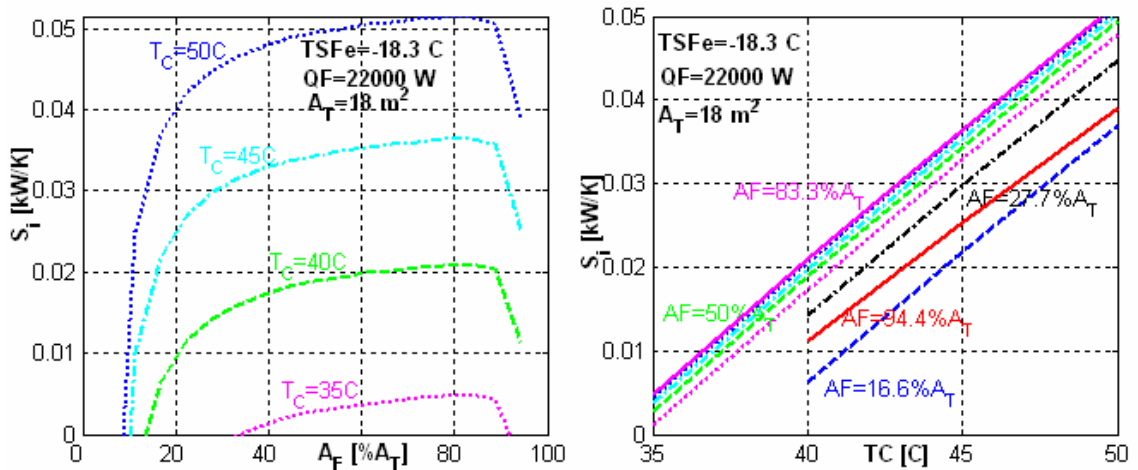


Fig. 3.71. Generarea de entropie internă funcție de temperatura de condensare și suprafața evaporatorului (cazul I.3, $\dot{S}_i = \text{constant}$).

În Fig. 3.69 este reprezentată soluția matematică a variației coeficientului de performanță funcție de aria evaporatorului și temperatura de condensare. Însă prin impunerea condițiilor de existență fizică a acestei soluții matematice, rezultă o limitare a domeniului de variație a temperaturii de condensare între 35 – 50°C - Fig. 3.70. Se observă că pentru valori ale temperaturii de condensare (în condițiile considerate și la valorile numerice ale parametrilor) mai mici de 30°C, coeficientul de performanță este în continuă creștere cu creșterea temperaturii de condensare, înregistrând un maxim apoi scăzând pe măsură ce T_C continuă să crească. De asemenea, distribuția suprafețelor de schimb de căldură între cele două schimbătoare conduce la variația domeniului fizic posibil pentru T_C .

Cum de această dată nu am mai impus generarea de entropie internă prin nici o lege de variație, Fig. 3.71 prezintă curbele de variație a acesteia așa cum rezultă din ecuațiile modelului și mai precis din principiul al II-lea al termodinamicii. Se observă că oricare ar fi temperatura de condensare, cu cât aria evaporatorului este mai mică, cu atât generarea de entropie este mai mică. Deci, din acest punct de vedere este de preferat o funcționare cu un evaporat mai mic decât cu un condensator mai mic. O altă informație furnizată de aceste grafice este influența temperaturii de condensare asupra generării de entropie internă: cu cât aceasta este mai mare, pentru o valoare fixă a ariei evaporatorului, cu atât generarea de entropie internă crește.



În concluzie, nici din punct de vedere al performanțelor (COP) și nici al generării de entropie internă nu este de preferat o funcționare la temperaturi de condensare ridicate și cu o distribuție a suprafeței de schimb de căldură mai importantă pentru evaporator.

3.4. Validarea modelului MTSO-2 pentru cazul **mașinilor frigorifice**

Validarea unui model analitic este un proces foarte important din punct de vedere al acceptării rezultatelor analitice și al viitoarelor posibile aplicații ale modelului dezvoltat, însă în același timp este un procedeu laborios și dificil datorită mai multor factori.

În primul rând, lipsa datelor experimentale și a posibilităților de efectuare a experimentelor conduce de multe ori la dezvoltarea unor modele ce rămân valabile doar la nivel teoretic, care scot în evidență anumite aspecte teoretice importante, dar rezultatele numerice pot diferi substanțial de cele reale. Validarea unui model analitic necesită disponibilitatea unui set de date experimentale care de multe ori este incomplet disponibil.

În al doilea rând, validarea reprezintă de multe ori un proces de încercări repetate fie de îmbunătățire a modelului analitic prin considerarea unor fenomene neluate în seamă sau prin introducerea unor factori de corelare, procedeu utilizat des în astfel de aplicații.

Pe parcursul derulării acestei teze de doctorat în cotutelă, s-a ivit ocazia efectuării unor experimente de laborator în Franța, pe două mașini frigorifice în diverse condiții de funcționare, de unde existența acestei părți în care voi încerca să descriu procesul de validare a modelului analitic prezentat, aplicat mașinilor frigorifice, dar pe care îl voi aplica condițiilor de funcționare ale instalației considerate.

3.4.1. **Contextul disponibilității datelor experimentale**

În cadrul unei colaborări între laboratorul în care mi-am desfășurat activitatea în cadrul acestei teze în cotutelă, Laboratoire d'Energétique et Mécanique Theorique et Appliquée (LEMTA) din cadrul Universității Henri Poincaré din Nancy, Franța, și Agenția Națională pentru Cercetare (Agence Nationale pour la Recherche) s-a încheiat un program de cercetare denumit SIMPFRI (Sûreté, Innovation et Maîtrise de l'énergie dans les Procédés Frigorifiques) ce are doi parteneri: CEMAGREF (Unité de Recherche, Génie des Procédés Frigorifiques - Institut de Recherche pour l'Ingénierie de l'Agriculture et de l'Environnement) și EDF (Electricité de France).

Responsabilii celor două echipe de cercetare sunt dl.ing. Denis LEDUCQ din partea CEMAGREF și dl.ing. Frédéric SICARD din partea EDF R&D, cărora le mulțumesc pentru colaborare, sprijin și promptitudinea cu care au răspuns tuturor cerințelor noastre.

În cadrul acestui program de cercetare, au fost puse la dispoziție date experimentale obținute cu două instalații:

- o instalație CEMAGREF de mică putere funcționând cu agenții frigorifici R22 sau R404A;
 - o instalație EDF semi-industrială de putere medie funcționând cu R410A sau R134A.
- În principal au fost studiate două regimuri permanente: primul prin menținerea constantă a temperaturii de condensare a agentului frigorific, iar cel de-al doilea prin menținerea constantă a temperaturii agentului sursei reci la ieșirea din evaporator.

Consider important să menționez faptul că *datele experimentale ne-au fost furnizate la cerere, experimentele fiind efectuate în condițiile cerute de noi* pentru a putea corela dezvoltarea analitică (ipotezele considerate) cu condițiile de funcționare reală.

3.4.2. **Instalația experimentală**

Voi descrie pe scurt fiecare din cele două instalații experimentale.

3.4.2.1. **Instalația experimentală EDF**

Instalația experimentală EDF este cea din Fig. 3.72.



Fig. 3.72. Instalația frigorifică EDF – HP410A.

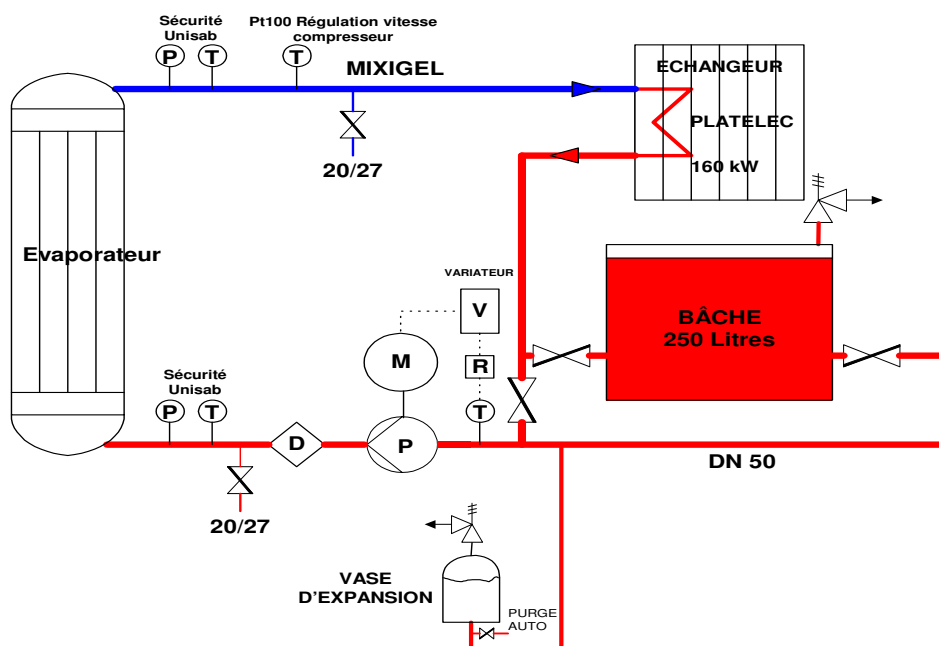


Fig. 3.73. Schema de principiu a buclei R410A – circuitul evaporator / agent frigoportor.

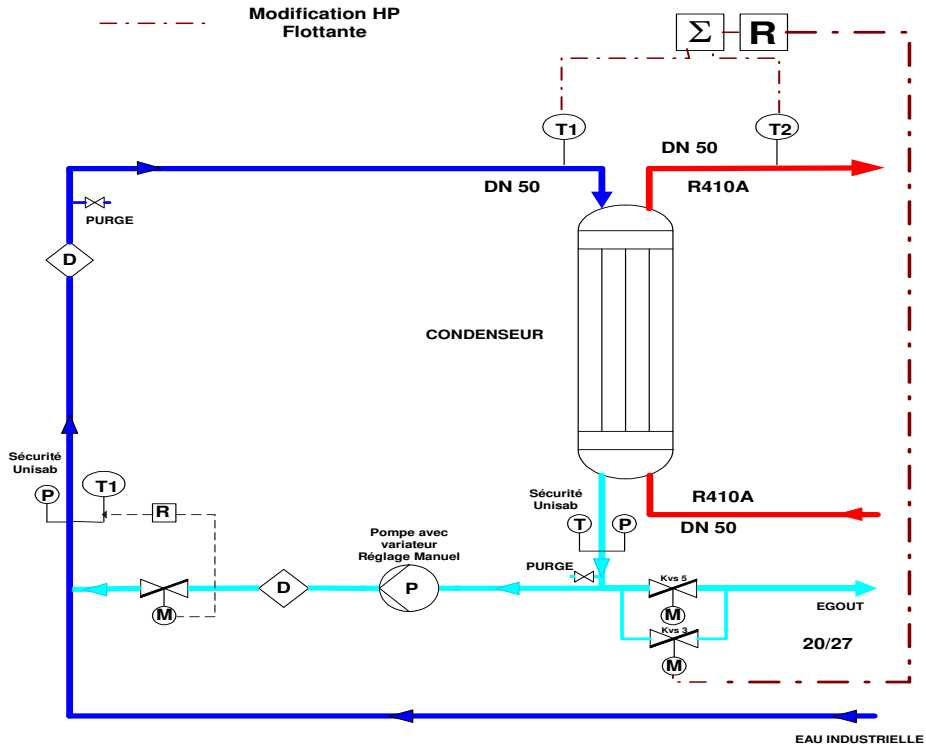


Fig. 3.74. Schema de pricipiu a buclei R410A – circuitul condensator / apă industrială.

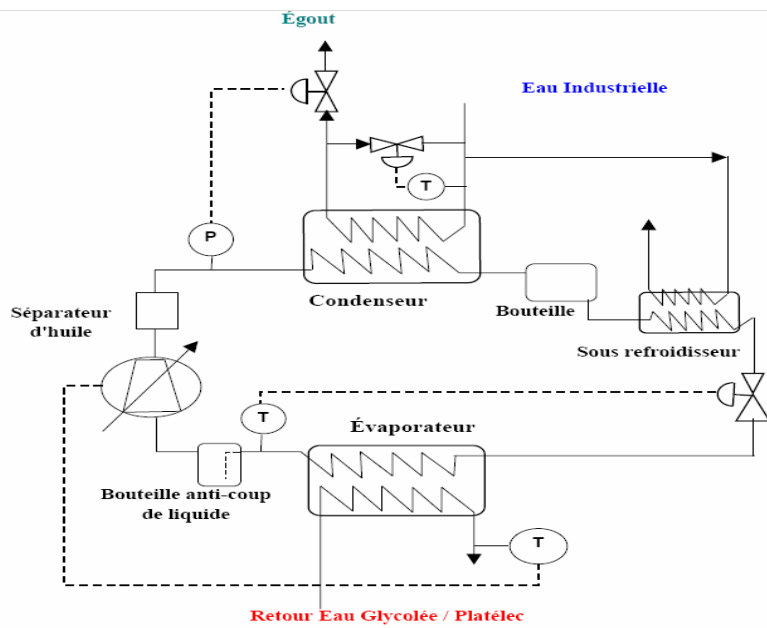


Fig. 3.75. Schema de pricipiu - instalația frigorifică EDF; agenți frigorifici R410A și R134A.

În Fig. 3.73 - Fig. 3.75 sunt reprezentate schemele de principiu ale acestei instalații, iar în Tabel 3.3 câteva date caracteristice.

Tabel 3.3. Caracteristicile funcționale ale instalației frigorifice EDF.

Compresor	SABROE HPO 24
Număr pistoane	4
Turația	800 - 1800 rot/min
Volumul cursei	97 m ³ /h la 1500rot/min
Putere motor	37 kW
Putere frigorifică	22 - 160 kW
COP	2 - 6 (după regimul de funcționare)
Temperatura de evaporare	- 35 °C -> + 20 °C
Temperatura de condensare	+ 35 °C -> + 45 °C
Grad de supraîncălzire	8 °C

3.4.2.2. **Instalația experimentală CEMAGREF**

Instalația experimentală CEMAGREF este cea din Fig. 3.76.

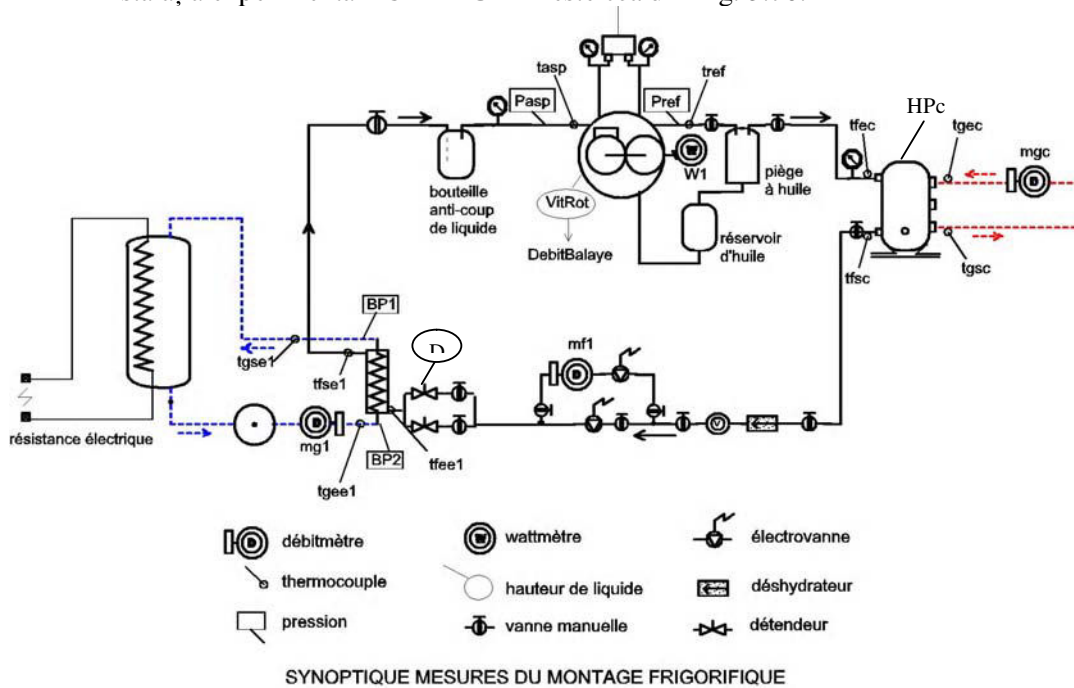


Fig. 3.76. Schema de principiu - instalația frigorifică CEMAGREF; agenți frigorifici R22 și R404A.

În Tabel 3.4 se regăsesc principalele caracteristici ale acestei instalații.

Tabel 3.4. Caracteristicile funcționale ale instalației frigorifice CEMAGREF.

Compresor cu piston	
Cilindree totală	$0,1125 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
Turația nominală	1450 rot/min
Condensator tip "butelie"	
Lungimea serpentinei	6 m
Diametrul intern al tuburilor	18 mm
Suprafață de schimb de căldură pe partea agentului frigorific	$1,66 \text{ m}^2$
Fluid caloportor	apa
Evaporator coaxial	
Agentul frigorific circulă pe interior, iar fluidul frigoportor pe exterior	
Diametrul intern	15,88 mm
Grosimea tuburilor	3 mm
Lungimea tuburilor	5,66 m
c_p soluție diluată de glicerină	$4,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Fluidul frigoportor este un amestec de monopropilenă glicol și apă în procent masic de 30%	
Ventil de laminare	
electronic	0 - 100%

3.4.2.3. **Controlul asupra instalației experimentale**

În Tabel 3.5. se prezintă câteva din manevrele ce pot fi efectuate în vederea reglării instalației frigorifice la regimurile de funcționare dorite. Aceste idei ne-au fost utile pentru că astfel am știut asupra căror variabile / parametri putem acționa în dezvoltarea modelului.

Menționez că pentru acest tabel am cerut sprijinul dl.ing. F. SICARD, căruia îi mulțumesc, pentru a putea realiza contopirea între teorie și practică.

Tabel 3.5. Manevre de control și reglaj asupra instalației experimentale.

Mărimi ce pot fi variate	Cauză și efect	Posibilități de intervenție asupra buclei de încercări
Presiunea și/sau temperatura de condensare	În mod normal, presiunea de condensare se reglează prin varierea debitului de apă industrială (fluidul caloportor). Există de asemenea, o a doua posibilitate ce permite menținerea debitului constant la ieșirea din condensator și anume prin modificarea temperaturii apei la	Se intervine asupra circuitului apei industriale, modificând temperatura apei la intrarea în condensator. Ar fi posibilă și modificarea debitului de agent frigorific (prin compresor sau ventilul de laminare).

	intrarea în condensator (grație recirculării unei fracțiuni la ieșirea din condensator).	
Debitul de agent frigorific	Compressorul are 2 sisteme de reglare: a) prin dezactivarea pistoanelor, ce poate face ca acesta să funcționeze la 25, 50, 75 și 100% din capacitate ; b) prin varierea turației, având efect asupra temperaturii la ieșirea din evaporator.	Activarea / dezactivarea se face manual, ca și reglarea turației.
Temperatura de la intrarea în ventilul de laminare / gradul de subrăcire	Reglarea gradului de subrăcire se poate face manual la nivelul subrăcitorului.	Se acționează asupra debitului de apă industrială din subrăcitor (temperatura apei la intrarea în subrăcitor nu poate fi controlată).

Consider important ca reprezentarea rezultatelor grafice să fie realizată funcție de variabile de control asupra cărora inginerul poate acționa pentru a regla instalația la anumiți parametri de funcționare ce urmează a fi aleși funcție de performanțele estimate.

3.4.3. Prelucrarea datelor experimentale

Datele experimentale primite spre prelucrare au fost următoarele:

- temperatura agentului frigorific de aspirație și refulare compresor;
- temperatura agentului frigorific de intrare și ieșire condensator;
- gradul de subrăcire;
- temperatura agentului frigorific la intrarea în ventilul de laminare;
- temperatura agentului frigorific de intrare și ieșire evaporator;
- temperatura apei la intrare și ieșire evaporator;
- temperatura apei la intrare și ieșire condensator;
- debitul de apă din condensator;
- debitul de apă din evaporator;
- debitul de agent frigorific;
- turația;
- puterea electrică;
- presiunea agentului frigorific la aspirația și refularea din compresor;
- presiunea agentului frigorific la aspirația și refularea din condensator;
- presiunea agentului frigorific la aspirația în ventilul de laminare;
- presiunea agentului frigorific la aspirația și refularea din evaporator.

Prelucrarea datelor a presupus mai multe etape:

- transformarea tuturor unităților de măsură în unități ale sistemului internațional;
- găsirea, cu ajutorul programului de calcul REFPROP a proprietăților agentului frigorific în punctele caracteristice ale ciclului frigorific – Fig. 3.77: entalpii,

entropii, volume specifice, etc;

- ☑ calculul schimburilor energetice pe fiecare dispozitiv al instalației (condensator, evaporator, compresor, etc):
pentru agenții termodinamici ai celor două surse:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{ag,cond} &= \dot{m}_{ag,cond} c_{p,ag,cond} (T_{ag,cond,e} - T_{ag,cond,i}); \\ \dot{Q}_{ag,evap} &= \dot{m}_{ag,evap} c_{p,ag,evap} (T_{ag,evap,i} - T_{ag,evap,e})\end{aligned}\quad (3.140)$$

pentru agentul frigorific din mașină:

$$\dot{Q}_C \equiv \dot{Q}_{refrigerant} = \dot{m}(h_3 - h_4); \quad \dot{Q}_F \equiv \dot{Q}_{refrigerant} = \dot{m}(h_8 - h_7) \quad (3.141)$$

Pentru compresor, puterea consumată și randamentul izentropic:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{cpr} &= \dot{m}(h_2 - h_1); \\ \eta_{cpr}^s &= \frac{w_{teoretic}}{w_{real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}\end{aligned}\quad (3.142)$$

- ☑ calcularea temperaturilor entropice echivalente de evaporare și condensare, astfel încât să aproximez ciclul real cu cel al unui ciclu Carnot echivalent:

$$T_{cond,eq} = \frac{h_3 - h_4}{s_3 - s_4}; \quad T_{evap,eq} = \frac{h_8 - h_7}{s_8 - s_7} \quad (3.143)$$

calcularea generărilor de entropie internă și totală, conform principiul II al termodinamicii;

- ☑ calculul coeficientului de performanță;
- ☑ reprezentarea grafică a mărimilor calculate și a generării de entropie internă;
- ☑ încercarea de a găsi corelări între generarea de entropie internă și variabilele de control ale sistemului în vederea găsirii unei relații analitice cu o cât mai bună aproximare a rezultatelor reale și eventual de a valida una din cele trei legi de variație utilizate anterior în dezvoltarea modelului – constantă, liniară sau logaritmică.

Menționez că au fost efectuate calcule numerice și grafice pentru fiecare din cele două instalații frigorifice și pentru diverși agenți frigorifici, după existența datelor experimentale. Astfel, am trasat grafice de dependență a generării de entropie internă de diverși parametri pentru instalația EDF și pentru instalația CEMAGREF.



În urma acestor calcule, s-au observat că \dot{S}_i are aceeași tendință de variație pentru diverse valori ale turației - Fig. 3.79, iar \dot{S}_i crește cu creșterea puterii consumate și a puterii frigorifice.

Consider că analiza datelor experimentale poate conduce și la alte rezultate importante privind aceste dependențe, precum și la validarea ipotezei considerate în modelul analitic în ceea ce privește legile de variație a generării de entropie \dot{S}_i , ecuațiile (3.7).

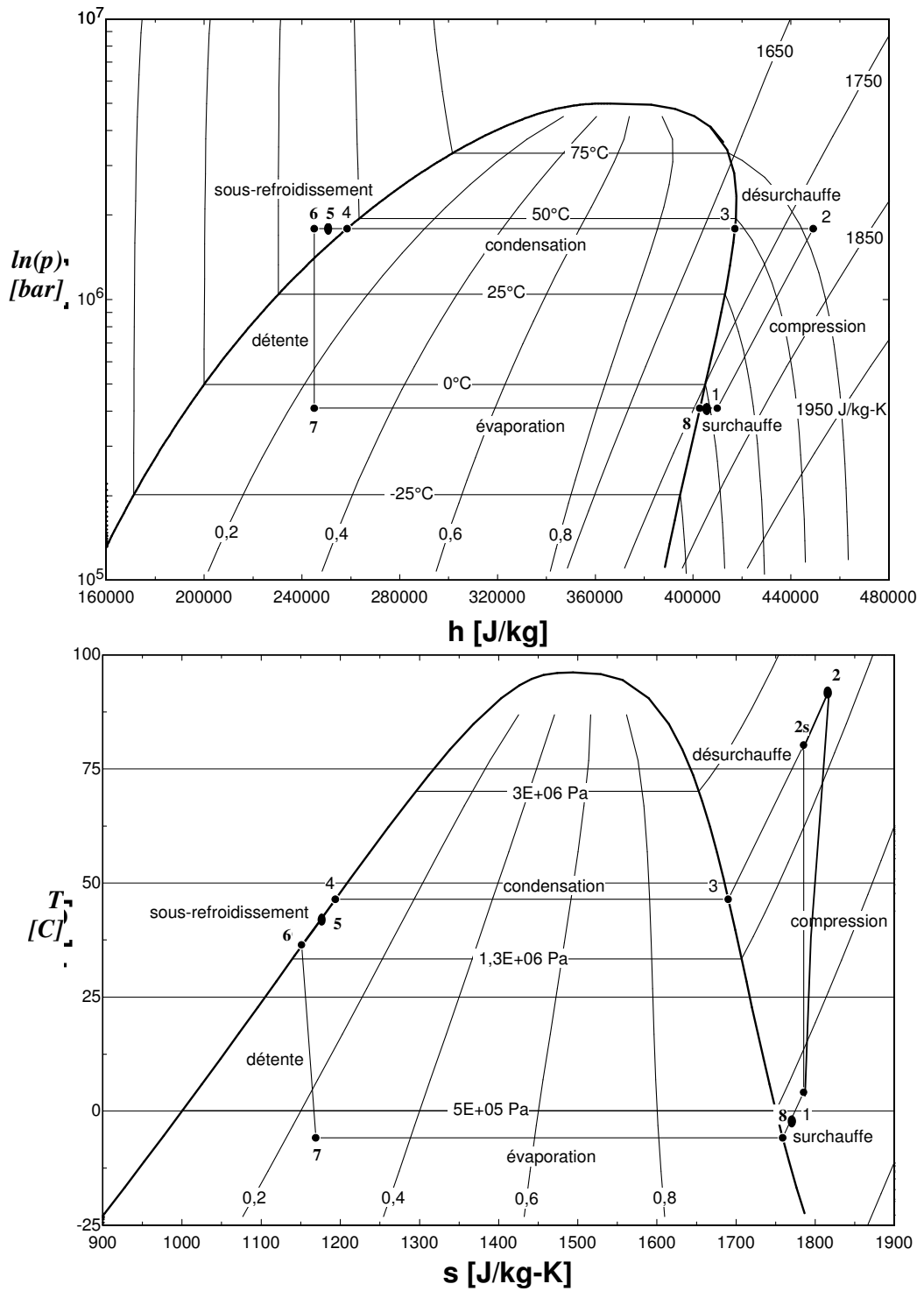


Fig. 3.77. Reprezentarea calitativă a diagramelor $p-h$ și $T-s$.

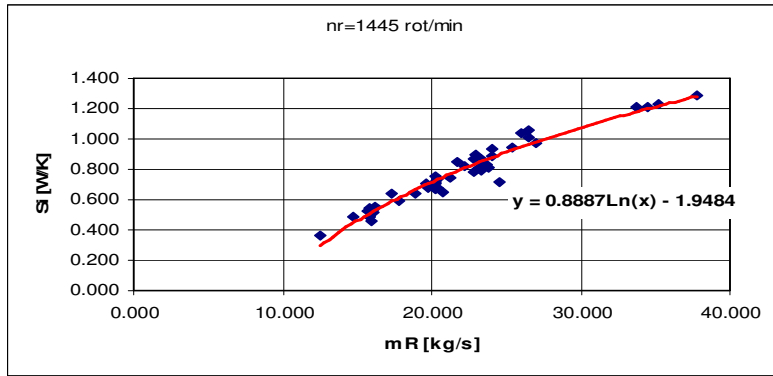


Fig. 3.78. Dependența generării de entropie internă de debitul de agent frigorific pentru un regim (instalația EDF, R410A).

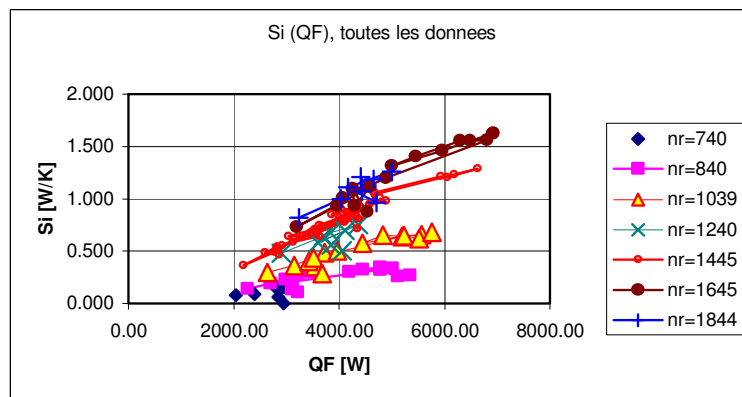


Fig. 3.79. Dependența generării de entropie internă de puterea frigorifică, pentru diverse valori ale turației (instalația CEMAGREF, R22).

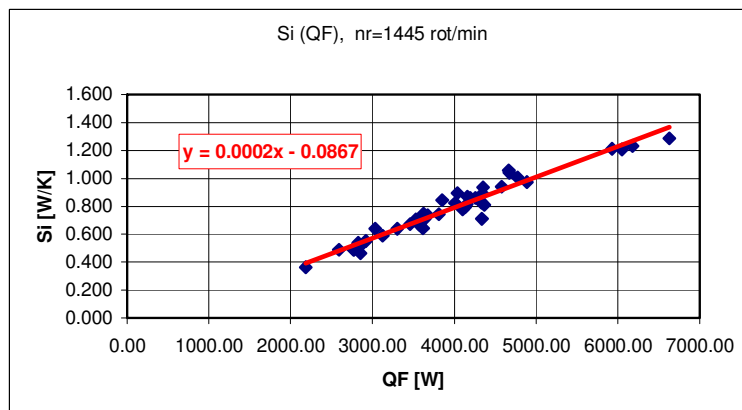


Fig. 3.80. Dependența S_i de puterea frigorifică, pentru o valoare a turației (instalația CEMAGREF, R22).

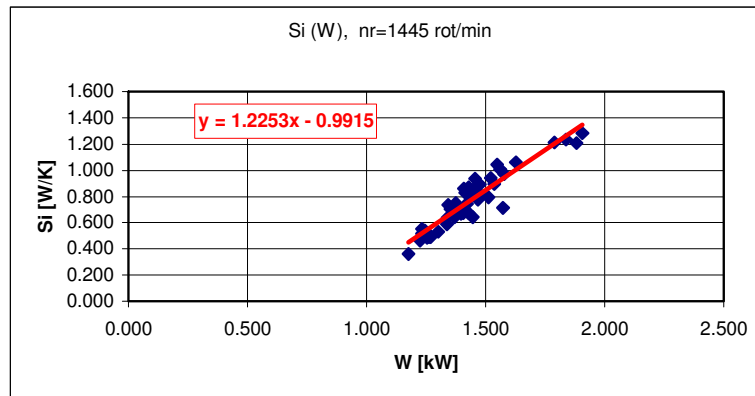


Fig. 3.81. Dependența S_i de puterea compresorului, pentru o valoare a turației (instalația CEMAGREF, R22).

3.4.4. **Simularea funcționării reale și validarea modelului analitic**

Prin aplicarea modelului dezvoltat în paragraful 3.3.2. pentru studiul și optimizarea instalațiilor experimentale prezentate anterior, s-a realizat o optimizare în trei variabile (T_C , A_F , \dot{C}_F sau \dot{C}_C), cu parametrii de comandă ce pot fi reglați de inginer, obținându-se următoarele rezultate. Simularea experimentului a fost realizată impunând în programul de calcul parametrii instalației respective și condițiile reale de funcționare (temperaturi, debite, suprafețe de schimb de căldură, etc). Punctul de funcționare real este marcat pe rezultatele grafice obținute prin simbolul *.

Aplicarea variantei A conduce la următoarele rezultate: Fig. 3.82 - Fig. 3.86.

Din Fig. 3.82 rezultă că instalația funcționează la un coeficient de performanță maxim, cu o distribuție de arii de transfer de căldură mare la evaporator. Această figură este similară cu Fig. 3.63, dar de această dată aplicată unor condiții reale de funcționare. Punctul experimental a fost poziționat prin combinarea valorilor experimentale ale COP și \dot{C}_C .

Când se aplică modelului o lege de variație liniară sau una logaritmică cu temperatura a generării de entropie internă, se obțin curbele din Fig. 3.83, respectiv Fig. 3.84. Este de remarcat reducerea domeniului fizic posibil de variație a debitului caloric al agentului sursei calde, \dot{C}_C , și implicit a ariei evaporatorului - Fig. 3.85 și Fig. 3.86.

Fig. 3.87 și Fig. 3.88 arată rezultatele simulării funcționării mașinii în raport cu punctele experimentale. Se observă o bună corelare a performanțelor și temperaturii agentului din mașină, dar o ușoară subapreciere a coeficientului de performanță.

Observațiile remarcate în paragraful 3.3.2.2., unde au fost prezentate rezultatele grafice obținute prin aplicarea modelului unei oarecare mașini frigorifice, rămân valabile în acest caz, unde am aplicat modelul unei instalații în funcționare. Din Fig. 3.89 se observă o foarte bună corelare a estimărilor analitice cu rezultatele experimentale. În plus, se mai observă că punctul de funcționare este situat la temperaturi de condensare mai mici, ceea ce conform concluziei de la pagina 247, situează funcționarea instalației într-un regim de disipare internă cât mai redusă.

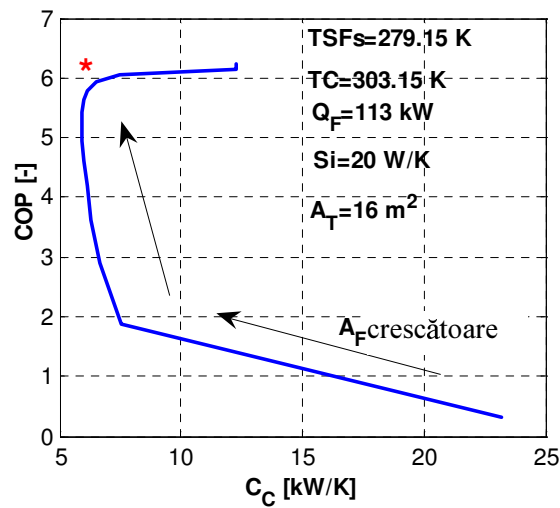


Fig. 3.82. Coeficientul de performanță al mașinii funcție de debitul caloric al agentului sursei calde pentru o valoare aleasă temperaturii de condensare – comparare cu punctul experimental * (cazul $\dot{S}_i = \text{constant}$, instalația EDF, R410A).

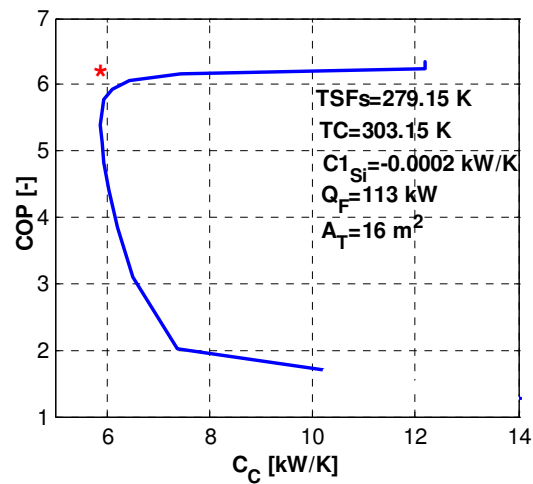


Fig. 3.83. Coeficientul de performanță al mașinii funcție de debitul caloric al agentului sursei calde pentru o valoare aleasă temperaturii de condensare – comparare cu punctul experimental * (cazul $\dot{S}_i = \text{liniar}$, instalația EDF, R410A).

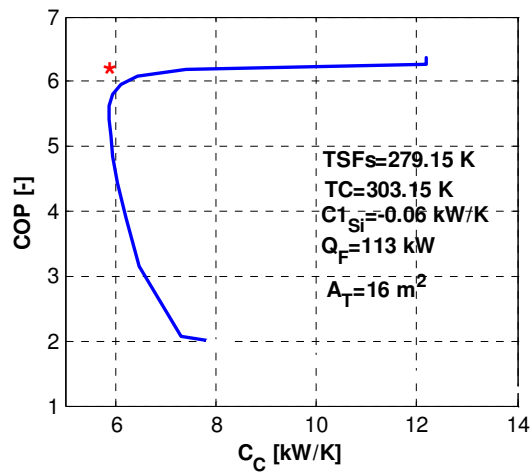


Fig. 3.84. Coeficientul de performanță al mașinii funcție de debitul caloric al agentului sursei calde pentru o valoare aleasă temperaturii de condensare – comparare cu punctul experimental * (cazul \dot{S}_i =logaritm, instalația EDF, R410A).

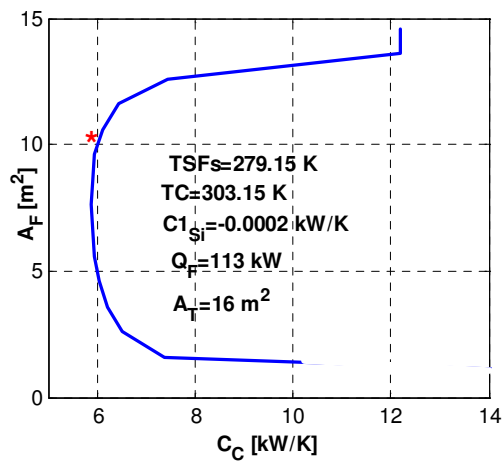


Fig. 3.85. Aria evaporatorului funcție de debitul caloric al agentului sursei calde pentru o valoare aleasă temperaturii de condensare – comparare cu punctul experimental * (cazul \dot{S}_i =liniar, instalația EDF, R410A).

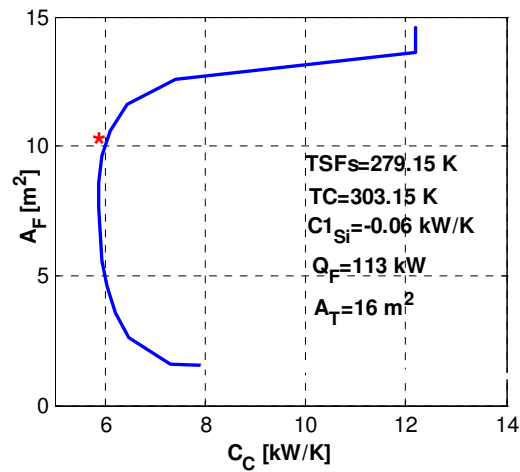


Fig. 3.86. Aria evaporatorului funcție de debitul caloric al agentului sursei calde pentru o valoare aleasă temperaturii de condensare – comparare cu punctul experimental * (cazul $\dot{S}_i = \text{logaritmic}$, instalația EDF, R410A).

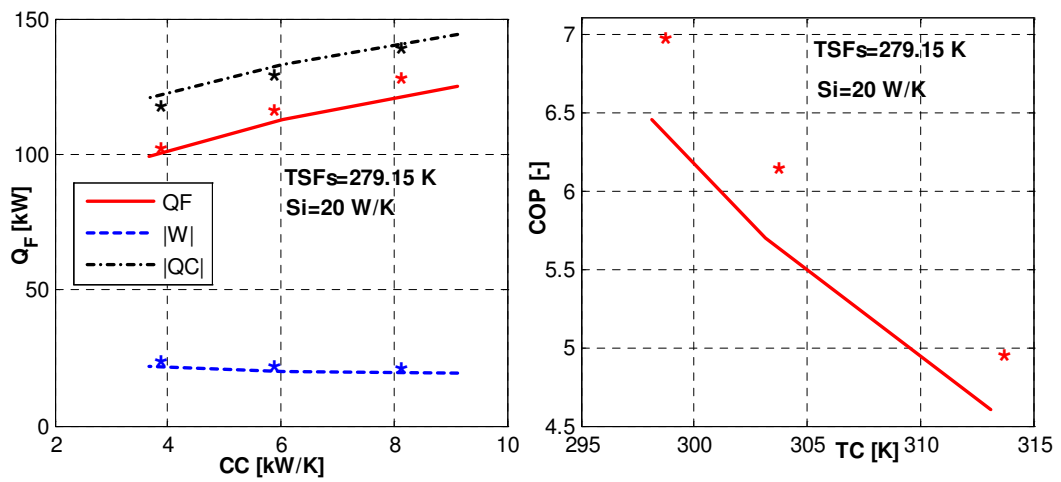


Fig. 3.87. Simularea performanțelor mașinii funcție de debitul caloric al agentului sursei calde – comparare cu punctele experimentale * (cazul $\dot{S}_i = \text{constant}$, instalația EDF, R410A).

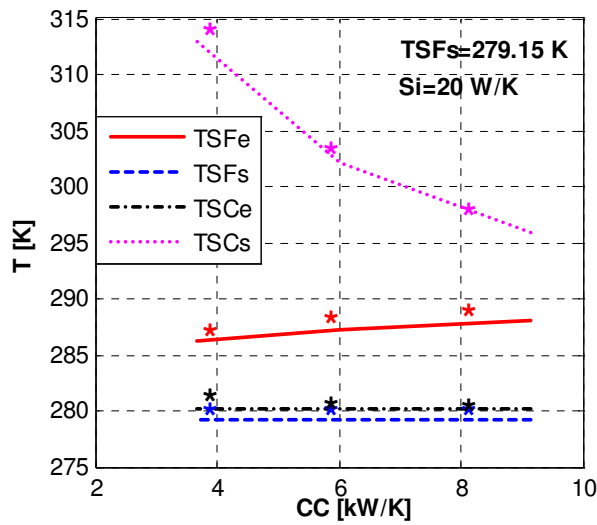


Fig. 3.88. Simularea temperaturilor agentului din mașină funcție de debitul caloric al agentului sursei calde – comparare cu punctele experimentale * (cazul $\dot{S}_i=constant$, instalația EDF, R410A).

Aplicarea variantei B conduce la următoarele rezultate: Fig. 3.89 - Fig. 3.90.

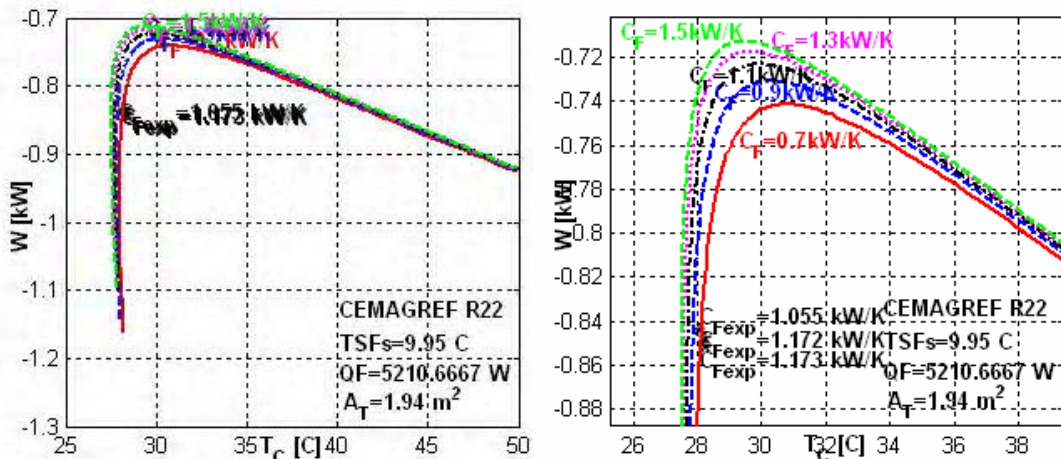


Fig. 3.89. Puterea compresorului funcție de temperatura de condensare; studiu de sensibilitate în raport cu debitul caloric al agentului sursei reci – comparare cu puncte experimentale * (cazul I.2, $\dot{S}_i=const.$, instalația CEMAGREF, R22).

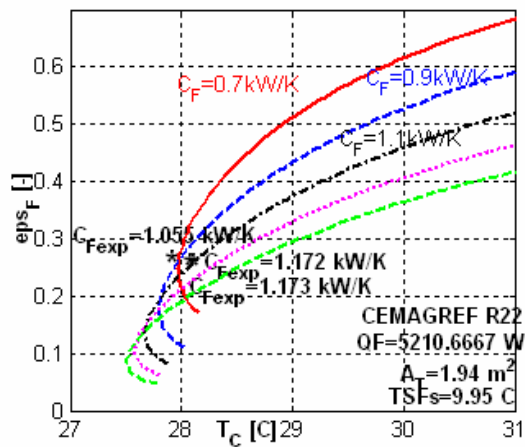


Fig. 3.90. Eficiența evaporatorului funcție de temperatura de condensare; studiu de sensibilitate în raport cu debitul caloric al agentului sursei reci – comparare cu puncte experimentale * (cazul I.2, $\dot{S}_i = \text{const.}$, instalația CEMAGREF, R22).

Aplicarea variantei C conduce la următoarele rezultate: Fig. 3.91 - Fig. 3.93.

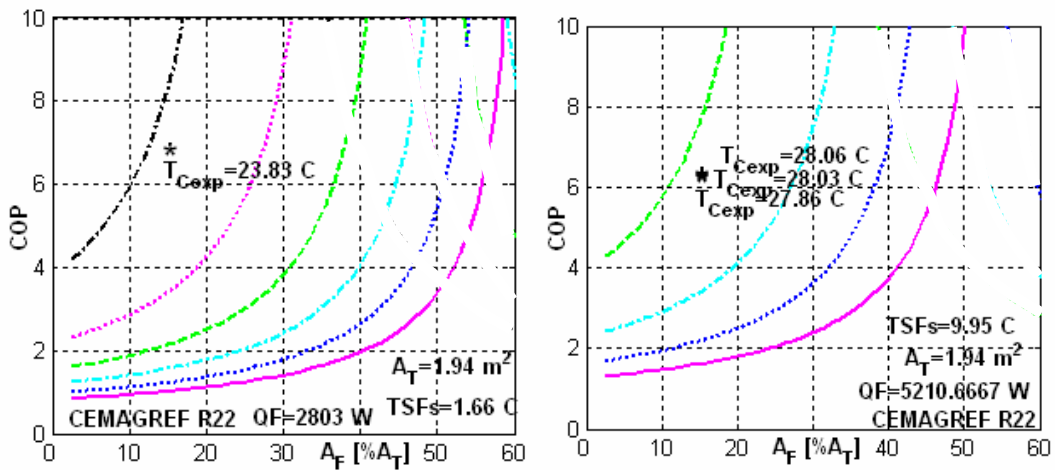


Fig. 3.91. COP funcție de aria evaporatorului; studiu de sensibilitate în raport cu temperatura de condensare – comparare cu puncte experimentale * (cazul I.3, instalația CEMAGREF, R22); studiu comparativ pentru două valori ale puterii frigorifice impuse.

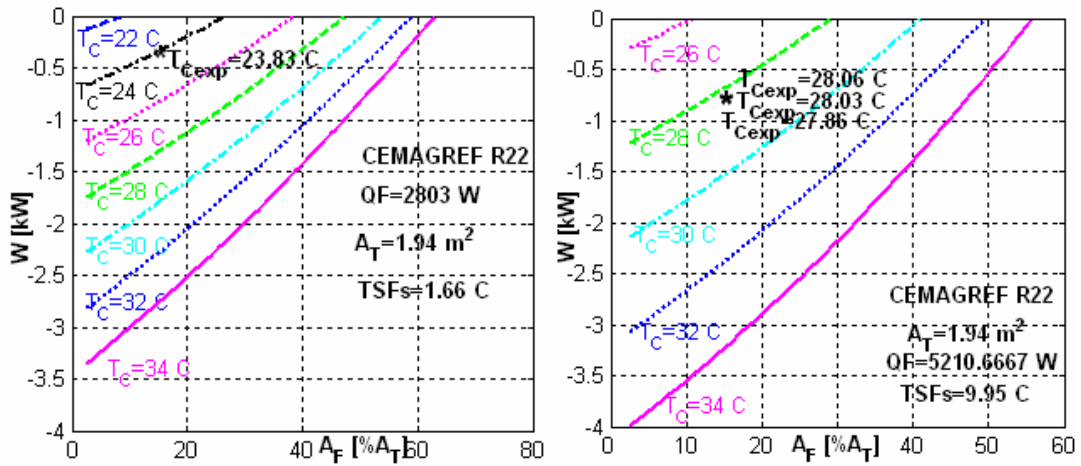


Fig. 3.92. Puterea compresorului funcție de aria evaporatorului; studiu de sensibilitate în raport cu temperatura de condensare – comparare cu puncte experimentale * (cazul I.3, instalația CEMAGREF, R22); studiu comparativ pentru două valori ale puterii frigorifice impuse.

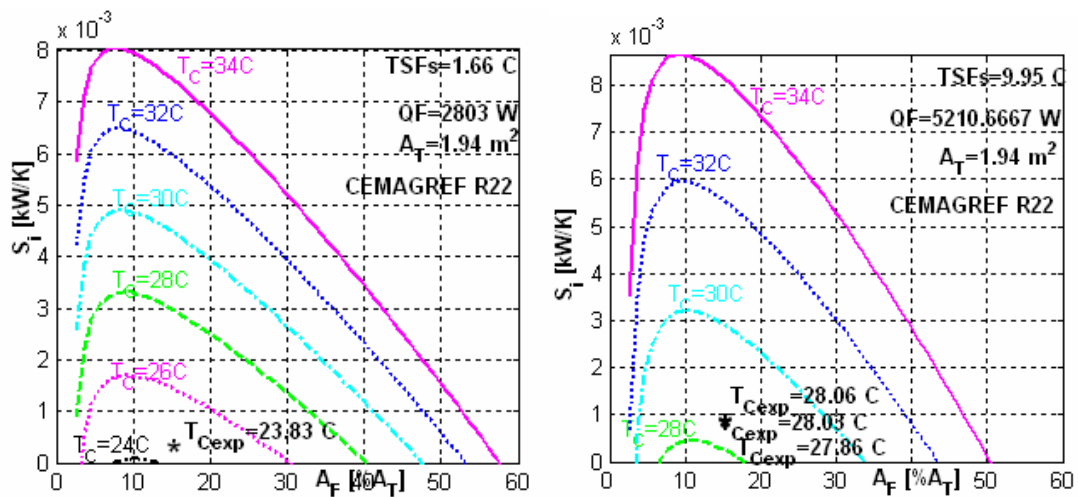


Fig. 3.93. Generarea de entropie internă funcție de aria evaporatorului; studiu de sensibilitate în raport cu temperatura de condensare – comparare cu puncte experimentale * (cazul I.3, instalația CEMAGREF, R22); studiu comparativ pentru două valori ale puterii frigorifice impuse.

Din graficele prezentate se observă o bună corelare a estimărilor analitice cu datele experimentale. Au fost efectuate diverse studii de sensibilitate pentru a se urmări posibile regimuri optime ale instalației față de punctul actual de funcționare. Din reprezentările grafice obținute, rezultă că ambele instalații funcționează la un regim de parametri optimi.

Prin corelarea bună a estimărilor analitice cu rezultatele experimentale, consider că realizarea simulării funcționării acestor instalații poate fi utilă în studiul altor instalații, pentru alegerea regimurilor optime de funcționare. Cum orice procedură de validare presupune existența a cel puțin un parametru de ajustare, acest parametru în cazul modelului prezentat îl reprezintă constanta din legile de variație a entropiei interne generate a căror valori au fost luate din prelucrarea datelor experimentale.

Aș îndrăzni să prevăd o îmbunătățire a acestui model prin găsirea unei legi de dependență a generării de entropie internă de una din mărimile modelului (turația compresorului, debitul de agent din ciclu, etc) sau de determinare a unei dependențe a constantelor din legile de variație de aceste mărimi, astfel încât modelul să poată fi aplicat nu numai în scopul simulării, dar și al proiectării instalațiilor, cu o predicție cât mai bună a rezultatelor experimentale.

4. CONCLUZII GENERALE ȘI PERSPECTIVE

Cercetarea prezentată în cadrul acestei teze de doctorat a fost dezvoltată pe două direcții principale, și anume Termodinamica cu Viteză Finită și Termodinamica în Timp Finit.

Cele două modele matematice dezvoltate sunt considerate a fi unelte utile în procesul de optimizare a mașinilor reale, dar și în etapa de concepție, în funcție de restricțiile impuse.

Calculul numeric aferent au fost efectuate utilizând soft-ul MATLAB, prin elaborarea de programe de calcul complexe datorită multiplelor studii de sensibilitate și a numărului mare de studii de caz prezentate. Prelucrarea datelor experimentale s-a efectuat utilizând programul Microsoft EXCEL precum și programe cu tabele termodinamice pentru determinarea proprietăților agentului din ciclu în diversele stări (REFPROP).

Față de stadiul actual al cercetărilor, s-a obținut un ansamblu de cunoștințe concretizat prin reprezentări grafice detaliate ale performanțelor mașinilor studiate în funcție de parametrii de comandă (parametri ce pot fi ajustați de inginer într-o instalație existentă), precum și numeroase studii de sensibilitate. Câteva reprezentări grafice sunt originale și prezentate pentru prima dată.

Stabilirea acelor parametri ce pot fi ușor ajustați de inginer a fost efectuată în urma consultării cu specialiști, ingineri de cercetare în tehnica frigului de la EDF și CEMAGREF, Franța.

Aplicarea Metodei Directe la studiul și optimizarea motoarelor Stirling solare a presupus integrarea în schema de calcul corespunzătoare motoarelor Stirling convenționale a părții „solare” compusă din concentratorul de radiație solară concentrată (oginda parabolică), receptorul, motorul Stirling solar și generatorul electric. Acest lucru a implicat introducerea unor randamente corespunzătoare și a „reglării” turației motorului în funcție de fluxul de căldură disponibil din receptor.

Utilizarea datelor experimentale din literatura de specialitate ne-a oferit șansa unei validări a schemei propuse pentru 4 motoare Stirling solare și 8 regimuri de funcționare.

Validarea Metodei Directe aplicată motoarelor Stirling solare ne-a încurajat să ne gândim la aplicații practice ale acestei metode, de unde a apărut ideea de a prezenta și aplica modelul dezvoltat pentru o instalație solară concepută pentru producerea energiei electrice și a hidrogenului ca purtător de energie, schemă pe care am denumit-o *schema SEHE* (Solar – Electricitate – Hidrogen - Electricitate). Avantajul cel mai prețios al acestei metode este acela că *permite calculul performanțelor motorului solar în funcție de densitatea de radiație solară* (insolația E) și deci poate fi aplicată în oricare condiții climatice și geografice.

S-au studiat mai multe cazuri, atât din punct de vedere al localizării geografice, cât și ca tip de utilizator (casă particulară sau clădire de birouri). S-au efectuat calcule complete pentru consumul energetic timp de un an de zile, luându-se în considerare cele

patru anotimpuri (pentru studiul unui utilizator în România) și deci, a perioadele diferite de producere a energiei electrice din energie solară, vara în special înmagazinându-se sub formă de hidrogen, stocat și apoi utilizat iarna precum și în celelalte perioade în care energia solară nu este disponibilă fie deloc, fie în cantitate suficientă.

Au fost efectuate calcule aferente multiplelor conversii energetice.

Sper că rezultatele obținute sunt utile și îmi doresc să găsesc resursele necesare pentru a continua această cercetare captivantă.

Modelul termodinamic dezvoltat pentru studiul ciclului Carnot ireversibil a pus în evidență rezultate importante asupra existenței unor regimuri diferite de funcționare a mașinilor termice și asupra limitelor posibile pe care le pot lua parametrii sistemului studiat precum și limitele de variație a variabilelor mașinii, în funcție de restricțiile impuse. Impunerea restricțiilor în model este una din condițiile termodinamicii reale, ireversibile.

Șansa de a avea acces la date experimentale ne-a oferit ocazia de a putea realiza simularea funcționării unei mașini frigorifice și de a compara performanțele estimate analitic cu cele determinate experimental. Menționăm faptul că regimurile diferite de experimentare efectuate au fost solicitate în mod expres de noi, în cadrul unui contract de colaborare, având furnizate în acest mod diverse seturi de date experimentale.

Mare parte din experimentele realizate au fost comandate având chiar ca obiectiv simularea și validarea modelului dezvoltat deja.

Îndrăznesc să afirm că dezvoltarea de care m-am ocupat pe parcursul acestei perioade ne-a deschis noi *perspective* pe care ne dorim să le aducem în fază de realizare în viitorul apropiat. Printre cele mai importante, enumerăm:

- ⌚ Completarea modelului de calcul al instalației solare prezentate pentru producerea energiei electrice și a hidrogenului ca purtător de energie printr-un calcul de proiectare a modulelor solare și respectiv a suprafeței de teren necesare receptorilor de radiație solară concentrată (oglinzile parabolice) pornind de la estimarea unui necesar de energie electrică, pentru diverse aplicații (studiul de caz C prezentat în paragraful respectiv);
- ⌚ Completarea aceluiași model prin calcule aferente estimării analitice a randamentelor electrolizorului și pilei de combustie, cu ajutorul relațiilor termodinamice;
- ⌚ Realizarea unui studiu comparativ între diverse metode de captare a energiei solare;
- ⌚ Realizarea unui studiu economic comparativ între diverse sisteme de producere a energiei electrice pe baza energiei solare;
- ⌚ Extinderea validării modelelor prezentate pentru mai multe mașini în funcționare (motoare, mașini frigorifice, pompe de căldură); validarea modelului metodei Directe cu datele experimentale pe care le deținem pentru mașini frigorifice;
- ⌚ Completarea prelucrării datelor experimentale obținute în vederea găsirii unei relații analitico-experimentale pentru estimarea generării de entropie internă sau cel puțin a constantelor ce intervin în legea de variație logaritmică cu raportul temperaturilor, funcție de elementele mașinii studiate (analizarea influenței

suprafețelor celor două schimbătoare de căldură, a dimensiunilor principale ale mașinii, etc);

- ⌚ Cuplarea celor două curenți ale Termodinamicii Ireversibile prin integrarea în modelul specific Termodinamicii în Timp Finit a expresiei generării de entropie internă dezvoltată cu ajutorul Termodinamicii cu Viteză Finită (în funcție de viteza proceselor din mașină).

De asemenea, urmărim completarea publicațiilor realizate în această perioadă prin noi articole în revistele de specialitate, etapă importantă a cercetării.

Îm exprim recunoștința și sincere mulțumiri tuturor celor care au contribuit la această cercetare, fie prin sfaturi utile, prin îndrumarea către o referință bibliografică importantă, prin adresarea unei fraze menite încurajării, fie cu o remarcă pertinentă utilă în ameliorarea ipotezelor considerate și deci a modelelor dezvoltate.

BIBLIOGRAFIE

- [1] J.L. BOBIN, H. NIFENECKER, C. STEPHAN – “*L’energie dans le monde: bilan et perspectives*”, EDP Sciences, 2001.
- [2] G. WALKER – “*Stirling Engines*”, vol. I, University of Calgary, Canada, 1980.
- [3] G. WALKER – “*Cryocoolers*”, vol. I, University of Calgary, Canada, 1980.
- [4] G. WALKER, O. FAUVEL, G. READER, E. BINGHAM – “*The Stirling Alternative – Power Systems, Refrigerants and Heat Pumps*”, University of Calgary, Canada, Gordon and Breach Science Publishers, 1994.
- [5] G. POPESCU, V. RADCENCO, E. GARGALIAN, P. RAMANY BALA – “*A critical review of pulse tube cryogenerator research*”, International Journal of Refrigeration, 2001
- [6] G. POPESCU – “*Maşini Stirling*”, vol. I, Editura Bren, Bucureşti, 2001.
- [7] P.J.VAN DEN BOSCH, H.J.M. TER BRAKE, J.J. HOLLAND, H.A. DE BOER, J.F.C. VERBERNE, H. ROGALLA – “*Cryogenic design of a high- T_c SQUID-based heart scanner cooled by small Stirling cryocoolers*”, Cryogenics, 1997, vol. 37 (3), pg. 139-151(13)
- [8] R. RADEBAUGH - “*Development of the pulse tube refrigerator as an efficient and reliable cryocooler*”, Proc. Institute of Refrigeration (London) Vol. 96 (1999-2000), pg. 11-29.
- [9] N. GARRET, C.M. HARRIS, R.L. RICAUD - “*Stirling Engine Cycle*”, 2005
- [10] B. ROSS – „*Status of the emerging technology of Stirling machines*”, Aerospace and Electronic Systems Magazine, IEEE, iun 1995 Vol. 10 (6), pg. 34-39.
- [11] J. GARY WOOD – „*Status of free-piston Stirling technology at Sunpower Inc.*”, Sunpower Inc., Athens, OH, 1st International Energy Conversion Engineering Conference, 17-21 august 2003, Portsmouth, Virginia.
- [12] N.W. LANE, J.G. WOOD, R.Z. UNGER – “*Free-piston Stirling Machine Commercialization Status at Sunpower*”, Copyright © 2003 by Sunpower Inc. International Stirling Engine Conference, <http://www.sunpower.com/lib/sitefiles/pdf/publications/Doc0087.pdf>, 19-21 noiembrie 2003, Roma, Italia.
- [13] M. COSTEA – “*Augmentation des performances des échangeurs de chaleur en vue de l’optimisation thermodynamique de la machine de Stirling; Transfer de chaleur en régime instationnaire en milieu poreux*”, Teză de doctorat, Université ‘Henri Poincare’ de Nancy, Universitatea ‘Politehnica’ Bucureşti, 1997.
- [14] I. URIELI – “*A current review of Stirling cycle machine analysis methods*”, Paper 839113, Proc 18 IECEC, Ohio, 1983.
- [15] M. COSTEA, S. PETRESCU – “*Thermodynamics*”, Bucureşti, 2000.

- [16] G. POPESCU, S. PETRESCU, V. RADCENCO – “*Model matematic generalizat pentru analiza teoretică a mașinilor termice cu ciclul regenerativ de tip Stirling*”, Buletinul Institutului Politehnic București, tomul L, 1988.
- [17] C. FRANGOPOULOS - “*Methods of energy Systems Optimization*”, Școala de Vară “Optimization of Energy Systems and Processes”, iunie 2003, Gliwice, Polonia.
- [18] V. BĂDESCU – “*Control optimal in ingineria proceselor termice*”, ed. Matrix, 2003, București.
- [19] A. DOBROVICESCU – “*Analiză termoeconomică*”, curs la secția de Studii Aprofundate a Universității Politehnica București, 2003.
- [20] R. BENELMIR, A. LALLEMAND, M. FEIDT – “*Analyse exergetique*”, Technique de l'ingenieur, B 8 015.
- [21] N. MARTAJ, L. GROSU, P. ROCHELLE – “*Exergetical analysis and design optimisation of the Stirling engine*”, Int. J. Exergy, Vol. 3, No. 1, 2006.
- [22] S. PETRESCU, J. ZAISER, V. PETRESCU – “*Lectures on Advanced Energy Conversion*”, vol. I, Bucknell University, Lewisburg, USA, 1996.
- [23] S. PETRESCU, C. HARMAN – “*The Connection between the First and Second Law of Thermodynamics for processes with Finite Speed. A Direct Method for Approaching and Optimization of Irreversible Processes*”, Journal of the Heat Transfer of Society of Japan, Vol.33, No.128, 60-67, 1994.
- [24] S. PETRESCU – “*Contribuție la studiul interacțiunilor și proceselor de ne-echilibru în mașinile termice*”, Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1969.
- [25] S. PETRESCU, G. STANESCU, R. IORDACHE, A. DOBROVICESCU – “*The First Law of Thermodynamics for Closed Systems, Considering the Irreversibilities Generated by the Friction Piston-Cylinder, the Throttling of the Working Medium and Finite Speed of the Mechanical Interaction*”, Volumul Inter. Conf. On Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems, ECOS'92, Zaragoza, Spain, editată de A. Valero și G. Tsatsaronis, ASME, 33-39, 1992.
- [26] S. CARNOT - „*Reflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres a developper cette puissance*”, 118p., Bachelier, Paris, 1824.
- [27] I.I. NOVIKOV – „*The efficiency of atomic power stations (A review)*”, Atomnaya Energiya (1957), 11, 409.
- [28] P. CHAMBADAL – „*Les Centrales Nucleaires*”, Armand Colin, Paris, 1957, p.41-58.
- [29] B. ANDRESEN – *Revue Generale de Thermique* (1996) 35, 647-650, Elsevier, Paris.
- [30] M. FEIDT – “*Time and Thermodynamics*”, Heat and Technology (2004) 22, 1.
- [31] L. CHEN, C. WU, F. SUN - „*Finite Time Thermodynamic Optimization or Entropy Generation Minimization of Energy Systems*”, J. of Non-Equilibrium Thermodynamics (1999) 24, 327-359.

- [32] P. SALAMON, B. ANDRESEN, R.S. BERRY – „*Thermodynamics in Finite Time II. Potentials for finite time processes*”, Physics Revue (1977) 15, 2094.
- [33] R.C. TOLMAN, P.C. FINE - Revue of Modern Physics (1948) 20, 51.
- [34] B. ANDRESEN, M.H. RUBIN, R.S. BERRY - „*Availability for finite time processes. General theory and a model*”, Journal of Chemical Physics (1983) 87, 2704.
- [35] F. WEINHOLD – „*Metric geometry of equilibrium thermodynamics*”, Journal of Chemical Physics (1975) 63, 2479.
- [36] P. SALAMON, R.S. BERRY – „*Thermodynamic length and dissipated availability*”, Physics Revue Letter (1983) 51, 1127.
- [37] P. SALAMON, A. NITZAN - Journal of Chemical Physics (1981) 74, 3546.
- [38] C. JACQUOT, M. FEIDT – „*Thermodynamics of aeroengines*”, International Journal of Energy, Environment and Economics.
- [39] M. FEIDT – „*Thermodynamique et optimisation energetique des Systemes et Procedes*”, TEC et DOC, 1996.
- [40] F.L. CURZON, B. AHLBORN – American Journal of Physics (1975) 43, 22.
- [41] V. RADCENCO – „*Elemente de termodinamică generalizată, ireversibilă, în timp finit și cu viteză finită*”, editura Institutului Politehnici București, 1992.
- [42] J. CHEN, Z. YAN, G. LIN, B. ADRESEN – „*On the Curzon-Ahlborn efficiency and its connection with the efficiencies of real heat engines*”, Energy Conversion and Management (2001) 42, 173-181.
- [43] D. GUTKOWWICZ-KRUSIN, I. PROCCACIA, J. ROSS – J. of Chemical Physics (1978) 69, 3898.
- [44] O.M. IBRAHIM, S.A. KLEIN, J.W. MITCHELL – J. of Engineering Gas Turbine Power (1991) 113, 514.
- [45] J. CHEN – J. Phys A: Math Gen (1998) 31, 3383.
- [46] Z. YAN, L. CHEN - J. Phys A: Math Gen (1997) 30, 8119.
- [47] F. ANGULO-BROWN – J. Appl. Phys. (1991) 69, 7465.
- [48] Z. YAN, L. CHEN – „*The fundamental optimal relation and the bounds of power output and efficiency for an irreversible Carnot engine*”, J. Phys. A: Math. Gen (1995) 28, pg. 6167-6175.
- [49] G. STĂNESCU – „*Studiul mecanismelor de generare a ireversibilității în vederea îmbunătățirii performanțelor mașinilor și instalațiilor termice*”, *Ph.D. Thesis*, U.P. Bucharest, 1992.
- [50] S. PETRESCU, M. FEIDT, C. HARMAN, M. COSTEA - “*Optimization of the Irreversible Carnot Cycle Engine for Maximum Efficiency and Maximum Power through Use of Finite Speed Thermodynamic Analysis*”, Int. ECOS'2002 Conference, G. Tsatsaronis, M. Moran, F. Czesla and T. Bruckner, eds., Berlin, Germany, Vol. II, p. 1361-1368, 2002.

- [51] S. PETRESCU, M. COSTEA, - "*Thermodynamics with Finite Speed versus Thermodynamics in Finite Time in the Optimization of Carnot Cycle*", Proc. of the 6th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, Hawaii, March 16-20, 2003.
- [52] S. PETRESCU, M. FEIDT, M. COSTEA - "*Stirling Refrigeration and Heat Pump Cycles with Internal and External Irreversibilities*", 2nd International Heat Powered Cycles Conference, Paris, France, 2001.
- [53] M. PAUL – „*Über die Abhängigkeit der Entropievermehrung quasiadiabatischer Arbeitsprozesse von der Temperatur und Dehnungsgeschwindigkeit*“, Ann.D. Phys. 5,29, S.179, 1937.
- [54] L. STOICESCU, S. PETRESCU – "*The First Law of thermodynamics for technical processes with finite constant speed closed systems*", Buletinul IPB, Volum XXVI, 5/1964, România.
- [55] L. STOICESCU, S. PETRESCU – "*Thermodynamic State Transformations developing with constant finite speed*", Buletinul IPB, Vol. XXVI, Nr. 6, 1964, Romania.
- [56] L. STOICESCU, S. PETRESCU – "*Thermodynamics state changes displayed with variable finite speed*", Buletinul IPB, Vol. XXVII, Nr. 1, 1965, Romania.
- [57] L. STOICESCU, S. PETRESCU – "*Experimental verification of the new expression of the first law of thermodynamics for processes with finite speed*", Buletinul IPB, Vol. XXVII, 2/1965, Romania.
- [58] L. STOICESCU, S. PETRESCU – "*Cycles with finite speed*", Buletinul IPB, Vol. XXVII, Nr.2, 1965 Romania.
- [59] S. PETRESCU, G. STĂNESCU, - "*A "Straight Method" of the study of the irreversible processes which are developed with finite speed in closed systems*", Termotehnica, Nr. 1, 1993, Editura Tehnica, București.
- [60] A. BEJAN, S. PETRESCU, C. HARMAN - "*The Carnot Cycle with External and Internal Irreversibility*", Proc. of Florence World Energy Research Symposium, FLOWERS'94, Florence, Italy, edited by E. Carnevale, G. Manfrida, F. Marteli - SGEEditoriali Padova, 1994.
- [61] S. PETRESCU, M. COSTEA, M. FEIDT - "*Optimization of a Carnot Cycle Engine with Internal and External Irreversibilities by using Thermodynamics with Finite Speed*", Proc. of the 8th Francophone Congress Recent Progress on Process Design, CFGP'2001, Nancy, A. Storck, J. Boudrant, T. Tondeur, eds., Tech&Doc, Paris, France, Vol. 15-2001, No. 83, pp. 149-156, 2001.
- [62] S. PETRESCU, M. COSTEA, M. FEIDT - "*Optimization of a Carnot Cycle Engine by Using Finite Speed Thermodynamics and the Direct Method*", Proc. of the Inter. Sympos. on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Enviromental Impact of Energy Systems, ECOS'01, editat de A. Öztürk și Y. A. Gögüs, Turkey, Vol. I, 151-162, 2001.

- [63] S. PETRESCU, G. STĂNESCU, M. COSTEA – “*The Study of the Optimization of the Carnot Cycle which Develops with Finite Speed*”, Proc. of the Inter. Conf. on Energy Systems and Ecology, ENSEC'93, Cracow, Poland, edited by J. Szargut, Z. Kolenda, G. Tsatsaronis and A. Ziebig, Vol. 1, 269-277, 1993.
- [64] N.E. WIJEYSUNDERA – „*Performance of three heat reservoirs absorption cycles with external and internal irreversibilities*”, Applied Thermal Engineering, 17, (1997), 1151-1161.
- [65] I.G. DEAC – “*Cryogenics in Romania*”, Newsletter of Cryogenic Society of America, May 1992, pg. 10.
- [66] I.G. DEAC – “*Design and Performance Test of Miniature Stirling Cryocooler*”, Cryogenics, 34, 1994, pg. 191.
- [67] S. PETRESCU – “*Determinarea expresiei lucrului mecanic pentru procese cu viteză finită folosind termodinamica fenomenologică a proceselor ireversibile*”, Studii și Cercetări în Energetică și Electrotehnică, Academia Română, Vol.19, No.2, 249-254, 1969.
- [68] T. FLOREA – “*Metoda grafo-analitică pentru studiul proceselor ireversibile din motoarele Stirling*”, Teză de doctorat, Universitatea Politehnica București, 1999.
- [69] T. FLOREA, S. PETRESCU, E. FLOREA – “*Scheme de calcul pentru studiul ireversibilității proceselor funcționale ale motoarelor cu ardere externă Stirling*” Constanța, 2000.
- [70] S. PETRESCU, M. COSTEA, C. HARMAN, T. FLOREA – “*Application of the Direct Method to Irreversible Stirling Cycles with Finite Speed*”, International Journal of Energy Research, Vol. 26, 589-609, 2002.
- [71] S. PETRESCU, M. COSTEA, M. FEIDT, C. PETRE, T. FLOREA - “*Utilisation de la Méthode Directe dans la Thermodynamique à Vitesse Finie pour l'optimisation des machines thermiques*”, Vol. Colocviului Franco-Român COFRET'02, M. Marinescu, M. Feidt eds., Bucuresti, p. 72-79, 2002.
- [72] S. PETRESCU, C. PETRE, M. COSTEA, C. HARMAN, M. FEIDT, T. FLOREA - “*Optimisation du cycle de Stirling avec des irreversibilites internes et externes*”, Vol. Colloque Franco-Roumain Energy, Environment, Economie et Thermodynamique – COFRET'04, Nancy, Franța, p.87-94, 2004.
- [73] S. PETRESCU, M. COSTEA, M. FEIDT – “*Les cycles des machines à froid et des pompes à chaleur à vitesse finie*”, Revue Entropie, No. 232, 51-56, 2001.
- [74] S. PETRESCU, T. FLOREA, M. COSTEA, C. HARMAN - “*Termodinamica cu viteză finită aplicata mașinilor Stirling*”, Vol. Conferința BIRAC'99, București, 35-43, 1999.
- [75] S. PETRESCU, T. FLOREA, C. HARMAN, M. COSTEA – “*A Method for Calculating the Coefficient for the Regenerative Losses in Stirling Machines*”, Proceedings of the 5th European Stirling Forum 2000, Osnabruck, Germany, 121-129, 2000.

- [76] S. PETRESCU, C. HARMAN, M. COSTEA, T. FLOREA – “*A Method For Determining the Performance of Stirling Machines based on the First Law for Processes with Finite Speed and Using a PV/Px Diagram*”, Proceedings of the Fifth World Conference on Integrated Design & Process Technology, Dallas, USA, 2000.
- [77] S. PETRESCU, C. HARMAN, M. COSTEA, T. FLOREA – “*Determination of the Pressure Losses in a Stirling Cycle through Use of a PV/Px Diagram*”, Proceedings of the Inter. Conf. On Efficiency, Costs, Optimization Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems ECOS'2000, editat de G.G. Hirs, Enschede, Olanda, 659-670, 2000.
- [78] M. COSTEA, S. PETRESCU, C. HARMAN – “*The Effect of Irreversibilities on Solar Stirling Engine Cycle Performance*”, Energy Conversion & Management, Vol. 40, 1723-1731, 1999.
- [79] A. DĂNESCU, S. BUCURENCIU, S. PETRESCU, “*Utilizarea energiei solare*”, Ed. Tehnică, București 1980.
- [80] M. FEIDT, M. COSTEA, C. PETRE, R. BOUSSEHAIN , “*Genie energetique appliqué au solaire. Energie solaire thermique*”, Ed. Printech, București 2004.
- [81] J. LARMINIE, A. DICKS – „*Fuel Cell Systems Explained*”, John Wiley&Sons, 2000.
- [82] M. COSTEA, S. PETRESCU, G. STĂNESCU, R. DĂNESCU – “*Thermal and Dimensional Optimization of a Solar Stirling Engine Cavity Type Receiver*”, Proc. of Florence World Energy Research Symposium, FLOWERS'94, Florence, Italy, edited by E. Carnevale, G. Manfrida, F. Marteli - SGEEditoriali Padova, 1075-1082, 1994.
- [83] M. COSTEA, S. PETRESCU, M. Feidt – “*Synthesis on Stirling Engine Optimization*”, Proceedings of NATO- Advanced Study Institute on Thermodynamics and Optimization of Complex Systems, Neptun, Romania, 195-204, 1998.
- [84] S. PETRESCU, C. HARMAN, M. COSTEA, G. POPESCU, C. PETRE, T. FLOREA – “*Analysis and Optimization of Solar-Dish/Stirling Engines*”, Proc. Of Inter. Solar 2002 Conference, Reno, Nevada, 2002.
- [85] S. PETRESCU, C. HARMAN, M. COSTEA, C. PETRE, T. FLOREA, M. FEIDT – “*A Scheme of Computation, Analysis, Design and Optimization of Solar Stirling Engines*”, Proceedings of the 16th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS'03, Copenhaga, Danemarca, Vol.I, p.1255-1262, iunie 2003.
- [86] S. PETRESCU, C. HARMAN, M. COSTEA, M. FEIDT, C. PETRE – “*Optimization and Entropy Generation Calculation for Thermodynamic Cycles with Irreversibility due to Finite Speed*”, Proceedings of the 18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS'05, Trondheim, Norvegia, iunie 2005.
- [87] S. PETRESCU, G. STANESCU, R. IORDACHE, A. DOBROVICESCU – “*The First Law of Thermodynamics for Closed Systems, Considering the Irreversibilities Generated by the Friction Piston-Cylinder, the Throttling of the Working Medium*”

- and Finite Speed of the Mechanical Interaction*”, Volumul Inter. Conf. On Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems, ECOS'92, Zaragoza, Spain, editată de A. Valero și G. Tsatsaronis, ASME, 33-39, 1992.
- [88] S. PETRESCU, C. HARMAN, V. PETRESCU – “*Stirling Cycle Optimization Including the Effects of Finite Speed Operation*”, Proceedings of the International Conference on Efficiency, Costs, Optimization Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems, ECOS'96, Stockholm, Suedia, 167-173, 1996.
- [89] S. PETRESCU – “*Lectures on New Sources of Energy*”, Helsinki University of Technology, Finland, 1991.
- [90] S. PETRESCU, T. FLOREA, C. HARMAN, M. COSTEA, – “*A New Technique for Determining the Coefficient of Regenerative Losses in Stirling Machines*”, Proceedings of the Inter. Conf. On Efficiency, Costs, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS'2001, edited by A. Öztürk and Y. A. Göğüş, Istanbul, Turkey, Vol. I, 377-386, 2001.
- [91] A. BEJAN – “*Advanced Engineering Thermodynamics*”, Wiley, New York, 1988.
- [92] **C. PETRE**, G. POPESCU – “*Design of a Micro-cryocooler Using an α -type Stirling Thermoregenerative Cycle*”, Proiect de diplomă, Universitatea “Politehnica” București, Facultatea de Inginerie cu Predare în Limbi Străine, iunie 2002.
- [93] **C. PETRE** – „*Utilizarea Termodinamicii cu Viteză Finită în Calculul Performanțelor și Dimensionarea Mașinilor Frigorifice și a Pompelor de Căldură Stirling*”, Referat de doctorat nr.1; coordonator prof.dr.ing. A. DOBROVICESCU, iulie 2003, UPB.
- [94] **C. PETRE** – „*Metode, modele, scheme de studio, calcul și optimizare a motoarelor Stirling*”, Referat de doctorat nr.2, coordonator prof.dr.ing. A. DOBROVICESCU, martie 2004, UPB.
- [95] **C. PETRE** – „*Comparație între Termodinamica în Timp Finit și Termodinamica cu Viteză Finită*”, Referat de doctorat nr.3; coordonator prof.dr.ing. A. DOBROVICESCU, iulie 2003, UPB.
- [96] J.A. ORGAN – “*Thermodynamics and Gas Dynamics of Stirling Cycle Machine*”, Cambridge University Press, Cambridge ,1992.
- [97] J.B. HEYWOOD – “*Internal Combustion Engine Fundamentals*”, McGraw-Hill Book Company, New York, 1988.
- [98] S. PETRESCU, T. FLOREA, C. HARMAN, M. COSTEA, – “*A New Technique for Determining the Coefficient of Regenerative Losses in Stirling Machines*”, Proceedings of the Inter. Conf. On Efficiency, Costs, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS'2001, edited by A. Öztürk and Y. A. Göğüş, Istanbul, Turkey, Vol. I, 377-386, 2001.
- [99] STINE, W.B., DIVER, R.B.- “*A Compendium of Solar Dish / Stirling Technology*”, Sandia Laboratories Report, 1994.

- [100] A. DOBROVICESCU – „*Metode de analiză termodinamică*”, Seminar în cadrul catedrei de Termotehnică, Mașini Termice și Frigorifice, Universitatea Politehnica București, decembrie 2005.
- [101] F. ANGULO-BROWN, R. PAEZ-HERNANDEZ - “*Endoreversible thermal cycle with a nonlinear heat transfer law*”, *Journal-of-Applied-Physics*. 74-4 (1993), 2216-2219.
- [102] S. OZKAYNAK, S. GOKUN, H. YAVUZ – “*Finite-time thermodynamic analysis of a radiative heat engine with internal irreversibility*”, *Journal of Physics and Applied Physics*, 27-6 (1994), 1139-1143.
- [103] LG CHEN, JP ZHOU, FR SUN, C WU – “*Ecological optimization for generalized irreversible Carnot engines*”, *Applied-Energy*, 77-3 (2004), 327-338.
- [104] X. ZHU, L. CHEN, F. SUN – “*The optimal performance of a generalized Carnot cycle for a generalized heat transfer law*”, *Journal-of-Southeast-University-English-Edition*, 19-3 (2003), 275-279.
- [105] L. CHEN, X. ZHU, F. SUN, C. WU – “*Optimal configuration and performance for a generalized Carnot cycle assuming the heat-transfer law $Q \propto (\Delta T)^m$* ”, *Applied Energy*, 78-3 (2004), 305-313.
- [106] C. WU, L. CHEN, J. CHEN – “*Recent Advances in Finite Time Thermodynamics*”, Nova Science Publishers, New York, 2000.
- [107] A. CALVO HERNÁNDEZ, A. MEDINA, J.M.M. ROCO, S. VELASCO – “*Comparison of Optimum Thermal Conductance Distribution for an Irreversible Carnot Cycle under Different Optimization Criteria*”, in *Advances in Finite Time Thermodynamics, Analysis and Optimization*, L. Chen and F. Sun, editors, chap. 4, Nova Science Publishers (2004), 471-490.
- [108] S. PETRESCU, M. COSTEA, M. FEIDT, **C. PETRE** – “*Originea ireversibilităților în izocora de viteză finită. Aplicație la ciclurile mașinilor Stirling*”, Vol. Conferința a VIII-a Eficiență, Confort, Conservarea Energiei și Protecția Mediului – BIRAC’01, București, România, Vol.I, p.164-171, noiembrie 2001
- [109] **C. PETRE**, G. POPESCU, M. COSTEA, S. PETRESCU, I. DEAC – “*A Corrected Schmidt Method Analysis of an α -type Stirling Minicryocooler*”, Vol. *Lucrărilor celei de a XII-a Conferințe Naționale de Termotehnică*, SRT’02, Academia Navală „Mircea cel Bătrân” Constanța, România, Vol.I, p.383-395, noiembrie 2002.
- [110] S. PETRESCU, G. POPESCU, M. COSTEA, M. FEIDT, **C. PETRE**, T. FLOREA – “*Modificarea schemei Schmidt cu ajutorul Termodinamicii cu Viteză Finită pentru studiul și optimizarea mașinilor Stirling*”, Vol. Conferința a IX-a Eficiență, Confort, Conservarea Energiei și Protecția Mediului – BIRAC’02, București, România, noiembrie 2002.
- [111] **C. PETRE**, M. FEIDT, M. COSTEA, S. PETRESCU – “*Model général de machine de Carnot à cycle inverse soumise à diverses contraintes de fonctionnement*”, Vol. *Lucrărilor celei de a XIV-a Conferințe Naționale de Termotehnică*, SRT’04, Universitatea Tehnică de Construcții București, România, Vol.CD, noiembrie 2004.

- [112] M. COSTEA, C. **PETRE**, M. FEIDT, S. PETRESCU – „*Modèle générale de machine de Carnot soumis à diverses contraintes de fonctionnement*”, Congrès français de Thermique, SFT'05, Reims, Franța, p.707-712, 30 mai-2 iunie 2005.
- [113] M. FEIDT, C. **PETRE**, M. COSTEA, S. PETRESCU – “*General Model of Reversed Cycle Carnot Machine with Constraints and Non-Linear Heat Transfer Laws*”, Proceedings of the 18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS'05, Trondheim, Norvegia, iunie 2005.
- [114] M. FEIDT, C. **PETRE**, M. COSTEA, S. PETRESCU – “*Model general de studiu al mașinilor termice cu două surse de căldură aplicat motoarelor termice*”, Vol. Conferința a X-a * Eficiență, Confort, Conservarea Energiei și Protecția Mediului – BIRAC'03, București, România, p.179-186 , noiembrie 2003.
- [115] C. **PETRE**, M. FEIDT, M. COSTEA, S. PETRESCU – “*Model général de machine de Carnot à cycle inverse soumise à diverses contraintes de fonctionnement*”, Vol. Lucrărilor celei de a XIV-a Conferințe Naționale de Termotehnică, SRT'04, Universitatea Tehnică de Construcții București, România, Vol.CD, noiembrie 2004.
- [116] C. **PETRE**, M. FEIDT, S. PETRESCU, M. COSTEA – “*Thermodynamique en dimensions finies. Optimisation de la machine de Carnot a cycle inverse irreversible avec puissance frigorifique imposée*”, Vol. Lucrărilor celei de a XV-a Conferințe Naționale de Termotehnică, SRT'05, Universitatea Tehnică din Craiova, România, Vol.CD, mai 2005.
- [117] M. FEIDT, M. COSTEA, C. **PETRE**, S. PETRESCU – “*Optimization of the Direct Carnot Cycle*”, Applied Thermal Engineering 27 (2007) 829-839, ISSN: 1359-4311 (ISI Journal).
- [118] M. FEIDT, C. **PETRE**, M. COSTEA, A. IACOB, S. PETRESCU – “*Optimisation d'une pompe a chaleur avec des contraintes et lois de transfert non-lineaires*”, Volumul colocviului Colloque Franco-Roumain Energy, Environment, Economie et Thermodynamique – COFRET'06, Timișoara, România, aprilie 2006.
- [119] C. **PETRE**, M. FEIDT, M. COSTEA, S. PETRESCU, A. IACOB– “*Modélisation et optimisation d'une pompe à chaleur avec des contraintes*”, Congrès français de Thermique, SFT'06, Ile de Ré, Franța, 16-19 mai 2006.
- [120] S. PETRESCU, O. MĂLĂNCIOIU, M. COSTEA, N. BORIARU, C. **PETRE** – “*Producerea energiei electrice din energie solară via hidrogen*”, Vol. Lucrărilor celei de a XVI-a Sesiune de Comunicări Științifice SPERIN (Societatea pentru Promovarea Energiilor Regenerabile, Inepuizabile si Noi), București, România, 30 septembrie 2006.
- [121] S. PETRESCU, C. **PETRE**, M. COSTEA, O. MĂLĂNCIOIU, N. BORIARU, A. DOBROVICESCU, M. FEIDT – “*Performance Analysis of Solar Stirling Systems Generating Hydrogen and Electricity*”, Proceedings of the 20th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS'07, Padova, Italia, p.27-34, 25-28 iunie 2007.
- [122] M. FEIDT, C. **PETRE**, M. COSTEA, S. PETRESCU – “*Optimization Model of a Refrigeration Machine. Corroboration with Experimental Data*”, Proceedings of the

- 20th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS'07, Padova, Italia, p.173-180, 25-28 iunie 2007.
- [123] M. FEIDT, **C. PETRE**, M. COSTEA, S. PETRESCU – “*A model for study and optimization of real-operating refrigeration machines*“, Proceedings of the 3rd International Exergy, Energy and Environment Symposium IEEEES'07, A.F. Miguel, A.H. Reis and R.N. Rosa eds, ISBN 978-989-95091-1-5, Evora, Portugalia, p.26, 1-5 iulie 2007.
- [124] S. PETRESCU, M. COSTEA, **C. PETRE**, M. FEIDT, O. MĂLĂNCIOIU, N. BORIARU, A. DOBROVICESCU – “*Estimation et comparaison des performances de deux filières de production de l'hydrogène en utilisant l'énergie solaire*“, Congrès français de Thermique, SFT'07, L'île des Embiez, Franța, p. 1025-1030, 29 mai-1 iunie 2007.
- [125] S. PETRESCU, J. ZAISER, C. HARMAN, V. PETRESCU, M. COSTEA, **C. PETRE**, T. FLOREA, V. FLOREA – “*Advanced Energy Conversion II*“, Mech 422/622–Vol.II, Bucknell University, Lewisburg, PA 17837, USA, 293p., feb. 2005.
- [126] S. PETRESCU, C. HARMAN, M. COSTEA, T. FLOREA, V. FLOREA, **C. PETRE** – “*Energy Conversion*“, Mech 311, Bucknell University, Lewisburg, PA 17837, USA, 451p., august 2004.
- [127] S. PETRESCU, C. HARMAN, M. COSTEA, T. FLOREA, **C. PETRE** – “*Advanced Energy Conversion I*“, Mech 422/622–Vol.I, Bucknell University, Lewisburg, PA 17837, USA, 323p., ianuarie 2006.
- [128] S. PETRESCU, C. HARMAN, M. COSTEA, T. FLOREA, **C. PETRE**, V. FLOREA – “*Thermodynamics II*“, Mech-216, Bucknell University, Lewisburg, PA 17837, USA, 446p., ianuarie 2005.
- [129] S. PETRESCU, C. HARMAN, M. COSTEA, T. FLOREA, **C. PETRE**, V. FLOREA, E. FLOREA – “*Thermodynamics and Heat Transfer*“, Engr-200, Bucknell University, Lewisburg, PA 17837, USA, 516p., ianuarie 2006.
- [130] Contractul de Cercetare Științifică nr. 33380/29.06.2004, Tema 20, Cod CNCSIS – 421 - “*Metode, modele, scheme de studiu, calcul și optimizare a mașinilor Stirling (motoare, refrigeratoare, pompe de căldură)*” – Faza 2004: “*Motoare Stirling*”; Faza 2005: “*Refrigeratoare și pompe de căldură Stirling*”; Faza 2006: “*Incadrarea mașinilor Stirling în clasa mașinilor termice*” – *beneficiar: Ministerul Educației Naționale – C.N.C.S.I.S., director contract C. PETRE.*
- [131] Contractul de Cercetare Științifică nr. 27692/2005, Tema 40, Cod CNCSIS – 298 - “*Energie solară-hidrogen-pile de combustie-energie electrică, filiera energetică a viitorului. O nouă viziune asupra problemei energiei pentru societate*” – Faza 2005: “*Metode și mijloace de captare și conversie a energiei solare în vederea producerii hidrogenului*” (responsabil de program/UPB, prof.dr.ing. Stoian Petrescu); Faza 2006: “*Metode și mijloace de producerea hidrogenului și stocare a energiei solare în hidrogen*” (responsabil de program/UPB, prof.dr.ing. Stoian Petrescu); Faza 2007: “*Transportul și utilizarea hidrogenului în pile de combustie pentru producerea energiei electrice*” (responsabil de program/UPB, prof.dr.ing. Stoian Petrescu) –

beneficiar: Ministerul Educației Naționale – C.N.C.S.I.S.

- [132] F. CHIRIAC – „*Instalații frigorifice*”, editura Didactică și Pedagogică, 1981.
- [133] A. DOBROVICESCU – „*Analiza exergetică și termoeconomică a sistemelor frigorifice și criogenice*”, editura AGIR, 2000, București.
- [134] A. DOBROVICESCU – „*De ce Exergie? De ce Exergoeconomie?*”, Volumul colocviului Colloque Franco-Roumain Energy, Environment, Economie et Thermodynamique – COFRET'02, București, 2002.
- [135] G. POPESCU – „*Contribuții la studiul sistemelor endoregenerative și exoierversibile de tip Stirling pe baza termodinamicii în timp finit*”, Teză de doctorat, UPB, 1993.
- [136] P. RĂDUCANU – „*Procese termogazodinamice în aparatele, mașinile și instalațiile termice și frigorifice*”. Editura Printech, 2005, București.
- [137] A. LECA, E.C. MLADIN, M. STAN – „*Transfer de căldură și masă – o abordare inginerescă*”, editura Tehnică, 1998, București.
- [138] Y. ÇENGEL, M. BOLES – „*Thermodynamics – an engineering approach*”, ed. McGraw Hill, 2002.
- [139] P. KITTEL – „*Ideal orifice pulse tube refrigerator performance*”, Cryogenics 1992; 32 (9):843-4.
- [140] EI. MIKULIN, AA. TARASOV, MP. SHKREBYONOCK – „*Low temperature expansion tubes*”, Adv.Cryog.Eng. 1984: 629-37.
- [141] Contractul de Cercetare Științifică nr. 24-4-5/1986, INMT – “*Cercetarea și proiectarea unui model experimental (nr. 1) de receptor de radiație solară concentrată pentru MAES solar și a bazei de încercări*” - Faza 1/1986: “*Cercetarea și proiectarea unui model experimental nr. 1 de receptor acumulator de radiație concentrată pentru MAES solar*”; Faza 2/1986: “*Cercetarea și proiectarea amenajării bazei de încercări pentru receptorul acumulator solar destinat MAES*”; Faza 3/1986: “*Realizarea de subansamble și amenajarea bazei de încercări experimentale pentru receptorul acumulator de radiație concentrată pentru MAES solar (model experimental nr.1)*”; Faza 4/1986: “*Cercetări experimentale de laborator (pe subansamble) de receptor acumulator de radiație concentrată pentru MAES solar. Cercetări teoretice privind corelația sursă caldă solară-ciclu MAES*”.
- [142] Contractul de Cercetare Științifică nr. 17-7-8/1987, INMT – “*Receptor acumulator termic de radiație concentrată pentru MAES solar*” - Faza 1/1987: “*Realizarea modelului experimental de receptor acumulator solar (nr.1) și adaptarea lui pentru concentratorul parabolic CP-30 (ICEMENERG)*”; Faza 2/1987: “*Rezultatele cercetării experimentale referitoare la testarea receptorului acumulator (prototip nr. 1) pentru MAES solar*”.
- [143] W. AMOS - “*Cost of Storing and Transporting Hydrogen*” National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO. <http://www.eren.doe.gov/hydrogen/pdfs/25106.pdf>.

BIBLIOGRAFIE WEB

- [144] University of Canterbury, Mechanical Engineering Department, Stirling-Cycle Research Group, <http://www.mech.canterbury.ac.nz/research/stirlingcycle.shtml>.
- [145] Listă de brevete referitoare la motorul Stirling între 1851-2007, <http://www.eco-energie.ch/content/category/12/38/47/>.
- [146] Index al producătorilor de mașini Stirling, după 1940, <http://www.stirlingengines.org.uk/manufact/post.html>.
- [147] Raport NASA - "*The Stirling Project - An advanced automotive propulsion system heads technology transfers in the field of transportation*", Glenn Research Center, 1987, actualizat 21 iunie 2007, ID document: 20020087778 (prezentul document este clasificat ca "No Copyright"), http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20020087778_2002143413.pdf
- [148] Raport NASA, N. Moore - "*An assessment of advanced technology for industrial cogeneration*", Jet Propulsion Laboratory Research Center, 1983, actualizat 23 aprilie 2007, ID document: 19840013933 (prezentul document este clasificat ca "No Copyright"), http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19840013933_1984013933.pdf
- [149] Raport NASA - "*Stirling Commercialization Study*", 1990, actualizat 25 august 2005, ID document: 19960052858 (prezentul document este clasificat ca "No Copyright"), http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19960052858_1996077177.pdf
- [150] Raport NASA - "*Overview of NASA supported Stirling thermodynamic loss research*", 1992, actualizat 25 august 2005, ID document: 19920017791 (prezentul document este clasificat ca "No Copyright"), http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19920017791_1992017791.pdf
- [151] Raport NASA - "*Comparison of GLIMPS and HFAST Stirling engine code predictions with experimental data*", 1992, actualizat 25 august 2005, ID document: 19920016152 (prezentul document este clasificat ca "No Copyright"), http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19920016152_1992016152.pdf
- [152] R. Hott - *Applications of High-Temperature Superconductors*, Status Report 2003, <http://www.ifp.fzk.de/ISAS/statusreport/sr03/Cryocoolers.html#Stirling>
- [153] G. Morrison - "*Stirling renewal. Refrigerators and generators that use an alternative thermodynamic cycle are a green engineering hotbed*", © 1999 by The American Society of Mechanical Engineers, <http://www.memagazine.org/backissues/membersonly/may99/features/stirling/stirling.html>
- [154] NASA Glenn Research Center, Coduri de calcul, <http://www.grc.nasa.gov/WWW/tmsb/stirling/doc/codes.html>

