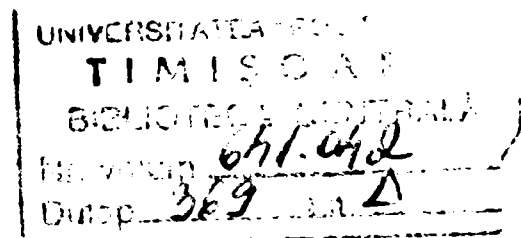


UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing. *ARINA SPERANȚA CRIVACUCEA*
căsătorită *NEGOIȚESCU*

*STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND OPTIMIZAREA
RECUPERĂRII PARȚIALE A CĂLDURII
TRANSFERATE IZVORULUI RECE DE CĂTRE
MAȘINILE TERMICE*

TEZĂ DE DOCTORAT



Conducător științific
Prof. dr. ing. *VIRGILIU DAN NEGREA*

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Timișoara 2003

CUPRINS

CAP. 1. Introducere.....	5
CAP. 2. Stadiul actual al cercetărilor în domeniul evaluării și recuperării parțiale a căldurii la motoarele diesel.....	9
2.1. Stadiul actual al utilizării energiei termice pentru instalații de cogenerare.....	9
2.1.1. Motoare cu ardere internă ca unități în instalațiile de cogenerare.....	9
2.1.2. Aspecte privind rețeaua de termoficare / răcire urbană centralizată.....	15
2.1.3. Evoluția sistemelor preasambalate de cogenerare.....	15
2.1.4. Cercetarea și dezvoltarea în tehnologia sistemelor de cogenerare.....	16
2.1.5. Cogenerarea și mediul.....	17
2.2. Schimbul de căldură pentru elemente de calcul ale schimbătoarelor de căldură.....	18
2.2.1. Aspecte specifice recuperării căldurii.....	19
2.3. Cu privire la diagrama Sankey pentru evidențierea fluxurilor de căldură.....	21
2.4. Utilizarea microturbinelor pentru cogenerare.....	25
2.4.1. Condiții generale.....	25
2.4.2. Ciclul non-ideal Brayton.....	26
2.4.3. Regenerarea.....	27
2.5. Concluzii.....	27
CAP. 3. Considerații privind transferul de căldură.....	29
3.1. Conducția termică.....	29
3.1.1. Mărimi generale.....	29
3.1.2. Legea conducției termice.....	29
3.1.2.1. Condiții limită pentru rezolvarea ecuației conducției termice.....	30
3.1.3. Transfer global de căldură.....	32
3.1.3.1. Pereți omogen.....	32
3.1.3.2. Pereți cu structuri compuse.....	35
3.1.3.3. Intensificarea procesului de transmitere a căldurii.....	36
3.1.3.4. Conducția termică printr-o bară neizolată.....	37
3.1.3.5. Transmiterea căldurii printr-un perete cu nervuri.....	39
3.1.3.6. Conducția termică în prezența surselor de căldură.....	41
3.1.4. Conducția termică nestaționară.....	44
3.1.4.1. Procese tranzitorii.....	44
3.1.4.2. Regimul uzual de încălzire (răcire).....	49
3.1.4.3. Procesele încălzirii (răcirii) continue.....	51
3.1.4.4. Procese periodice.....	53
3.2. Transferul de căldură convectiv în mediu monofazat.....	54
3.2.1. Principii fundamentale.....	54
3.2.2. Sistemul ecuațiilor diferențiale ale transiterii de căldură convective.....	56
3.2.3. Metodele teoriei similitudinii.....	58

3.2.3.1. Dimensiunea caracteristică.....	60
3.2.3.2. Analogia hidrodinamică a căderii de temperatură în convecția turbulentă.....	60
3.2.3.3. Modelul dublu strat.....	61
3.2.4. Transferul de căldură la curgerea fluidului prin tuburi.....	63
3.2.4.1. Regimul vâscos.....	63
3.2.4.2. Regimul vâscoso-gravitațional.....	64
3.2.4.3. Regimul turbulent.....	65
3.2.5. Transferul de căldură la curgerea mediului de încălzire în jurul unui corp.....	65
3.2.5.1. Placă plană.....	65
3.2.5.2. Corpuri de formă complexă.....	66
3.2.5.3. Curgerea transversală în interiorul grupurilor de canale sau conducte.....	66
3.2.5.4. Mediul pseudo-fluid cu gaz.....	67
3.2.6. Transferul de căldură la viteze mari ale mediului fluid.....	67
3.3. Radiația termică.....	68
3.3.1. Principii fundamentale.....	68
3.3.2. Legile radiației termice.....	70
3.3.3. Transferul de căldură între corpuri delimitate de medii transparente.....	71
3.3.3.1. Coeficienții unghiulari.....	73
3.3.4. Transferul de căldură între gaz și suprafața solidă a corpurilor.....	73
3.3.4.1. Particularitățile radiației și absorbției gazelor.....	73
3.3.4.2. Legea de bază a schimbului de căldură într-un mediu radiant-absorbant.....	74
3.3.4.3. Radiația proprie a volumului de gaz.....	75
3.3.5. Metode de calcul ale transferului de căldură.....	75
CAP. 4. Alegerea schimbătoarelor de căldură.....	77
4.1. Clasificarea schimbătoarelor de căldură.....	77
4.2. Cercetarea experimentală a performanțelor termice și fluido-dinamice ale schimbătoarelor de căldură compacte.....	80
4.2.1. Considerații generale.....	80
4.2.2. Criterii de comparație a schimbătoarelor de căldură.....	81
4.2.3. Rezultate ale unor cercetări experimentale.....	84
4.2.3.1. Performanțele schimbătoarelor de căldură cu fascicul de țevi nervurate.....	84
4.2.4. Performanțele termice și fluidodinamice ale unor suprafețe plane cu nervuri.....	88
4.3. Principalele tipuri de schimbătoare de căldură.....	98
4.3.1. Schimbătoare de căldură de tip gaz-gaz.....	98
4.3.2. Schimbătoare de căldură de tip lichid-lichid.....	99
4.4. Calculul căderilor de presiune ale schimbătoarelor de căldură.....	104
4.4.1. Pierderea de presiune la curgerea în țevi și fante.....	105
4.4.1.1. Pierderea de presiune la intrare în timpul stabilizării curentului, și la ieșire din țevă.....	105
4.4.1.2. Pierderea de presiune la curgerea stabilizată a fluidului prin țevi.....	105
4.4.1.3. Pierderea de presiune la curgerea prin țevi curbate.....	107

4.4.2. Pierderea de presiune datorită rezistențelor locale în coturi, îngustări și lărgiri de secțiune, ramificații și armături.....	108
4.4.2.1. Pierderea de presiune în coturi.....	108
4.4.2.2. Pierderea de presiune la variația secțiunii.....	108
4.4.2.3. Pierderi de presiune în ramificații.....	109
4.4.2.4. Pierderi de presiune în robinete.....	109
4.4.3. Pierderi de presiune la curgerea fluidelor în exteriorul țevilor.....	110
4.5. Dimensionarea economică și optimizarea schimbătoarelor de căldură.....	111
4.5.1. Considerații generale.....	111
4.5.2. Analiza și calculul pierderilor exergetice.....	111
4.5.2.1. Calculul pierderilor de energie datorită frecărilor.....	111
4.5.2.2. Calculul pierderilor energetice datorită diferențelor între cele două fluide.....	112
4.5.2.3. Calculul pierderilor energetice datorită amestecării fluidelor la ieșirea din aparat.....	112
4.5.3. Date necesare dimensionării economice.....	115
4.5.3.1. Expresia simplificată pentru coeficientul de transfer termic total.....	116
4.5.4. Determinarea vitezei optime de curgere a fluidului și a diferenței optime de temperatură.....	117
4.6. O abordare economică a dimensionării radiatoarelor.....	120
CAP. 5. Cercetări experimentale privind nivelul de performanță și evaluarea distribuției energiei în cazul motoarelor diesel de mare putere.....	123
5.1. Considerații generale.....	123
5.2. Standul experimental pentru determinarea performanțelor termogazodinamice ale unui motor diesel de mare putere turbosupraalimentat cu răcirea intermediară a aerului de supraalimentare.....	126
5.2.1. Determinarea experimentală a căldurii evacuate în uleiul de ungere.....	132
CAP. 6. Interpretarea critică a datelor de calcul în juxtapunere cu date experimentale privind nivelul de performanțe și fluxul termic evacuat prin uleiul de ungere în cazul motorului ALCO R-251 FLO.....	137
6.1. Cu privire la rezultatele evaluării ciclului real de funcționare al unui motor diesel de mare putere turbosupraalimentat cu răcire intermediară.....	137
6.2. Determinarea analitică a căldurilor schimbate într-un motor cu aprindere prin comprimare turbosupraalimentat.....	140
6.3. Determinarea experimentală a căldurilor schimbate într-un motor cu aprindere prin comprimare turbosupraalimentat.....	146
6.4. Comparația performanțelor energetice (analitic-experimental) pentru motorul diesel supraalimentat cu răcirea intermediară a aerului de tip ALCO R-251 FLO.....	148
CAP. 7 Calculul și cercetarea experimentală privind performanțele răcitorului de ulei al motorului ALCO R-251 FLO.....	151

7.1. Prezentarea răcitorului ulei-apă de tip ALCO 18 m ²	151
7.2. Calculul analitic al performanțelor termice ale răcitorului de ulei ALCO-18 m ²	154
7.2.1. Determinarea proprietăților termice ale uleiului de motor M 40 super 2.....	154
7.2.1.1. Masă specifică a uleiului.....	154
7.2.1.2. Vâscozitatea uleiului.....	154
7.2.1.3. Conductivitatea termică a uleiului.....	155
7.2.1.4. Capacitatea termică masică termică a uleiului.....	155
7.2.2. Calculul numeric.....	155
7.2.3. Determinarea coeficientului de convecție de partea apei.....	157
7.2.4. Determinarea coeficientului de convecție de partea uleiului.....	158
7.2.5. Calculul coeficientului global de transfer de căldură pentru un metru lungime de conductă.....	159
7.2.6. Determinarea fluxului termic.....	159
7.3. Cercetări experimentale privind performanțele termice ale răcitorului ALCO 18 m ²	159
7.3.1. Instalația experimentală.....	159
7.3.1.1. Măsurarea temperaturilor.....	161
7.3.1.2. Măsurarea debitelor.....	161
7.3.2. Condiții de încercare ale răcitorului de ulei.....	161
7.3.3. Prelucrarea rezultatelor experimentale.....	162
7.3.4. Rezultate obținute.....	165
7.3.5. Determinarea ecuației criteriale sub formă grafică pentru curgerea fluidului perpendicular pe fasciculul de țevi al răcitorului de ulei ALCO-18 m ²	166
7.4. Concluzii și interpretarea comparativă a rezultatelor obținute.....	178
CAP. 8. Concluzii generale.....	179
8.1. Interpretarea de ansamblu a rezultatelor obținute.....	179
8.2. Contribuții personale.....	180

CAPITOLUL 1

INTRODUCERE

Într-o definiție generică, motorul cu ardere internă (m.a.i.) este un motor termic care transformă parțial căldura în lucru mecanic, folosind ca fluid motor sau ca agent de lucru gaze rezultate prin ardere, indiferent de locul unde se desfășoară acest proces. Înainte de ardere, fluidul de lucru este format din amestec combustibil-aer, iar după ardere din produsele acesteia.

Larga răspândire a m.a.i., ca unitate de tracțiune sau ca motor staționar, se datorează și faptului că, combustibilii petrolieri pe care îi utilizează cu prioritate au un conținut energetic consistent și anume, cca. $33,5 \cdot 10^6$ [kJ/m³]. M.a.i. trebuie să funcționeze conform principiului Carnot între un izvor cald și un izvor rece. Trebuie însă subliniat că în continuare, poate fi parțial valorificată căldura care este evacuată din motor, aceasta fiind o căldură degradată Q , și de potențial redus. De asemenea, trebuie avut în vedere că perfecționările constructiv-funcționale aduse m.a.i. au făcut ca pentru motoarele mari cu turație redusă, să se ajungă la performanțe impresionante și anume consumuri specifice $c_e=118$ g/CPh, ceea ce corespunde unor randamente efective de 54%. Valorificarea suplimentară a energiei prin cogenerare, adică trimiterea la utilizatori a căldurilor reziduale, face ca randamentele globale să treacă de 90%, motorul funcționând în plus cu un generator electric și cu o pompă de căldură, ca instalație staționară montată în subsolul unui bloc dintr-un cvartal de blocuri. O asemenea instalație este caracterizată de o automatizare completă, motorul fiind izolat și netransmițând clădirii și împrejurimilor vibrațiile care-l caracterizează funcțional și fiind, doar la intervale de timp bine determinate, controlate de personal de specialitate. Soluția este aplicată, pe scară largă, în țări industrializate, în țări evaluate din punct de vedere economic.

Dezvoltarea motorului cu ardere internă trebuie legată nemijlocit de existența unei numeroase populații de automobile. Dacă în 1990 parcul de autovehicule, pe mapamond, număra cca. 405 milioane exemplare dintre care 81% autoturisme și 19% autobuze, autocamioane și autoutilitare, în anul 2003, cu o rată de creștere între 20 și 30 de milioane de bucăți pe an determinată de producția pe mapamond, se poate aprecia că sunt deja cca. 700 de milioane de autovehicule în circulație; la acestea trebuie adăugate, bineînțeles și motoarele staționare.

Automobilul și motorul cu ardere internă este o preocupare socială? Da! Într-un fel sau altul întreaga societate este interesată de progresul tehnic pentru că resursele de combustibil sunt limitate, prețul combustibilului este ridicat, mediul înconjurător trebuie protejat, lumea trebuie apărată împotriva acțiunilor nocive.

Cercetări asidue în domeniul motoarelor cu ardere internă sunt polarizate spre reducerea consumului de combustibil și utilizarea, pe scară cât mai largă, a combustibililor neconvenționali, spre scăderea noxelor la genază și prin prelucrarea gazelor eșapate, spre diminuarea materialelor deficitare, coroborată cu creșterea fiabilității, spre reducerea poluării fonice.

Ultimele două decenii marchează progrese însemnate în tehnica de investigație a motorului fără de care soluțiile rafinate ar rămâne neevaluate corect și mai ales neoptimizate, dezvoltându-se în paralel tehnica de calcul electronic în concepție, respectiv de control electronic al funcționării acestei complicate mașini, și în ultimul timp, în mod deosebit, de valorificare a căldurilor reziduale.

Data fiind variabilitatea regimurilor de funcționare pe care le cunoaște m.a.i., mai ales ca unitate de tracțiune rutieră, feroviară și aeriană, optimizarea, de fapt, nu poate fi făcută decât ca și un compromis între noxe mult mai reduse, consum de combustibil diminuat, prețuri de fabricație și exploatare minime, fiabilitate, duranță și maneabilitate a vehiculului cât mai ridicate. Multitudinea de regimuri funcționale și caracterul lor frecvent tranzitoriu fac

ca deși m.a.i. consumă doar 17% din resursele de hidrocarburi, acesta să fie vinovat de cca. 50% din totalul noxelor deversate în atmosferă, din ansamblul industriilor și activităților umane. Din punct de vedere al toxicității, aprecierile sunt mai disperse și anume, (8-22)% nivel de toxicitate din total toxicitate noxe ajunse în atmosferă, aceasta și datorită faptului că în genere numai combustibilii grei utilizați de motoarele cu ardere internă conțin sulf.

În condițiile schimbărilor climatice prognozate, de altfel, cu zece ani în urmă și manifeste cu pregnanță în cursul anului 1995, chiar și numai dacă se are în vedere că Institutul de Meteorologie din Marea Britanie a înregistrat între 1 noiembrie 1994 și 1 noiembrie 1995 cea mai mare temperatură medie din cei 600 de ani de când efectuează observații meteorologice, problema poluării atmosferei primește deja un caracter de agresivitate, impunându-se cu maximă operativitate măsuri de limitare a noxelor de toate categoriile și în special a celor atmosferice. Având în vedere că motoarele staționare, printre care se înscriu și cele de cogenerare a energiei mecanice și a căldurii valorificate din fluxurile termice reziduale, funcționează în genere la regim cuasistaționar, acestea pot fi optimizate atât din punct de vedere al consumurilor specifice, al performanțelor de putere, cât și al noxelor eșapate.

Lucrarea în discuție are în vedere un studiu complex și relativ complet asupra funcționalității unui motor diesel de mare putere, din punct de vedere al valorificării căldurilor reziduale, în primul rând al celor purtate cu uleiul de răcire. Lucrarea este structurată, în total, în nouă capitole, cu un accent deosebit asupra valorificării căldurilor reziduale dezvoltate de un motor diesel de putere mare și în mod deosebit a celor legate de schimbul de căldură la răcitorul de ulei.

Lucrarea prezintă în capitolul 2 stadiul actual al cercetărilor în domeniul evaluării și recuperării parțiale a căldurii la motoarele diesel. Se expun astfel stadiul actual al utilizării energiei termice pentru instalații de cogenerare cu referire asupra motoarelor cu ardere internă ca unități în instalațiile de cogenerare, cu prezentarea aspectelor privind rețeaua de termoficare/răcire urbană centralizată, cu informații ce privesc evoluția sistemelor preasamblate de cogenerare, cu cercetări și dezvoltarea în tehnologia sistemelor de cogenerare, cu relația cogenerare-mediu, insistându-se asupra schimbului de căldură pentru elementele de calcul ale schimbătoarelor de căldură și anume, făcându-se dezvoltări legate de diagrama Sankey, de aspectele specifice recuperării căldurii, de utilizarea microturbinelor, din punct de vedere al condițiilor generale, al ciclului non-ideal Brayton și concluzionându-se asupra problematicii expuse.

Capitolul 3 tratează pe larg considerații privind transferul de căldură. Acesta este caracterizat de un studiu de detaliu care are un caracter de mare importanță pentru modul în care au fost sistematizate informațiile necesare proiectantului referindu-se la: conducția termică pentru care se definesc mărimi generale, legea conducției termice, condițiile limită pentru rezolvarea ecuației conducției termice, conducția termică în regim staționar, schimbul global de căldură atât în cazul unui perete omogen cât și în cazul pereților cu structuri compuse, intensificarea procesului de transmitere a căldurii, conducția termică printr-o bară neizolată, transmiterea căldurii printr-un perete cu nervuri, conducția termică în prezența surselor interne de căldură.

Este tratată de asemenea succint conducția termică nestaționară, procesele tranzitorii ce o caracterizează, regimul uzual de încălzire-răcire, procesul de încălzire-răcire continuu și procesele periodice.

Transferul de căldură în regim convectiv este tratat de la simplu la complex. După expunerea principiilor fundamentale și a sistemului ecuațiilor diferențiale ale transmiterii de căldură convective, sunt trecute în revistă metodele teoriei similitudinii care conduc la invarianții necesari calculului prin definirea dimensiunilor caracteristice, prin expunerea analogiei hidrodinamice, a căderii de temperatură în convecția turbulentă, a modelului dublu

strat, tratându-se totodată transferul de căldură la curgerea fluidului prin tuburi pentru regimul vâscos, regimul vâscoso-gravitațional și regimul turbulent.

Atenția cuvenită se acordă transferului de căldură la curgerea mediului de încălzire în jurul unui corp, cum sunt placa plană, corpul de formă complexă, curgerea transversală în interiorul grupurilor de canale sau conducte, mediului pseudo-fluid cu gaz, apoi transferului de căldură la viteze mari ale mediului fluid.

În sfârșit, în capitolul 3, este tratată și problematica radiației termice cu expunerea legilor radiației termice, a transferului de căldură între corpuri delimitate de medii transparente pentru care sunt prezentate datele de interes privind coeficienții unghiulari, a transferului de căldură între gaz și suprafața solidă a corpurilor cu particularitățile radiației și absorbției gazelor, cu legea de bază a schimbului de căldură într-un mediu radiant-absorbant și se insistă de asemenea asupra radiației proprii a volumului de gaz și a metodelor de calcul ale transferului de căldură.

Capitolul 4 vizează alegerea schimbătoarelor de căldură.

Acestea sunt clasificate și se redau cercetările experimentale ale performanțelor termice și fluido-dinamice ale schimbătoarelor de căldură compacte. În acest scop sunt analizate criteriile de comparație a schimbătoarelor de căldură și se redau rezultate ale unor cercetări experimentale cu trecerea în revistă a performanțelor schimbătoarelor de căldură cu fascicul de țevi nervurate și a principalelor tipuri de schimbătoare de căldură de tip gaz-gaz, lichid-lichid, expunându-se de asemenea tehnica de calcul a căderilor de presiune ale schimbătoarelor de căldură corespunzătoare curgerii în țevi și fante, precum și determinate de rezistențele locale în coturi, îngustări și lărgiri de secțiune, ramificații și armături. Dată fiind complexitatea acestei problematice se detaliază modurile de evaluare a pierderilor de presiune pentru arhitecturile definite mai sus.

Dimensionarea economică și optimizarea schimbătoarelor de căldură, de interes pentru calculele termodinamice ale acestor aparate, se realizează și prin prisma analizei și a calculului exergetic, definindu-se datele necesare dimensionării economice prin expunerea expresiei simplificate pentru coeficientul de transfer termic total și determinându-se vitezele optime de curgere ale fluidului și ale diferențelor de temperatură în coroborare unele cu altele. O abordare economică a dimensionării radiatoarelor, expusă tot în cadrul capitolului 4, este de deosebit interes teoretic și practic.

În capitolul 5 sunt prezentate cercetări experimentale privind nivelul de performanță și evaluarea distribuției energiei în cazul motoarelor diesel de mare putere. Se prezintă standul experimental pentru determinarea performanțelor termogazodinamice ale unui motor diesel de mare putere turbosupraalimentat cu răcirea intermediară a aerului de supraalimentare și se fac considerații privind determinarea experimentală a căldurii evacuate în uleiul de ungere.

Capitolul 6 cuprinde interpretarea critică a datelor de calcul în juxtapunere cu date experimentale privind nivelul de performanțe și fluxul termic evacuat prin uleiul de ungere în cazul motorului ALCO R-251 FLO. Se redau date relativ la rezultatele evaluării ciclului real de funcționare al unui motor diesel de mare putere turbosupraalimentat cu răcire intermediară, prezentându-se în sinteză modul de calcul al ciclului, o descriere a programului de calcul printr-o organigramă de ansamblu și a felului în care se determină analitic căldurile schimbate în motorul avut în vedere.

Rezultatele calculului de ansamblu al ciclului motorului cu ajutorul calculatorului sunt caracteristice regimului nominal al motorului, insistându-se asupra caracteristicii de degajare a căldurii și a evaluării diagramei $p = f(\alpha)$.

Sunt prezentate, în continuare, căldurile evacuate, calculate și rezultate în urma măsurătorilor experimentale. În finalul capitolului sunt interpretate critic datele de calcul comparativ cu datele experimentale pentru performanțele energetice de ansamblu ale motorului, trasându-se diagrama $p=f(\alpha)$, calculată comparativ cu datele obținute experimental.

De asemenea se efectuează o sinteză asupra diagramei fluxurilor termice pentru ansamblul motor-grup de turbosupraalimentare și echipamentelor pentru evacuarea căldurilor reziduale.

Se fac aprecieri cu privire la căldura preluată de uleiul de ungere și posibilitățile de evaluare cantitativă a acestei călduri.

În capitolul 7 este tratată problematica cercetării experimentale a răcitorului de ulei pentru motorul avut în vedere. Se prezintă răcitorul de ulei-apă de tip ALCO-18 m², efectuându-se calculul analitic al performanțelor termice ale acestui răcitor, acesta având în vedere proprietățile termice ale uleiului de motor M 40 super 2. Se efectuează totodată un calcul numeric pentru determinarea coeficientului de convecție de partea apei și de partea uleiului, evaluarea coeficientului global de transfer de căldură pentru 1 m lungime de conductă și pentru determinarea fluxului termic. Problematika cercetării experimentale privind performanțele termice ale răcitorului de ulei ALCO-18 m² are în vedere expunerea instalației utilizate, condițiile de încercare ale răcitorului, prelucrarea și prezentarea rezultatelor obținute, determinarea ecuației criteriale sub formă grafică pentru curgerea fluidului perpendicular pe fasciculul de țevi al răcitorului precum și concluzii și interpretarea comparativă a rezultatelor obținute.

Capitolul 8 este dedicat concluziilor generale, interpretându-se de ansamblu rezultatele obținute și subliniindu-se cele mai importante contribuții personale.

Lucrarea se încheie cu bibliografie și cu un set relativ extins de anexe care privesc atât rezultate teoretice cât și experimentale avute în vedere pentru rezolvarea temei propuse.

Doresc să mulțumesc următoarelor persoane, care mi-au oferit sprijinul în toți acești ani de pregătire a tezei de doctorat:

- Prof. dr. ing. Virgiliu Dan Negrea care, în calitate de conducător științific, mi-a acordat deplină libertate în explorarea domeniului, oferindu-mi sprijin în plan științific, dublat de exigență dar și de înțelegere în momentele de cumpănă.

- membrilor comisiei de doctorat: Gl. lt. (r) prof. univ. dr. ing. Florinel Papuc și Gl. mr. (r) prof. univ. dr. ing. Ion Copae pentru bunăvoința cu care au acceptat să parcurgă lucrarea, în scopul recenziei acesteia, precum și pentru aprecierile și sugestiile pertinente făcute.

- Prof. dr. ing. Mihai Nagi care cu priceperea și răbdarea domniei sale, mi-a fost un sprijin deosebit, mai ales în ceea ce privește problematica schimbului de căldură și a schimbătoarelor de căldură.

- Prof. dr. ing. Viorel Popescu, decanul Facultății de Electronică și Telecomunicații din Timișoara, pentru sprijinul logistic acordat, cu care am reușit să duc la bun sfârșit această teză de doctorat.

- Ș.l. dr. ing. Sorin Holotescu pentru modul deosebit în care m-a ajutat să tratez problemele ce privesc evaluarea prin calcul a performanțelor energetice pentru motorul pe care l-am avut în studiu.

- Prof. dr. ing. Nadia Potoceanu, de la facultatea "Eftimie Murgu" din Reșița, cu care am avut discuții fructuoase în perioadele de colaborare, oferindu-mi totodată numeroase materiale bibliografice.

- conducerii U.C.M. Reșița S.A. pentru sprijinul acordat în vederea efectuării unor măsurători la standul de probă.

- colectivului catedrei de Termotehnică, Mașini Termice și Autovehicule Rutiere care mi-a oferit permanent sprijin colegial.

- familiei, pentru sprijinul și ajutorul permanent, împinse uneori până la sacrificiu.

CAPITOLUL 2

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR ÎN DOMENIUL EVALUĂRII ȘI RECUPERĂRII PARȚIALE A CĂLDURII LA MOTOARELE DIESEL

2.1. STADIUL ACTUAL AL UTILIZĂRII ENERGIEI TERMICE PIERDUTE ÎN INSTALAȚII DE COGENERARE

Centralele cogenerative beneficiază de îmbunătățirea randamentului energetic prin recuperarea energiei produse. Cogenerarea este mai atractivă în aplicații descentralizate la scară mică, un progres tehnologic important fiind obținut în ceea ce privește dezvoltarea sistemelor cogenerative de mică putere modulare și preasamblate. În plus, cum aceste sisteme au fost adoptate în zone industriale și în centrele orașelor, legile și regulamentele aduse privind protecția mediului obligă furnizorii (producătorii) să le modernizeze continuu. Rezervele mari de gaze naturale din multe zone ale globului au făcut posibilă dezvoltarea tehnologică a turbinelor. În plus, posibilitatea utilizării combustibililor alternativi, cum sunt: lemnul, rezidurile agro-industriale, biogazul, etc., pentru sistemele cogenerative la scară mică au condus la progrese tehnologice, ținând cont de caracteristicile acestor combustibili. În continuare sunt descrise pe scurt câteva aspecte privind progresele obținute în acest domeniu.

2.1.1. MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ CA UNITĂȚI ÎN INSTALAȚIILE DE COGENERARE

În unitățile cogenerative de putere joasă și medie, sunt utilizate motoarele cu piston. Dimensiunile mici sau mari ale motorului sunt adesea în funcție de combustibilul utilizat, fiind de (50 kW - 100 MW) pentru gaze naturale (50 kW - 50 MW) în cazul motoarelor diesel, (2,5 MW - 50 MW) atunci când este vorba de combustibili grei. Unul dintre avantajele majore ale motoarelor cu piston îl constituie randamentul electric ridicat [7].

În motoarele termice o parte importantă de energie se pierde datorită ireversibilității proceselor. Există situații când pierderile pot fi utilizate în instalații de cogenerare, iar opțiunea pentru o astfel de instalație este determinată de factori economici sau ecologici. În aceste instalații se folosesc motoare diverse (motor cu gaz, motor diesel, turbină cu gaze), Fig. 2.1, raportul dintre energia termică și electrică consumată depinzând de componentele utilizate.

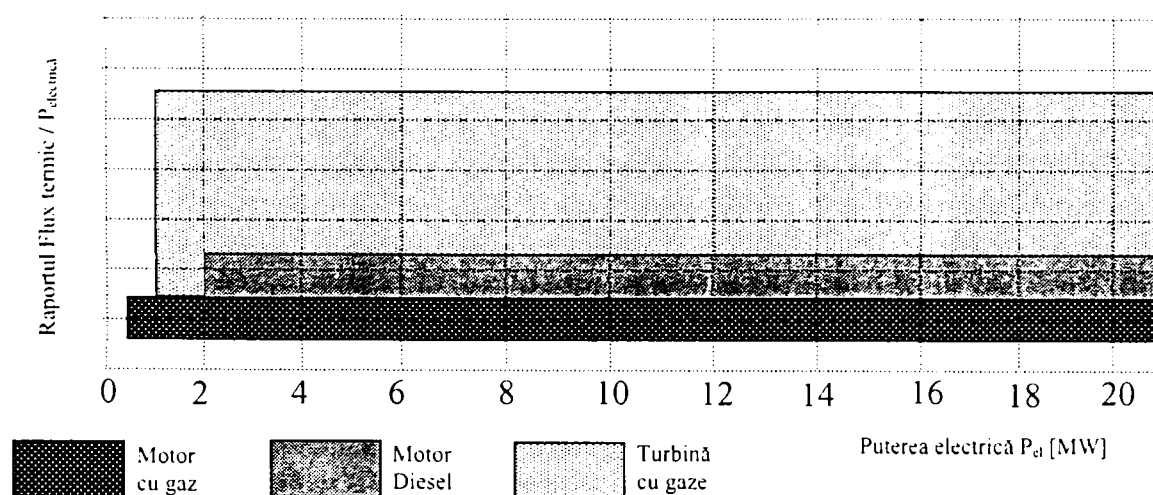


Fig. 2.1. Eficiența energetică pentru diverse motoare

Din Fig. 2.1. rezultă că pentru rapoarte reduse dintre fluxul de căldură furnizat și puterea electrică sunt recomandate centrale cu cogenerare cu motoare cu ardere internă (fie cu gaz, fie diesel sau diesel-gaz). Centralele cu cogenerare cu turbină cu gaz (ciclu simplu) sunt indicate pentru consumatori mai mari de căldură, unde în afara încălzirii și producerii apei calde menajere (de consum) este nevoie și de abur tehnologic. Aburul tehnologic și apa fierbinte în cazul motoarelor cu ardere internă pot fi produse prin recuperarea energiei gazelor arse din conducta de evacuare care, mai ales la motoarele diesel, au valoare mult mai redusă decât la turbinele cu gaze.

În cazul motoarelor cu ardere internă, care fac subiectul experimentărilor acestei teze, se produce creșterea eficienței energetice prin recuperarea gazelor de ardere din conducta de evacuare.

Indiferent de modul de cogenerare, schema termică conține elemente principale comune, și anume:

- unul sau mai multe grupuri motor-generator;
- instalația de recuperare a căldurii formată din schimbătoare de căldură de tip: apă-apă, ulei-apă, gaze de ardere-apă;
- instalație electrică ;
- aparatură de măsură și sisteme de automatizare.

Literatura de specialitate [Centrul de cercetări pentru mașini și echipamente termice, transporturi și combaterea poluării, Timișoara, Alegerea motoarelor și a instalațiilor de recuperare și calculul termic al acestora] recomandă pentru alegerea elementelor principale ale schemei termice parcurgerea următoarelor etape:

1. Alegerea grupului motor-generator. Este dependentă de diagrama anuală de consum de căldură, dar pentru realizarea schemei termice de recuperare, în afara parametrilor principali ai motorului (putere efectivă și turație) este necesară cunoașterea bilanțului termic. Atât puterea efectivă cât și bilanțul termic pot fi suficient evaluate prin calcul termic, instalația experimentală utilizată în cadrul lucrării furnizând măsurători precise care nu doar verifică calculul, dar și asigură posibilitatea realizării unor modificări care să asigure creșterea eficienței instalației de recuperare utilizată.
2. Alegerea schemei termice de recuperare se realizează în primul rând pentru consumatorii de căldură prevăzuți, în cazul cunoașterii acestora. Aceasta se realizează cu instalații de tip recuperativ, iar pentru amplasarea acestora în schemă (cu excepția vaporizatoarelor) se face în contracurent.
3. Alegerea schimbătoarelor de căldură se realizează în funcție de fluidele între care are loc transferul de căldură, literatura de specialitate studiind utilizarea schimbătoarelor cu plăci, a celor brazate sau a celor cu țevi.

Pentru cercetările efectuate este necesar să se cunoască câteva elemente ale amplasării acestora în zona de răcire intermediară a aerului de supraalimentare.

Principalele două tipuri de motoare cu piston utilizate în sistemele cogenerative sunt motoarele diesel și cu aprindere prin scânteie. Motorul cu aprindere prin scânteie (m.a.s.) este motorul la care amestecul aer combustibil este aprins cu ajutorul unei scântei electrice produsă la bujie, motiv pentru care acest motor se mai numește și motor cu aprindere prin scânteie. În procesul de producere a puterii, motorul cu aprindere prin scânteie poate fi atât motor cu funcționare cu benzină cât și motor diesel modificat, astfel încât să cuprindă operația de aprindere prin scânteie. Domeniul de funcționare al motoarelor cu benzină este de la 20 kW la 1,5 MW. Motoarele cu aprindere prin scânteie transformate din motoare diesel și funcționând cu gaz natural au domeniul cuprins între 5 kW și 4 MW. Motoarele cu aprindere prin scânteie se caracterizează prin turații cuprinse între (750 – 3000) rot/min și randamente de (25-35)%. Aceste motoare pot funcționa cu diferiți combustibili: benzină, gaz natural, gaz industrial.

Spre deosebire de motoarele cu aprindere prin scânteie, la motoarele diesel combustibilul este injectat în cilindrii, unde se amestecă cu aerul, amestecul rezultat aprinzându-se ca urmare a încălzirii rezultate în urma comprimării acestuia de către piston. De aceea, aceste motoare sunt cunoscute și sub denumirea de motoare cu aprindere prin comprimare. Motoarele diesel pot fi împărțite în două mari categorii: în 2 timpi și în 4 timpi. Motoarele în 2 timpi se mai numesc și motoare lente și se caracterizează prin:

- aprinderea are loc la fiecare rotație a arborelui cotit;
- funcționează la turații de până la 200 rot/min;
- puterea la ieșire este de (1 – 50) MW;
- randamente mari (45 – 53) %.

În cazul motoarelor în 4 timpi aprinderea are loc la fiecare altă rotație a arborelui cotit, aceste motoare clasificându-se în motoare: rapide și semirapide. Motoarele semirapide funcționează cu turații de (400-1000) rot/min, are puteri de ieșire de (0,5 – 20) MW și randamente egale cu (35 – 48)%. Motoarele rapide funcționează la turații de (1000 – 2000) rot/min, având puteri de ieșire cuprinse între câțiva kW și aproximativ 2 MW, iar randamentul este (35-40)%.

Motoarele diesel pot funcționa cu o mare varietate de combustibili: motorină, combustibil greu, ușor, LPG, gaz natural și industrial, etc. Motoarele diesel care au fost transformate în motoare cu gaz se mai numesc și motoare cu combustibil dual. La aceste motoare combustibilul utilizat este gaz care se aprinde cu o concentrație mică de ulei pilot, de obicei ulei diesel, ulei folosit pentru aprinderea sigură a gazului în cilindru. Proporția gaz/ulei este controlată astfel încât uleiul pilot să reprezinte 5% din cantitatea de combustibil. Motoarele diesel cu gaz se împart în două categorii: de joasă presiune și de înaltă presiune [7].

Diagramele de bilanț energetic caracteristice unui motor cu gaz respectiv a unui motor ALCO sunt prezentate în Fig. 2.2. și Fig. 2.3.

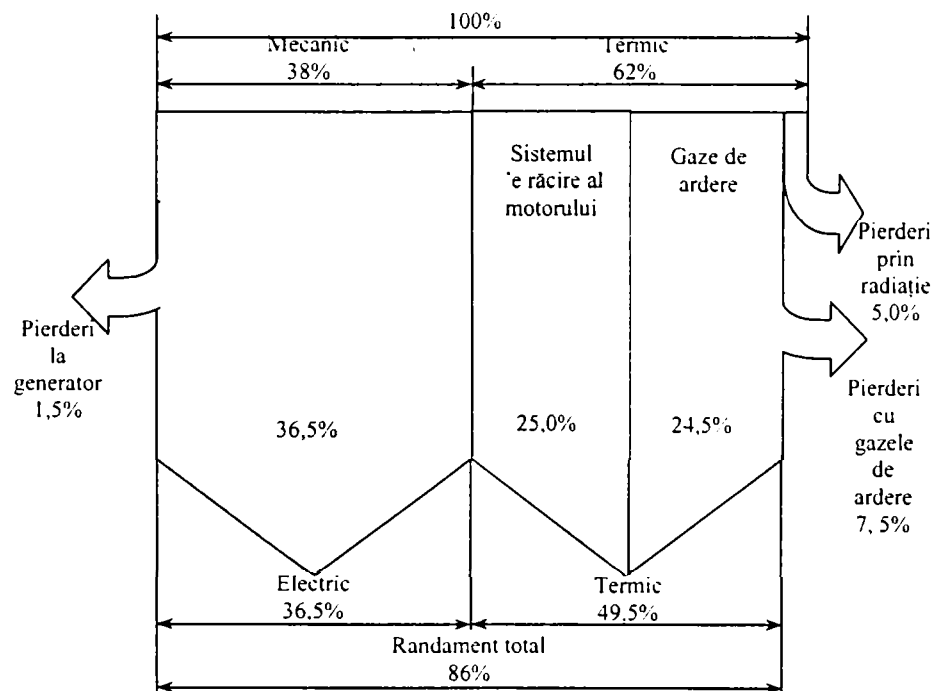


Fig. 2.2. Bilanțul energetic al unui motor cu gaz

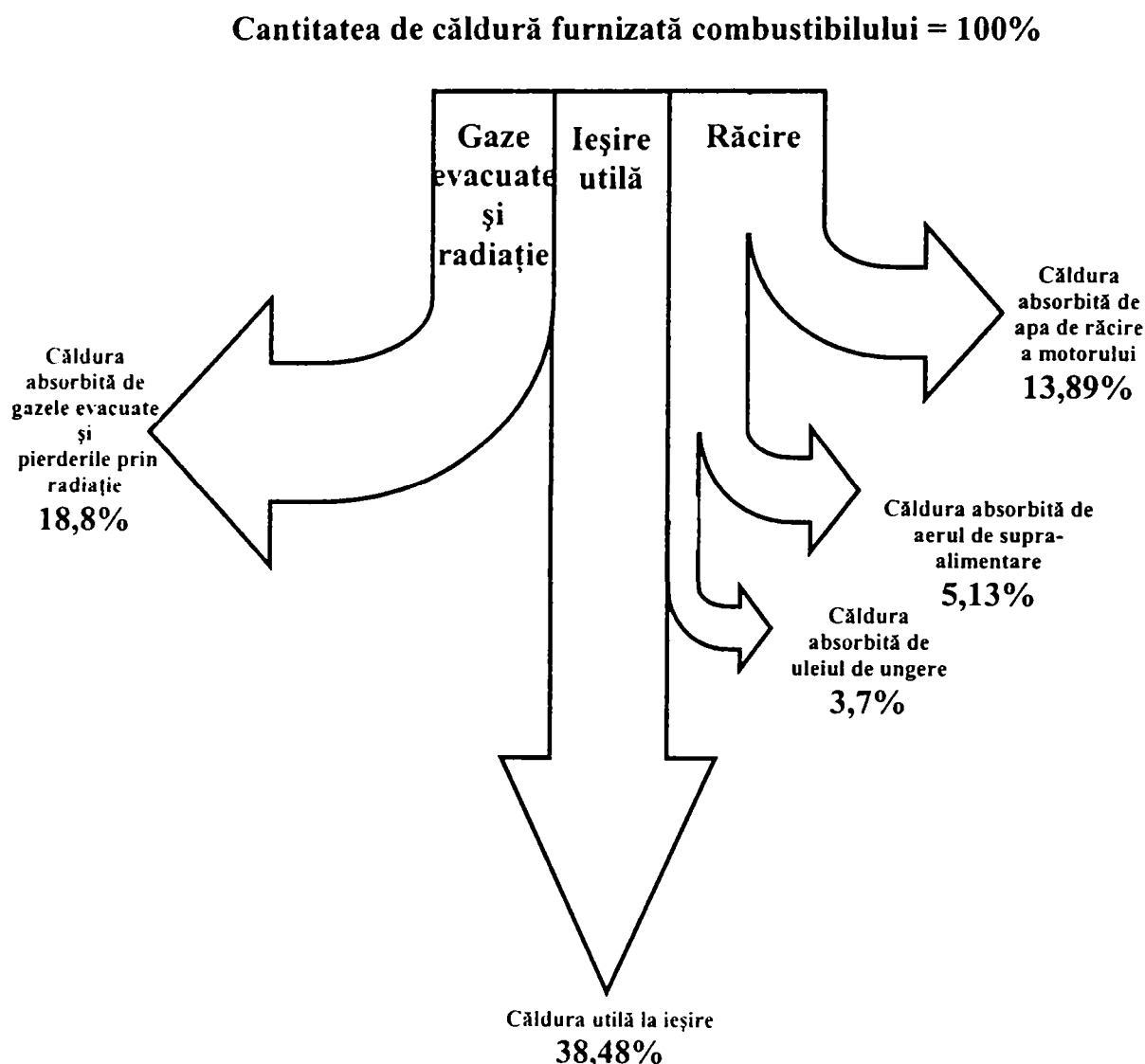


Fig. 2.3. Diagrama Sankey pentru motorul ALCO

Cantitatea de căldură recuperată la temperaturi ridicate este mai mică decât în cazul turbinelor cu gaz, pentru aceeași putere de ieșire. Din acest motiv, motoarele diesel cu piston sunt mai ales folosite în sistemul cogenerativ pentru producerea apei/aerului cald sau aburului la presiune joasă. Totuși aerul la presiune medie poate fi produs utilizând arderea suplimentară, gazele evacuate din motoarele cu funcționare cu gaz conținând O_2 în proporție de 15%.

În timpul funcționării motoarelor cu combustibil dual, gazul la joasă presiune, de exemplu (3-5)bar, se amestecă cu aerul în timpul ciclului de inducție. Amestecul gaz/aer de ardere este comprimat în cilindru și apoi se aprinde în apropierea punctului mort superior cu ajutorul unei cantități de ulei diesel (5%), injectat în cilindru și aprins în mod obișnuit. Aceste motoare se caracterizează prin turații joase și randamente scăzute. Sistemul este sensibil la modificarea calității gazului.

În cazul motoarelor cu combustibil dual la presiune ridicată, gazul este comprimat în exteriorul motorului, într-un compresor separat până la presiunea de 250 bar după care e injectat în cilindru împreună cu o cantitate mică de ulei pilot, în momentul în care pistonul se află în vecinătatea punctului mort superior. Aceste motoare au turații și randamente ridicate și nu sunt sensibile din punct de vedere al calității gazului, fiind disponibile atât cele în 2 timpi cât și cele în 4 timpi.

În centralele funcționând cu motoare diesel, aproximativ 42% din energia primară utilizată este transformată în energie electrică (58% din energia la intrare se regăsește atât sub formă de căldură de la circuitele de răcire cât și disipată cu gazele evacuate în atmosferă) [4].

Cele trei medii care pot fi răcite sunt: aerul de supraalimentare, uleiul de ungere și apa de răcire ale motorului (Fig. 2.4.).

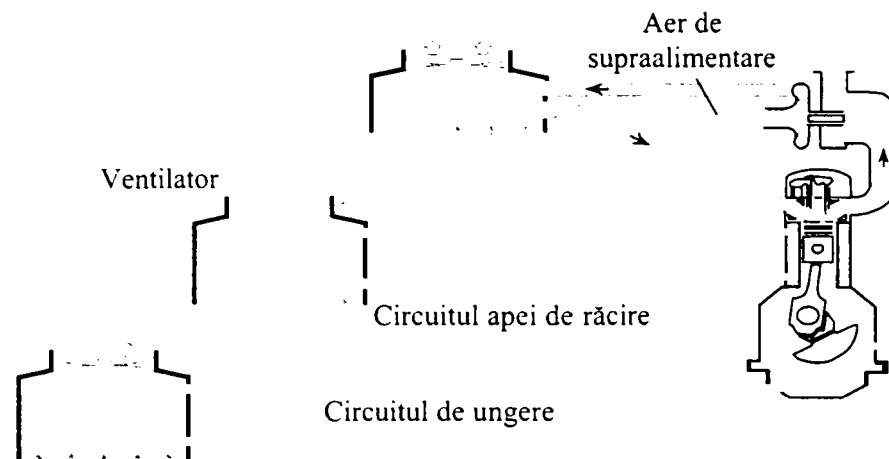


Fig. 2.4. Cele 3 medii posibil a fi răcite la un motor diesel într-o instalație de cogenerare

Referitor la variantele sistemului de răcire, proiectantul unei centrale trebuie să aibă în vedere diferite condiții care să corespundă, din punct de vedere economic, acestui concept. În concluzie, atunci când este adoptat sistemul de răcire, în afară de condițiile specifice zonei, trebuie luate în considerare și costurile aferente sistemului respectiv.

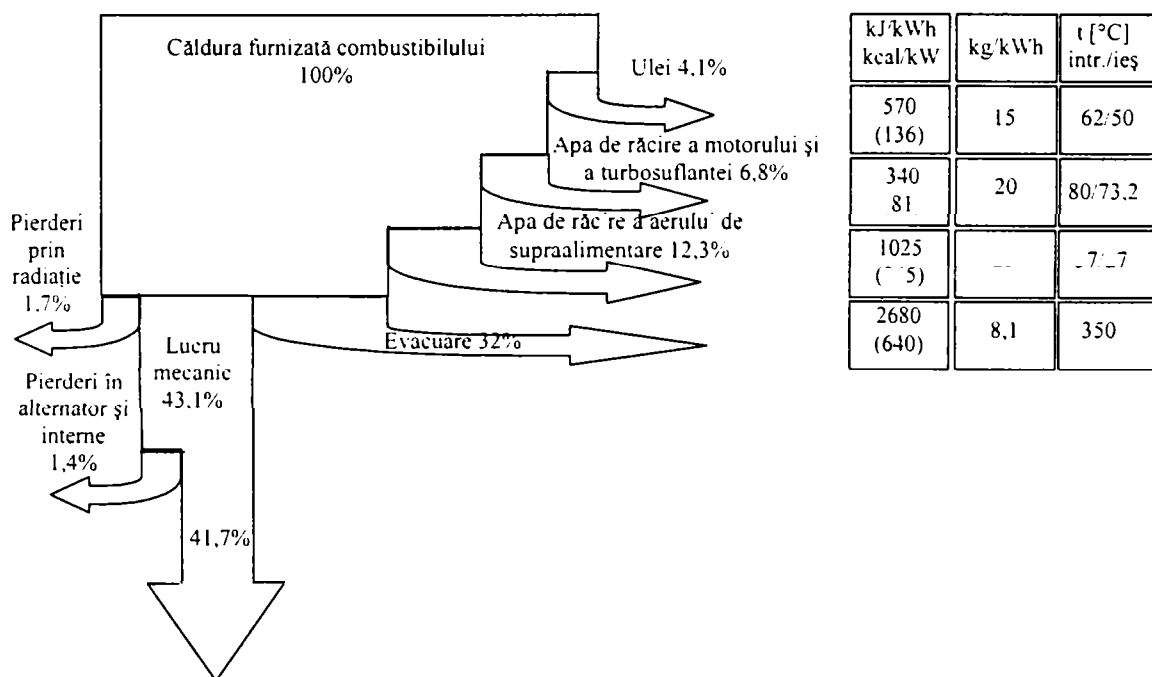


Fig. 2.5. Diagrama Sankey, exemplu pentru un motor diesel MAN dintr-o instalație de cogenerare

Din cantitatea totală de căldură la intrare, se calculează procentual căldurile rezultate și se reprezintă în diagrama de bilanț termic, așa numita diagramă Sankey (Fig. 2.5.).

Randamentul ridicat, de 42 %, obținut în urma conversiei energiei, poate fi îmbunătățit în condițiile în care cantitatea utilă de căldură, conținută în gazele de evacuare, apa de răcire și aerul de supraalimentare, sunt utilizate parțial sau total.

Căldura pierdută este rezultatul producerii energiei atunci când motorul cu ardere internă transformă energia primară. Această căldură poate fi utilizată în recuperatoare de căldură nefiind posibilă utilizarea unei cantități care să reprezinte mai mult de 80% din energia primară, cu randamente cuprinse între 37 % și 42 % din energia electrică produsă. Un exemplu în acest sens este prezentat în Fig. 2.6 [4].

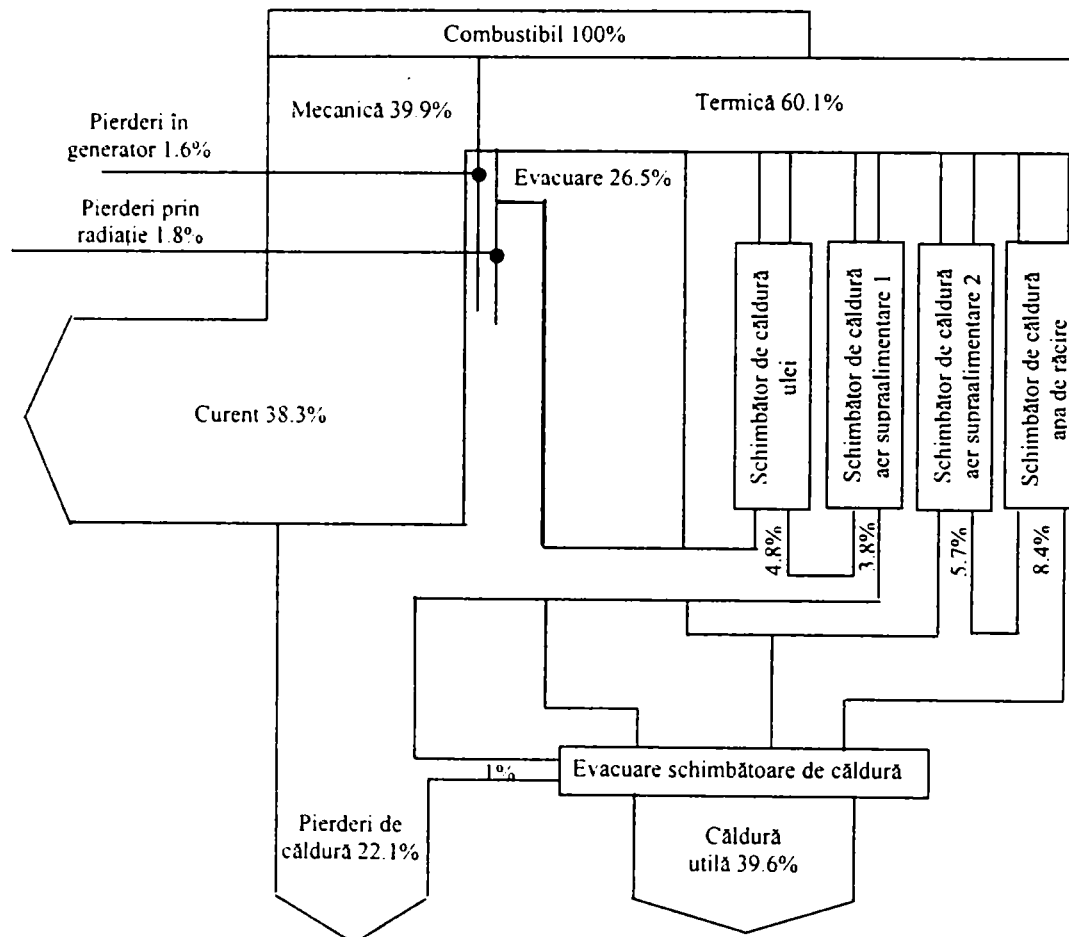


Fig. 2.6. Diagramă de bilanț termic pt. un motor diesel MAN dintr-o instalație de cogenerare

Dintre toate sistemele de conversie a energiei cu motoare termice, doar cele cu motoare diesel sau m.a.s. cu gaz permit o asemenea utilizare a energiei primare, cu eficiență maximă din punct de vedere al producerii energiei electrice. Principalele domenii de aplicație sunt:

- centralele termoelectrice compuse din unități compacte destinate furnizării descentralizate a energiei termice și electrice către consumatorii din vecinătatea centralei;
- sisteme industriale pentru furnizarea energiei electrice și termice în combinație cu sistemele locale cunoscute sub denumirea de fabrici de cogenerare;
- sisteme cu motoare diesel și pompe de căldură care asigură o creștere a utilizării energiei de două ori mai mare în comparație cu instalațiile de cazane.

2.1.2. ASPECTE PRIVIND REȚEAUA DE TERMIFICARE/RĂCIRE URBANĂ CENTRALIZATĂ

În cazul clădirilor individuale și industriale pot să apară neajunsuri economice la scară atunci când se industrializează sistemul cogenerativ și nu este întotdeauna posibilă optimizarea parametrilor industriali datorită particularităților modelelor de energie necesare. În astfel de situații trebuie gândită dezvoltarea unei instalații care să deservească câteva grupuri de consumatori prin diverse modele necesare care să fie complementare. În ceea ce privește zona de clădiri, birourile sunt aglomerate în timpul zilei, în timp ce activitatea în hoteluri este mai intensă în timpul nopții. Atunci când cele două sarcini sunt combinate, rezultă o curbă compusă de amplitudine foarte mică.

Gruparea mai multor clădiri individuale sau industriale este justificată din punct de vedere al satisfacerii necesarului lor energetic:

- sistem cogenerativ mare asociat cu economie la scară;
- extinderea sistemului la consumatori la care instalațiile individuale nu se justifică;
- îmbunătățirea randamentului generator total;
- fiabilitatea indicată și reducerea costurilor cu forța de muncă;
- economisirea spațiului în sala mecanică a clădirilor;
- aprovizionarea cu combustibil la prețuri competitive;
- o bună negociere în ceea ce privește vânzarea/cumpărarea energiei electrice, etc.

Există totuși câteva neajunsuri ale rețelei de termoficare/răcire urbană centralizată, dintre acestea cel mai important îl reprezintă costurile inițiale de investiție foarte ridicate.

Prețul transportului și distribuției apei calde și reci poate fi de asemenea foarte ridicat. În urma instalării diferitelor componente la uzina centrală, costul total al investițiilor poate fi redus de fapt cu (10-20)% în comparație cu cazul clădirilor individuale. Acest lucru ia în considerare prețul rețelei de distribuție prin conducte, care nu este necesar în cazul sistemelor descentralizate. De exemplu, în Paris este instalată o rețea de răcire care cuprinde 3 uzine de răcitoare cu 25000 RT (1 RT reprezintă o unitate a transferului de căldură corespunzătoare unei rate de 3,25 kW, aceasta însemnând aproximativ rata de răcire obținută prin topirea unei tone de gheață pe zi) care deservește: muzee, complexe comerciale, centre expoziționale și birouri, ceea ce este echivalent cu o suprafață de peste 1 milion m². Uzinele descentralizate ar fi necesitat o capacitate totală de 34000 RT. Astfel rețeaua de răcire a condus la o economie de peste 8 milioane USD pentru instalarea unei capacități de răcire reduse.

2.1.3. EVOLUȚIA SISTEMELOR PREASAMBLATE DE COGENERARE

Sistemele tradiționale de cogenerare sunt constituite din diferite componente ordonate și asamblate pe site în acord cu cerințele clientului astfel încât să satisfacă necesarul energetic. Capacitatea maximă de generare a puterii a fost de ordinul a câțiva MW datorită produselor limitate existente pe piață, câteva motive fiind:

- costul investițiilor pe kW_e este considerabil pentru unitățile mici;
- posibilități financiare limitate ale intermediarilor mici și mijlocii;
- investiții suplimentare ale unităților mici în scopul respectării legislației privind protecția mediului;
- lipsa garanției pentru sistemul total.

Totuși, tendințele s-au modificat considerabil odată cu introducerea conceptului modular format din unități preasamblate de cogenerare a căror performanțe electrice și termice sunt garantate de furnizori ce sunt direct responsabili în ceea ce privește construcția instalației totale și a tuturor interferențelor. Acest lucru conduce la răspândirea centralelor cu

capacitate de producere a puterii mai mică decât $1 MW$. Multe dintre acestea sunt adoptate de întreprinderi aflate la capătul rețelei electrice și care se confruntă cu problema obținerii puterii continue și sigure. Mai mult decât atât, extinderea rețelelor de gaz natural a făcut posibilă utilizarea motoarelor cu gaz de mică putere în zonele urbane fără încălcarea legislației privind protecția mediului. De exemplu, peste 2500 de unități au fost instalate în Olanda, funcționând între $100 kW$ și $300 kW$, principalii beneficiari fiind: spitale, centre sportive, centre comerciale întreprinderi mici și mijlocii, centre de învățământ, etc.

Un modul obișnuit cu o putere mai mică decât $1 MW_e$ reprezintă un mono-bloc compact și izolat fonic, format din următoarele elemente componente:

- motor pentru producerea energiei mecanice;
- alternator pentru energia electrică la ieșire;
- unitate pentru recuperarea căldurii în scopul producerii energiei termice;
- componente pentru evacuarea produselor arderii;
- sistem de control, protecție electrică și cutie de conectare la tensiune joasă;
- izolație fonică.

Aceste module sunt astfel proiectate încât să fie posibilă montarea lor în interval de câteva zile și să implice foarte puține intervenții inginerești (din punct de vedere structural) la site. Mai mult decât atât, în condițiile în care toate componentele se potrivesc, este garantat pentru întregul sistem un randament ridicat.

Forța unităților preasamblate constă în randamentul total ridicat și în disponibilitatea sistemului. Producătorii propun sisteme de cogenerare a căror randamente sunt de $(84-92)\%$ (cu randamente mecanice egale cu $(30-35)\%$) și fiabilitate de 95% . Variații ale performanțelor acestora sunt în funcție de tipul motorului primar, nivelul necesarului de căldură și calitatea instalațiilor de recuperare a căldurii.

Centralele electrice cu sisteme preasamblate de cogenerare sunt bine proiectate pentru funcția mare intermitentă și sarcină variabilă. Puterea nominală poate fi furnizată în câteva secunde după pornire (de obicei după 90 secunde), iar sarcina poate fi modulată între $(50-100)\%$ fără prea mari reduceri ale randamentului. Izolația fonică a unității limitează zgomotul la $65 dB/m$.

Producătorul realizează un program bine definit, de întreținere în scopul garantării pe termen lung a funcționării fără întreruperi neprogramate. Utilizarea aceluiași motor primar pentru diferite aplicații permite îmbunătățirea părților separate la prețuri mai scăzute. O unitate preasamblată de cogenerare, bine întreținută, poate avea o durată de funcționare de 60000 ore. Costul de întreținere al motoarelor mici este încă relativ ridicat în comparație cu unitățile cu putere de peste $600 kW$.

2.1.4. CERCETAREA ȘI DEZVOLTAREA ÎN TEHNOLOGIA SISTEMELOR DE COGENERARE

Până în prezent s-a realizat o creștere continuă a randamentului turbinelor cu gaz și a motoarelor diesel. Pentru turbinele de dimensiuni mari s-au obținut temperaturi de intrare de $1350^{\circ}C$, temperatură care în viitor va tinde spre $1500^{\circ}C$. Randamentul termic al motoarelor diesel a crescut ca urmare a creșterii raportului de comprimare și datorită aplicării tehnologiilor pre-camerelor de ardere săracă. Aceste îmbunătățiri au fost posibile în principal datorită progreselor realizate în domeniul schimbului de căldură, materialelor termorezistente, mașinilor turbo și tehnologiilor de ardere.

Diferite proiecte au stat la baza îmbunătățirii rapide a randamentului până în anul 2000 [50]. Acestea includ dezvoltarea motoarelor și a turbinelor cu gaz ceramice, care necesită tehnologii avansate din domeniul științei ceramice. Pentru a confirma acest concept este

dezvoltat motorul cu gaz cu ciclu Miller, având un mecanism unic de temporizare pentru admisie și evacuare care permite o creștere a randamentului cu 35 %.

Randamentul termic al ciclului motorului cu aprindere prin scânteie este funcție de diferența dintre temperatura maximă de ardere și temperatura gazelor evacuate. Temperatura maximă de ardere într-un motor crește cu creșterea raportului de comprimare, în timp ce temperatura gazelor evacuate, descrește cu scăderea raportului de destindere. Motorul diesel cu injecție cu gaz poate în prezent să atingă randamentul motoarelor cu gaz comercializate. Motoarele nu mai necesită ulei pilot, fiind utilizate bujii incandescente pentru a aprinde gazul natural care arde în cilindru la presiunea de 25 MPa.

Cercetările și dezvoltarea, în ceea ce privește cogenerarea, depind de asemenea eforturi pentru dezvoltarea celulelor de combustibil cu oxid solid pentru a exploata proprietățile excelente ale materialelor și a obține randamentul de 50 %. Odată ce aceste tehnologii vor fi comercializate, promovarea sistemelor de cogenerare va fi explozivă din punct de vedere al recuperării de energie și al tehnologiei de protejare termică a mediului înconjurător.

2.1.5. COGENERAREA ȘI MEDIUL

Randamentul ridicat al instalațiilor de cogenerare și eficiența ridicată a utilizării combustibilului garantează reducerea emisiilor de CO₂, obiectiv vizat de o serie de programe ale Comunității Europene, cum ar fi programul SAVE (încheiat la 1.01.1996), care a cerut stabilirea emisiilor de CO₂; ALTENER, care prevede reducerea emisiilor de CO₂ cu 180 milioane de tone; THERME II, care se ocupă cu evaluări de fezabilitate economică pentru activități de economisire a energiei (reducerea consumului de energie și a emisiilor de CO₂) cu sprijin financiar pentru transporturi, construcții, industrie, etc.

Totuși, cogenerarea poate avea implicații, (din punct de vedere al mediului) în formarea emisiilor de CO, SO₂ și produse poluante. Depinde, în mare măsură, de tipul de combustibil utilizat și de caracteristicile tehnologiei de cogenerare adoptate.

CO este un gaz otrăvitor produs ca urmare a arderii incomplete și poate fi redus până la un nivel neglijabil prin asigurarea unui raport aer-combustibil satisfăcător. SO₂ este un gaz acid produs atunci când sunt arși combustibili care conțin sulf, cum sunt uleiul și cărbunele. Emisiile de SO₂ generează ploii acide, sulful din gazele evacuate reprezentând principala cauză a corodării instalațiilor de recuperare a căldurii atunci când SO₂ din gaz este răcit sub temperatura de condensare. NO_x reprezintă un amestec de oxizi de nitrogen, produs ca urmare a arderii amestecului aer-combustibil, iar formarea acestuia este în funcție de condițiile de ardere, caracterizate prin raportul aer-combustibil, temperatura de ardere și timpul de rezidență. NO_x-ul cauzează, de asemenea, ploii acide și apariția smogului ca rezultat al unor reacții chimice în atmosferă.

Tehnologiile care au avut o dezvoltare foarte rapidă sunt cele bazate pe motoarele cu aprindere prin scânteie sau comprimare și turbinele cu gaz, în principal cele care utilizează gaz natural drept combustibil. Gazul natural este considerat cel mai curat dintre combustibilii fosili deoarece practic nu conține sulf, nitrogen și particule de praf. Totuși, concentrația de NO_x este mare, în special în cazul motoarelor primare funcționând la temperaturi ridicate.

Proiectarea corespunzătoare a camerelor de ardere și controlul flăcării contribuie la reducerea formării NO_x în motoare și turbine. Mai mult decât atât, sunt semnificative eforturile depuse în reducerea emisiilor de CO care afectează negativ puterea la ieșire și randamentul. De aceea, trebuie aplicate tehnologii de reducere catalitică în scopul asigurării unui nivel foarte redus de emisii poluante.

2.2. SCHIMBUL DE CĂLDURĂ PENTRU ELEMENTE DE CALCUL ALE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

Mărirea puterii motoarelor prin supraalimentare este limitată din mai multe considerente unul dintre acestea fiind creșterea solicitărilor mecanice și termice ca urmare a creșterii presiunii gazelor evacuate și a cantității de energie termică evacuată prin sistemul de răcire. De la un anumit grad de supraalimentare răcirea aerului admis este obligatorie în vederea limitării solicitărilor termice. Răcirea aerului de supraalimentare reduce pierderile de căldură și îmbunătățește randamentul mecanic ceea ce conduce la un consum specific de combustibil mai scăzut.

Răcirea aerului de supraalimentare se poate realiza în următoarele moduri:

- prin destindere în cilindru (o răcire termodinamică);
- utilizând schimbătoare de căldură, agentul termic de răcire fiind apa sau aerul;
- utilizând o mașină frigorifică.

Răcirea intermediară a aerului de supraalimentare atrage după sine pierderea inevitabilă de presiune pe traseul parcurs de acest agent termic. Scăderea presiunii aerului de supraalimentare determină reducerea sau chiar anularea efectelor pozitive vizate prin acest proces. De aceea, în cazul specific al acestor schimbătoare de căldură este impusă drept condiție restrictivă suplimentară valoarea maxim admisibilă a căderii de presiune pentru aerul de supraalimentare, alături de celelalte valori cerute ale parametrilor funcționali și constructivi.

Proiectantul motorului cunoaște de regulă, valorile parametrilor funcționali ai aerului de supraalimentare la ieșirea din compresorul turbosuflantei, precum și pe cele ce-i sunt necesare la intrarea în motor, Fig. 2.7:

- presiunea, p'_s , respectiv temperatura, T'_s , a aerului de supraalimentare rezultate la ieșirea din compresor;
- presiunea, p''_s , respectiv temperatura T''_s , a aerului de supraalimentare necesare la intrarea în motor.

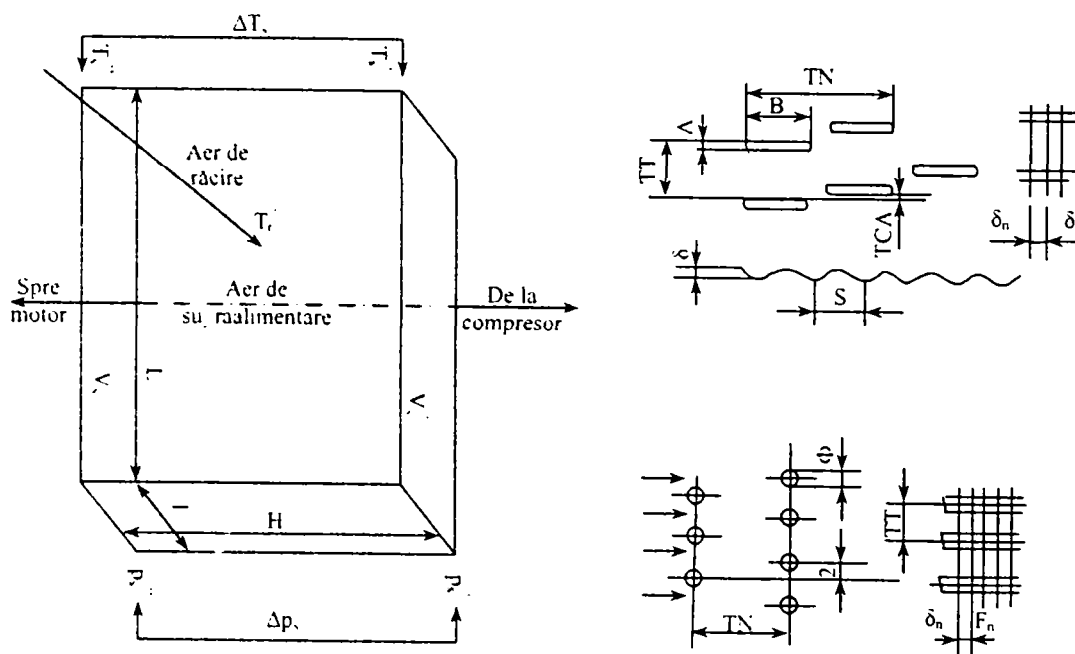


Fig. 2.7. Valorile parametrilor funcționali ai aerului de supraalimentare

Cunoașterea acestor valori permite precizarea căderii de presiune Δp_s , respectiv temperatură, ΔT_s , impuse a le realiza schimbătorul de căldură. Totodată, se poate estima valoarea maximă a temperaturii aerului de răcire la intrare, T'_r , în condițiile climatice defavorabile zonei de utilizare. Constructorul de motoare poate furniza informații referitoare la dimensiunile de gabarit disponibile pentru schimbătorul de căldură: lungimea, L , înălțimea, H și adâncimea, l . Aceasta din urmă se impune prin alegerea unei microconfigurații-tuburi/aripioare, din fabricația de serie a producătorului, Fig. 2.7.

2.2.1. ASPECTE SPECIFICE RECUPERĂRII CĂLDURII

a) Aspecte fluido-dinamice.

Prospectele firmelor producătoare de schimbătoare de căldură pot furniza informații referitoare la performanțele specifice acestora [4]. De exemplu, căderea de presiune specifică, pentru $H = 100 \text{ mm}$:

$$\Delta p_{100} = a \cdot (\rho \cdot w)^n_s \quad (2.1.)$$

Pentru o înălțime H , diferită de cea arătată mai sus și pentru altă densitate medie intrare/ieșire a aerului de supraalimentare, ρ_{sm} , decât cea convențională aleasă [5],[38], căderea de presiune se determină astfel:

$$\Delta p = \Delta p_{100} \cdot (1,2/\rho_{sm}) \cdot (H/0,1) \quad (2.2)$$

Deoarece căderea de presiune nu trebuie să depășească valoarea impusă de tema de proiect și având în vedere relațiile de definiție ale ariei frontale a suprafeței de curgere a aerului de supraalimentare, $A_{fr,s} = L \cdot l$, precum și a debitului masic al acestuia, $m = A_{fr,s}(\rho w)_s$, rezultă că lungimea schimbătoarelor de căldură, L , este determinată de doi factori: unul funcțional, F , și altul constructiv, C :

$$L = F \cdot C \quad (2.3)$$

Factorul funcțional are expresia:

$$F = \left[\frac{12}{\Delta p_s} \cdot \frac{p_0}{T_0 \cdot \rho_0} \cdot \frac{T'_s - \frac{\Delta T_s}{2}}{p'_s - \frac{\Delta p_s}{2}} \right]^{\frac{1}{n}} \cdot m \quad (2.4)$$

fiind deci determinat de parametrii la starea normală, ρ_0 , T_0 , p_0 , respectiv la intrarea în schimbătorul de căldură, T'_s și p'_s , precum și de căderea de presiune, Δp_s , respectiv temperatura ΔT_s și debitul masic de supraalimentare, m .

Factorul constructiv, C , este în funcție de înălțimea schimbătorului, H , respectiv adâncimea sa, l ; a reprezintă constanta, iar n exponentul, determinați experimental la testarea pe stand a performanțelor fluidodinamice ale schimbătorului [4]:

$$C = \frac{(a \cdot H)^{\frac{1}{n}}}{l} \quad (2.5)$$

Căderea de presiune, Δp_s , are influență dublă asupra factorului funcțional, F , spre deosebire de căderea de temperatură, ΔT_s . În Fig. 2.8. s-a reprezentat relația (2.3.) pentru o anumită configurație aleasă ($F = 0,135$, $a = 0,1236$, $n = 1,8566$ și $l = 0,055$ m). Se observă că precizarea căderii de presiune Δp_s , respectiv de temperatură, ΔT_s , implică o pereche de valori pentru lungimea L și înălțimea H a schimbătorului de căldură, în condițiile microconfigurației constructive alese.

Determinarea dimensiunilor frontale, L , respectiv, H , ale schimbătorului de căldură, pe baza precizărilor de mai sus, conduce la necesitatea stabilirii debitului aerului de răcire, \dot{m}_r ; acesta rezultă în urma condițiilor termice impuse a le realiza răcitorul intermediar. Desigur valorile limită ale acestora se vor încadra în gabaritul disponibil precizat de proiectantul motorului.

b) Aspecte termice

Puterea termică a schimbătorului de căldură trebuie să asigure preluarea fluxului termic de la aerul de supraalimentare, \dot{Q}_s , de către aerul de răcire, \dot{Q}_r ; se poate admite în principiu că: $\dot{Q}_s = \dot{Q}_r$.

Fluxul termic primit de aerul de răcire se poate determina pe baza relației [77]:

$$\dot{Q}_r = \dot{C}_{\min} \cdot (t'_s - t'_r) \cdot \varepsilon \quad (2.6)$$

unde: \dot{C}_{\min} este valoarea minimă dintre capacitățile calorice, \dot{C} , ale celor doi agenți termici, $\min(\dot{C}_s, \dot{C}_r)$, iar t'_s , respectiv t'_r , reprezintă temperaturile la intrare ale aerului de supraalimentare, respectiv la ieșire din schimbător, ε este eficiența răcitorului [40], dependentă de raportul celor două capacități calorice, $\mu = \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max}$, precum și de numărul unităților termice, $\chi = k(S / \dot{C}_{\min})$, S este aria de transfer a schimbătorului, iar k reprezintă performanța termică specifică:

$$\varepsilon = 1 - \exp \cdot \frac{\chi^{0,22} \left(\frac{1}{\mu \cdot \chi^{0,78}} - 1 \right)}{\mu} \quad (2.7)$$

Documentația de prezentare a microconfigurațiilor constructive furnizate de producător precizează, de regulă, performanța specifică, k , [31]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{b_r \cdot (\rho \cdot w_r^m - c_r)} + d + \frac{1}{b_s \cdot (\rho \cdot w_s^p - c_s)}} \quad (2.8)$$

În relația (2.8), performanța specifică, k , depinde de vitezele gravimetrice ale aerului de răcire, $\rho \cdot w_r^m$, respectiv de supraalimentare, $\rho \cdot w_s^p$, iar coeficienții b , c , d și exponenții m , respectiv p sunt determinați experimental.

Cu relațiile (2.5), (2.6), (2.7) și (2.8) precum și prin precizia căderii de temperatură solicitate pentru aerul de supraalimentare, ΔT_s , se poate determina debitul masic de aer de răcire necesar, \dot{m}_r , corespunzător cu dimensiunile de gabarit alese, l , respectiv, L (Fig. 2.8).

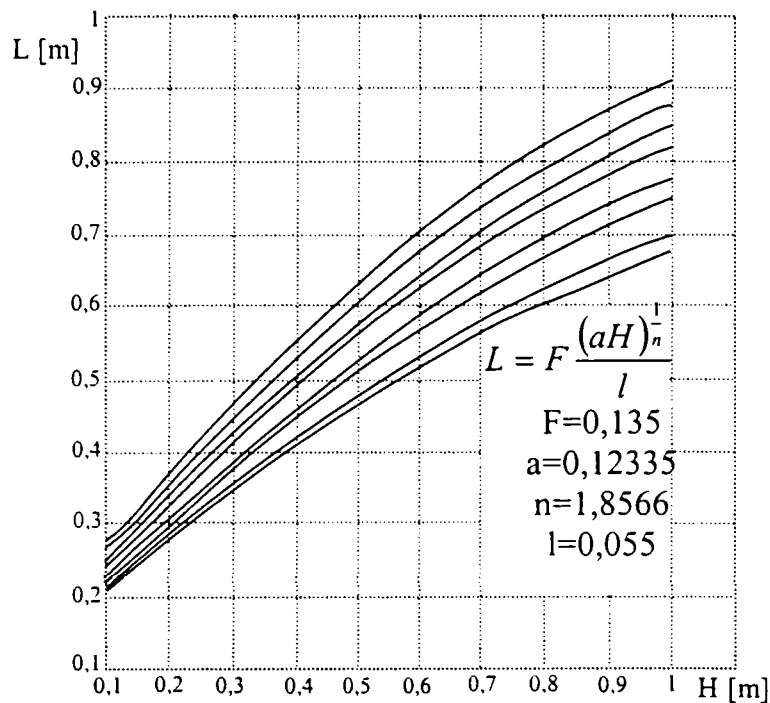


Fig. 2.8. Dimensiunile de gabarit ale schimbătorului de căldură

Din Fig. 2.8 se observă că specificarea căderii de presiune, Δp_s , și de temperatură, ΔT_s , ale aerului de supraalimentare determină, în condițiile microconfigurației constructive în discuție, o multitudine de perechi de valori pentru lungimea L , respectiv înălțimea H , a răcitorului; din punct de vedere al costului de fabricație, producătorul va tinde să minimalizeze gabaritul, însă aceasta va conduce la cheltuieli mai mari legate de puterea sistemului ce furnizează aerul de răcire, de aceea decizia legată de dimensiunile schimbătorului este legată de cea referitoare la exploatarea motorului și ea poate fi pertinentă dacă se analizează ambele tipuri de cheltuieli amintite, mai ale că este necesară abordarea problemelor din punctul de vedere al ingineriei valorii, indiferent de specializarea inginerului în cauză, care analizează un anumit tip de problemă tehnologică sau constructivă. Alura curbelor din Fig. 2.8. arată efectul, nesemnificativ practic, asupra temperaturii aerului de supraalimentare, T''_s . Alegerea unor dimensiuni frontale ale răcitorului, mai mici, la același debit de răcire, va conduce la necesitatea corelării debitului de răcire odată cu cel de supraalimentare [40] pentru menținerea temperaturii de ieșire a aerului de supraalimentare la limitele prescrise. După cum se observă din Fig. 2.8., dimensiunile frontale L/H nu pot fi reduse sub anumite valori, deoarece nu mai poate fi realizată temperatura dorită a aerului de supraalimentare.

2.3. CU PRIVIRE LA DIAGRAMA SANKEY PENTRU EVIDENȚIEREA FLUXURILOR

Cea mai eficientă metodă de sintetizare a energiilor utilizate sau consumate într-o instalație termică este diagrama Sankey [29]. Denumită internațional FEA (Furnace and Engine Analysis), aceasta reprezintă o metodă integrală de analiză a fluxului energetic bazată pe controlul fluxurilor energetice, rezultatul fiind o singură reprezentare și o singură ecuație. Această ecuație descrie modul în care eficiența termică a motoarelor influențează performanțele de ieșire. Cea mai simplă reprezentare este aceea în care transferul de energie

de-a lungul proceselor se reduce la o singură intrare și trei ieșiri prezentate în diagrama Sankey din Fig. 2.9.

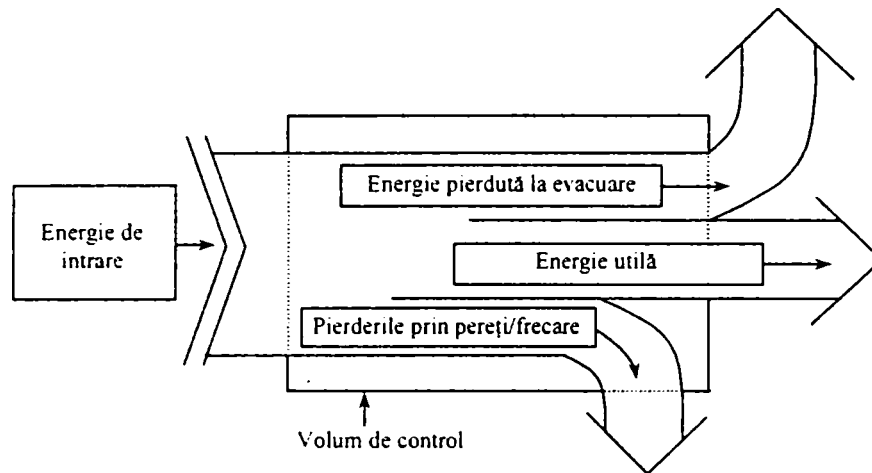


Fig. 2.9. Diagrama Sankey a fluxurilor energetice

Primele cercetări cu privire la analiza fluxurilor energetice în procese au fost realizate în anul 1890 de către Hudson pentru stabilirea performanțelor boilerelor, studii finalizate în anul 1920 de Orrok și care au condus la reprezentarea în primă formă a ecuației de ardere, cunoscută sub denumirea de ecuația H-O. Această ecuație se bazează pe bilanțul energetic al volumelor de control. Ecuația de bilanț specifică diagramei Sankey este:

$$\text{Energia de intrare} = \text{Energia utilă la ieșire} + \text{Energie pierdută la evacuare} + \text{Energie pierdută prin frecări (pereți)}$$

$$E_F = E_S + E_G + E_w \quad (2.9)$$

Ecuația este descrisă de relația următoare:

$$E_F = E_F^0 + \frac{E_s}{\eta^0 (1 - E_s / E_s^m)} \quad (2.10)$$

Această relație reprezintă o ecuație cu patru variabile care se reduc la două în cazul în care calculul se efectuează în ipoteza că fluxul energetic la intrare (E_F) este legat de cel de ieșire (E_S). Relația se reprezintă grafic ca în Fig. 2.10.

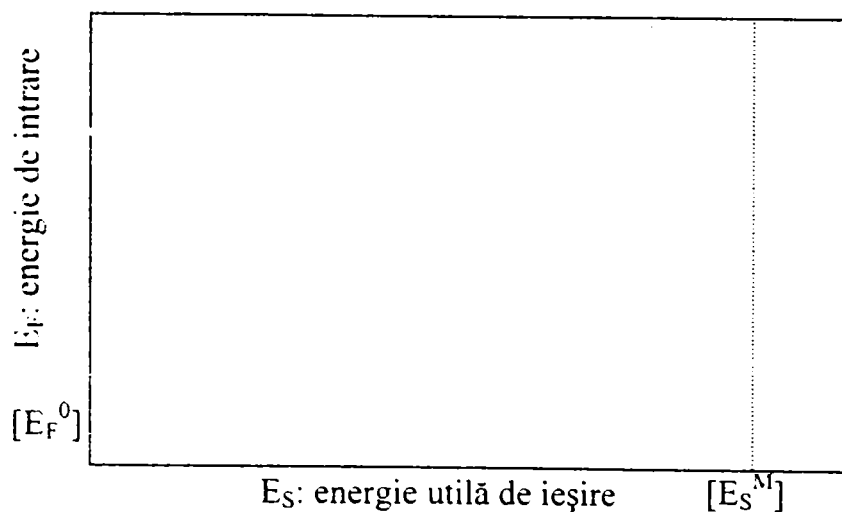


Fig. 2.10. Curba de ardere

Se observă că în cazul în care fluxul util la ieșire este zero ($E_S = 0$) este necesar un flux energetic la intrare la mers în gol (E_F^0) care să acopere pierderile prin pereți sau prin frecare. În aceste condiții ecuația (2.10) va avea forma:

$$E_F^0 = E_G^0 + E_W^0 \quad (2.11)$$

Se constată că cerințele la mers în gol au o influență majoră asupra eficienței termice pentru puteri joase și la ieșire. Determinarea eficienței termice reprezintă pasul final în analiza fluxului energetic, existând două moduri de evaluare: eficiența operațională (η) și eficiența intrinsecă (η^0). Eficiența operațională (η) este exprimată prin relația standard:

$$\eta = \frac{\text{Energie.utila}}{\text{Energie.totala.int.rata}} = \frac{E_S}{E_F} \quad (2.12)$$

Această eficiență poate fi calculată, iar reprezentarea generală este cea din Fig. 2.11.

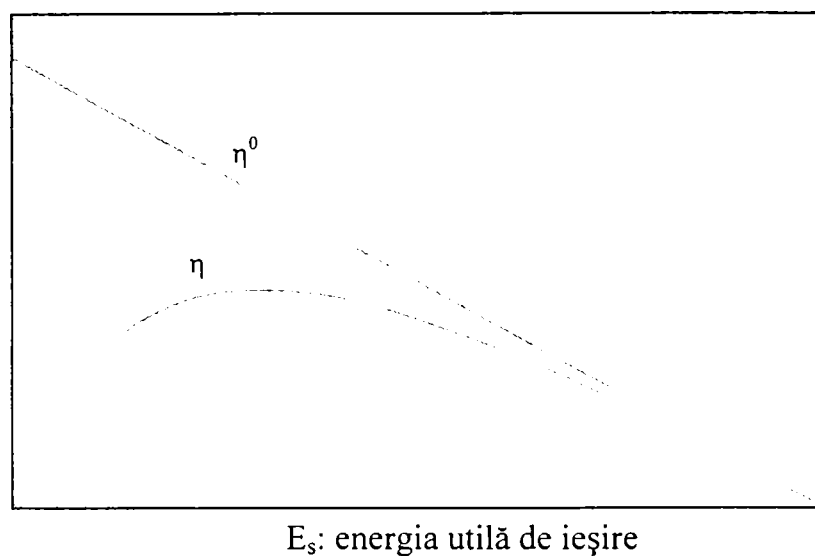


Fig 2.11. Variația eficienței intrinsece, η^0 , și a eficienței operaționale, η , în funcție de energia utilă, E_S

Eficiența intrinsecă, cunoscută și sub denumirea de eficiență de proiectare, depinde de mai multe variabile operaționale ale motorului și reprezintă valoarea minimă a unui parametru în perioada de mers în gol, considerându-se cazul ideal, când frecările sunt reduse la zero.

În primă aproximare a acestui caz ideal se utilizează energia de intrare netă realizată prin eliminarea energiei consumate la mersul în gol, aceasta definindu-se prin:

$$\eta = \frac{\text{Energie.utila}}{\text{Energie.totala.int.rata}} = \frac{E_S}{E_F - E_F^0} = \eta^0 - \left(1 - \frac{E_S}{E_S''}\right) \quad (2.13)$$

Pentru a descrie comportamentul operațional, se analizează curba de ardere, aceasta reprezentând rezultatul variației energiei de intrare funcție de energia utilă de ieșire. Există trei caracteristici ale curbei de ardere comune tuturor instalațiilor termice:

1. Energia de intrare la mers în gol (E_F^0) când ieșirea este nulă, trebuie să acopere pierderile prin pereți și/sau frecare.

2. Odată cu creșterea energiei la ieșire curba de ardere devine concavă. Acest fapt se explică astfel: o cantitate de energie mai mare la ieșire necesită o cantitate de energie mai mare la intrare ceea ce conduce la reducerea timpului de staționare a gazelor de ardere în camera de ardere a motorului. Există o disproporționalitate între energia evacuată, pierderile prin pereți și energia utilă.

3. Limita teoretică, în cazul disproporționalității, face ca prin creșterea energiei utile la ieșire spre o valoare maximă finită, energia de intrare să tindă la infinit. În acest punct caracterizat prin timp de staționare zero în camera de ardere, sistemul va funcționa la temperatura de ardere adiabatică.

Acest ultim argument, calitativ explică structura generală a curbei de ardere fără a fi necesară o analiză cantitativă prealabilă, astfel încât modelul este valabil pentru toate instalațiile termice, precizând forma curbelor de eficiență atât operațională cât și intrinsecă, Fig. 2.11.

Curba eficienței operaționale este totdeauna concavă, de obicei asimetrică, pornind de la zero, corespunzător energiei de ieșire nule și revenind la zero corespunzător energiei de ieșire maxime, E_S^M . Din punct de vedere practic, ar fi ideal să se proiecteze o instalație de eficiență maximă, ceea ce se poate realiza destul de rar. Instalațiile existente funcționează în majoritate cu randamente mai scăzute decât cele optime, dar pentru energii utile ce pot fi sub sau peste valoarea maximă posibil de realizat. Acesta reprezintă un prim factor de diferențiere a diferitelor instalații termice. Localizarea precisă a maximului corelată cu eficiența operațională este determinată de o serie de factori cum sunt: pierderile prin pereți-frecare (E_f^0), gradul de preîncălzire a amestecului aer-combustibil, gradul de recuperare a căldurii în schimbătoare de căldură, temperatura medie de funcționare, condițiile de exploatare (dacă este vorba de o instalație primară sau secundară).

Fiind vorba de motoare, la mers în gol raportul de ieșire este nul, dar acesta poate fi interpretat ca o cantitate de energie utilă la ieșire (căldură sau lucru mecanic), într-un interval de timp finit, ceea ce înseamnă că transferul de căldură în timp finit respectă legile termodinamicii clasice. În scopul creșterii energiei utile este necesară creșterea duratei de transfer de căldură astfel încât temperatura sursei calde să fie diferită de cea a sursei receptoare (reci). Ca o consecință a acestei diferențe de temperatură, eficiența termică scade, fapt reflectat în realizarea unei eficiențe mai reduse decât cea ideală. Pentru creșterea eficienței se impun instalații auxiliare care să utilizeze toate sursele de energie disponibile în urma proceselor din motor, chiar și pe acelea la mers în gol.

Sursa de energie termică pentru cogenerare poate fi și o instalație pentru răcirea aerului de supraalimentare. Acesta este și cel mai important mijloc de creștere a puterii motorului, iar drept fluid de răcire se folosește apa sau aerul. Cea mai utilizată metodă este răcirea intermediară (intercooling) [84], iar această răcire devine rentabilă doar în cazul unei răciri cu minimum 20 % a fluidului.

Răcirea intermediară a aerului de supraalimentare, scopul funcțional al schimbătoarelor de căldură ale motoarelor, atrage după sine pierderea inevitabilă de presiune pe traseul parcurs de acest agent termic. Scăderea presiunii aerului de supraalimentare determină reducerea sau chiar anularea efectelor pozitive vizate prin acest proces. De aceea, în cazul specific al acestor schimbătoare de căldură este impusă, drept condiție restrictivă suplimentară, valoarea maxim admisibilă a căderii de presiune pentru aerul de supraalimentare, alături de celelalte valori cerute ale parametrilor funcționali și constructivi. Interesantă ca eficiență și rezultate este și utilizarea unei microturbine.

2.4. UTILIZAREA MICROTURBINELOR PENTRU COGENERARE

2.4.1. CONDIȚII GENERALE

Utilizarea unei microturbine montate pe arbore comun cu arborele motorului necesită costuri mici și amortizarea rapidă a investiției. Cea mai eficientă microturbină funcționează conform ciclului Brayton, Fig. 2.12 [32].

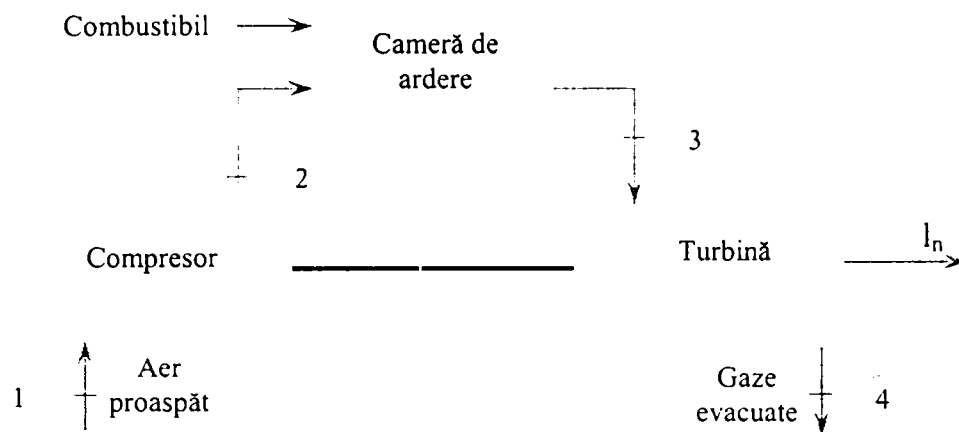


Fig. 2.12. Ciclul ideal deschis, Brayton

La acest ciclu, aerul proaspăt este aspirat de compresor, în prima treaptă de comprimare, presiunea acestuia crește de 4-40 ori depinzând de construcția și dimensiunile compresorului, iar în cea de-a doua treaptă de comprimare, aerul este amestecat cu combustibilul în camera de ardere la presiune constantă ridicată. Gazele fierbinți sunt introduse în microturbină în treapta a treia, imprimându-i acesteia o mișcare de rotație care conduce la producerea de lucru mecanic. În timpul procesului are loc destinderea gazului. În treapta a patra gazele sunt evacuate în mediul înconjurător. Acest ciclu se numește deschis deoarece are loc un schimb de masă cu exteriorul, existând două aproximări de proces. La studiul acestei microturbine se pot utiliza două schimbătoare de căldură: în primul rând camera de ardere poate fi înlocuită cu un schimbător de căldură în care aerul este încălzit la o temperatură egală cu cea din camera de ardere, dar în acest caz nu se amestecă cu combustibilul, iar în al doilea rând poate fi amplasat un schimbător de căldură între treapta întâi și a patra, astfel încât gazele evacuate să fie răcite de la temperatura mediului ambiant la temperatura corespunzătoare treptei întâi. Același fluid este utilizat, apoi, în ciclu, de aici rezultând un ciclu Brayton închis, ciclu folosit frecvent în analizele termodinamice.

Variația parametrilor termodinamici în acest ciclu este cea prezentată în Fig. 2.13. În Fig. 2.13. (a) este prezentată variația presiunii și a volumului specific, iar în Fig. 2.13. (b) variația temperaturii și a entropiei. S-a constatat că densitatea tinde să crească pe măsura creșterii presiunii, în timp ce o creștere a temperaturii micșorează densitatea. Într-un ciclu ideal, comprimarea este un proces izentropic, adică entropia nu se modifică în timpul frecării, etc. (de exemplu, comprimarea adiabatică și intern reversibilă). Din acest motiv entropia este constantă chiar dacă temperatura crește. În camera de ardere căldura este cedată gazului la presiune constantă, densitatea crește, iar volumul specific și temperatura cresc și ele. Cum arderea nu este un proces reversibil, entropia crește. În microturbină situația este inversă comparativ cu cea dintr-un compresor: presiunea crește, iar volumul specific crește și el. În timpul destinderii ideale, temperatura descrește și entropia este constantă. Din termodinamica clasică se cunoaște că suprafața ciclului din diagrama p-V reprezintă lucrul mecanic produs de mașina termică. Randamentul poate fi exprimat astfel:

$$\eta = \frac{l_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{1}{\gamma_p^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.14)$$

în care:

γ_p [-] – raportul presiunilor;

k [-] – raportul căldurilor specifice.

Această ecuație este valabilă doar în cazul proceselor reversibile fără frecare ale turbinelor cu gaz ideal.

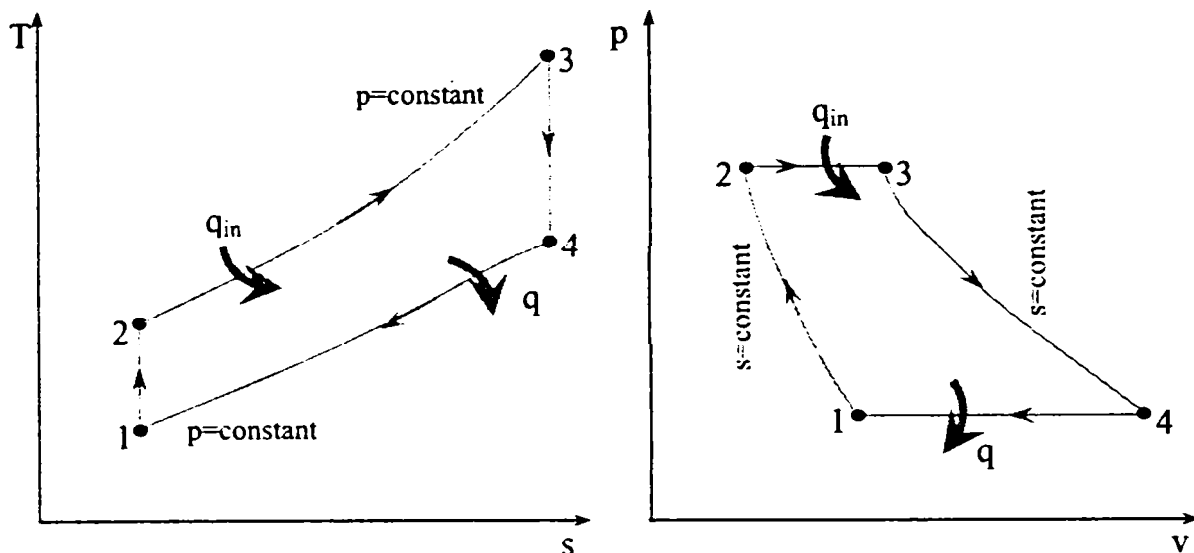


Fig. 2.13. Diagramele T-s și p-v ale ciclului ideal închis Brayton

2.4.2. CICLUL NON-IDEAL BRAYTON

În realitate comprimarea și destinderea nu sunt procese ideale. Frecarea și turbulența conduc la creșterea entropiei, ceea ce se poate observa din Fig. 2.14. De asemenea se produc pierderi de presiune în conducte și în timpul arderii.

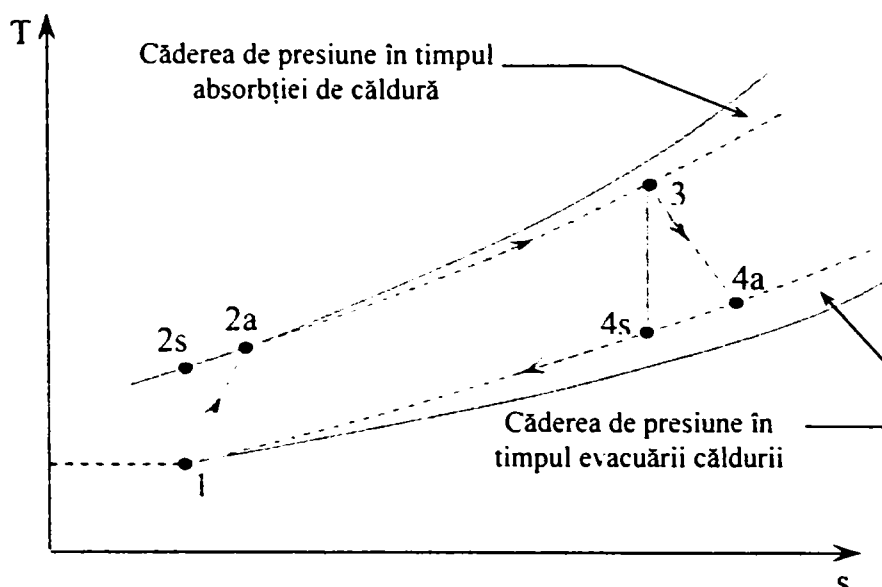


Fig. 2.14. Abaterea de la ciclul ideal Brayton, ca rezultat al ireversibilității

2.4.3. REGENERAREA

Eficiențe mari se obțin în cazul în care se recuperează o parte din căldura gazelor de ardere evacuate din microturbină, în loc să fie evacuată în mediul ambiant. Acest lucru se produce și în acest caz într-un schimbător de căldură de tip recuperativ. Gazele fierbinți evacuate pot preîncălzi aerul rece introdus în camera de ardere, reducând necesarul de combustibil și, pentru același regim de funcționare, randamentul va deveni:

$$\eta = 1 - \left[\frac{T_1}{T_3} \right]^{\frac{k-1}{\gamma_p k}} \quad (2.15)$$

în care:

T_1 [K] – temperatura înaintea comprimării (temperatura ambiantă);

T_3 [K] – temperatura după ardere.

Ciclul ideal cu regenerador este cel prezentat în Fig. 2.15.

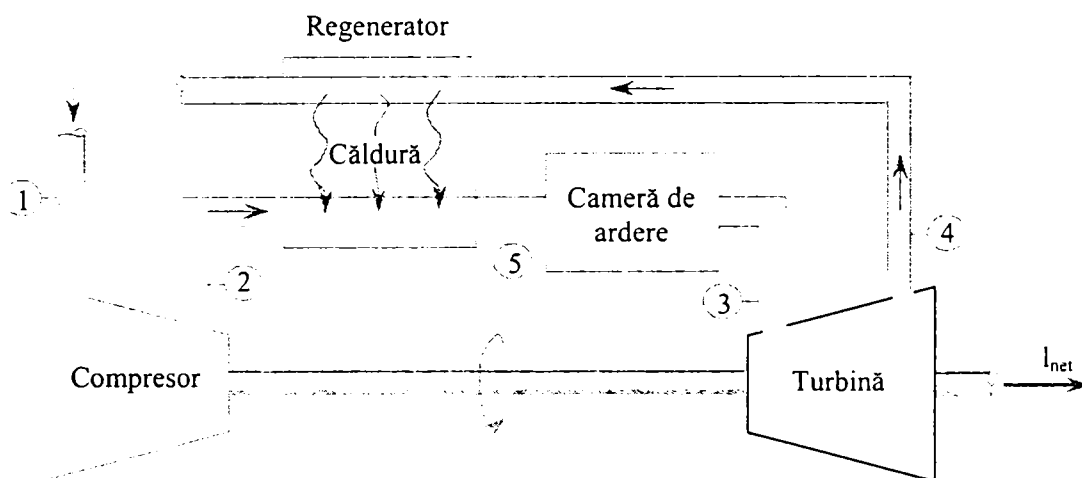


Fig. 2.15. Ciclul ideal Brayton, cu regenerador

Din ecuația (2.15) se observă că randamentul este cu atât mai mare cu cât diferența dintre temperatura la care se introduce căldura (de ardere) și cea la care se evacuează căldura (de evacuare a gazelor de ardere și aspirație a aerului proaspăt) este mai mare. Nu toate microturbinile pot utiliza recuperatoare. În cazul în care la ieșirea din turbină temperatura este joasă, fluxul de căldură va fi orientat în direcție greșită (acest lucru se întâmplă la turbinele cu rapoarte de comprimare foarte ridicate). Sistemul va fi mult mai complex, deci costuri mai mari și posibilitatea apariției erorilor în funcționare.

Dacă microturbina va fi utilizată ca back-up și va funcționa doar câteva zile pe an, folosirea recuperatorului poate constitui un dezavantaj.

2.5. CONCLUZII

Programele energetice ale Uniunii Europene favorizează proiectarea și utilizarea instalațiilor de cogenerare care asigură nu numai o economie de combustibil, dar și o reducere a poluării.

Realizarea acestor instalații presupune nu numai alegerea unui motor care să poate furniza energia dorită, dar și cercetarea schimbătoarelor de căldură care să asigure eficiență maximă funcție de agentul termic (apă sau ulei).

CAPITOLUL 3

CONSIDERAȚII PRIVIND TRANSFERUL DE CĂLDURĂ

3.1. CONDUȚIA TERMICĂ

3.1.1 MĂRIMI GENERALE

Totalitatea valorilor temperaturii punctelor sistemului la un moment dat reprezintă câmpul de temperatură:

$$t = t(x, y, z, \tau) \quad (3.1)$$

Pe baza relației (3.1) poate fi calculată orice caracteristică a schimbului de căldură generat de conducția termică într-un corp, iar relația este caracteristică cazului comun, tridimensional (temperatura are valori diferite pentru fiecare din cele trei coordonate), staționar sau nestaționar. Există și situații particulare, mai simple, cum este cazul câmpului unidimensional sau bidimensional. Locul geometric al punctelor care au aceeași temperatură reprezintă o suprafață izotermă. Forma și poziția unei astfel de suprafețe în spațiu sunt variabile în timp, în cazul câmpului nestaționar și rămân constante în cazul câmpului staționar.

Curbele rezultate ca urmare a intersecției suprafețelor izoterme se numesc izoterme, și deoarece în unul și același punct nu pot exista două valori distincte de temperatură, suprafețele izoterme, ca și izotermele, nu se intersectează niciodată pe suprafața sistemului considerat.

Variația temperaturii în spațiu este caracterizată de gradientul de temperatură, -grad t , care se determină ca un vector orientat normal pe suprafața izotermă, în direcția creșterii temperaturii și, în același timp, pe direcția de producere a schimbului de căldură:

$$\text{grad } t = \frac{\delta t}{\delta n} \cdot n_0 \quad (3.2)$$

în care n_0 este vectorul corespunzător direcției.

Transmiterea căldurii ca urmare a conducției termice are loc întotdeauna în sensul scăderii temperaturii. Cantitatea de căldură transmisă în unitatea de timp, printr-o suprafață izotermă, S , se numește flux termic. Fluxul termic, \dot{Q} , transmis prin unitatea de suprafață, este cunoscut ca densitate de flux termic, iar legătura dintre acestea este stabilită de relația:

$$q = \frac{d\dot{Q}}{dS}; \quad \dot{Q} = \int_S q \cdot dS \quad (3.3)$$

Mărimea scalară q , poate fi considerată ca modulul vectorului densității fluxului termic q , pe direcția care coincide cu cea a transmiterii căldurii în punctul dat.

3.1.2. LEGEA CONDUȚIEI TERMICE

Legea fundamentală a conducției termice este legea lui Fourier care postulează proporționalitatea densității fluxului termic cu gradientul temperaturii:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } t \quad (3.4)$$

în care conductivitatea termică, λ , reprezintă o calitate fizică a materiei fiind dependentă de natura ei, de temperatură și într-o măsură mai mică de presiune. La temperaturi mai mari decât cele ambiante ($T > 100 \text{ K}$) valorile lui λ sunt dependente de temperatură, astfel:

a) pentru gaze: $\lambda = (0,005 \dots 0,5) \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Odată cu creșterea temperaturii va crește și coeficientul λ , efect ce va reclama și o creștere a presiunii. Totuși, influența presiunii este perceptibilă numai în zone extreme, respectiv la presiuni mici (mai mici de $2 \cdot 10^3 \text{ Pa}$) și la presiuni înalte (mai mari de $2 \cdot 10^8 \text{ Pa}$);

b) pentru lichide: $\lambda = (0,0 \dots 0,7) \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

La acestea odată cu creșterea temperaturii, coeficientul conducției termice scade, excepție prezentând apa și glicerina;

c) pentru corpuri solide:

$\lambda = (0,02 \dots 400) \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Limita inferioară a intervalului ($0,02 \dots 3$) $\text{W/m}\cdot\text{K}$ corespunde corpurilor dielectrice. Corpurile cu $\lambda < 0,2 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ se utilizează ca materiale izolante. Valorile $\lambda = (2 \dots 400) \text{ W/m}\cdot\text{K}$ sunt caracteristice metalelor și aliajelor lor. Aliajele se deosebesc de metalele pure prin valori mai mici ale conductivității termice deoarece chiar impurități reduse generează scăderi substanțiale ale valorilor. Pentru majoritatea metalelor pure, conductivitatea termică scade odată cu creșterea temperaturii, iar în cazul aliajelor, valoarea acestui coeficient crește odată cu temperatura.

3.1.2.1. CONDIȚII LIMITĂ PENTRU REZOLVAREA ECUAȚIEI CONDUȚIEI TERMICE

Aplicând legea conservării energiei și legea lui Fourier la analiza proceselor conducției termice într-un mediu izotrop fix, se obține o ecuație diferențială care exprimă atât dependența de timp a temperaturii cât și dependența de poziție a acesteia.

$$\rho \cdot c \cdot \frac{\delta t}{\delta \tau} = \text{div}(\lambda \text{grad } t) + \dot{q}_v \quad (3.5)$$

Ecuația diferențială este cunoscută din literatură [78], [81], și are în vedere dependența proprietăților fizice, λ , c , ρ , de temperatură, neregularitatea distribuirii lui \dot{q}_v ca volum cât și modificarea lui în timp. Principalele cazuri particulare sunt cele din tabelul 3.1, în care s-a notat ∇^2 operatorul Laplace, care poate avea următoarele expresii:

- în coordonate tridimensionale:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (3.6.a)$$

- în coordonate cilindrice r, φ, z :

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (3.6.b)$$

- în coordonate sferice: r, φ (lungimea), ψ (lățimea):

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} + \frac{\cos \psi}{r^2 \sin \psi} \frac{\partial}{\partial \psi} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \psi} \frac{\partial^2}{\partial \psi^2} \quad (3.6.c)$$

În cazurile în care câmpul termic este bidimensional sau unidimensional operatorul Laplace se reduce pentru acele coordonate de care nu depinde temperatura.

Tabelul 3.1.

Regim	$\lambda = \lambda(t)$		$\lambda = constant$	
	$q_v \neq 0$	$q_v = 0$	$q_v \neq 0$	$q_v = 0$
Nestaționar	$\rho \cdot c \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} = \text{div} \cdot (\lambda \text{grad} t) + q_v$	$\rho \cdot c \cdot \frac{\delta t}{\delta \tau} = \text{div} \cdot (\lambda \text{grad} t)$	$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2(t) + \frac{q_v}{\rho \cdot c}$	$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2(t)$
Staționar	$\text{div} \cdot (\lambda \text{grad} t) + q_v = 0$	$\text{div} \cdot (\lambda \text{grad} t) = 0$	$\nabla^2(t) + \frac{q_v}{\lambda} = 0$	$\nabla^2(t) = 0$

Ecuatia (3.4) poate fi utilizată în rezolvarea problemelor concrete, dacă este completată cu situațiile limită (condițiile de univocitate), astfel:

- a) condiții geometrice, care stabilesc forma și mărimea corpului;
- b) condiții fizice, care determină proprietățile fizice ale corpului, λ , c , ρ , dependente de temperatură, în cazul în care există și variația în spațiu și în timp a puterii surselor interioare de căldură, q_v ;
- c) condiții inițiale, care stabilesc distribuția temperaturii în interiorul corpului $t(x, y, z)$ în momentul inițial, $\tau = 0$. În cel mai simplu caz, la $\tau = 0$, temperatura în toate punctele corpului este uniformă $t = t_0$. Aceste condiții sunt importante în cazul sistemelor nestaționare;
- d) condiții limită, care caracterizează procesul transferului de căldură între suprafețele corpului și mediul înconjurător, deosebindu-se pentru aceste condiții trei situații limită:
 - situații limită de gradul I: pe suprafața corpului este dată distribuția temperaturii t în orice moment al timpului, temperatura suprafeței fiind parțial constantă în timpul considerat;
 - situații limită de gradul II: pe suprafața corpului este cunoscută distribuția densității fluxului termic, distribuție ce poate fi uniformă;
 - situații limită de gradul III: sunt cunoscute temperaturile mediului ce înconjoară corpul cât și legea conform căreia se realizează transferul de căldură între suprafața corpului și mediu.

Dacă mediul este fluid, se utilizează frecvent legea Newton-Riemann care leagă densitatea fluxului termic pe suprafață, q_s , cu temperatura suprafeței, t și cu cea a mediului, t_a ;

$$q_s = \alpha \cdot (t - t_a) \tag{3.7}$$

în care α [$W/m^2 \cdot K$] - coeficientul de schimb de căldură prin convecție.

Valoarea lui α este dependentă de mai mulți factori și în general se modifică în funcție de timp. Având în vedere ecuația (3.4) și condiția de limită de gradul III, se poate stabili următoarea dependență:

$$-\lambda \cdot \left(\frac{\delta t}{\delta n} \right)_s = \alpha \cdot (t - t_a) \quad (3.8)$$

Paralel cu problema inducției termice de stabilire a câmpului termic pe calea rezolvării ecuației (3.4) în condițiile limită cunoscute, este posibilă și o rezolvare inversă respectiv stabilirea condițiilor limită, cunoscând distribuția temperaturii în timp și spațiu.

3.1.3. TRANSFER GLOBAL DE CĂLDURĂ

3.1.3.1. PEREȚI OMOGEN

În tabelul din Anexa 1 sunt sintetizate relațiile de calcul ale câmpului termic staționar, în pereți plani și cilindrici, cât și în cei sferici pentru două tipuri de condiții limită: în primul caz, pe suprafața pereților se menține o temperatură constantă, t_{s1} și t_{s2} ($t_{s1} > t_{s2}$). În al doilea caz, suprafețele sunt spălate de fluxuri fluide, cu temperaturile t_{f1} și t_{f2} ($t_{f1} > t_{f2}$), iar coeficienții schimbului de căldură prin convecție, α_1 și α_2 , sunt cunoscuți. Simbolurile și unitățile de măsură pentru mărimile. Respective sunt cele cunoscute [Anexa 1].

Pentru situațiile 4 și 6 [Anexa 1], dependența lui \dot{Q} de raza exterioară a peretelui, r_2 , are valoare maximă, care se stabilește prin $r_{2\max} = \frac{\lambda}{\alpha_2}$ pentru pereții cilindrici și prin

$$r_{2\max} = \frac{2\lambda}{\alpha_2} \text{ pentru peretele sferic.}$$

Din acest motiv, măbind r_2 se poate mări sau micșora \dot{Q} , dacă $r_2 < r_{2\max}$, respectiv $r_2 > r_{2\max}$. În același timp, măbind grosimea peretelui pentru situația 2 se va micșora fluxul termic. Pentru a caracteriza transferul de căldură în situațiile 2, 4, 6, în calculele ingineresti, se utilizează noțiunea de coeficient global de schimb de căldură, k , care se determină ca un flux termic, \dot{Q} , transmis pe unitatea de suprafață, S , a peretelui pentru o diferență de temperatură de un grad:

$$k = \frac{\dot{Q}}{S \cdot (t_{f1} - t_{f2})} [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (3.9)$$

Expresia lui k poate avea diferite forme:

- pentru peretele plan omogen:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (3.9.a)$$

- pentru peretele cilindric omogen, prin raportarea lui \dot{Q} la suprafețele internă și externă ale peretelui corespunzător:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{r_1}{r_2}} [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (3.9.b)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2}} [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (3.9.c)$$

Paralel cu valorile k_1 și k_2 , pentru peretele cilindric, se utilizează și noțiunea de coeficient liniar al transmiterii de căldură, k_l , care spre deosebire de relația (3.9) determină fluxul termic schimbat pe unitatea de lungime a peretelui cilindric:

$$k_l = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot l \cdot (t_{f1} - t_{f2})} = \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot \alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{2 \cdot \alpha \cdot r_2}} [\text{W/mK}] \quad (3.9.d)$$

- pentru peretele sferic, prin raportarea lui \dot{Q} la suprafețele externă și internă ale peretelui corespunzător, coeficienții de schimb global de căldură, k_1 și k_2 , se pot exprima cu relațiile:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{r_1}{\lambda} \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right) + \frac{1}{\alpha_2} \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (3.9.e)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 + \frac{r_2}{\lambda} \left(\frac{r_2}{r_1} - 1\right) + \frac{1}{\alpha_2}} [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (3.9.f)$$

Calcululele practice ale fluxului termic \dot{Q} , pentru pereți cilindrici și sferici la care $r_2/r_1 < 2$ se pot realiza prin relații mult simplificate. Acestea pot fi efectuate în același mod și pentru pereți plani, [Anexa 1] folosind ca suprafață de calcul, $S = 0,5(S_1 + S_2)$, respectiv media aritmetică dintre suprafața internă, S_1 , și cea externă, S_2 . Eroarea admisă la această schimbare nu va depăși 4%.

Relațiile din Anexa 1 sunt scrise în ipoteza că λ nu depinde de temperatură. În cazul în care $\lambda = \lambda(t)$, nu se poate neglija această influență și λ va depinde de domeniul de temperatură, limitat de temperatura suprafeței peretelui:

$$\lambda_{sr} = \frac{1}{t_{S1} - t_{S2}} \int_{t_{S2}}^{t_{S1}} \lambda(t) \cdot dt \quad (3.10)$$

În mod frecvent, pentru descrierea dependenței $\lambda(t)$ se utilizează cu suficientă aproximație variația liniară:

$$\lambda = \lambda_0(1+bt) \text{ [W/mK]} \quad (3.11)$$

în care λ_0 și b sunt constante. În această situație, la determinarea lui \dot{Q} se utilizează media aritmetică.

Distribuția temperaturii pentru situațiile prezentate se determină (în funcție de $\lambda(t)$) cu ajutorul funcției E , calculată astfel:

$$E = \int_0^t \lambda(t) \cdot dt \quad (3.12)$$

Se poate arăta cu precizie că schimbarea lui E în funcție de coordonatele problemelor cu $\lambda(t)$ variabil și repartiția temperaturii t în aceleași situații, dar cu $\lambda(t) = ct$, au valori egale.

Dacă se consideră cazul $\lambda = ct$, câmpul de temperatură, respectiv repartiție E pentru cazul $\lambda(t)$ se poate scrie imediat, trecând la valoarea corespunzătoare $t = t(x, y, z)$. Schimbarea formală a semnificațiilor de la t la E se face înlocuind în relația (3.11), $E(x, y, z)$ descris de fapt cu ajutorul conductivității termice dependente de temperatură.

Pentru anumite cazuri existente în Anexa 1, distribuția temperaturii va avea următorul aspect:

- pentru peretele plan:

$$t = \frac{1}{b} \left[\sqrt{\left(\frac{\lambda_{sr}}{\lambda_0}\right)^2 - 2 \frac{\lambda_{sr}}{\lambda_0} b(t_{s1} - t_{s2}) \frac{x}{\delta} - 1} \right] \quad (3.13)$$

- pentru peretele cilindric:

$$t = \frac{1}{b} \left[\sqrt{\left(\frac{\lambda_{sr}}{\lambda_0}\right)^2 - 2 \frac{\lambda_{sr}}{\lambda_0} b(t_{s1} - t_{s2}) \frac{\ln \frac{r}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} - 1} \right] \quad (3.14)$$

în care valorile conducției termice λ_{s1} și λ_{sr} sunt determinate după media $t_{sr} = 0,5(t_{s1} + t_{s2})$. Un studiu aprofundat în ceea ce privește conducția termică staționară pentru corpuri cu geometrie complexă este prezentat în [37], [49], [79].

3.1.3.2. PEREȚI CU STRUCTURI COMPUSE

Dacă pe suprafețele exterioare ale unui perete format din “n” straturi aderente între ele, din materiale cu diferite conductivități termice se mențin constante temperaturile t_1 și t_2 , unde $t_1 > t_2$ (condiții limită similare cazurilor 1, 3, 5 din Anexa 1), atunci fluxul termic transmis prin acest perete și temperaturile t_{i+1} la limita dintre straturile i-M și [(i+1)-M] se determină cu relațiile:

$$\dot{Q} = \frac{t_1 - t_2}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \cdot S \quad [\text{W}] \quad (3.15)$$

$$t_{i+1} = t_1 - \frac{\dot{Q}}{S} \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \quad (3.16)$$

- pentru peretele cilindric din “n” straturi, (Fig. 3.1.b):

$$\dot{Q} = \frac{2\pi l(t_1 - t_2)}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} \quad [\text{W}] \quad (3.17)$$

$$t_{i+1} = t_1 - \frac{\dot{Q}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i} \right) \quad (3.18)$$

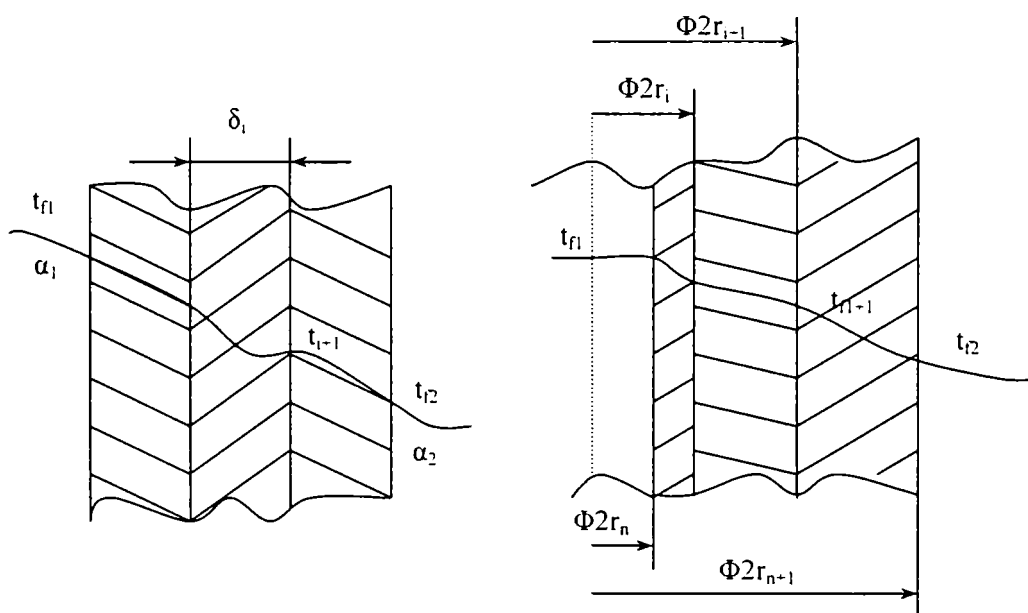


Fig. 3.1. Perete stratificat
a) plan; b) cilindric

în care: δ_i , λ_i , r_i și r_{i+1} sunt caracteristicile stratului “i”.

Când suprafețele exterioare ale peretelui stratificat sunt spălate de fluidele cu temperaturile t_{f1} și t_{f2} ($t_{f1} > t_{f2}$), cunoscându-se și coeficienții transferului de căldură prin convecție α_1 și α_2 , (cazurile 2, 4, 6, tabelul 3.1), valorile \dot{Q} și t_{i+1} se stabilesc cu relațiile:

- pentru peretele plan, din "n" straturi:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot (t_{f1} - t_{f2}) \quad [\text{W}] \quad (3.19.a)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}] \quad (3.19.b)$$

$$t_{i+1} = t_{x=0} \cdot \frac{\dot{Q}}{S} \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \quad (3.19.c)$$

- peretele cilindric din "n" straturi:

$$\dot{Q} = \pi \cdot k_l \cdot l \cdot (t_{f1} - t_{f2}) \quad (3.20.a)$$

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{2\alpha_1 r_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i} + \frac{1}{2\alpha_2 r_n}} \quad (3.20.b)$$

$$t_{i+1} = t_{r=r_i} - \frac{\dot{Q}}{2\pi \cdot l} \cdot \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i} \right) \quad (3.20.c)$$

$$t_{r=r_i} = t_{f1} - \frac{\dot{Q}}{2\pi \alpha_1 r_1 l} \quad (3.20.d)$$

în care $t_{x=0}$ și $t_{r=r_1}$ sunt temperaturile peretelui plan ($x = 0$) și cilindric ($r = r_1$), semnificațiile fiind deja cunoscute.

Repartiția temperaturii în interiorul fiecărui strat are aceeași alură ca și în cazul peretelui cu structură omogenă.

3.1.3.3. INTENSIFICAREA PROCESULUI DE TRANSMITERE A CĂLDURII

Densitatea fluxului termic, $q = \dot{Q}/S$, printr-un perete plan care separă două medii fluide cu temperaturile t_{f1} și t_{f2} este determinată de valoarea :

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}] \quad (3.21)$$

în care R [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$] reprezintă rezistența termică totală a transmiterii căldurii. Rezistența termică totală este alcătuită din cele parțiale (rezistențele termice ale cedării de temperatură $R_{\alpha_1} = 1/\alpha_1$ și $R_{\alpha_2} = 1/\alpha_2$ și rezistențele termice generate de conductivitățile termice ale pereților: $R_i = \delta_i/\lambda_i$), fiind evident că valoarea R este întotdeauna mai mare decât oricare din valorile ce o compun.

Pentru intensificarea transmiterii căldurii este necesară reducerea rezistenței totale, R . Dacă rezistențele parțiale sunt aproximativ egale, atunci scăderea oricăreia dintre ele conduce la scăderea lui R cu aceeași valoare. Dacă rezistențele parțiale se deosebesc sensibil una față de alta, atunci scăderea reală a lui R are loc numai la scăderea celei mai mari dintre ele, care și aduce contribuția esențială la suma din relația (3.21). Aceeași concluzie derivă și din analiza transmiterii căldurii printr-un perete cilindric. Pentru a scădea rezistența termică la schimbul de căldură se pot plasa nervuri pe suprafețele peretelui (vezi 3.1.3.5).

3.1.3.4. CONDUȚIA TERMICĂ PRINTR-O BARĂ NEIZOLATĂ

La unul din capetele unei bare cu secțiune transversală constantă, de suprafață S , cu perimetrul P și lungime l , temperatura se menține constantă și egală cu t_0 , Fig. 3.2.

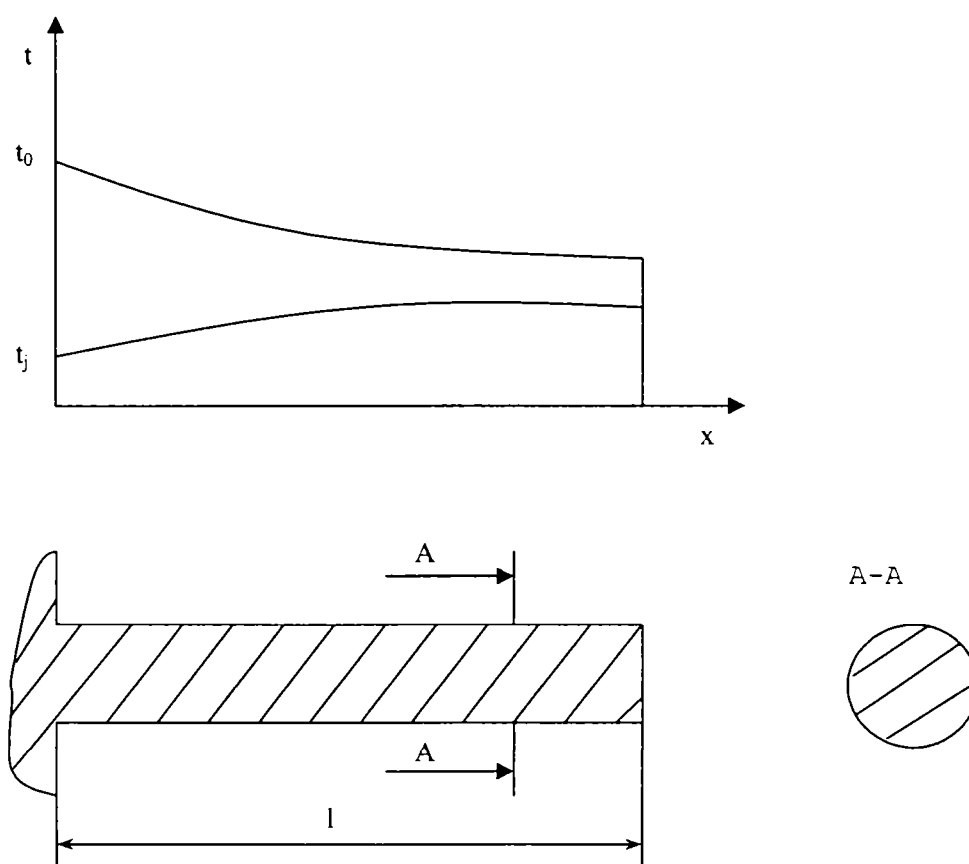


Fig. 3.2. Distribuția temperaturii în lungimea unei bare

Căldura de pe suprafața exterioară a barei și cea a părții frontale a capătului opus se transmite în mediul exterior cu temperatura constantă: $t_1 < t_0$. Trebuie calculate distribuția temperaturii în bară și fluxul termic \dot{Q} transmis prin aceasta în mediul înconjurător.

În principiu această problemă este tridimensională. Dacă se realizează relația $4\alpha \cdot S / (\lambda \cdot P)$,

atunci se poate exprima această problemă ca unidimensională (temperatura se modifică numai în lungimea barei, rămânând constantă pe secțiune). În acest caz distribuția temperaturii $t(x)$ în bară este dată de relația :

$$\frac{t(x) - t_l}{t_0 - t_l} = \frac{(1 - B) \cdot e^{-m(1-x)} + (1 + B) \cdot e^{m(1-x)}}{2 \cdot [ch(ml) + B \cdot sh(ml)]} \quad (3.22)$$

iar fluxul termic transmis prin bară în mediul înconjurător:

$$\dot{Q} = \lambda \cdot (t_0 - t_l) \cdot m \cdot S \cdot \frac{B + th(ml)}{1 + B \cdot th(ml)} \quad (3.23)$$

În relațiile (3.22) și (3.23) sunt folosite valorile:

$$B = \frac{\alpha_l}{(m \cdot \lambda)}; \quad m = \sqrt{\alpha \cdot P \cdot (\lambda \cdot S)}$$

$$ch(ml) = (e^{ml} + e^{-ml}) / 2$$

$$sh(ml) = (e^{ml} - e^{-ml}) / 2$$

$$th(ml) = sh(ml) / ch(ml)$$

Dacă $\alpha \cdot S_l / (\alpha_e \cdot S) \gg 1$ (S_l suprafața laterală a barei, atunci cedarea de căldură de pe partea frontală a acesteia se poate neglija, iar relațiile (3.23) și (3.24) pot fi simplificate:

$$\frac{t(x) - t_l}{t_0 - t_l} = \frac{e^{m(1-x)} + e^{-m(1-x)}}{e^{ml} + e^{-ml}} \quad (3.24)$$

$$\dot{Q} = \lambda \cdot (t_0 - t_l) \cdot m \cdot S \cdot th(ml) \quad (3.25)$$

Temperatura barei de lungime infinită ($l \rightarrow \infty$):

$$t(x) - t_l = (t_0 - t_l) \cdot e^{-mx} \quad (3.26)$$

iar fluxul termic considerat pe suprafața unei bare de lungime infinită:

$$\dot{Q} = \lambda \cdot (t_0 - t_l) \cdot m \cdot S \quad (3.27)$$

Calcululele conducerii termice în bare cu secțiunea transversală variabilă sunt prezentate în [21], [49], [79].

3.1.3.5. TRANSMITEREA CĂLDURII PRINTR-UN PERETE CU NERVURI

Unul din mijloacele de intensificare a transmiterii căldurii prin pereți care separă două medii fluide, cu temperaturile t_{f1} și t_{f2} ($t_{f1} > t_{f2}$), îl constituie mărirea uneia dintre suprafețele peretelui prin nervurarea acestuia. Eficacitatea acestui procedeu este mare, dacă rezistența termică a schimbului de căldură pe acea suprafață unde se stabilesc nervurile este semnificativ mai mare decât rezistența termică de pe cealaltă suprafață.

Pentru un perete frontal, nervurat pe una din părți (Fig. 3.3) fluxul termic, \dot{Q} , transmis prin perete, de la un mediu fluid se determină cu relația:

$$\dot{Q} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_p} \left(1 + \frac{\alpha_n}{\alpha_p} \cdot \eta \cdot \frac{S_n - S_p}{S_p} \right)} \quad (3.28)$$

în care:

α_1 [W/m²K] - coeficientul de transmitere a căldurii pe suprafața peretelui;

λ [W/mK] - conductivitatea termică a materialului peretelui;

δ [mm] - grosimea peretelui;

α_p [W/m²K] - coeficientul de transmitere a căldurii la suprafața de bază;

α_n [W/m²K] - coeficientul transmiterii căldurii la suprafața nervurată;

$\eta = (t_n - t_{f2}) / (t_2 - t_{f2})$ [%] - coeficientul eficacității nervurii;

t_2 [°C] - temperatura la baza nervurii;

t_p [°C] - temperatura medie a suprafeței nervurii;

S_n [m²] - suprafața nervurată a peretelui;

S_p [m²] - suprafața fără nervuri a peretelui.

Pentru calcule aproximative se poate presupune că: $\alpha_p = \alpha_n$ și $\eta \gg 1$, atunci:

$$\dot{Q} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \varepsilon_p}} \quad (3.29)$$

unde $\varepsilon_p = (S_n/S_p) \geq 1$ coeficient de nervurare. Calculele după relația (3.29) conduc la câteva exagerări ale valorii lui \dot{Q} . Pentru un calcul mai exact al conducției termice printr-un perete nervurat se utilizează rezultatele obținute la rezolvarea acestei probleme în cazul unei bare, care permit determinarea valorii η , păstrând și condiția $\alpha_p = \alpha_n = \alpha_2$. Relația de calcul va fi:

$$\dot{Q} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 [1 + \eta(\varepsilon_p - 1)]}} \cdot S_p \quad (3.30)$$

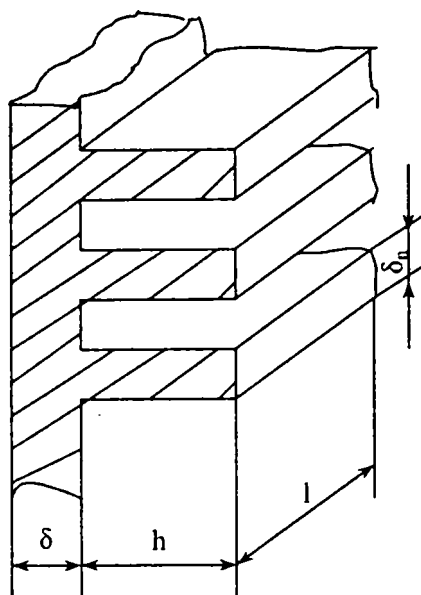


Fig. 3.3. Perete nervurat

Parțial, pentru nervuri drepte subțiri ($\delta_n \ll l$) ale unui perete cu secțiunea constantă (Fig. 3.3), schimbul de căldură pe bară se poate neglija, randamentul nervurii fiind:

$$\eta = \frac{th \left(\frac{1}{\delta_n} \sqrt{2 \frac{\alpha_2 \cdot \delta_n}{\lambda_n}} \right)}{\frac{1}{\delta_n} \sqrt{2 \frac{\alpha_2 \delta_n}{\lambda_n}}} \quad (3.31)$$

unde:

η - randamentul nervurii;

l [m] - lungimea nervurii;

δ_n [mm] - grosimea nervurii;

λ_n [W/mK] - coeficientul conductivității termice a materialului nervurii.

Graficul dependenței $\eta = f(\delta_n, \lambda_n, \alpha)$ este prezentat în Fig. 3.4., cedarea de căldură de pe bară se poate calcula cu relația (3.31), mărind lungimea nervurii cu jumătate din grosimea sa, $(1/2) \delta_n$.

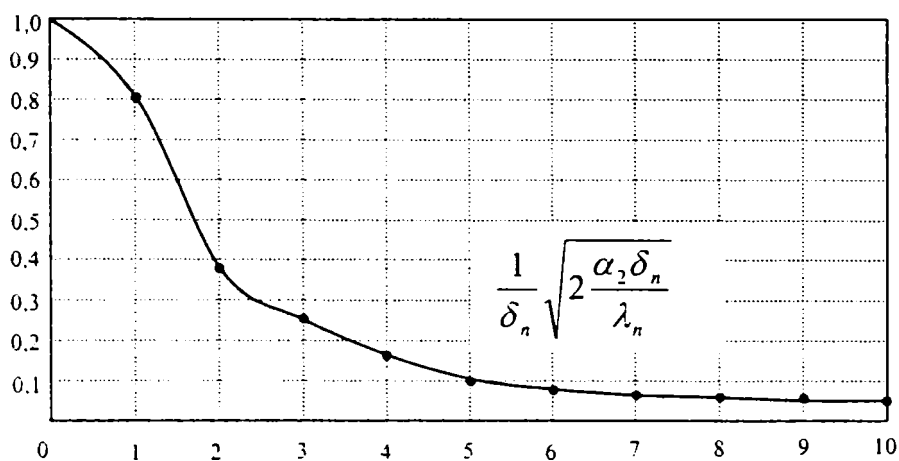


Fig. 3.4. Variația randamentului nervurii η în funcție de caracteristicile nervurii

Calculul practic al randamentului nervurii, η , pentru o geometrie mai complexă a nervurilor, conduc la o formulă relativ mai simplă față de relația (3.30), prin introducerea unui coeficient de corecție, ε :

$$\eta' = \eta \cdot \varepsilon' \quad (3.32)$$

Pentru nervuri cu secțiuni transversale trapezoidale și triunghiulare, valoarea ε' se determină utilizând grosimea nervurii la bază, δ_n și la capăt, δ_t , iar pentru calcule, valoarea complexă: $\frac{1}{\delta_n} \sqrt{2 \frac{\alpha_2 \delta_n}{\lambda_n}}$, cât și valoarea medie: $\delta_p = (\delta_0 + \delta_t) / 2$, (Fig. 3.5.a)

Relația aproximativă, (3.28), și cele mai precise (3.30)-(3.32) se pot utiliza și pentru calculele suprafețelor nervurate exterior, în cazul nervurilor rotunde sau pătrate dispuse pe suprafața exterioară a unei conducte. După calculul relației (3.31) se presupune că $l = (D-d)/2$, în care D reprezintă dimensiunea caracteristică (diametrul echivalent) a nervurii pătrate. Coeficientul de corecție ε' se determină din Fig. 3.5.b.

3.1.3.6. CONDUȚIA TERMICĂ ÎN PREZENȚA SURSELOR DE CĂLDURĂ

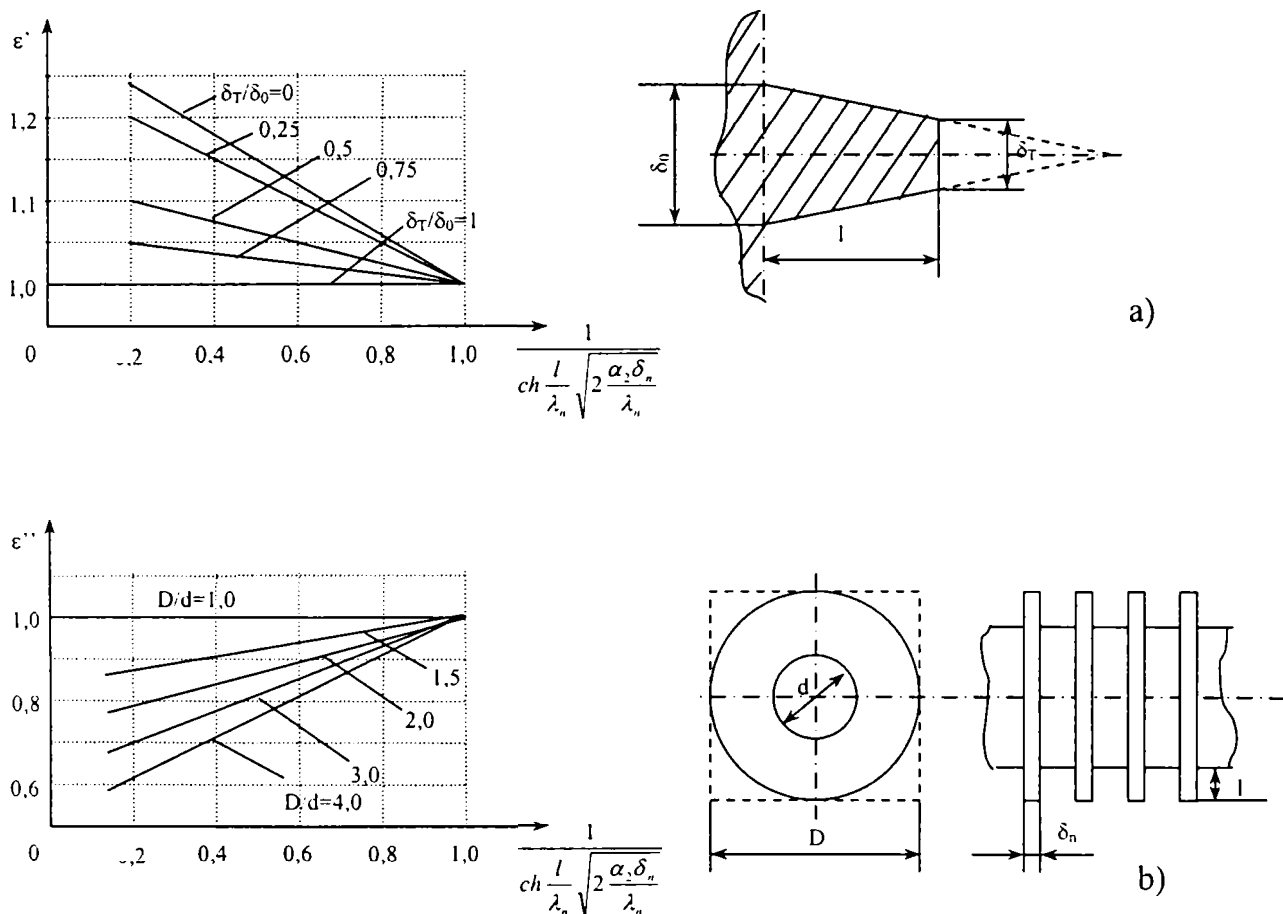


Fig. 3.5. Distribuția coeficientului ε' în funcție de randamentul nervurii η
 a) nervuri trapezoidale (triunghiulare); b) nervură circulară.

a) Placă plană.

Dacă în interiorul unei plăci infinite cu grosimea δ , sursele de căldură de putere \dot{q}_v sunt distribuite uniform pe suprafața plăcii ($x = 0$) se menține temperatura t_1 , iar pe suprafața $x = \delta$, atunci câmpul termic din placă $0 < x < \delta$, este dat de relația:

$$\frac{t - t_1}{t_2 - t_1} = \left[1 + \frac{q_v \cdot \delta^2}{2\lambda \cdot (t_2 - t_1)} \right] \cdot \frac{x}{\delta} - \frac{q_v \delta^2}{2\lambda \cdot (t_2 - t_1)} \cdot \left(\frac{x}{\delta} \right)^2 \quad (3.33)$$

Densitățile fluxului termic pe suprafețe, sunt :

$$q_{x=0} = \lambda \cdot \frac{t_1 - t_2}{\delta} \cdot \left[1 + \frac{q_v \cdot \delta^2}{2\lambda \cdot (t_1 - t_2)} \right] \quad (3.34)$$

$$q_{x=\delta} = \lambda \cdot \frac{t_1 - t_2}{\delta} \cdot \left[1 + \frac{q_v \cdot \delta^2}{2\lambda \cdot (t_1 - t_2)} \right] \quad (3.35)$$

Dacă în urma efectuării calculelor după relațiile (3.34) și (3.35) se obține $\dot{q} < 0$, atunci sensul fluxului termic și poziția suprafeței de referință sunt opuse. În acest caz, dacă suprafața $x = \delta$ este termoizolantă, $(dt/dx)_{x=\delta} = 0$, distribuția temperaturii în placă este exprimată cu relația :

$$t - t_1 = \frac{\dot{q}_v \cdot \delta^2}{\lambda} \left[\frac{x}{\delta} - \frac{1}{2} \left(\frac{x}{\delta} \right)^2 \right] \quad (3.36)$$

Dacă pe suprafața $x = 0$ are loc un schimb de căldură convectiv cu mediul fluid, cu temperatura t_{f1} , iar pe suprafața de contact cu mediul, $x = \delta$, având t_{f2} , relația (3.34) rămâne valabilă cu o singură deosebire, aceea că temperaturile care figurează în ea, pe suprafețele t_1 și t_2 se determină din sistemul format din relațiile (3.35) și (3.36), iar fluxul termic este :

$$\dot{q}_{x=0} = \alpha_1 \cdot (t_{f1} - t_1) \quad (3.37.a)$$

$$\dot{q}_{x=\delta} = \alpha_2 \cdot (t_2 - t_{f2}) \quad (3.37.b)$$

unde α_1 și α_2 sunt coeficienții schimbului de căldură pe cele două suprafețe: $x = 0$ și $x = \delta$.

b) Corp cu pereți cilindrici.

Temperatura peretelui unei conducte lungi, cilindrice, pe suprafața internă ($r = r_1$) se consideră constantă temperatura t_1 , iar pe cea exterioară ($r = r_2$), temperatura t_2 . La distanța r ($r_1 \leq r \leq r_2$) de la axul cilindrului, temperatura se calculează cu relația:

$$\frac{t - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{q_v \cdot r_1^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{r_1} \right)^2 \right]}{4\lambda(t_1 - t_2)} + \frac{1 + \frac{q_v \cdot r_1^2}{4\lambda \cdot (t_2 - t_1)} \left[\left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 - 1 \right]}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \ln \frac{r}{r_1} \quad (3.38)$$

iar densitatea fluxului termic, q , prin suprafața izotermă depărtată de axă la distanța r ($r_1 \leq r \leq r_2$) rezultă din :

$$q = 2\lambda \frac{t_1 - t_2}{r} \left[\frac{q_v \cdot r^2}{4\lambda \cdot (t_1 - t_2)} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - \frac{q_v \cdot r_1^2 \left[\left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 - 1 \right]}{4\lambda \cdot (t_1 - t_2)}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right] \quad (3.39)$$

Presupunând în relația (3.38) că $r = r_1$ și $r = r_2$, se poate obține valoarea lui q pe suprafața internă sau externă a peretelui.

Calculul câmpului termic în peretele conductei, când pe suprafața acesteia are loc un schimb de căldură convectiv cu medii fluide, se efectuează similar ca în cazul peretelui plan, folosindu-se distribuția (3.37), în care temperaturile t_1 și t_2 se determină din rezolvarea ecuației (3.39) pentru condițiile $r = r_1$ și $r = r_2$. Parțial, când una dintre suprafețele peretelui este termoizolantă și toată căldura se degajă în perete orientându-se printr-o altă suprafață în mediul fluid opus, distribuția temperaturii în perete are următorul aspect:

1) dacă $q = 0$ la $r = r_1$:

$$\frac{2\lambda}{q_v \cdot r_2^2} \cdot (t - t_{f2}) = \frac{1}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right] + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \cdot \left[\ln \frac{r}{r_2} - \frac{\lambda}{\alpha_2 r_2} \right] + \frac{\lambda}{\alpha_2 r_2} \quad (3.40)$$

2) dacă $q = 0$ la $r = r_2$ atunci :

$$\frac{2\lambda}{q_v \cdot r_1^2} \cdot (t - t_{f1}) = \frac{1}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{r_1} \right)^2 \right] + \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \cdot \left[\ln \frac{r}{r_1} - \frac{\lambda}{\alpha_1 r_1} \right] + \frac{\lambda}{\alpha_1 r_1} \quad (3.41)$$

unde: α_1 , t_{f1} , α_2 , t_{f2} caracterizează suprafețele internă și externă ale peretelui cilindric. La $r_1 = 0$, relația (3.40) descrie câmpul termic într-un cilindru plin în interiorul căruia există surse interne de căldură de putere constantă q_v și de la suprafața căruia are loc cedarea de căldură în mediul cu temperatura t_{f2} . Distribuția temperaturii într-un perete cilindric, unde una dintre suprafețe este termoizolantă, iar cealaltă se menține la o temperatură constantă, t , este exprimată cu relațiile (3.40) și (3.41) în care se consideră $t_f = t$.

Dacă degajările de căldură internă apar ca rezultat al trecerii curentului electric printr-un conductor a cărui rezistență depinde în mică măsură de temperatură, atunci puterea surselor q_v se poate reda astfel:

$$\dot{q}_v = I^2 \cdot \frac{R}{V}$$

unde:

I [A] - intensitatea curentului;

R [Ω] - rezistența electrică;

V [m^3] - volumul conductorului.

Rezolvarea situațiilor în care în sistem există surse interne de căldură, puterea acestora depinzând liniar de temperatură, este tratată în [21].

3.1.4. CONDUȚIA TERMICĂ NESTAȚIONARĂ

Toate procesele conducției termice nestaționare dependente de caracterul variației temperaturii în timp se împart în trei tipuri:

1-tranzitorii (când temperatura în fiecare punct al corpului se schimbă de la o valoare stabilizată la alta);

2-încălziri (răcirii) continue, cu schimbare neliniară a temperaturii în timp sau spațiu;

3-periodice, când temperatura oscilează în jurul unei valori constante.

Diferitele probleme ale conducției termice nestaționare sunt rezolvate în [21], [37], [49], [79], [80].

3.1.4.1. PROCESE TRANZITORII

a) Încălzirea (răcirea) corpurilor omogene .

Un corp omogen (placă, cilindru, sferă) cu temperatură uniformă în toate punctele, egală cu t_0 în momentul inițial, $\tau = 0$, se cufundă într-un mediu fluid de temperatură constantă, t_f . Coeficientul de schimb de căldură, α , pe suprafața corpului (la plăci pe ambele părți) este constant.

Temperatura adimensională (criteriul de temperatură) $\theta = (t-t_f)/(t_0-t_f)$ este dată de coordonata adimensională: $\bar{\xi} = \frac{\xi}{l}$, prin criteriul Biot: $Bi = (\frac{\alpha \cdot l}{\lambda})$ și criteriul Fourier, $Fo = (\alpha \tau) / l^2$, în care: ξ - coordonată.

Ecuția care descrie câmpul termic nestaționar în corp are forma:

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} A(\mu_n) \cdot U(\mu_n \cdot \bar{\xi}) \cdot e^{-\mu_n^2 Fo} \quad (3.42)$$

unde A și U sunt niște funcții, iar μ_n - rădăcinile ecuației caracteristice :

$$\mu = \mu_{(Bi)} \quad (3.43)$$

În tabelul 3.3 sunt sintetizate ecuațiile caracteristice și relațiile pentru calculul funcțiilor $A(\mu_n)$ și $U(\mu_n, \bar{\xi})$ în cazul încălzirii (răcirii) plăcilor infinite, ale cilindrului infinit lung și ale sferei. Prin \bar{J}_0 și \bar{J}_1 sunt notate funcțiile Bessel de speța I, ordinul 1 și negative, care sunt prezentate în tabelul 3.3. Originea axelor este amplasată la mijlocul grosimii pentru placă, pe ax la cilindru, și în centru pentru sferă. Rezolvarea (3.42) pentru placa continuă, când schimbul de căldură are loc pe ambele părți, permite calcularea câmpului termic, caz în care una dintre suprafețe este termoizolată. Pentru aceasta este necesară plasarea sistemului de coordonate pe suprafața termoizolată, utilizându-se drept grosime caracteristică întreaga grosime a piesei, 2δ .

Primele șase rădăcini ale ecuațiilor caracteristice prezentate în tabelul 3.2. sunt determinate experimental.

Tabelul 3.2.

Forma și dimensiunea corpului		
Dimensiunea caracteristică	grosimea plăcii $l = 2\delta$	raza $l = R$
Mărimi criteriale	$\bar{\xi} = \frac{x}{\delta}$; $Bi = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda}$ $Fo = \frac{a \cdot \tau}{\delta^2}$	$\bar{\xi} = \frac{r}{R}$; $Bi = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda}$ $Fo = \frac{a \cdot \tau}{R^2}$
Ecuația caracteristică pt. funcția $\mu = \mu(Bi)$	$ctg\mu = \frac{\mu}{Bi}$	$Bi = \mu \frac{J_1(\mu)}{J_0(\mu)}$ $tg\mu = -\frac{\mu}{Bi - 1}$
Funcția $A(\mu_n)$	$\frac{2 \cdot \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n}$	$\frac{2J_1(\mu_n)}{\mu_n [J_0^2(\mu_n) + J_1^2(\mu_n)]}$ $\frac{2(\sin \mu_n - \mu_n \cos \mu_n)}{\mu_n - \sin \mu_n \cos \mu_n}$
Funcția $U(\mu_n, \bar{\xi})$	$\cos\left(\mu_n \cdot \frac{x}{\delta}\right)$	$J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right)$ $\frac{\sin\left(\mu_n \frac{r}{R}\right)}{\mu_n \frac{r}{R}}$

Tabelul. 3.3.

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
0,0	1,000	0,0000	1,1	0,7196	0,4709
0,1	0,9975	0,0499	1,2	0,6711	0,4933
0,2	0,9900	0,0955	1,3	0,6201	0,5220
0,3	0,9776	0,1483	1,4	0,5669	0,5419
0,4	0,9604	0,1960	1,5	0,5118	0,5579
0,5	0,9385	0,2423	1,6	0,4554	0,5699
0,6	0,9120	0,2867	1,7	0,3980	0,5778
0,7	0,8812	0,3290	1,8	0,3400	0,5815
0,8	0,8463	0,3688	1,9	0,2818	0,5812
0,9	0,8075	0,4059	2,0	0,2239	0,5767
1,0	0,7652	0,4400			

Alte valori ale funcțiilor Bessel sunt studiate în [2].

La $F_0 > 0,3$, s-a constatat că rezultatele obținute cu relația (3.42) sunt atât de apropiate încât pentru calculele practice este suficient să se calculeze primul element, deoarece eroarea nu depășește 1%. În acest caz variația în timp a criteriului de temperatură θ_0 în planul median al plăcii ($x = 0$), axul cilindrului ($r = 0$) și în centrul sferei ($r = 0$) este dată de relația:

$$\theta_0 = N(Bi) \cdot \exp(-\mu_i^2 \cdot F_0) \quad (3.43)$$

iar temperatura din θ_n pe suprafața acestor corpuri, de:

$$\theta_n = P(Bi) \cdot \exp(-\mu_i^2 \cdot F_0) \quad (3.44)$$

Valorile N , P și μ_i^2 , funcție de criteriul Biot sunt redată în [82], iar celelalte dependente în literatura care tratează tratamentele termice.

Repartiția temperaturii în corp, pentru un moment oarecare, este dată de relațiile:

1) în placă:

$$\theta = \frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1}}{2n-1} \cdot \cos\left[\frac{2n-1}{2} \cdot \pi \cdot \frac{x}{\delta}\right] \cdot \exp\left[-\left(\frac{2n-1}{2}\right)^2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{a\tau}{\delta^2}\right] \quad (3.45)$$

2) în cilindru:

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\mu_n J_1(\mu_n)} \cdot J_0\left(\mu_n \cdot \frac{r}{R}\right) \cdot \exp\left(-\mu_n^2 \frac{a\tau}{R^2}\right) \quad (3.46)$$

3) în sferă:

$$\theta = 2 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1} \cdot R}{\pi \cdot n \cdot r} \cdot \sin\left(\pi \cdot n \cdot \frac{r}{R}\right) \cdot \exp\left[-(\pi \cdot n)^2 \frac{a\tau}{R^2}\right] \quad (3.47)$$

în care valorile lui μ_n sunt determinate de ecuațiile caracteristice, pentru cilindru, în condiția $Bi \rightarrow \infty$ [30].

Ecuațiile (3.44) - (3.46) presupun rezolvarea problemei privind încălzirea (răcirea) corpurilor omogene corespunzătoare condiției limită de ordinul I, când pe suprafața corpului este o temperatură constantă. La calculul valoric al ecuațiilor (3.44) - (3.46) similar ca în cazul ecuației (3.41) se pot neglija toți termenii cu excepția primului numai dacă $Fo > 0,3$.

La $Bi \rightarrow 0$ (practic $Bi < 0,1$) în orice moment, temperatura în toate punctele corpului considerat poate fi considerată identică, scăderea ei în timp având loc conform ecuației:

$$\theta = \exp\left[-i \cdot \frac{\alpha \cdot \tau}{\rho \cdot c \cdot l}\right] \quad (3.48)$$

în care: $i = 1, l = \delta$ (pentru placă); $i = 2$ și $l = R$ (pentru cilindru); $i = 3$ și $l = R$ (pentru sferă).

Cantitatea de căldură primită (cedată) de un corp în procesul de încălzire (răcire), în timpul τ , se determină prin calcul pe unitatea de suprafață astfel:

$$\dot{Q} = \rho \cdot c \cdot \frac{l}{i} \cdot (t_0 - t_f) (l - \bar{\theta}) \quad (3.49)$$

unde se păstrează valorile lui l și δ pentru cazurile de mai sus. $\bar{\theta}$ reprezintă criteriul de temperatură mediu pe volumul corpului la momentul τ . Valoarea lui $\bar{\theta}$ se determină cu relațiile:

1) pentru placă:

$$\bar{\theta} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2Bi^2}{\mu_n^2 \cdot (\mu_n^2 + Bi^2 - Bi)} \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo) \quad (3.50)$$

2) pentru cilindru:

$$\bar{\theta} = \sum_{n=1}^n \frac{4Bi^2}{\mu_n^2 \cdot (\mu_n^2 + Bi^2)} \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo) \quad (3.51)$$

3) pentru sferă:

$$\bar{\theta} = \sum_{n=1}^n \frac{6Bi^2}{\mu_n^2 \cdot (\mu_n^2 + Bi^2 = Bi)} \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo) \quad (3.52)$$

În relațiile (3.49) - (3.52) mărimile sunt cele din tabelul 3.3. Dacă $Fo > 0,3$, atunci calculul valorilor lui \dot{q} conduce la calculul primului termen și în acest caz:

$$\bar{\theta} = M(Bi) \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo) \quad (3.53)$$

Valorile lui M în funcție de criteriul Bi sunt redată în literatură [79].

I. ÎNCĂLZIREA (RĂCIREA) PARALELIPEDULUI ȘI CILINDRULUI DE LUNGIME FINITĂ

Paralelipipedul dreptunghic cu laturile $2\delta_x$, $2\delta_y$, $2\delta_z$ (cilindrul cu lungime $2L$ și raza R), având la momentul inițial $\tau = 0$ și în toate punctele temperatura apropiată sau egală cu t_0 se încălzește sau se răcește constant în mediul fluid pe toată suprafața paralelipipedului (cilindrului) (Fig. 3.6).

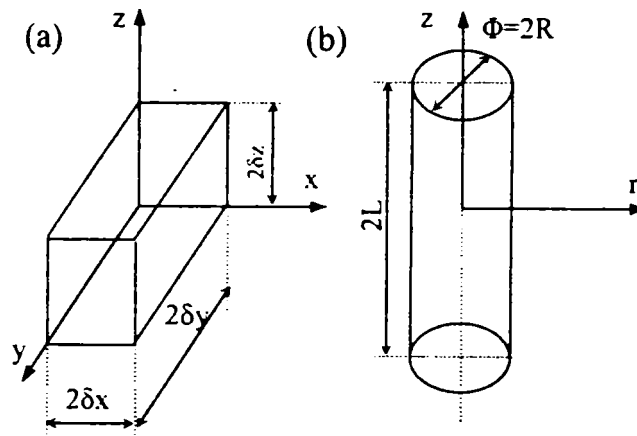


Fig. 3.6. Dimensiunile caracteristice ale:
(a) paralelipipedului; (b) cilindrului.

Calculul câmpului termic atât pentru paralelipiped cât și pentru cilindru se bazează pe teorema înmulțirii soluțiilor cât și a cunoașterii condițiilor limită. Criteriul de temperatură al capetelor corpului este egal cu cel produs de corpurile omogene prin suprapunerea cărora se realizează corpul de dimensiuni finite. Paralelipipedul este realizat prin intersecția a trei plăci infinite cu grosimile $2\delta_x$, $2\delta_y$, $2\delta_z$, de aceea criteriul de temperatură va fi:

$$\theta(x, y, z, \tau) = \theta_x(x, \tau)\theta_y(y, \tau)\theta_z(z, \tau) \quad (3.54)$$

în care criteriile de temperatură ale plăcilor infinite inițiale sunt:

$$\theta_x = \frac{t(x, \tau) - t_f}{t_0 - t_f}; \quad \theta_y = \frac{t(y, \tau) - t_f}{t_0 - t_f}; \quad \theta_z = \frac{t(z, \tau) - t_f}{t_0 - t_f} \quad (3.55)$$

(pentru răcire de exemplu).

Criteriul de temperatură pentru fiecare punct din placă se calculează ca funcție a unei coordonate adimensionale k/δ_k a criteriilor Biot și Fourier, conform ecuațiilor sau graficelor corespunzătoare încălzirii (răcirii) plăcii infinite. Valorile θ_r și θ_z se calculează ca funcții de:

$$\theta_r = \theta_r\left(\frac{r}{R}, \frac{\alpha R}{\lambda}, \frac{\alpha \tau}{R^2}\right)$$

$$\theta_z = \theta_z\left(\frac{z}{L}, \frac{\alpha L}{\lambda}, \frac{\alpha \tau}{L^2}\right)$$

3.1.4.2. REGIMUL UZUAL DE ÎNCĂLZIRE (RĂCIRE)

În procesul tranzitoriu de încălzire (răcire), atât al corpurilor omogene cât și al celor neomogene, indiferent de formă și dimensiuni, în mediul fluid cu temperatură constantă t_f se pot deosebi trei regimuri caracteristice :

1) dezordonat ($0 < \tau < \tau_p$) când distribuția inițială a temperaturilor influențează vizibil desfășurarea procesului, iar câmpul termic este descris de ecuația (3.42);

2) uniform ($\tau_p < \tau < \infty$) care se caracterizează prin aceea că influența distribuției inițiale a temperaturii dispare. Pentru descrierea câmpului termic în corpurile omogene este suficient primul membru al ecuației (3.42);

3) staționar ($\tau \rightarrow \infty$), temperatura în toate punctele corpului devine egală cu temperatura mediului fluid înconjurător t_f .

În cazul unui regim uniform de încălzire, viteza relativă a modificării temperaturii $\vartheta = t(x, y, z, \tau) - t_f$ în orice punct al corpului rămâne constantă și:

$$-\frac{l}{\vartheta} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = m = \text{const} \quad (3.56)$$

Această viteză, m [1/s], se numește de fapt ritmul încălzirii (răcirii). Mărimea lui m depinde de proprietățile fizice ale corpului, de forma și dimensiunile acestuia, de coeficientul de schimb de căldură.

Teoria regimurilor uniforme de încălzire a fost elaborată de G. M. Kondratiev și constă de fapt în două teoreme:

I. Valoarea finală a coeficientului schimbului de căldură α , în cazul corpurilor omogene se determină cu ajutorul relației:

$$m = \frac{\alpha \cdot S}{\rho \cdot c \cdot V} \cdot \psi \quad (3.57)$$

în care, $\psi = \vartheta_F^- / \vartheta_V^-$ reprezintă coeficientul iregularității temperaturii corpului, egal cu temperatura extremă pe suprafața medie.

Coeficientul ψ rămâne constant pe întreaga perioadă a regimului uniform, unde $0 \leq \psi \leq 1$ și se calculează cu relația:

$$\psi = (B^2 + 1,44B + 1)^{-1/2} \quad (3.58)$$

unde: $B = \frac{\alpha}{\lambda} \cdot K \cdot \frac{F}{V}$ este forma modificată a criteriului Biot.

II. Stabilește proporționalitatea între ritmul de încălzire (răcire), m , și coeficientul de difuzibilitate termică, a , al materialului corpului omogen printr-o înaltă intensificare a schimbului de căldură (de fapt a coeficientului de schimb de căldură $\alpha \rightarrow \infty$):

$$m = \frac{a}{K} \quad (3.59)$$

unde K este coeficientul de formă, dependent numai de forma și dimensiunile corpului.

1. pentru paralelipiped:

$$K = \left[\left(\frac{\pi}{2\delta_x} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{2\delta_y} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{2\delta_z} \right)^2 \right]^{-1}$$

2. pentru cilindru cu lungime finită:

$$K = \left[\left(\frac{2,405}{R} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{2L} \right)^2 \right]^{-1}$$

3. pentru sfera cu raza R:

$$K = \left(\frac{R}{\pi} \right)^2$$

Regimul de încălzire (răcire) se poate determina și experimental.

Într-un regim uniform schimbarea valorii lui $\ln v$ în timp are un caracter liniar (Fig 3.7). Aceasta permite identificarea ușoară a momentului apariției regimului uniform și în condiția fixării temperaturii într-un punct din corp, la alegere, pentru două momente t_1 și t_2 , se poate calcula, de exemplu, ritmul răcirii:

$$m = \frac{\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2}{\tau_2 - \tau_1} \quad (3.60)$$

Obținerea astfel a valorii lui m poate fi utilizată ulterior pentru determinarea pe baza teoriei regimului uniform a altor valori necesare. Teoria regimului uniform a fost studiată în [45]-[47].

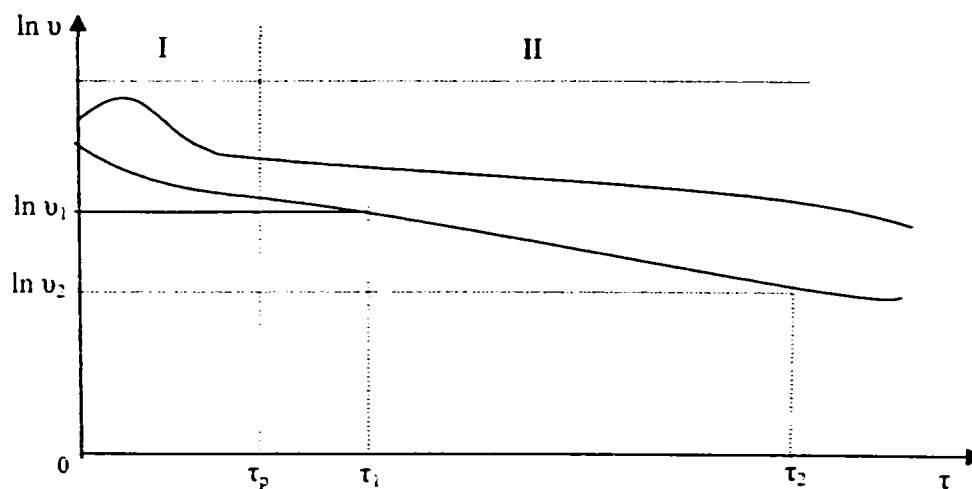


Fig. 3.7. Variația în timp a temperaturii corpului
I–regim nestaționar; II–regim staționar.

3.1.4.3. PROCESELE ÎNCĂLZIRII (RĂCIRII) CONTINUE

a) Încălzirea (răcirea) corpului semilimitat

Pe suprafața $x = 0$ a corpului semilimitat ($x > 0$), având temperatura uniformă și egală cu t_∞ la momentul inițial, $\tau = 0$, se instalează o temperatură constantă, t_0 . Câmpul de temperatură în corpul semilimitat la $\tau > 0$ este dat de relația :

$$\theta(x, \tau) = \frac{t(x, \tau) - t_\infty}{t_0 - t_\infty} = 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}\right) \quad (3.61)$$

unde $t(x, \tau)$ temperatura corpului pe distanța x de la suprafața acestuia în momentul τ , iar $\operatorname{erf}(x/(2\sqrt{a\tau}))$ reprezintă integrala erorilor.

Densitatea fluxului termic pe suprafața corpului scade în timp conform legii:

$$q_{x=0} = \frac{\lambda \cdot (t_0 - t_\infty)}{\sqrt{\pi \cdot a \cdot \tau}} \quad (3.62)$$

Pe distanța $x_1 > 3,68\sqrt{a\tau}$, valoarea lui θ nu trece de 0,01, dacă în momentul inițial, $\tau=0$, pe suprafața corpului nelimitat având o temperatură uniformă în toate punctele și egală cu t_∞ , se stabilește o densitate a fluxului termic q_0 , adică:

$$\theta(x, \tau) = \frac{2q_0 \cdot \sqrt{a \cdot \tau}}{\lambda \cdot (t_0 - t_\infty)} \cdot \left[\frac{l}{\sqrt{\pi}} \cdot \exp\left[-\left(\frac{x}{2\sqrt{a \cdot \tau}}\right)^2\right] - \frac{x}{2\sqrt{a \cdot \tau}} \cdot \left[1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a \cdot \tau}}\right)\right] \right] \quad (3.63)$$

Graficele dependențelor (3.61) și (3.63) sunt prezentate în Fig. 3.8. Temperatura la distanța $x = 0$, va fi:

$$\theta(0, \tau) = \frac{t(0, \tau) - t_\infty}{t_0 - t_\infty} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{q_0 \sqrt{a \cdot \tau}}{\lambda \cdot (t_0 - t_\infty)} \quad (3.64)$$

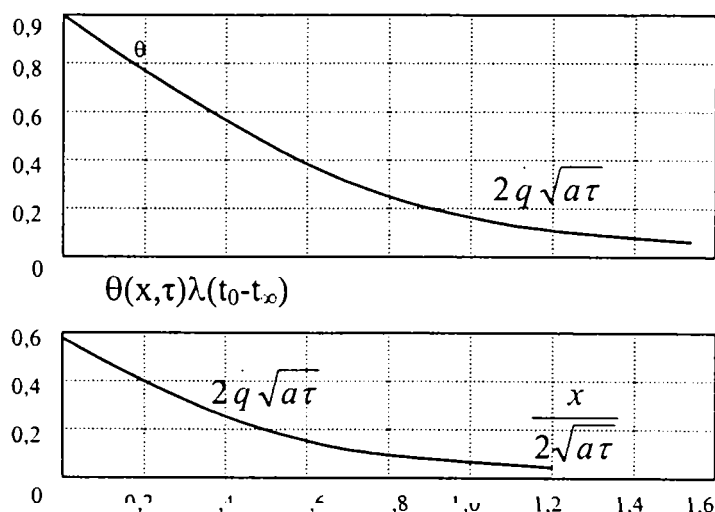


Fig. 3.8. Criteriul de temperatură pentru un corp infinit

b) Răcirea (încălzirea) corpurilor semilimitate prin schimbarea de faze.

În momentul inițial, $\tau = 0$, pe suprafața $x = 0$ a corpului semilimitat ($x > 0$) având peste tot aceeași temperatură, t_0 , se stabilește o temperatură constantă (Fig. 3.9).

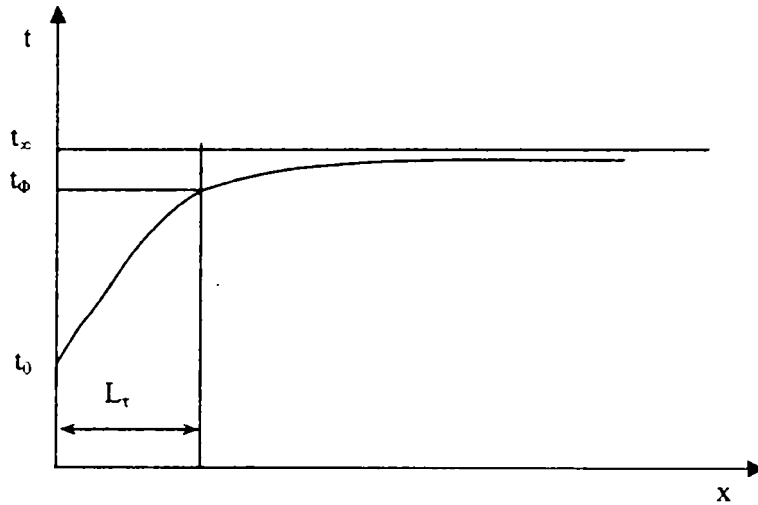


Fig. 3.9. Răcirea corpului semilimitat

La temperatura t_ϕ situată între t_0 și t_x , în corp are loc transformarea fazică în urma căreia se degajă căldura de transformare. Constantele termofizice ale corpului la $t < t_\phi$ și $t > t_\phi$ sunt diferite. Frontul transformării de fază cu temperatura t_ϕ în timpul τ , pătrunde în corp pe distanța:

$$L = 2\beta \cdot \sqrt{a_1 \cdot \tau} \quad (3.65)$$

în care β , este un coeficient de proporționalitate ce se deduce din relația:

$$\frac{\exp(-\beta^2)}{\operatorname{erf}\beta} + \sqrt{\frac{(\lambda \cdot c \cdot \rho)_2}{(\lambda \cdot c \cdot \rho)_1}} \cdot \frac{t_x - t_\phi}{t_\phi - t_0} \cdot \frac{\exp\left(-\frac{a_1}{a_2} \cdot \beta^2\right)}{1 - \operatorname{erf}\left(\beta \sqrt{\frac{a_1}{a_2}}\right)} = \frac{\sqrt{\pi} \cdot r \cdot \rho_2}{\rho_1 \cdot c_1 \cdot (t_\phi - t_0)} \cdot \beta \quad (3.66)$$

Distribuția temperaturii în corp, la $x < L(\tau)$

$$\frac{t_1 - t_0}{t_\phi - t_0} = \frac{\operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a_1 \cdot \tau}}\right)}{\operatorname{erf}\beta} \quad (3.67)$$

iar pentru $x > L(\tau)$:

$$\frac{t_2 - t_x}{t_\phi - t_x} = \frac{1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a_2 \cdot \tau}}\right)}{1 - \operatorname{erf}\left(\beta \sqrt{\frac{a_1}{a_2}}\right)} \quad (3.68)$$

Densitatea fluxului termic pe suprafața corpului semilimitat este:

$$q_{x=0} = \frac{\lambda_1 \cdot (t_\phi - t_0)}{2\sqrt{a_1 \cdot \tau} \cdot \operatorname{erf}\beta} \quad (3.69)$$

3.1.4.4. PROCESE PERIODICE

Dacă temperatura t_s a suprafeței $x = 0$ a corpului semilimitat se schimbă după o lege armonică, atunci :

$$g_s = t_s - \bar{t} = g_0 \cdot \cos(\omega\tau) \quad (3.70)$$

în care:

\bar{t} - valoarea medie a temperaturii suprafeței;

g_0 - amplitudinea oscilației.

Dacă oscilații similare se produc un timp mai îndelungat atunci influența distribuției inițiale a temperaturii asupra procesului dispare și în corp se stabilește o stare cvasistaționară, la care temperatura în fiecare punct efectuează oscilații armonice aproximative, de valoare neschimbată (ω, τ). Distribuția temperaturii în acest caz are aspectul:

$$\phi = \frac{g}{g_0} = \cos\left(\omega\tau - \sqrt{\frac{\omega}{2a}}x\right) \cdot \exp\left(-x\sqrt{\frac{\omega}{2a}}\right) \quad (3.71)$$

unde: $g = t(x, \tau) - t$.

Graficul dependențelor din relația (3.71) este prezentat în Fig. 3.10.

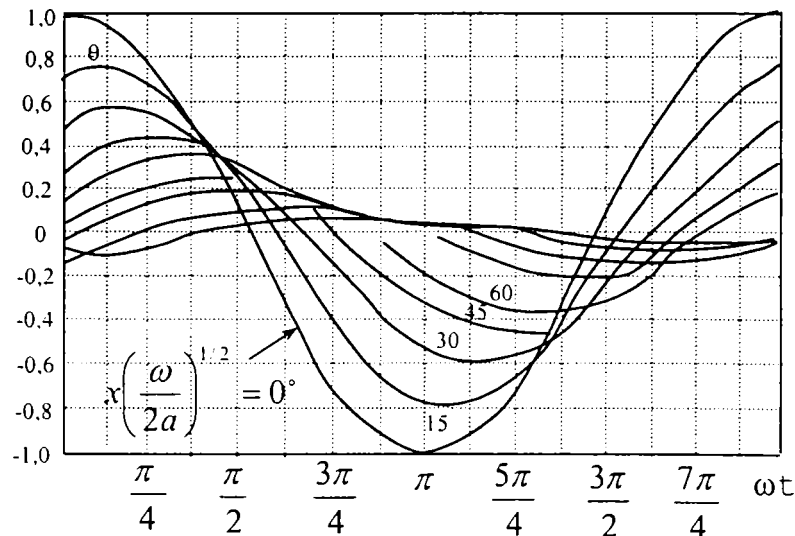


Fig. 3.10. Dependenta temperaturii de timp la diferite adâncimi în corpul semilimitat la schimbarea temperaturii de suprafață după legea armonică

Amplitudinea oscilațiilor $g_0 \exp(-x\sqrt{\omega/2a})$ scade repede odată cu creșterea lui x .

Deoarece rezolvarea ecuației (3.69) este complicată se pot folosi cu suficientă precizie relațiile pentru placa cu grosimea $\delta > 1$.

Simultan cu amplitudinea se schimbă și faza oscilațiilor temperaturii. În punctele de coordonată x , momentul când temperatura are valoarea medie \bar{t} , survine mai târziu decât pe suprafața la valoare: $\Delta t = x / \sqrt{2a\omega}$.

Viteza propagării undei termice se calculează: $u = x / \Delta t = \sqrt{2a \cdot \omega}$

Densitatea fluxului termic $q_{x=0}$ pe suprafața materialului semifinit:

$$q_{x=0} = \lambda \cdot \vartheta_0 \sqrt{\frac{\omega}{2a}} \cdot \cos\left(\omega\tau + \frac{\pi}{4}\right) \quad (3.72)$$

Variațiile de temperatură la suprafața (3.70) întârzie pe fază cu $\pi/4$ față de variațiile densității fluxului termic (3.72).

3.2. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ CONVECTIV ÎN MEDIU MONOFAZAT

3.2.1. PRINCIPII FUNDAMENTALE

Schimbul de căldură convectiv este definit ca un transfer al căldurii între o suprafață oarecare și o alta, care se mișcă în raport cu prima, lichid sau gaz. Ca suprafață de separație a schimbului de căldură convectiv se consideră de obicei suprafața unui corp solid, dar aceasta poate fi și limita de separație dintre fluide.

Dacă mișcarea relativă a fluidului și a suprafeței de separație și schimbul de căldură sunt favorizate de stimulii externi (ventilatoare, pompe, agitatoare) convecția se numește forțată. Dacă mișcarea mediului fluid este generată de acțiunea câmpului neomogen, de exemplu al forțelor de greutate, atunci un astfel de proces se numește convecție liberă sau convecție naturală. În acest caz, neomogenitatea câmpului forțelor gravitaționale impune o densitate neomogenă a mediului fluid (ca urmare a diferențelor de temperatură).

Se pot scoate în evidență așa numitele procese interne și procesele generate de spălarea externă a corpurilor, respectiv schimb de căldură cu sau fără sursă internă de căldură.

Pentru a caracteriza intensitatea schimbului de căldură convectiv se utilizează coeficientul local și mediu al schimbului de căldură convectiv:

$$\alpha = \frac{q_c}{\Delta t_p} \quad (3.73)$$

În situațiile în care schimbul de căldură convectiv are loc la suprafața exterioară a corpurilor, se utilizează diferența de temperatură inițială:

$$\Delta t_p = \Delta t_i = t_s - t_i \quad (3.74)$$

în care: t_i - temperatura inițială, reprezentând temperatura de-a lungul suprafeței izoterme considerate.

În cazul în care apar surse de căldură interne, trebuie să se ia în considerare, atât temperatura inițială cât și cea locală:

$$\Delta t_p = \Delta t_i = |t_s - t_x| \quad (3.75)$$

în care: \bar{t}_x - temperatura medie logaritmică a fluidului în secțiunea considerată; se determină cu ajutorul entalpiei medii a masei de fluid în mișcare:

$$\bar{t}_x = \frac{\int \rho \cdot w_x \cdot h \cdot df}{\int \rho \cdot w_x \cdot df} \quad (3.76)$$

Temperatura locală se poate determina ca mărime oscilatorie:

$$\bar{t}_x = \bar{t}_{ox} + \int_l \frac{q_s \cdot \pi \cdot d_x}{C_p \cdot G} \quad (3.77)$$

în care: \bar{t}_{ox} - temperatura agentului termic la intrarea în secțiunea considerată.

În ecuația (3.77), semnele "+" și "-" corespund încălzirii respectiv răcirii fluidului de-a lungul traseului considerat.

b) coeficientul mediu al schimbului de căldură la suprafață:

$$\bar{\alpha} = \frac{\dot{Q}_c}{S \cdot \Delta t} = \frac{\dot{q}_c}{\Delta t_p} \quad (3.78)$$

La calculul coeficientului "α" se folosesc următoarele valori ale gradientului de temperatură:

- căderea de temperatură inițială, Δt_i :

$$\bar{\Delta t}_p = \bar{\Delta t}_i = |t_s - t_i| \quad (3.79)$$

- temperatura medie aritmetică, Δt_a :

$$\Delta t_p = \Delta t_a = t_s - \frac{1}{2}(t_{agi} + t_{agf}) \quad (3.80)$$

- temperatura medie logaritmică, Δt_l :

$$\bar{\Delta t}_p = \bar{\Delta t}_l = \frac{\bar{\Delta t}_1 - \bar{\Delta t}_2}{\ln \frac{\bar{\Delta t}_1}{\bar{\Delta t}_2}} \quad (3.81)$$

- temperatura medie integrală, Δt_{in} :

$$\overline{\Delta t_p} = \overline{\Delta t_{in}} = \left| \frac{1}{l} \int_l (t_s - \bar{t}_x) \right| \quad (3.82)$$

în care:

\bar{t}_i - temperatura medie a fluidului care spală suprafața considerată constantă;

\bar{t}_s - temperatura medie a suprafeței pe care se schimbă căldura;

$\bar{t}_{agi}, \bar{t}_{agf}$ - temperatura agentului termic la intrarea, respectiv ieșirea din secțiunea considerată;

Δt_1 - cea mai mare cădere de temperatură;

Δt_2 - cea mai mică cădere de temperatură;

$\Delta t_{agi} = \bar{t}_s - \bar{t}_{agi}$;

$\Delta t_{agf} = \bar{t}_s - \bar{t}_{agf}$;

l - lungimea zonei considerate, de-a lungul căreia are loc schimbul de căldură.

În funcție de tipul diferenței de temperatură considerat se definesc coeficienții schimbului de căldură prin convecție, aceștia fiind legați între ei prin relația:

$$\bar{\alpha}_i \overline{\Delta t_i} = \bar{\alpha}_a \overline{\Delta t_a} = \bar{\alpha}_l \overline{\Delta t_l} = \bar{\alpha}_{in} \overline{\Delta t_{in}} = \dot{q}_c \quad (3.83)$$

În majoritatea cazurilor, coeficientul schimbului de căldură prin convecție depinde de forma și dimensiunile corpului considerat, de regimul curgerii agentului termic, de temperatura și proprietățile fizice ale acestuia, de direcția de curgere.

3.2.2. SISTEMUL ECUAȚIILOR DIFERENȚIALE ALE TRANSMITERII DE CĂLDURĂ CONVECTIVE

Pentru a descrie complet schimbul de căldură convectiv, ca rezultat al diferenței de temperatură, este necesar să se cunoască sistemul de ecuații diferențiale care exprimă legea conservării masei, ecuația de continuitate, legea conservării impulsului (ecuația mișcării), ecuația de conservare a energiei, legile caracteristice ale acestui tip de proces.

Trebuie de asemenea cunoscute condițiile de determinare univocă, cuprinzând atât condițiile inițiale cât și condițiile limită.

Ecuațiile diferențiale ale continuității și mișcării sunt: (3.84) - (3.88).

În aceste ecuații se consideră mediul fluid incompresibil și pierderea de energie din sistem neglijabilă.

- ecuația continuității:

$$\sum_{j=1}^3 \frac{\partial w_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.84)$$

- ecuația mișcării:

$$\rho \left(\frac{\partial w_i}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 w_j \frac{\partial w_j}{\partial x_j} \right) = \rho \cdot F_i - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial w_j}{\partial x_j} \right) \quad (3.85)$$

- ecuația conservării energiei:

$$\rho \cdot c_p \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} + \sum_{j=1}^3 w_j \frac{\partial t}{\partial x_j} \right) = \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x_j} \right) + q_v \quad (3.86)$$

în care:

x_j - coordonata carteziană a secțiunii considerate;

q_v - intensitatea surselor interne de căldură.

În ecuațiile (3.85) și (3.86) se utilizează și legile frecării:

$$t_* = \mu \frac{\partial w}{\partial n} \quad (3.87)$$

și ecuația conducției termice, Fourier:

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \quad (3.88)$$

Sistemul ecuațiilor diferențiale (3.84) - (3.86) este corect în cazul curgerilor turbulente numai cu condiția ca valoarea parametrilor fluxurilor termice din aceste ecuații să reprezinte valoarea lor momentană. Dacă în (3.84) - (3.86) se pune condiția ca $\frac{\delta}{\delta \tau} = 0$ se obține un sistem de ecuații corespunzător proceselor laminare de mișcare ale fluidelor și a schimbului convectiv de căldură.

În cazul fluxurilor turbulente valorile vitezei, presiunii și temperaturii se modifică continuu, pulsează. Pentru a le utiliza este necesar să se lucreze cu valorile medii în timp. De asemenea pentru a exprima ecuația mișcării și energiei fluxului în regim turbulent este necesar să se aibă în vedere și influența mediului în flux.

Pentru convecția termică în regim turbulent, ecuațiile (3.84) - (3.86) sunt:

$$\sum_{j=1}^3 \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.89)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial \tau} + \sum_{j=1}^3 \bar{w}_j \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} \right) = \rho \cdot F_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} - \overline{\rho w_i w_j} \right) \quad (3.90)$$

$$\rho \cdot C_p \left(\frac{\partial \bar{t}}{\partial \tau} + \sum_{j=1}^3 \bar{w}_j \frac{\partial \bar{t}}{\partial x_j} \right) = \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{t}}{\partial x_j} - \overline{\rho c_p w_j t} \right) + q_v$$

În ecuațiile (3.90), expresiile $(\overline{\rho w_i w_j})$ și $(\overline{\rho c_p w_j t})$ reprezintă tensiunea complementară și fluxul termic ce apar datorită amestecului turbulent al mediului înconjurător. În consecință, tensiunea și fluxul termic, la convecția turbulentă, sunt:

$$\tau_{.} = (\mu + \mu_t) \frac{\partial \overline{w_i}}{\partial x_j} \quad (3.91)$$

$$q = -(\lambda + \lambda_t) \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} \quad (3.92)$$

în care:

$$\mu_T = \frac{-\overline{\rho \cdot w_i \cdot w_j}}{\frac{\partial \overline{w}}{\partial x_j}} = \rho \cdot \varepsilon_\sigma.$$

Se vor modifica corespunzător vâscozitatea dinamică și conductibilitatea termică.

Mărimile w_i , w_j și T reprezintă pulsațiile locale ale vitezei și temperaturii. Coeficienții μ_T și λ_T nu sunt caracteristici ale mediului; se determină din condiția ca pe suprafața izotermă a corpului $\lambda_t = 0$ și $x_t = 0$.

Turbulențele care influențează temperaturile și fluxul termic se determină cu ajutorul metodei teoriei turbulenței, utilizând relații semiempirice sau chiar experimentale.

Rezolvarea ecuației schimbului de căldură convectiv în condiții corespunzătoare de univocitate, permite determinarea câmpului termic, cu ajutorul acestuia determinându-se apoi celelalte valori necunoscute q_c , α , $\overline{\alpha}$. Rezolvarea corectă a ecuației mișcării și energiei din sistemul de ecuații nelinier cu derivatele parțiale, devine posibilă numai într-un număr restrâns de cazuri.

3.2.3. METODELE TEORIEI SIMILITUDINII

Ecuațiile inițiale și rezolvarea lor cât și rezultatele experimentale se exprimă, datorită complexității lor, în majoritatea cazurilor, utilizând niște mărimi adimensionale denumite criterii de similitudine. Utilizarea acestora reduce numărul mărimilor variabile ale proceselor determinate, iar în ceea ce privește studiul experimental, reduce la minimum numărul mărimilor ce trebuie variate în experimente. De asemenea reprezintă un mijloc eficient de generalizare a datelor permițând rezolvarea sistemului inițial de ecuații diferențiale, permite analiza cazurilor limită și stabilirea particularităților proceselor.

Pentru stabilirea criteriilor de similitudine se parcurg următoarele etape:

1) pentru fiecare grupă de mărimi ce au același sens fizic și aceeași unitate de măsură, în componența cărora intră constante, se alege una din acestea ca valoare de referință, obținându-se valori adimensionale:

$$\frac{x_1}{l_0} = X_1, \frac{x_2}{l_0} = X_2$$

$$\frac{w_1}{w_0} = W_1, \frac{w_2}{w_0} = W_2$$

2) în ecuațiile inițiale, în locul parametrilor dimensionali, se utilizează exprimarea sub formă de produs a valorilor adimensionale cu factorul de proporționalitate (valoarea criteriilor):

$$x_1 = X_1 \cdot l_0, \dots, x_n = X_n \cdot l_0$$

$$w_1 = W_1 \cdot w_0, \dots, w_n = W_n \cdot w_0$$

3) valorile adimensionale rămase sunt grupate în complexe adimensionale. Această procedură permite stabilirea în totalitate a criteriilor de similitudine caracteristice procesului studiat.

În cazul proceselor staționare ale schimbului de căldură convectiv în mediu monofazat cu proprietăți fizice constante (cu excepția densității) sunt caracteristice următoarele criterii adimensionale:

- criteriul Nusselt:

$$Nu = \frac{q_c \cdot l_0}{\lambda \cdot \Delta t} = \frac{\alpha \cdot l_0}{\lambda} \quad (3.93)$$

- criteriul Stanton:

$$St = \frac{\alpha}{c_p \cdot \rho \cdot w} \quad (3.94)$$

Acestea exprimă intensitatea căderii de temperatură, coordonatele adimensionale ale suprafeței adimensionale de schimb de căldură și dimensiunile liniare.

- criteriul Reynolds:

$$Re = \frac{w_0 \cdot l_0}{\nu} \quad (3.95)$$

- criteriul Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (3.96)$$

Acesta reprezintă parametrul fizic care caracterizează relația dintre proprietățile moleculare ale schimbului de masă și căldură.

- criteriul Péclet:

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{w_0 \cdot l_0}{a} \quad (3.97)$$

- criteriul Grasshoff:

$$Gr = g \cdot \beta \cdot \Delta t \frac{l_0^3}{\nu^2} \quad (3.98)$$

Acesta caracterizează eficiența forței ascensionale care apare la convecția liberă într-un mediu fluid vâcos.

În relațiile (3.93) – (3.98) notațiile au următoarele semnificații:

\dot{q} [W/m^2]_s - fluxul termic la suprafața izotermă a schimbului de căldură;

x_1, \dots, x_n - coordonatele punctelor de pe suprafața izotermă;

l_0 - dimensiunea liniară caracteristică;

Δt [$^{\circ}\text{C}$] - diferența dintre temperatura fluidului și temperatura peretelui;

w_0 [m/s] - viteza caracteristică fluidului;

β [K^{-1}] - coeficientul de temperatură al dilatării volumice:

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \rho = \text{const} \quad (3.99)$$

Pentru un gaz ideal: $\beta = 1/T$. Valorile pentru diferite medii pot fi găsite în [49].

3.2.3.1. DIMENSIUNEA CARACTERISTICĂ. TEMPERATURA CARACTERISTICĂ

În criteriile de similitudine: Nu, Re, Pe, Gr, intră dimensiunea liniară caracteristică, l_0 .

Teoria similitudinii nu dă un răspuns unic la întrebarea ce dimensiune trebuia utilizată la stabilirea proporțională a dimensiunilor liniare. Dacă condiția de univocitate cuprinde mai multe dimensiuni, drept caracteristică se consideră aceea care influențează cel mai mult procesul și este avantajoasă la utilizarea în practică (ex: diametre, coordonata longitudinală, etc.). În anumite cazuri, ca dimensiune caracteristică se folosește nu caracteristica geometrică a schimbului de căldură ci un complex de valori fizice omogene având dimensiunea lungimii.

Teoria similitudinii nu oferă recomandări universale nici în ceea ce privește stabilirea temperaturii caracteristice la care se aleg proprietățile fizice ale mediului schimbător de căldură ce intră în criteriul de similitudine. Este oportun să se utilizeze temperatura existentă în condiții practice cu ajutorul căreia particularitățile agentului termic și parametrii schimbului de căldură sunt ușor de calculat.

3.2.3.2. ANALOGIA HIDRODINAMICĂ A CĂDERII DE TEMPERATURĂ ÎN CONVECȚIA TURBULENTĂ

Analogia Reynolds, teoria hidrodinamică a schimbului de căldură conectiv se bazează pe ideea lui Reynolds privind unitatea proceselor de schimb de căldură și de masă, în fluidul turbulent, stabilind legătura cantitativă dintre căldură și rezistența hidraulică.

În analogia Reynolds, se postulează egalitatea coeficienților care intervin în schimbul de masă și impuls cu cei ai schimbului de căldură în orice punct al fluxului și se consideră că printr-o agitare intensă a mediului, caracteristică fluxurilor turbulente, influența transferului de masă este neglijabilă.

Notând m_T densitatea fluxului transversal dintre straturile fluidelor ce au vitezele w_1 și w_2 , respectiv temperaturile t_1 și t_2 , neglijând vâscozitatea și conductibilitatea termică, tensiunea tangențială și densitatea fluxului termic au următoarele expresii:

$$\sigma_s = m_T (w_1 - w_2) \quad (3.100)$$

$$\dot{q} = c_p \cdot m_T (t_2 - t_1) \quad (3.101)$$

Eliminând necunoscuta m_T , va rezulta expresia densității fluxului termic :

$$q = \tau \cdot \frac{c_p (t_2 - t_1)}{w_1 - w_2} \quad (3.102)$$

Adaptat pentru cazul schimbului de căldură fluid-solid trebuie considerat că prin suprafața solidă, $w_2 = 0$, iar temperatura $t_2 = t_s$, respectiv temperatura suprafeței:

$$q_c = \tau_{*s} \frac{c_p (t_s - t_1)}{w} \quad (3.103)$$

Dacă în relația (3.103) se înlocuiește: $\tau_{*s} = (\xi / 8) \rho \cdot w^2$ aceasta poate fi redată sub formă adimensională a criteriului Stanton :

$$St = \frac{\xi}{8} \quad (3.104)$$

Ecuțiile (3.103) și (3.104) reprezintă expresia matematică a analogiei hidrodinamice a căderii de temperatură după Reynolds, care este corectă și în limitele modelului considerat, pentru fluxuri cu $P_r = 1$, caz în care profilurile vitezei și temperaturii pot fi considerate similare.

3.2.3.3. MODELUL CU DUBLU STRAT

La un oarecare nivel de turbulență a fluxului printr-un strat subțire, în apropierea peretelui, respectiv în "stratul limită", se păstrează caracteristicile curgerii laminare. Viteza este nulă numai strict pe suprafața solidă (condiția de aderență).

În această zonă a stratului limită, denumită uneori și strat vâscos, pulsațiile turbulente ale vitezei se reduc drastic pe măsura apropierii de perete.

Grosimea stratului limită, respectiv a stratului vâscos, în care se păstrează legile curgerii laminare ideale, este:

$$\delta \approx b \cdot \frac{v}{\sqrt{\frac{\tau_{*c}}{\rho}}} \quad (3.105)$$

în care $b = 3 \dots 5$.

La stabilirea relațiilor de calcul al schimbului de căldură, pe baza modelului "dublu strat" a fluxului de fluid, grosimea inițială a substratului vâscos a fost considerată mare ca valoare ($b=12 - 12,7$), iar influența zonei de tranziție dintre stratul laminar și mediul turbulent a fost de asemenea considerabilă.

În zona substratului vâscos, tensiunea tangențială se poate considera constantă și egală cu valoarea ei pe suprafața solidă:

$$\tau_{*c} = \mu \frac{\partial w}{\partial y} = \mu \frac{w_\delta}{\delta} \quad (3.106)$$

Viteza, w_δ , la extremitatea substratului vâcos:

$$w_\delta = \frac{b}{\sqrt{\frac{\tau_{*c}}{\rho}}} \quad (3.107)$$

Analog substratului vâcos în zona peretelui, în ceea ce privește curgerea fluidului apare și substratul de temperatură în care predomină conducția termică moleculară. De regulă, grosimea acestui strat, Δ , nu este egală cu δ . Se determină cu relația:

$$\Delta \approx \delta \cdot Pr^{-1/3} \quad (3.108)$$

Considerând și factorii enumerați în această teorie, Reynolds a dezvoltat ulterior o singură teorie, conform căreia densitatea fluxului termic la suprafața de schimb de căldură poate fi exprimată prin conductivitatea termică a substratului vâcos și în condițiile transferului turbulent la limitele sale:

$$q_c = \frac{\lambda}{\Delta} (t_s - t_\Delta) \quad (3.109)$$

$$q_c = \tau_{*c} \frac{c_p (t_\Delta - \bar{t})}{w - w_\delta} \quad (3.110)$$

Rezolvarea comună a acestor două ecuații, eliminând temperatura necunoscută la limitele substratului, t_Δ , conduce la o relație ce descrie exact transferul de căldură și caracteristicile hidrodinamice ale fluxului:

$$St = \frac{\xi}{8} \cdot \frac{1}{1 + b \cdot \sqrt{\left(\frac{\xi}{8}\right) \cdot (Pr^{2/3} - 1)}} \quad (3.111)$$

$$Nu = \frac{\xi}{8} \cdot \frac{Re \cdot Pr}{1 + b \cdot \sqrt{\left(\frac{\xi}{8}\right) \cdot (Pr^{2/3} - 1)}} \quad (3.112)$$

Pentru $Pr = 1$, relația (3.111) va exprima analogia Reynolds.

Teoria hidrodinamică a schimbului de căldură, respectiv a căderii de temperatură sub aspectul prezentat omite modificarea calităților termofizice ale agentului termic (neomogenitatea fluxului) și se poate aplica cu această simplificare la fluxurile cu $Pr > 1$.

În general ideea analogiei hidrodinamice a gradientului de temperatură s-a dovedit deosebit de bună, posibilitățile ei de perfecționare viitoare și aplicarea ei pentru rezolvarea practică a problemelor neelucidate fiind mari.

3.2.4. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ LA CURGEREA FLUIDULUI PRIN TUBURI

Regimul laminar de curgere se studiază pentru $Re > Re_{cr}$, în mod normal, $Re_{cr} = 2300$.

Cazul curgerii turbulente este analizat pentru $Re > 10^4$, când $Re_{cr} < Re < 10^4$, regimul fiind tranzitoriu. Ca urmare a variației temperaturii, densitatea mediului fluid poate fi neomogenă pe secțiune, de-a lungul conductei și, la valori determinate ale criteriului Rayleigh, $Ra = Gr \cdot Pr$, printr-un flux forțat, se scoate în evidență și convecția liberă.

În condițiile variației temperaturii, chiar în absența influenței convecției libere, repartiția vitezei pe secțiunea conductei se poate deosebi esențial de profilul vitezei fluidului izoterm, dacă vâscozitatea agentului termic variază o dată cu variația temperaturii.

La lichide de exemplu, vâscozitatea scade odată cu creșterea temperaturii. Ca rezultat al încălzirii fluidului, viteza în apropierea peretelui este mai mare decât la răcire și corespunzător va fi mai mare și variația de temperatură.

La capătul conductelor, la intrarea în acestea, profilele vitezei și temperaturii se modifică până la ajungerea fluidului în condiții aparent staționare (Fig. 3.11).

Aceste porțiuni ale canalelor în limitele cărora se formează straturi limitate hidrodinamic se numesc câmpuri inițiale hidrodinamice și termice.

În zona stabilizării hidrodinamice, variația de temperatură pe măsura dezvoltării straturilor laterale scade pe lungimea conductei, iar criteriul Nu scade asimptotic apropiindu-se de valoarea constantă Nu_{∞} (Fig. 3.12).

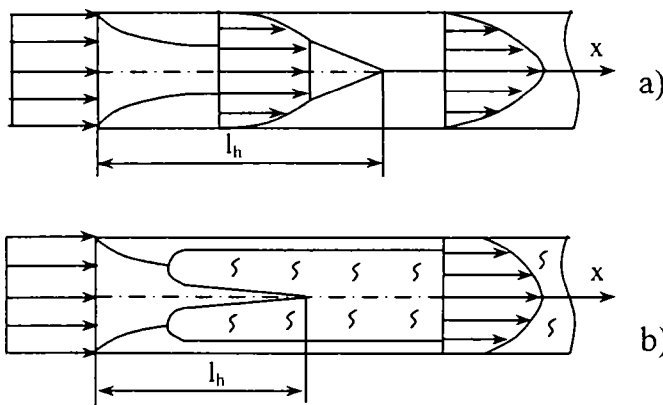


Fig. 3.11. Stabilizarea hidrodinamică la intrarea în canal pentru curgerea
a) laminară; b) turbulentă.

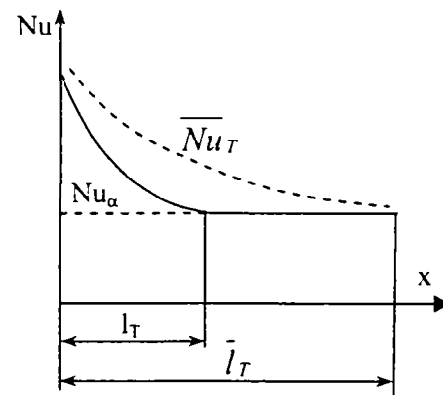


Fig. 3.12. Variația criteriului Nusselt la intrarea în conducte

Această valoare, numită valoare parțială, caracterizează intensitatea variației de temperatură pe tot fluxul stabilizat. În canalele de lungime $l \gg l_0$ și $l \gg l_T$ variația medie de temperatură se poate calcula pentru $Nu = Nu_{\infty}$.

3.2.4.1. REGIMUL VÂSCOS

La curgerea laminară a agentului termic, l_r și l_T se determină cu relațiile:

$$\begin{aligned} l_r &= L_r \cdot Re \cdot d_e \\ l_T &= L_T \cdot Re \cdot Pr \cdot d_e \end{aligned} \quad (3.113)$$

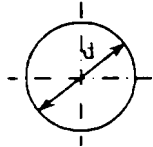
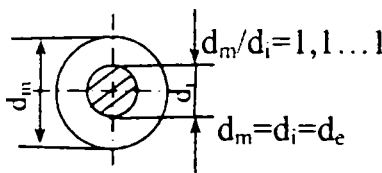
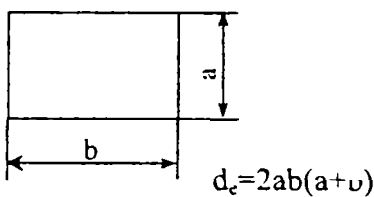
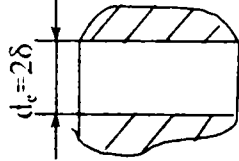
în care:

L_T, L_r [-] - constante dependente de forma și secțiunea inițială transversală a canalelor;
 d_e [mm] - diametrul echivalent.

Pentru gaze, la care $Pr \approx 1$, lungimea inițială a secțiunii calculate pentru stabilirea schimbului de căldură poate atinge valori de $l_T \approx 100d_e$. La fluidele foarte vâscoase (uleiuri), $Pr \gg 1$ și $l_T = (10^2 \dots 10^4)d_e$, deci practic întregul canal poate fi considerat ca secțiune stabilizată.

Constantele: $L_r = \frac{1}{Re} \cdot \frac{l_r}{d_e}$ și $L_T = \frac{1}{Pe} \cdot \frac{l_T}{d_e}$ sunt prezentate în tabelul 3.4.

Tabelul 3.4.

Forma canalului	$L_0 = \frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{d_e}$	$L_r = (1/Pe) \cdot (l/d_e)$	
		$T_s = ct.$	$q_s = ct.$
	0,065	0,055	0,07
	0,015...0,01	0,05	0,06
	0,023...0,025	-	-
	0,01	0,014	0,02

3.2.4.2. REGIMUL VÂSCOSO-GRAVITAȚIONAL

În fluxul mediului având densitatea neomogenă pe secțiune, se suprapune mișcarea liberă în câmp gravitațional, respectiv convecția liberă.

Dacă direcțiile de curgere și ale schimbului de căldură coincid, variația de temperatură crește, iar dacă direcțiile sunt contrare, aceasta se micșorează.

Când valoarea criteriului Ra ($Ra = Gr \cdot Pr$) crește, profilul vitezei se deformează tot mai mult. În final curgerea este instabilă, transformându-se în turbulentă, crescând corespunzător și variația de temperatură. La valori mici ale Ra ($Ra < 170$), când există o curgere vâscoso-gravitațională, constanta Nu_∞ descrește o dată cu creșterea lui Ra ca urmare a scăderii vitezei în apropierea peretelui.

În canalele orizontale, direcțiile mișcării forțate și a forțelor ascensionale sunt perpendiculare. Ca rezultat al mișcării forțate, interacționând cu convecția liberă, câmpul termic și câmpul vitezei nu vor mai fi identice.

Caracteristica acestei interacțiuni se determină cu relația:

$$Nu = 0,17 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,33} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot (Pr \cdot Pr_{cr})^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (3.114)$$

iar valoarea lui Pr_{cr} se determină pentru temperatura peretelui. Constantele fizice se determină pentru temperatura medie a fluidului în conductă. În canalele scurte cu $l/d_e > 50$, coeficientul $\varepsilon_l = 1$. În cazul canalelor scurte, valorile acestui coeficient sunt cele din tabelul 3.5.

Tabelul 3.5.

L/DE	1	2	5	10	15	20	30	40	50
Σ_1	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

3.2.4.3. REGIMUL TURBULENT

La curgerea turbulentă a agentului termic prin conducte, lungimea de stabilizare hidrodinamică și de căldură este relativ redusă.

În cazul conductelor la care $l/d_e > 50 \dots 60$, temperatura medie a transferului de căldură se poate determina utilizând relațiile regimului stabil de curgere și de transfer de căldură.

Dependența criteriului local Nu de criteriile Re și Pr, schimbarea acestuia de-a lungul canalului poate, fi considerată practic nulă, iar toate cazurile au fost tratate teoretic și chiar experimental în [82].

3.2.5. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ LA CURGEREA MEDIULUI DE ÎNCĂLZIRE ÎN JURUL UNUI CORP

Relațiile pentru calculul transferului de căldură local sunt prezentate în tabelul din Anexa 2.

3.2.5.1. PLACĂ PLANĂ

La curgerea fluidului de-a lungul unei suprafețe plane, în zona de lângă perete, se obține un strat limită în jurul căruia viteza de curgere se modifică de la valoarea inițială, w_0 , până la $w=0$, lângă perete.

În continuare, la o oarecare distanță, x_{cr} , de la muchia de intrare a plăcii, curgerea devine turbionară. Condiția trecerii de la un regim laminar de curgere la unul turbulent este dată de valoarea critică a criteriului Re: $Re_{cr} = w_0 x_{cr} / \nu = 5 \cdot 10^5$.

Într-adevăr, valoarea Re_{cr} , depinde de nivelul turbulenței inițiale a fluxului constant, de rugozitatea suprafeței udate, de intensitatea schimbului de căldură. Trecerea de la un regim laminar de curgere la unul turbulent nu se realizează într-un anumit punct ci pe o anumită distanță. Grosimea stratului laminar critic crește odată cu distanța la muchia frontală a plăcii după legea:

$$\delta_l = 5x \cdot \left(\frac{\nu}{w \cdot x} \right)^{1/2} = 5 \cdot \frac{x}{Re^{0,5}} \quad (3.115)$$

iar la curgerea turbionară:

$$\delta_T = 0,37 \cdot \frac{x}{\text{Re}^{0.2}} \quad (3.116)$$

Relația (3.115) se referă la cazul în care stratul critic este turbulent începând de la atingerea inițială a plăcii.

În prezența diferenței temperaturilor și a fluxului termic, în zona de lângă perete, se formează un strat limită cald. În limitele căruia valoarea temperaturii se modifică de la valoarea temperaturii peretelui la temperatura t_0 , a fluxului constant.

Caracterul formării stratului limită cald este similar cu cel apărut la curgerea hidrodinamică propriu-zisă și legătura dintre dimensiunile acestuia se realizează utilizând criteriul Prandtl, respectiv proprietățile agentului termic.

Pentru stratul limită laminar, grosimea zonei calde este: $\Delta_l = \delta_l / Pr^{1/3}$

Aspecte privind structura acestui strat sunt prezentate în [82].

3.2.5.2. CORPURI DE FORMĂ COMPLEXĂ

Există multe asemănări între curgerea de-a lungul corpurilor de formă complexă și schimbul de căldură pe suprafața acestor corpuri.

Practica arată că stabilirea caracterului continuu al spălării corpurilor de diferite forme este posibilă numai la valori foarte mici ale criteriului Reynolds. În condiții reale, curgerea are loc concomitent cu ruperea fluxului hidraulic și realizarea unei zone turbulente la apariția unei muchii frontale. Caracterul particular se poate pune în evidență și la schimbul de căldură. Astfel, de exemplu, intensitatea schimbului de căldură în cazul unui cilindru, se modifică drastic de-a lungul perimetrului cilindrului, pe măsura creșterii stratului limită de la valoarea maximă, în punctul frontal ($\varphi = 0$), la valoarea minimă, în limita de $\varphi = 80 \dots 100^\circ$, iar apoi crește din nou în muchia frontală ca urmare a mișcării turbionare intensive. În condiții stabile, intensitatea fluxului termic este maximă atunci când fluxul mobil de fluid este perpendicular pe axul cilindrului. Cu micșorarea unghiului de atac, scad și coeficienții transferului de căldură convectiv.

Regimul de curgere și intensitatea transferului de căldură, în cazul corpurilor prismatice, se modifică de asemenea sensibil, modificând orientarea lor în raport cu fluxul.

3.2.5.3. CURGEREA TRANSVERSALĂ ÎN INTERIORUL GRUPURILOR DE CANALE SAU CONDUCTE

Atât curgerea fluidelor cât și schimbul de căldură în sine sunt foarte diferite în comparație cu cazul în care aceste fenomene se referă la un singur corp. Apar asemănări numai pentru primul rând de conducte, cele din al doilea rând, dar mai ales țevile ultimelor rânduri (ceea ce se întâmplă în special la recuperatoarele cuptoarelor) se găsesc deja în zona turbionară și caracterul spălării lor cât și transferul de căldură depind, în afara parametrilor de regim, și de densitatea amplasării lor în flux.

În cazul fluxurilor de adâncime, cu țevi amplasate paralel, maximul transferului de căldură local se realizează pe generatoare. În cazul țevilor amplasate în zig-zag, maximul transferului de căldură apare pe generatoarea frontală. Dacă această valoare se consideră drept valoare de referință, atunci în cazul fluxurilor în zig-zag are o pondere de 60%, iar la cele paralele de cca. 90%. În cazul fluxurilor stabile, transferul de căldură este de cca. 1,5 ori mai mare la dispunerea în zig-zag datorită turbulenței mai pronunțate.

3.2.5.4. MEDIUL PSEUDO-FLUID CU GAZ

Coeficientul mediu al transferului de căldură, în cazul în care în mediu există și particule solide la gaz insuflat, se determină cu relațiile:

$$Nu = 0,106 Re, \text{ pentru } Re = 20 \quad (3.117)$$

și:

$$Nu = 0,61.Re^{0,64}, \text{ pentru } Re = 200...1700 \quad (3.118)$$

Relațiile au fost stabilite experimental pentru particule cu dimensiuni de 0,4 ...5 mm.

3.2.6. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ LA VITEZE MARI ALE MEDIULUI FLUID

La viteze ale mediului corespunzătoare $Ma > 0,3$ ($Ma = w/a$, w -viteza mediului, a -viteza sunetului în mediu), în stratul limită se observă o creștere substanțială a temperaturii ca rezultat al forțelor interne de frecare. Deoarece în calculul transferului de căldură trebuie avut în vedere factorul disipării energiei mișcării și a presiunii gazului, coeficientul local al schimbului de căldură calculat în ipoteza fluidelor incompresibile se modifică:

$$\alpha = \frac{q}{t_c - t_{ad}} \quad (3.119)$$

în care:

$$t_{ad} = t \cdot \left(1 - r \frac{\gamma - 1}{2} \right) \cdot Ma^2,$$

unde:

t_{ad} - temperatura adiabată;

γ - exponentul adiabatic;

r - coeficientul de reducere a temperaturii (caracterizează relația transferului de căldură după fiecare frecare).

În cazul unei plăci spălate longitudinal cu un curent laminar $r = \sqrt{Pr}$, iar în cazul curentului turbionar $r = 3\sqrt{Pr}$. Atunci când fluidul în mișcare este aerul, $r = 0,92$.

Pentru domeniul subsonic ($Ma > 1$) al fluxurilor turbionare de aer, $r = 0,85...0,89$.

Prin calculul valorilor constantelor termofizice în noile condiții, trebuie să se efectueze corecțiile corespunzătoare relativ la temperatura în aceste condiții:

$$t_r = t_0 + 0,5(t_s - t_0) + 0,22(t_{s,a} - t_0) \quad (3.120)$$

3.3. RADIAȚIA TERMICĂ

3.3.1. PRINCIPII FUNDAMENTALE

Toate obiectele materiale încălzite emană în spațiul înconjurător energie sub forma unor cuante de energie sau sub o altă formă. Cuantele de energie răspândite în mediul înconjurător vor fi în final absorbite de alți atomi. Viteza acestora este descrisă de relația:

$$c = \lambda \cdot \nu \quad (3.121)$$

în care:

c - viteza luminii, $c=c_0 = 2,9977 \cdot 10^8$ m/s, în vid;

λ [m]- lungimea de undă;

ν - frecvența.

În alte medii, $c < c_0$. În gaze de obicei se aproximează $c \approx c_0$. Pentru o serie de lichide și corpuri solide, viteza luminii scade până la cca. $c=0,7 \cdot c_0$. Când radiația trece dintr-un mediu în altul valorile lui c în aceste medii sunt diferite, conform relației (3.121).

Energia cuantei de energie radiată este $h\nu$ ($h=6,63 \cdot 10^{-34}$ J/s) și la o astfel de trecere dintr-un mediu în altul rămâne neschimbată.

O caracteristică mult mai reprezentativă a radiației termice o reprezintă intensitatea monocromatică a radiației. Această mărime caracterizează fluxul de energie transferată de cuantele de energie pentru un interval unic al frecvenței în jurul valorii ν , care intersectează o suprafață unică, normală pe direcția dată în spațiu și care se mișcă în interiorul unghiului solid determinat, orientat în această direcție. Dacă distribuțiile spațiale și de frecvență ale intensității sunt cunoscute pentru fiecare punct al spațiului, atunci se cunoaște întregul tablou al desfășurării procesului de radiație. Necesitatea descrierii detaliate apare de obicei numai la analiza teoretică. În practica inginerescă prezintă interes în mod esențial anumite caracteristici ale procesului, ca de exemplu:

1. densitatea de energie a radiației semisferice, E [W/m²], care reprezintă fluxul energiei transferat de cuante de frecvențe diferite, care străbate o anumită suprafață în toate direcțiile semisferei considerate, [36], [95], [100];

2. fluxul total al radiației incidente, $\dot{Q} = \int_S E \cdot dS$ [W], transmis prin suprafața de separație S .

Distribuția energiei radiate pe frecvențe de lungimi de undă diferite se caracterizează prin spectrul radiației. Densitatea spectrală sau monocromatică a fluxului radiației sferice se raportează fie la intervalul unic de frecvențe:

$$E_\nu = \frac{dE}{d\nu} [\text{W} \cdot \text{s} / \text{m}^2] \quad (3.122)$$

fie la intervalul unic al lungimii de undă:

$$E_\lambda = \frac{dE}{d\lambda} [\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{m})] \quad (3.123)$$

Valorile E_ν și E_λ sunt legate între ele prin relația:

$$\nu \cdot E_\nu = \lambda \cdot E_\lambda \quad (3.124)$$

Radiația incidentă pe o suprafață oarecare se poate exprima în funcție de energia radiată, reflectată sau absorbită, fiecare dintre acestea fiind caracterizată de un anumit coeficient. Dacă A este coeficientul de absorbție, R -coeficientul de reflexie, iar D -coeficientul de difuzie, relația dintre acești coeficienți va fi:

$$A + R + D = 1 \quad (3.125)$$

Această relație este valabilă și pentru radiația monocromatică:

$$\begin{aligned} A_\lambda + R_\lambda + D_\lambda &= 1 \\ \text{sau} \\ A_\nu + R_\nu + D_\nu &= 1 \end{aligned} \quad (3.126)$$

În cazurile limită:

$A = 1, (R=D=0)$, corp absolut negru;

$R = 1, (A=D=0)$, corp de reflexie;

$D = 1, (A=R=0)$, corp absolut transparent sau diaterm.

Aerul uscat, gazele mono și biatomice (la temperaturi sub $2500...3000\text{ K}$) se pot studia cu o aproximație corespunzătoare ca și medii diaterme ($D \approx 1$). Ca model de corp perfect negru se poate considera un orificiu mic care conduce spre o cavitate mare, închisă. O radiație oarecare intrată în interiorul cavității, după reflexii și absorbții repetate parțiale pe pereții cavității este practic absorbită în totalitate și nu mai părăsește cavitatea ($A \approx 1$). Majoritatea corpurilor solide (metale, aliaje, materiale termoizolante) și un șir de lichide (spirt, apă) pentru radiații termice la grosimi perceptibile ale stratului de material, sunt practic opace ($D \approx 1$). Astfel:

$$A + R = 1 \quad (3.127)$$

Pentru metale, $D \rightarrow 0$ deja la o grosime micrometrică, pentru dielectrici, la grosimi în jur de 1 mm . Din acest motiv de cele mai multe ori se admite ca ipoteză simplificatoare că procesele de absorbție și reflexie date de relația (3.127) au loc chiar pe suprafața acestor corpuri. Dacă pe suprafața unui astfel de corp nu cade decât energia radiată de la o sursă, atunci unicul flux de energie ce poate fi înregistrat, va pleca de pe suprafața corpului și se va transfera în spațiul înconjurător. Acest flux de energie cu densitatea E_1 se numește radiație proprie a corpului. Din cele prezentate se poate considera că această energie se formează chiar pe suprafața corpului și prin urmare depinde numai de temperatură, de material și de componenta suprafeței. În condiții reale din mediul înconjurător va cădea pe suprafața corpului un flux exterior de energie egal cu radiația incidentă, $E_{inc,0}$. O parte a acestui flux, $A_1 E_{inc}$ este absorbită de corp, reprezentând radiația absorbită. O altă parte:

$$R_1 E_{inc} = (1 - A_1) E_{inc} \quad (3.128)$$

este reflectată de suprafața corpului, reprezentând energia de reflexie. Suma radiațiilor proprii și de reflexie realizează radiația efectivă a corpului considerat [26], [43]:

$$E_{ef,1} = E_1 + (1 - A_1) E_{inc} \quad (3.129)$$

Această energie este, de fapt, înregistrată de aparate. În sfârșit, diferența dintre radiația proprie și cea absorbită realizează radiația rezultantă:

$$E_{rez1} = E_1 - A_1 \cdot E_{inc} \quad (3.130)$$

Valoarea E_{rez} indică un consum (sau un câștig) sumar de energie ca urmare a schimbului de căldură prin radiație cu mediul înconjurător, care este de cele mai multe ori cea efectiv căutată.

3.3.2. LEGILE RADIAȚIEI TERMICE

a) Legea lui Plank.

Este cea mai importantă lege, din ea rezultând aproape majoritatea celorlalte legi. Ea stabilește caracterul spectrului radiației corpului absolut negru. Distribuția energiei de frecvență ν are următoarea exprimare:

$$E_{0\nu} = 2\pi \cdot \frac{h\nu^3}{c_0^2} \cdot \frac{1}{\exp(h\nu/kT) - 1} \quad (3.131)$$

iar în raport cu lungimea de undă:

$$E_{0\lambda} = \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{\exp(c_2/\lambda T) - 1} \quad (3.132)$$

b) Legea lui Wien.

A apărut din considerente practice, deoarece s-a constatat că în ceea ce privește temperaturile corpurilor expuse radiației, o dependență mare este dată de lungimea de undă. Unei anumite temperaturi îi va corespunde o anumită lungime de undă λ_{max} pentru care valoarea E_0 este maximă. Condiția externă : $dE_{0\lambda}/d\lambda = 0$, conduce la relația :

$$\lambda_{max} \cdot T = 2,9 \cdot 10^{-3} \quad (3.133)$$

c) Legea Stefan-Boltzman.

Legea determină, pentru un corp absolut negru, dependența densității integrale a fluxului de radiație față de temperatură. Deși expresia căutată pentru E_0 se determină simplu prin însumarea energiei conform spectrului de radiație dat de legea lui Plank, avându-se în vedere cronologia determinării, această lege a fost stabilită experimental de Stefan și teoretic de Boltzman:

$$E_0 = \int_0^{\infty} E_{0\lambda} \cdot d\lambda = \int_0^{\infty} E_{0\nu} \cdot d\nu \quad (3.134)$$

sau:

$$E_0 = \sigma \cdot T^4 \quad (3.135)$$

Această lege rezolvă multe cazuri practice mai ales prin faptul că simplifică radiația corpurilor introducând coeficientul de emisie al acestora.

d) Legea lui Kirchhoff.

Stabilește egalitatea valorică a mărimilor spectrale ale coeficienților radiației termice și a celor de absorbție:

$$\begin{aligned} A_\lambda &= \varepsilon_\lambda \\ A_\nu &= \varepsilon_\nu \end{aligned} \quad (3.136)$$

Valori foarte exacte se obțin în cazul egalităților termodinamice (corpul și mediul se găsesc la aceeași temperatură, pierderile de energie lipsesc). În condiții nestaționare egalitatea perfectă a celor doi coeficienți are loc numai pentru corpul "cenușiu", la care cei doi coeficienți nu depind de frecvență. Modelul corpului cenușiu simplifică substanțial calculele și din acest motiv se aplică frecvent în calcule.

e) Legea lui Lambert.

Este valabilă pentru emisia corpului absolut negru și stabilește că intensitatea radiației pe suprafața acestui corp nu depinde de unghi și de direcție. În consecință se va obține expresia care determină distribuția energiei în toate direcțiile:

$$\frac{d^2 \dot{Q}}{dS \cdot d\omega} = \frac{E_0}{\pi} \cdot \cos \varphi \quad (3.137)$$

Corpurile la care radiația se supune legii lui Lambert sunt rare în practică.

3.3.3. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ÎNTRE CORPURI DELIMITATE DE MEDII TRANSPARENTE

La efectuarea calculelor practice ale transferului de căldură prin radiație între corpuri delimitate de medii diaterme (transparente) este necesar să se introducă mai multe simplificări. Din acest motiv, inițial corpurile cu suprafețe de radiație cenușii, prezintă o radiație efectiv difuză și se caracterizează printr-o densitate constantă pe zonele izoterme ale sistemului. În această ipoteză este necesar să se cunoască coeficienții integrali ai radiației termice a suprafețelor sistemului și repartizarea corpurilor în spațiu.

Situația are în vedere un sistem închis cu o geometrie constantă, compusă din N suprafețe izoterme având temperatura T_i și coeficienții de emisie ε_i ($i=1,2,\dots,N$). Pentru a calcula schimbul de căldură este necesar să se folosească legile radiației termice, stabilindu-se relația pentru cazul radiației incidente:

$$E_{rez,i} = \frac{\varepsilon_i}{1 - A_i} - \frac{A_i}{1 - A_i} \cdot E_{ef,i} \quad (3.138)$$

Această relație leagă radiația proprie efectivă și rezultanta suprafeței date. Pentru suprafețele cenușii:

$$E_{rez,i} = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} (\sigma T_i^4 - E_{ef}) \quad (3.139)$$

Se observă că, dacă sunt cunoscute fluxurile efective E_{ef} ale radiațiilor din sistem, atunci se pot determina fluxurile rezultante căutate, E_{rez} . Expresiile pentru fluxurile efective pentru fiecare suprafață se prezintă sub aspectul:

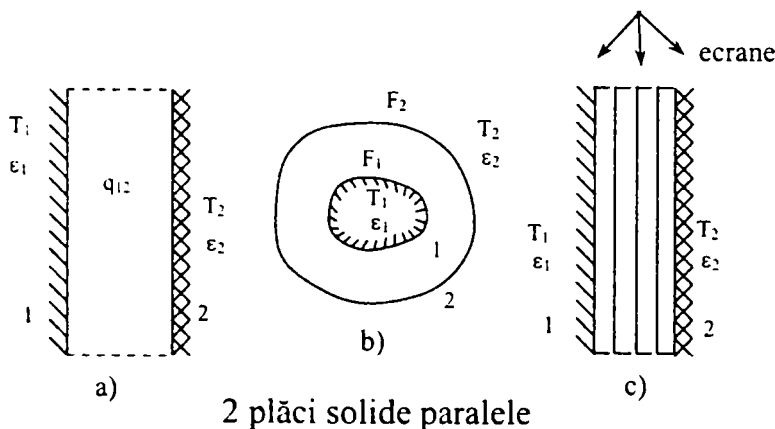
$$E_{\text{rez},i} = \varepsilon_i \cdot \sigma \cdot T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) \sum_i^N E_{\text{rez}} \cdot \varphi_{i-i}$$

..... (3.140)

$$E_{\text{rez},N} = \varepsilon_N \cdot \sigma \cdot T_N^4 + (1 - \varepsilon_N) \sum_i^N E_{\text{rez}} \cdot \varphi_{N-i}$$

În partea dreaptă a acestor relații primele componente reprezintă fluxurile radiației; sumele caracterizează fluxurile radiației care cad pe suprafețele respective. În prezent se utilizează și metode mult mai exacte la care simplificările sunt mai reduse iar calculele deosebit de laborioase. Totuși, chiar în experimentări utilizarea metodei a fost suficient de exactă, mai ales în cazurile în care există în sistem mulți factori perturbatori. Cazurile concrete care se rezolvă doar cu aceste relații sunt:

1) transferul de căldură prin radiație între două corpuri plane și paralele de dimensiuni infinite, Fig. 3.13:



$$q_{1,2} = E_{\text{rez}1} = -E_{\text{rez}2}$$

Fig. 3.13. Corpuri solide paralele:
a – plăci paralele; b – corpuri cenușii; c – suprafețe plane infinite.

$$q_{1,2} = E_{\text{rez},i} = -E_{\text{rez},i} \tag{3.141}$$

$$q_{1,2} = \sigma \frac{T_1^4 - T_2^4}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \tag{3.142}$$

2) schimbul de căldură prin radiație între o suprafață cenușie a unui corp (1) și suprafața cenușie acoperită, Fig. 3.13.b, care împreună realizează sistemul închis:

$$\dot{Q}_{12} = E_{\text{rez},1} \cdot S_1 - E_{\text{rez},2} \cdot S_2 \quad (3.143)$$

$$\dot{Q}_{1,2} = \sigma \cdot S_1 \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad (3.144)$$

Prin ipotezele de mai sus, relația (3.143), este valabilă pentru orice sistem, chiar dacă la puține corpuri, în prima formulă s-a considerat că respectivul corp nu are radiație proprie ;

3) schimbul de căldură la radiația între două suprafețe plane nelimitate, între care se interpun straturi metalice cu rol de ecran protector, Fig. 3.13.c., prezintă un caz diferit de cel al suprafațelor:

$$q_{12} = S_1 \frac{T_1^4 - T_2^4}{\frac{1}{\varepsilon_1} - \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 + n \left(\frac{2}{\varepsilon_p} - 1 \right)} \quad (3.145)$$

Această relație se aplică pe scară largă pentru calculul ecranelor termice la $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_p$. Un ecran reduce fluxul termic radiat de 2 ori, două ecrane de 3 ori, n ecrane de n+1 ori. Un efect mai mare îl au ecranele cu valori mici ale lui ε_e .

3.3.3.1. COEFICIENȚII UNGHIULARI

Coeфициentul unghiular indică ce proporție din întregul flux termic de radiație radiat de corpul negru cu o anumită suprafață în toate direcțiile atinge suprafața unui alt corp. Acesta a fost studiat în [46], dar trebuie menționat că, rezolvările analitice pe contur închis sunt posibil de rezolvat numai pentru anumite cazuri particulare.

3.3.4. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ÎNTRE GAZ ȘI SUPRAFAȚA SOLIDĂ A CORPURILOR

3.3.4.1. PARTICULARITĂȚILE RADIAȚIEI ȘI ABSORBȚIEI GAZELOR

Gazele prezintă caracteristica de a absorbi și de a reflecta energia. Această capacitate este dependentă de gaz. În cazul gazelor mono și biatomice, parțial azotul (N_2), oxigenul (O_2), hidrogenul, H_2 , și chiar heliul, He, pot fi considerate cu suficientă aproximație ca absolut transparente, respectiv diaterme. O capacitate importantă de a reflecta și absorbi energia o au gazele poliatomice, parțial bioxidul de carbon (CO_2), vaporii de apă (H_2O), amoniacul (NH_3), etc.

Spectrele de radiație și absorbție ale gazelor, spre deosebire de corpurile solide, au un caracter selectiv. Procesele de reflexie și absorbție au loc numai în interiorul unui șir de fluxuri discrete ale spectrului, la alte lungimi de undă, aceleași gaze devenind transparente. Aceste particularități ale reflexiei și absorbției energiei în gaze, complică calculele transferului de căldură prin radiație la gaze. Pentru a vizualiza mecanismul transferului de

energie în volumul de gaz radiat, în majoritatea cazurilor este confortabil să se examineze fenomenele ca flux al particulelor-fotoni, care se deplasează pe o traiectorie rectilinie cu viteza luminii, c , și având energie diferită. O parte din fotoni este "acaparată" de moleculele gazului, ceea ce conduce la creșterea energiei acestuia, respectiv la încălzirea lui. Gazul va acapara numai acei fotoni a căror frecvență corespunde benzii de absorbție din spectrul gazului. Fotonii care au alte frecvențe străbat volumul de gaz fără a ceda energia pe care o au. Se realizează astfel, procesul de absorbție a energiei în volumul gazului. Concomitent cu procesul de absorbție are loc fenomenul invers, respectiv reflexia, care radiază de fapt energie în volumul de gaz. Ca rezultat al mișcării haotice a moleculelor de gaz, a oscilațiilor și a ciocnirilor, moleculele de gaz dispersate primesc un surplus de energie comparativ cu valoarea medie a energiei majorității moleculelor.

Într-un volum macroscopic de gaz, starea acestuia este apropiată de starea de echilibru termodinamic, fiecare volum elementar de gaz radiind fotoni, în toate direcțiile, cu o intensitate aproximativ egală cu cea cu care absoarbe fotoni.

3.3.4.2. LEGEA DE BAZĂ A SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ ÎNTR-UN MEDIU RADIANT-ABSORBANT

Procesele care se desfășoară concomitent determină structura legii de bază a schimbului de căldură prin radiație într-un mediu radiant-absorbant:

$$dI_v = a_v \cdot (I_{0v} - I_v) \cdot dl \quad (3.146)$$

în care:

I - intensitatea spectrală a radiației pe direcția axială;

a - coeficientul spectral de absorbție.

Acest coeficient presupune în sine o caracteristică fizică a gazului ce depinde de natura, temperatura, presiunea lui, dar și de frecvența de radiație. Se poate pune în evidență amortizarea oscilației energetice pentru un volum elementar de lungime dl și cu o suprafață de bază egală cu unitatea, (Fig. 3.14):

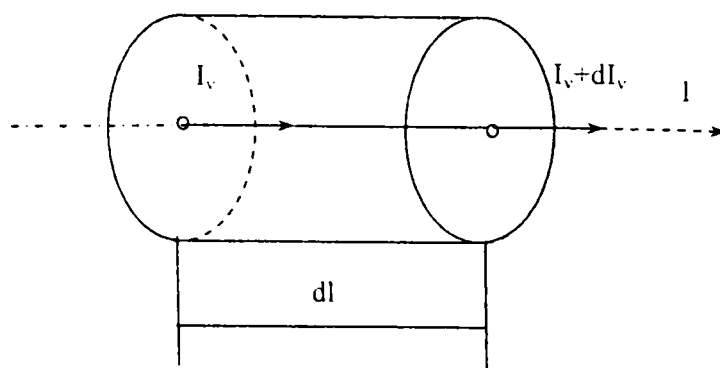


Fig.3.14. Schimbarea intensității radiației în mediu radiant absorbant, pe lungimea dl

Analizând relația:

$$E_0 = \frac{E}{\pi} = \frac{2 \cdot \pi \nu}{c} \cdot \frac{1}{\exp(h\nu/kT) - 1} \quad (3.147)$$

se întâlnesc următoarele cazuri:

- 1 - echilibru radial: $I_{0v} = I_v$ (în fiecare punct al volumului de gaz, temperatura în volum este constantă);
- 2 - absorbția pură a suprafeței izoterme: $I_{0v} \ll I_v$ (temperatura gazului se menține constantă și atât de mică încât propria radiație este pretutindeni mai mică decât cea externă). Radiația externă se absoarbe parțial în strat, parțial străbate stratul;
- 3 - stratul pur de gaz radiat de suprafața izotermă există deoarece radiația externă lipsește.

3.3.4.3. RADIAȚIA PROPRIE A VOLUMULUI DE GAZ

În calculele practice, ingineresti, se precizează caracteristicile radiației volumului de gaz ca de exemplu: suma fluxurilor de energie radiată de volumul de gaz, cantitatea energiei absorbite, etc., mărimi care pot fi obținute în general pe baza rezolvării ecuației diferențiale a schimbului de căldură prin radiație (3.146) în condiții de unicitate. Din păcate această cale este insuficient utilizată datorită lipsei unor mărimi caracteristice, în special a coeficienților spectrali de radiație și a unor proceduri greoaie și complexe. Radiația proprie a volumelor izoterme de CO₂, a vaporilor și a altor gaze multiatomice a fost determinată experimental frecvent în ultimii 30 de ani, stabilindu-se nomograme aplicabile în calculele termotehnice.

3.3.5. METODE DE CALCUL ALE TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ

Relația de calcul a radiației este:

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_g^4 \quad (3.148)$$

Această relație determină fluxul propriu de radiație al volumului de gaz care străbate stratul din care este format. Într-un caz simplu când volumul (cu temperatura T_g) este înconjurat de pereți reci, ($\varepsilon \approx 1$) cu o temperatură substanțial mai mică ($T_s^4 \ll T_g^4$), relația (3.147) cuprinde și fluxul termic rezultat în sistem deoarece radiația proprie a pereților și reflexia acestora este neconcludentă. În general, fenomenele sunt complexe, apar reflexii și absorbții repetate, iar coeficientul de absorbție, A , al volumului de gaz, nu este o caracteristică fizică a gazului. El depinde de spectrul radiației incidente și de temperatura gazului. Numai în condiții de echilibru (temperaturile gazului și ale pereților egale) în concordanță cu legea lui Kirchhoff, coeficienții de absorbție și cel de emisie ai volumelor de gaz sunt egali $A = \varepsilon$. Pentru coeficientul de absorbție al volumului de gaz cu temperatura, în raport cu corpul negru, au fost obținute următoarele dependențe empirice [13]:

- pentru CO₂:

$$A_{g,s} = \varepsilon_{g,s} (T_g/T_c)^{0,65} \quad (3.149)$$

- pentru H₂O:

$$A_{g,s} = \varepsilon_{g,s} (T_g/T_c)^{0,45} \quad (3.150)$$

Dacă pereții sunt cenușii (cazul real) atunci în sistem apar și scurte reflexii, iar calculul se complică. La valori relativ mari ale coeficienților de emisie ai pereților ($\varepsilon > 0,8$) pentru calcule aproximative este suficient să se considere numai primele reflexii. Această simplificare conduce la relația:

$$\dot{Q} = \varepsilon_{gc} \cdot \sigma \cdot S \cdot (\varepsilon_g \cdot T_g^4 - A_{gc} \cdot T_s^4) \quad (3.151)$$

în care apare coeficientul redus de radiație $\varepsilon_{g,s}=0,5(1+\varepsilon_g)$.

O altă metodă similară se bazează pe ipoteza că, coeficientul spectral de absorbție al gazului nu depinde de lungimea de undă și este identic în limitele benzilor spectrului. Deși această ipoteză se realizează numai parțial, oferă posibilitatea realizării unei metode de calcul destul de universală. Pentru fluxurile energetice efective ale gazului și ale pereților se pot stabili mai multe relații [79].

Cea mai utilizată relație rămâne :

$$\dot{Q} = \sigma \cdot S \cdot \frac{\varepsilon_{g\infty}(T_g) \cdot T_g^4 - \varepsilon_{g\infty}(T_c) \cdot T_c^4}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{\varepsilon_{g\infty}(T_g)}{\varepsilon_g(T_g)} - 1} \quad (3.152)$$

Pentru calcule, pe baza acestei relații, trebuie să se cunoască obligatoriu coeficienții de emisie ai volumului de gaz la o lungime infinită a razei. Aceste date sunt cunoscute până acum, de aceea se pot extrapola datele experimentale existente. Pentru H₂O și CO₂, valorile coeficienților de emisie sunt cele prezentate în Fig. 3.15. Din acest motiv, și pentru calculul radiației termice, se poate utiliza metoda elementului finit, sistemul neizoterm și învelișul său fiind împărțite într-un număr finit de volume și suprafețe, care se pot considera apropiate de cel izoterm, scriindu-se ecuațiile de schimb de căldură pentru fiecare element.

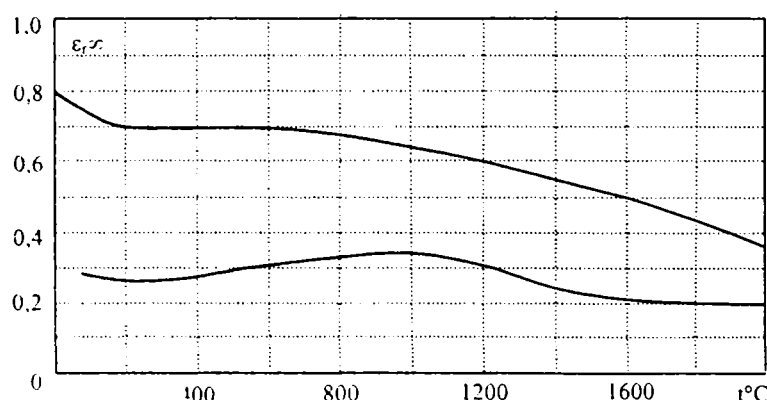


Fig. 3.15. Coeficienții de emisie ai vaporilor de apă și ai bioxidului de carbon

CAPITOLUL 4

ALEGEREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

4.1. CLASIFICAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

Schimbătorul de căldură este un aparat care realizează transferul de căldură dintre diferite medii și în diferite procese [41].

Schimbătorul de căldură poate constitui o unitate independentă sau un subansamblu într-o instalație complexă, participând activ la procesul tehnologic, intercalarea sa realizând creșterea randamentului instalației.

Deoarece există o gamă variată de schimbătoare de căldură, ele se clasifică după mai multe criterii, ținând seama de principiile funcționale și constructive.

După modul de transfer de căldură, schimbătoarele se împart în:

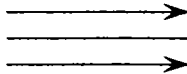
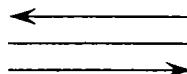
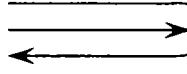
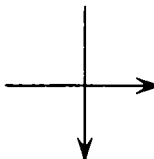
- schimbătoare de căldură de suprafață, la care propagarea căldurii de la mediul încălzitor la cel încălzit se efectuează prin pereți separatori (suprafață de încălzire), confecționați din materiale cu un coeficient ridicat de conductivitate, transferul de căldură realizându-se de cele mai multe ori în regim staționar;

- schimbătoare de căldură cu amestec, la care procesul de transfer termic se realizează prin amestecarea mediilor.

Schimbătoarele de căldură de suprafață se clasifică după :

- Utilizarea aparatului se deosebesc:
 - schimbătoare de căldură la care transmiterea căldurii se realizează fără modificarea stării de agregare a agentului primar (răcitoare și preîncălzitoare);
 - schimbătoare de căldură cu modificarea stării de agregare a agentului primar (condensatoare).
- Starea de agregare a agenților termici se deosebesc schimbătoare de căldură pentru: lichid-vapori, lichid-gaz, lichid-lichid, vapori-gaz, gaz-gaz.
- Direcția de deplasare a agenților termici, când ambele medii sunt în mișcare cu: echicurent, contracurent, curent mixt (combinat), curent încrucișat (tabelul 4.1.).

Tabel 4.1

<i>Schimbătoare de căldură cu:</i>	<i>Schema</i>
Echicurent	
Contracurent	
Curent mixt	
Curent încrucișat	

În funcție de numărul de treceri se deosebesc schimbătoare de căldură cu o singură trecere (Fig. 4.1), la care agenții termici vehiculează fără a-și schimba sensul de mișcare, și aparate cu mai multe treceri (Fig. 4.2 și Fig. 4.3) Prevăzute cu pereți despărțitori longitudinali sau transversali.

- Configurația peretelui despărțitor: schimbătoare de căldură cu serpentină, schimbătoare de căldură țevă în țevă, cu fascicul tubular, cu plăci tubulare dreptunghiulare, schimbătoare de căldură formate din plăci profilate, cu manta, etc.

Schimbătoarele de căldură de suprafață pot fi realizate cu plăci, nervuri, aripioare, sub formă aciculară, în fagure sau cu spirale (Fig. 4.4).

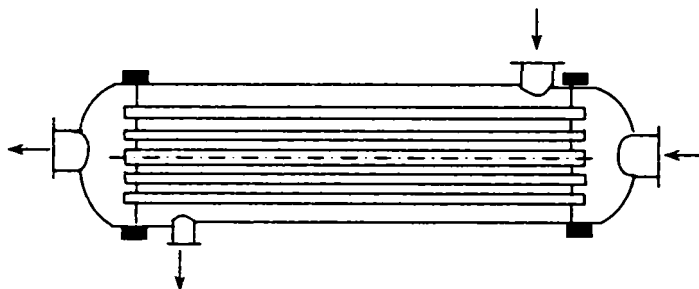


Fig. 4.1. Schimbător de căldură cu o singură trecere

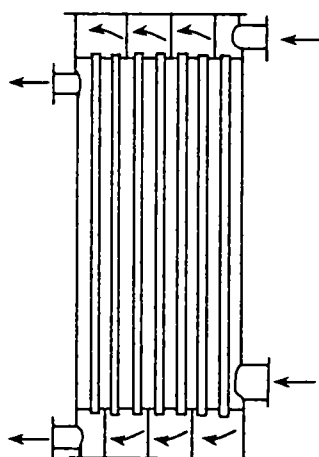


Fig. 4.2. Schimbător de căldură cu mai multe treceri

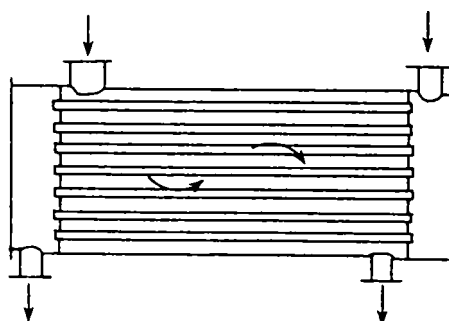


Fig. 4.3. Schimbător de căldură cu mai multe treceri

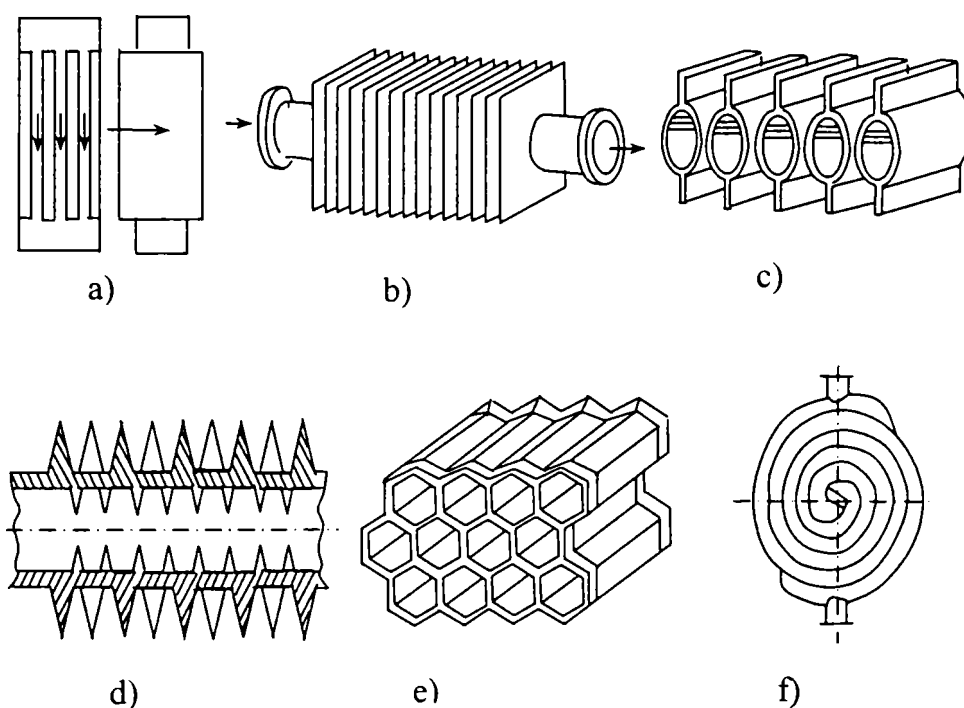


Fig. 4.4. Elemente constructive ale schimbătoarelor de căldură
 a) cu plăci și curent încrucișat; b) cu nervuri; c) cu aripioare;
 d) formă aciculară; e) cu fagure; f) cu spirală

- Soluția constructivă aleasă: rigide, elastice și semielastice.
- Natura materialului folosit: metalice și nemetalice.
- Clasificarea schimbătoarelor de căldură se poate realiza și după procesele fizice desfășurate în aparat: ambele medii pot să-și păstreze starea de agregare; unul din ele își modifică starea de agregare; ambele medii își schimbă starea de agregare.

Datorită diversității rolului pe care poate să-l aibă un schimbător de căldură într-un ciclu termic oarecare în cadrul unei clasificări, noțiunile de recuperare, acumulare și regenerare se referă la acțiuni de natură diferită, recuperarea fiind o recâștigare a căldurii care s-ar fi pierdut, iar acumulara și regenerarea sunt stocuri ale energiei termice la variațiile fluxurilor termice ale celor doi agenți.

Deoarece noțiunea de recuperare este legată de cunoașterea precisă a rolului îndeplinit de schimbătorul de căldură respectiv în cadrul procesului tehnologic (termic) pentru care este destinat, gruparea funcțională se poate realiza și după următoarele criterii:

- după valorile relative ale fluxurilor termice;
- după modul de utilizare a căldurii în ciclul termic.

După valorile relative ale fluxurilor termice schimbătoarele de căldură se împart în:

- schimbătoare de căldură cu fluxuri termice continuu-egale (cu fluxuri egale);
- schimbătoare de căldură cu fluxuri termice obișnuit-diferite;

După modul de utilizare a căldurii în ciclul termic, schimbătoarele de căldură se clasifică în:

- schimbătoare de căldură (energie) care introduc căldura în circuitul termic principal;
- schimbătoarele de căldură care nu introduc și nu scot căldura în circuitul termic principal, numite intermediare I.

4.2. CERCETAREA EXPERIMENTALĂ A PERFORMANTELOR TERMICE ȘI FLUIDODINAMICE ALE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ COMPACTE

4.2.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Pentru schimbătoare de căldură compacte, literatura de specialitate este foarte săracă în privința datelor concrete.

În vederea obținerii de aparate cât mai compacte este necesară intensificarea transferului termic pe unitatea de volum a schimbătorului. În acest sens se impune mărirea coeficienților de transfer termic de partea fluidului cu α cel mai mic.

Coeficientul de transfer termic nu poate fi stabilit teoretic decât în cazuri foarte simple, cu numeroase ipoteze simplificatoare, care pot să conducă la abateri de până la 100% în cazul soluției analitice față de rezultatele experimentale [68]. În cazul schimbătoarelor de căldură compacte, unde transferul termic este deosebit de complex, nici nu se poate pune problema calculelor teoretice. În această situație singura cale o constituie cercetările experimentale, pe modele, a unui număr cât mai mare de variante constructive de elemente de schimbătoare de căldură cu modificarea câte unui parametru constructiv la fiecare variantă [48], cu exprimarea rezultatelor prin relații între invarianții caracteristici ai fenomenului.

În literatura de specialitate, relațiile între invarianți se prezintă în general grafic sub forma relației (4.1) pentru anumite condiții de încercare:

$$\begin{aligned} Nu &= f(\text{Re}, \text{Pr}) \\ St &= f(\text{Re}, \text{Pr}) \\ j &= f(\text{Re}) \\ c_f &= f(\text{Re}) \end{aligned} \quad (4.1)$$

sau sub forma unor ecuații criteriale, în care pe lângă Re, Pr, Gr, etc., mai intervin diferite raporturi adimensionale, cum ar fi:

$$\left(\frac{l}{d}\right)^n; \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_p}\right)^m; \left(\frac{T_f}{T_p}\right)^s; \left(\frac{\eta_p}{\eta_f}\right)^r; \text{etc.} \quad (4.2)$$

unde, pe lângă notațiile cunoscute, s-au mai definit:

Pr_p – numărul Prandtl corespunzător temperaturii peretelui, T_p ;

T_f – temperatura fluidului;

η_p/η_f – vâscozitatea dinamică a fluidului corespunzător temperaturii peretelui T_p , raportată vâscozitatea dinamică a fluidului la temperatura T_f ;

n, m, s, r – exponenți ce se determină experimental.

Astfel redată concentrat (4.1) performanțele termice și fluidodinamice ale diferitelor tipuri de schimbătoare de căldură, se pune problema alegerii sau proiectării unui aparat care la anumite debite date să transmită un flux de căldură dat.

4.2.2. CRITERII DE COMPARAȚIE ALE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

În alegerea unui schimbător de căldură, din cele mai multe soluții posibile, se va prefera acel aparat care transmite fluxul termic impus, \dot{Q} , cu un consum de energie (putere), P , minim pentru circulația celor două fluide prin aparat, și care ocupă volumul cel mai mic.

Un anumit aparat nu poate îndeplini toate aceste condiții în același timp.

Micșorarea volumului schimbătorului de căldură se poate obține fie prin mărirea vitezei de circulație a celor două fluide (la un aparat existent), fie prin modificarea suprafețelor de transfer termic, alegând suprafețe cu generatori de turbionare [19]. Ambele metode conduc însă la creșterea puterii consumate pentru vehicularea fluidelor.

Pentru compararea diferitelor construcții de schimbătoare de căldură se folosesc următoarele criterii [52]:

- Coeficientul global de transfer termic, k [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]:

$$k = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_m A} \quad (4.3)$$

este criteriul de bază, în care fluxul termic transmis, \dot{Q} , se raportează la diferența medie de temperatură a fluidelor, Δt_m , și la suprafața de transfer termic, A .

Dacă în relația (4.3) raportarea se face la volumul util al aparatului V (și nu la A) sau la puterea P necesară vehiculării fluidelor prin aparat se obțin criteriile:

- Eficiența volumică, ε_v [$\text{W}/\text{m}^3\text{K}$]:

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_m V} = \frac{kA}{V} \quad (4.4)$$

- Eficiența energetică, ε_e [W/mK]:

$$\varepsilon_e = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_m \cdot P} = \frac{k \cdot A}{\dot{V}_1 \Delta p_1 + \dot{V}_2 \Delta p_2} \quad (4.5)$$

unde: \dot{V}_i și Δp_i ($i=1,2$) reprezintă debitul volumic și pierderea de presiune (căderea de presiune pe aparat) ale celor două fluide din aparat. Acest ultim criteriu poate fi aplicat riguros numai în cazul în care schimbătoarele de căldură au aceeași putere termică $\dot{Q}/\Delta t_m$, la debitele \dot{V}_1 și \dot{V}_2 impuse.

Dacă se analizează schimbul de căldură de o singură parte a suprafeței de transfer termic, în vederea comparării diferitelor soluții (la aparatele cu suprafețe nervurate numai de partea unui fluid), eficiența volumică și energetică se determină cu relațiile:

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{Q}}{\dot{V}(t_f - t_p)} = \frac{\alpha \cdot A}{V} \quad (4.6)$$

$$\varepsilon_e = \frac{\dot{Q}}{(t_f - t_p) \cdot P} = \frac{\alpha \cdot A}{\dot{V} \cdot \Delta p} \quad (4.7)$$

unde:

α [W/m²K] - coeficientul de transfer termic;

A [m²] - suprafața de transfer termic;

t_f [°C] - temperatura fluidului;

t_p [°C] - temperatura peretelui.

- Caracteristica de exploatare, Φ [-]:

$$\Phi = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'} \quad (4.8)$$

poate fi utilizată drept criteriu de comparație (reprezentând raportul între fluxul de căldură transmis, \dot{Q} , și fluxul maxim ce s-ar transmite dacă temperatura fluidului t_1'' la ieșire ar ajunge în mod ideal la temperatura de intrare a fluidului t_2' , numai dacă se compară schimbătoare de căldură cu aceeași suprafață, A , de transfer termic.

Pentru o comparație reală a performanțelor termice și fluidodinamice ale schimbătoarelor de căldură, în literatura de specialitate, se utilizează tot mai mult următoarele reprezentări:

a) Variația eficienței volumice în funcție de eficiența energetică:

$$\varepsilon_v = f(\varepsilon_e) \quad (4.9)$$

Pentru diferite tipuri de schimbătoare de căldură, care toate pot asigura fluxul termic impus la anumite debite ale celor două fluide, pentru un caz concret dat, rezultă imediat soluția cea mai economică și anume tipul de aparat care la aceeași eficiență volumică, are eficiența energetică mai mare.

b) Variația raportului $A/A_0 = f(Re)$

unde: A , A_0 reprezintă suprafețele de transfer termic ale unui aparat oarecare "A" care se compară cu un alt aparat considerat "aparat de bază", A_0 , sau de comparare [22]. Aparatele trebuie să aibă canale cu diametre hidraulice apropiate de $d = d_0$.

Metoda are la bază următorul principiu:

Se consideră că toate aparatele trebuie să realizeze fluxul impus cu același debit și cu aceeași energie consumată pentru vehicularea fluidelor, rezultând astfel:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_0} = \frac{P}{P_0} = \frac{m}{m_0} = 1 \quad (4.10)$$

Din ecuațiile transferului termic se ajunge la:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_0} = \frac{\Phi}{\Phi_0} = \frac{\chi}{\chi_0} = \frac{k \cdot A}{C_1} \cdot \frac{C_{1,0}}{k_0 \cdot A_0} = 1 \quad (4.11)$$

cum în general performanțele aparatelor sunt date sub forma:

$$j = f(\text{Re})$$

$$c_f = f(\text{Re})$$

și pentru:

$$P = \dot{m} \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = A_e \cdot w \cdot \Delta p$$

adică:

$$p = c_f \cdot A \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

se obține:

$$\frac{P}{P_0} = \frac{c_f}{c_{f_0}} \cdot \left(\frac{\text{Re}}{\text{Re}_0} \right)^3 \cdot \frac{A}{A_0} = 1 \quad (4.12)$$

$$\frac{j}{j_0} \cdot \frac{A}{A_0} \cdot \frac{\text{Re}}{\text{Re}_0} = \frac{\chi}{\chi_0} = 1 \quad (4.13)$$

care conduc la relațiile finale:

$$\frac{\text{Re}}{\text{Re}_0} = \left(\frac{c_f}{c_{f_0}} \right)^{1/2} \quad (4.14)$$

și:

$$\frac{A}{A_0} = \frac{j_0}{j} \cdot \frac{\text{Re}_0}{\text{Re}} \quad (4.15)$$

Astfel relația (4.15) devine:

$$\frac{A}{A_0} = f(\text{Re}) \quad (4.16)$$

Din m tipuri de suprafețe de transfer termic pentru un interval al lui Re , se preferă suprafața care are raportul A/A_0 cel mai mic. Astfel, prin relația (4.16), se pot compara n tipuri de suprafețe, în condițiile prezentate mai sus.

4.2.3. REZULTATE ALE UNOR CERCETĂRI EXPERIMENTALE

În acest paragraf s-au prezentat performanțele termice și fluidodinamice doar pentru câteva tipuri de schimbătoare de căldură compacte, ca bază de comparație pentru cercetările experimentale efectuate de autor [54].

S-a pus accent, mai ales pe cercetările experimentale efectuate, în acest domeniu în cadrul Catedrei de Termotehnică și Mașini Termice, Timișoara, și pe cercetările efectuate pe schimbătoare de căldură compacte cu suprafețe plane cu nervuri.

4.2.3.1. PERFORMANȚELE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ CU FASCICUL DE ȚEVI NERVURATE

Pentru schimbătoare de căldură cu fascicul de țevi nervurate, literatura de specialitate este destul de bogată în prezentarea de date concrete [16], [17], [18], [23], [39], [41], [44], [51], [91], [97], [98].

Majoritatea datelor sunt redată sub formă de diagrame, reprezentând relațiile (4.1).

a) Fascicul de țevi cu nervuri interioare

Tipurile de țevi cu nervuri interioare au fost descrise în [54].

Pentru nervura de tip Behr [54] considerată a avea performanțele termice cele mai bune, coeficientul de convecție se determină din ecuația criterială:

$$Nu = 7,39 P_e^{0,26} \cdot \left(\frac{\lambda}{100} \right)^{0,106} \cdot \left(\frac{de}{L} \right)^{0,5} \quad (4.17)$$

unde:

λ – conductivitatea termică a materialului;

$$de = \frac{\pi d_i^2 - 4h\delta}{\pi d_i + 2(\delta + h)};$$

h – înălțimea nervurii desfășurate;

δ – grosimea nervurii;

Pe – numărul Peclet; $Pe = Re \cdot Pr$.

Date experimentale pentru aceste tipuri de nervuri se găsesc și în lucrările [51].

b) Fascicul de țevi cu nervuri transversale

Tipurile de țevi cu nervuri transversale și continue sunt prezentate în [54].

În Fig. 4.5. s-au reprezentate funcțiile $j = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru patru tipuri de fascicule [39].

Pentru un astfel de fascicul relațiile de calcul cele mai utilizate în literatura de specialitate sunt formulele lui Schmidt și anume:

- pentru dispoziția țevilor în eșichier:

$$Nu = 0,45 Re^{0,625} \cdot \left(\frac{A_0}{A} \right)^{0,375} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.18)$$

- pentru dispoziția țevilor în coridor:

$$Nu = 0,30 Re^{0,625} \cdot \left(\frac{A_0}{A} \right)^{0,375} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.19)$$

unde: $A/A_0 \in (5...12)$ reprezintă raportul între suprafața totală de transfer termic și suprafața de bază a țevilor.

Aceste tipuri de nervuri au fost studiate și în cadrul Catedrei de Termotehnică și Mașini Termice, realizându-se încercări pe mai multe tipuri de schimbătoare de căldură [39], [72].

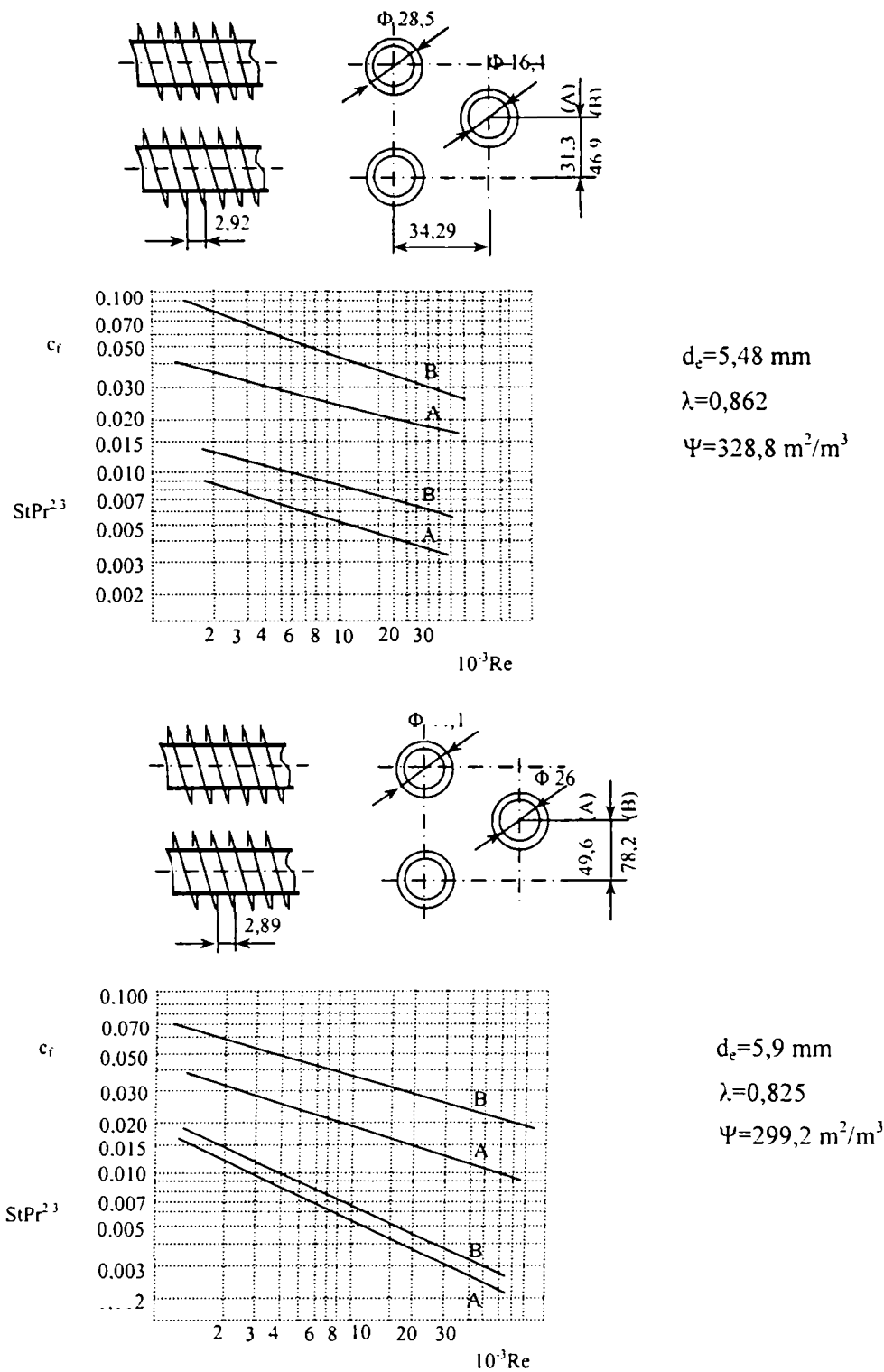


Fig. 4.5. Funcțiile $j = j(\text{Re})$ și $c_f = f(\text{Re})$ pentru țevi cu nervuri transversale

Se constată o creștere cu 50% a performanțelor termice ale aparatelor ce au dispoziția țevilor în eșichier (relația 4.18) și totodată creșterea substanțială a coeficientului de transfer termic cu scăderea diametrului țevii [42].

Influența numărului de țevi asupra schimbului de căldură se manifestă printr-o reducere a transferului termic cu creșterea numărului de rânduri [72]. Această reducere este mai importantă în cazul valorilor mici ale numărului lui Reynolds.

După unii autori [30] de la o anumită valoare a lui Reynolds, în domeniul turbulent, schimbul de căldură crește prin mărirea numărului de rânduri.

c) Fascicul de țevi cu nervuri transversale continue

În Fig. 4.6. s-au trasat variațiile performanțelor termice $j = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru două fascicule de țevi rotunde cu nervuri continue. Rezultatele au fost obținute de Kays și London [39].

Astfel de suprafețe se utilizează în general la radiatoarele autovehiculelor. Cercetări experimentale complete sunt prezentate în [89], [99].

În Fig. 4.7. sunt prezentate funcțiile j și c_f pentru țevi aplatizate cu nervuri continue netede (Fig. 4.7.a) și nervuri ondulate (Fig. 4.7.b) [39].

O serie de date privind fasciculul de țevi aplatizate cu nervuri netede, au fost obținute în laboratorul Catedrei de Termotehnică și Mașini Termice, Facultatea de Mecanică, Timișoara [90], [92].

În cadrul lucrării [90] sunt studiate 15 tipuri de radiatoare cu tuburi aplatizate din alamă ($\delta_t = 0,15 \text{ mm}$) și nervuri continue din cupru ($\delta = 0,1 \text{ mm}$) pe 2, 3 și 4 rânduri, în eșichier sau în coridor.

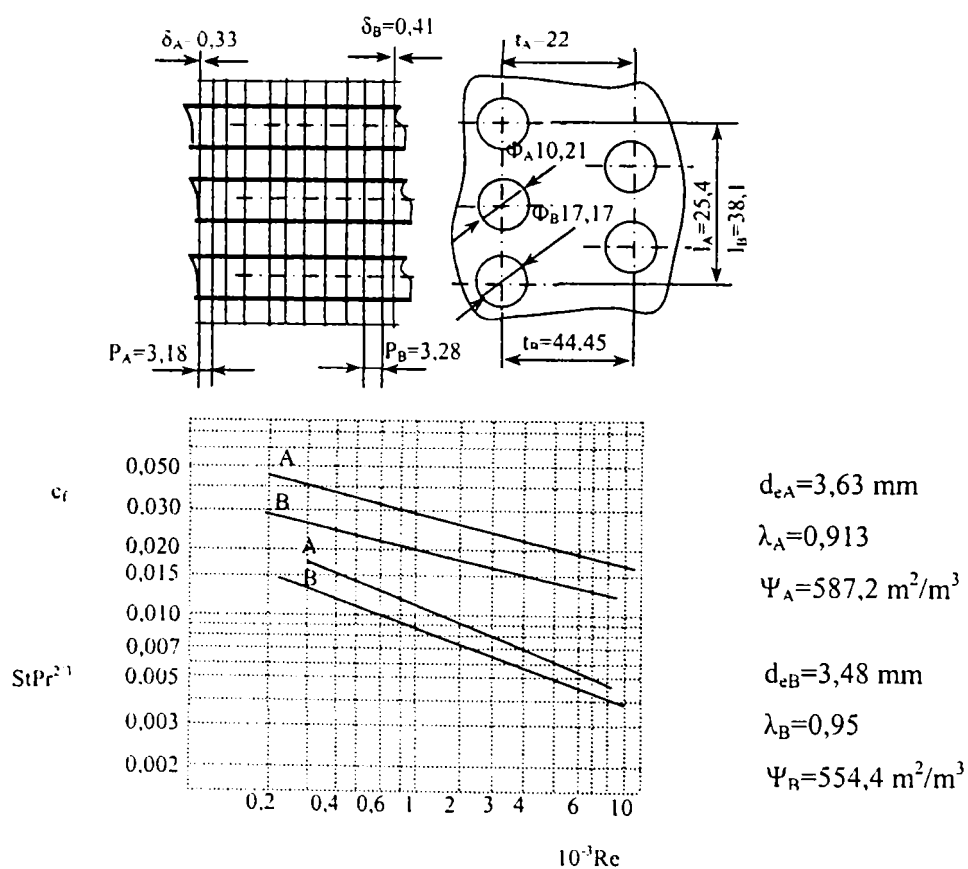
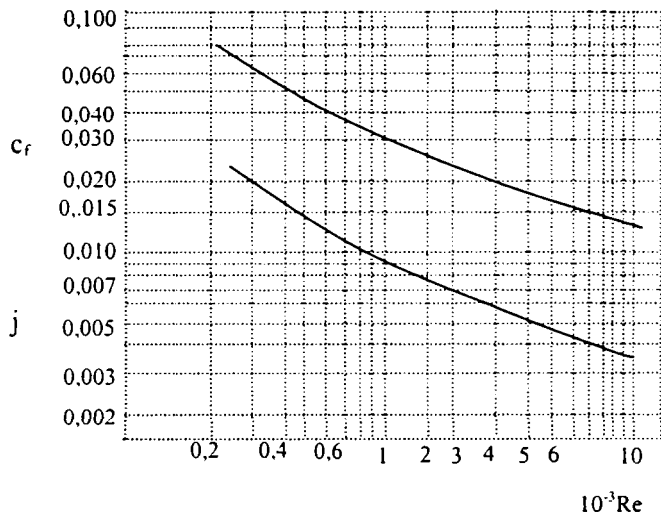
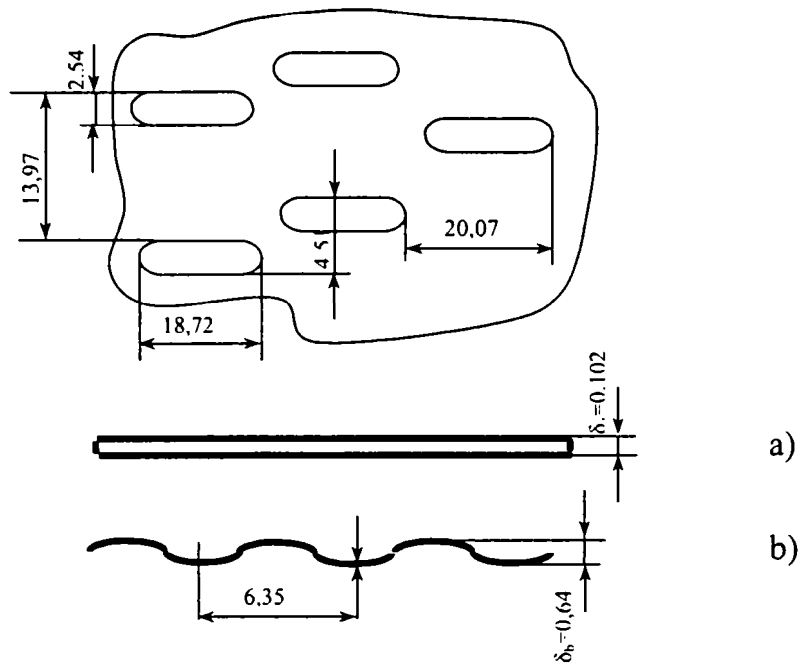
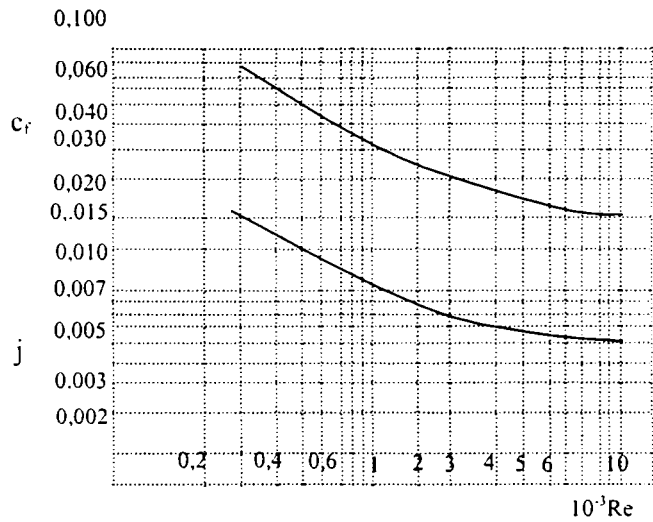


Fig. 4.6. Funcțiile $j = j(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru fascicule de țevi cu nervuri continue



a)
 $d_e = 4,2 \text{ mm}$
 $\lambda = 0,813$
 $\Psi = 734,9 \text{ m}^2/\text{m}^3$



b)
 $d_e = 4,12 \text{ mm}$
 $\lambda = 0,814$
 $\Psi = 748 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Fig. 4.7. Funcțiile $j = j(\text{Re})$ și $c_f = f(\text{Re})$ pentru țevi aplatizate cu nervuri continue netede și ondulate

Nu s-a putut constata o variație a coeficientului de transfer termic global, k , în funcție de numărul de rânduri de tuburi. S-a constatat că așezarea țevilor în eșichier este mai avantajoasă cu cca. 20 % în ceea ce privește fluxul de căldură transmis, în comparație cu așezarea țevilor în coridor.

Domeniul radiatoarelor de apă, al răcitoarelor de aer pentru supraalimentare, etc., construite de I.R.C. Brașov, a fost pe larg analizat în numeroase contracte, comenzi, etc., existente între I.R.C. Brașov și I.P.Timișoara, Catedra de Termotehnică și Mașini Termice.

4.2.4. PERFORMANȚELE TERMICE ȘI FLUIDODINAMICE ALE UNOR SUPRAFETE PLANE CU NERVURI

Diagramele din Fig. 4.5., 4.6., 4.7. sunt în coordonate logaritmice. Datorită variației liniare a lui j în funcție de Re s-a reușit să se găsească și relații analitice între invariabili.

Pentru suprafețe plane cu nervuri este imposibilă găsirea unei relații analitice. Aceste relații pot fi determinate pentru intervale restrânse de variație a lui Reynolds. În această situație funcțiile $j = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ sunt prezentate numai în diagrame.

În lucrarea [39] sunt prezentate peste 50 de astfel de suprafețe cu diferite forme de nervuri. Criteriile de similitudine sunt raportate la diametrul echivalent al canalului de curgere.

În Fig.4.8. - 4.10 sunt prezentate funcțiile $j = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru câteva tipuri, mai cunoscute, de suprafețe plane cu nervuri [39].

S-au notat:

d_e – diametrul echivalent;

L – lungimea canalului nervurii;

ψ - gradul de nervurare;

λ – suprafața nervurii/suprafața totală;

$j = St \cdot Pr^{2/3}$.

În Fig. 4.8. - 4.10. sunt redate caracteristicile termice și fluidodinamice pentru șase suprafețe cu nervuri plane continue.

Aceste suprafețe se caracterizează prin canale de curgere lungi, neîntrerupte și se comportă similar cu tuburile circulare.

Există o influență pronunțată a lungimii canalului asupra performanțelor termice și fluidodinamice și prin urmare se indică pentru fiecare caz raportul L/d .

Canalele de curgere pot fi:

- dreptunghiulare (Fig. 4.8.a.);

- cu colțuri rotunjite (Fig. 4.8.b și Fig. 4.9.a);

- triunghiulare (Fig. 4.9.b. și Fig. 4.10.a);

- triunghiulare duble (Fig. 4.10.b).

Prin folosirea construcției cu canal dublu se pot obține suprafețe foarte compacte, utilizând și astfel de nervuri (ondulate, dreptunghiulare, etc.).

La aceste tipuri de suprafețe se obține $\psi \in (300...2000)$.

Fig. 4.11 conține funcțiile $j = St \cdot Pr^{2/3} = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru două suprafețe plane discontinuu spintecate.

La aceste suprafețe nervurile au o lungime medie de (5...15) mm și sunt spintecate lateral la distanțe egale și refulate înspre canalul de curgere.

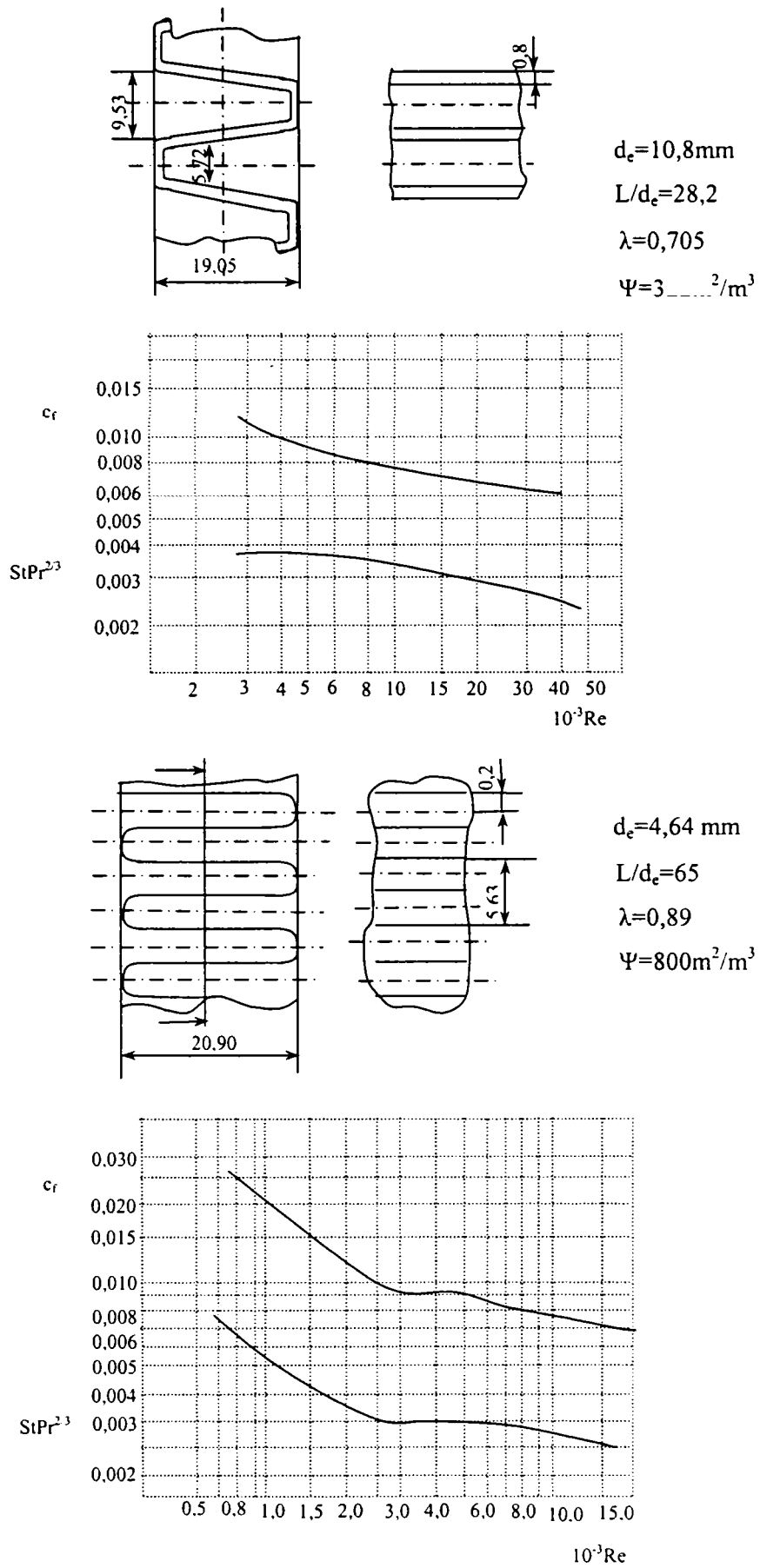


Fig. 4.8. $St \cdot Pr^{2/3} = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru suprafețe cu nervuri plane

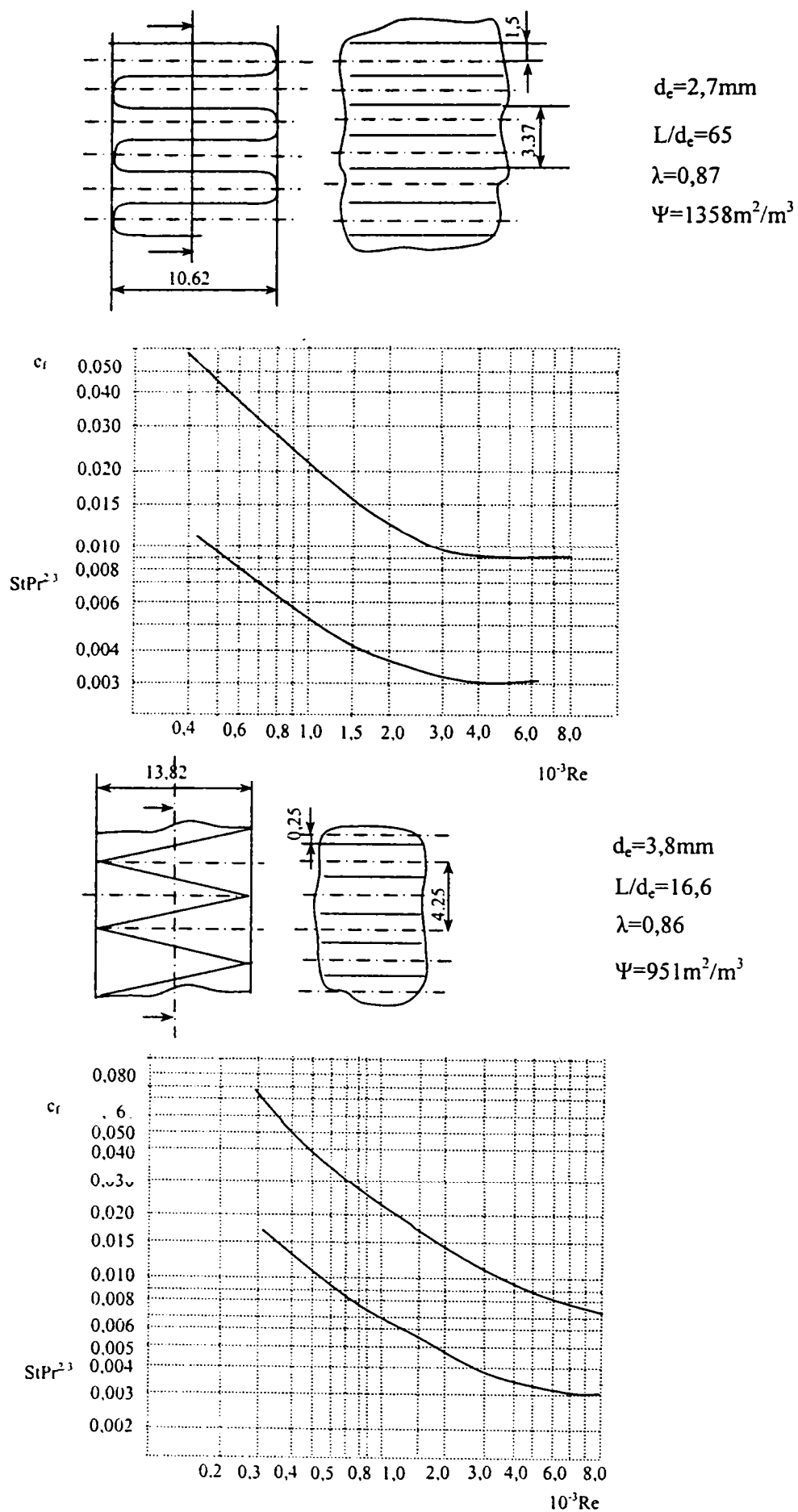
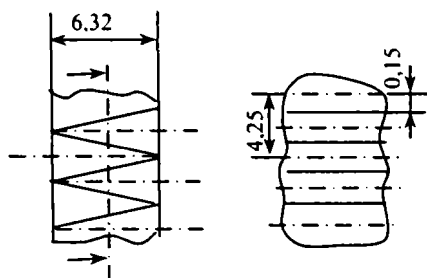
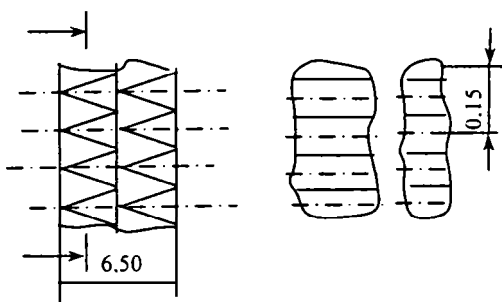
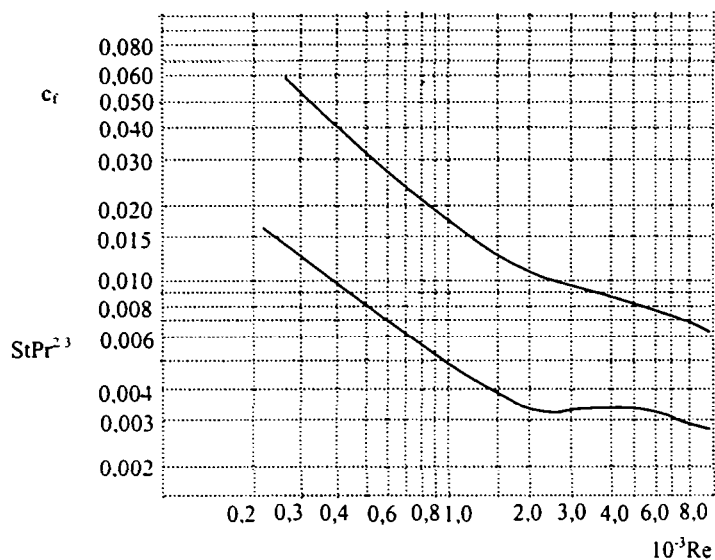


Fig. 4.9. $St \cdot Pr^{2/3} = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru două suprafețe cu nervuri continue plane



$d_e = 2,9 \text{ mm}$
 $L/d_e = 44,$
 $\lambda = 0,77$
 $\Psi = 1290 \text{ m}^2/\text{m}^3$



$d_e = 1,7 \text{ mm}$
 $L/d_e = 74$
 $\lambda = 0,86$
 $\Psi = 1994 \text{ m}^2/\text{m}^3$

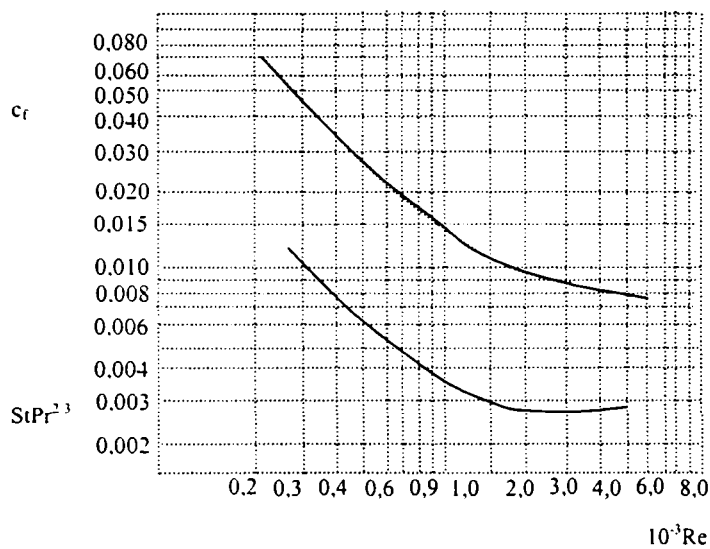
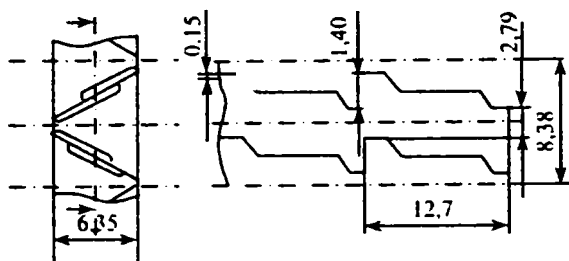


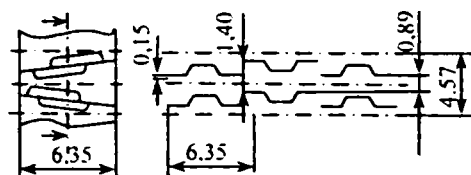
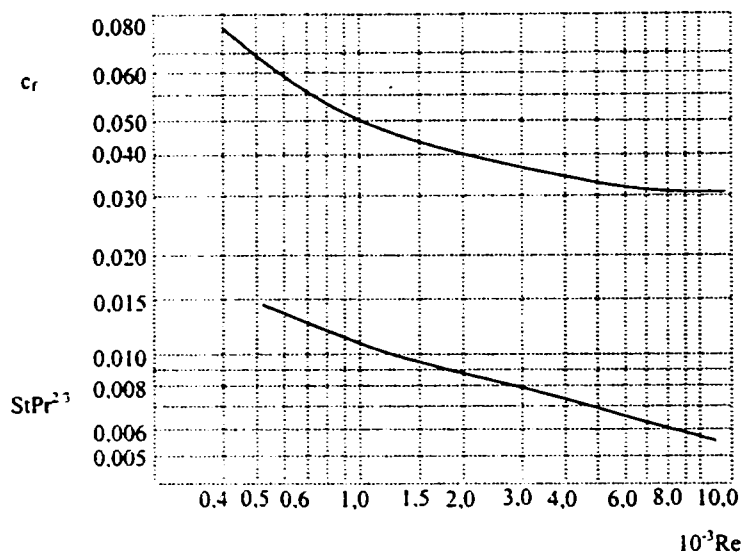
Fig. 4.10. $St \cdot Pr^{2/3} = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru suprafețe cu nervuri triunghiulare



$d_e=4,5$ mm

$\lambda=0,64$

$\Psi=840$ m²/m³



$d_e=3,1$ mm

$\lambda=0,76$

$\Psi=1204$ m²/m³

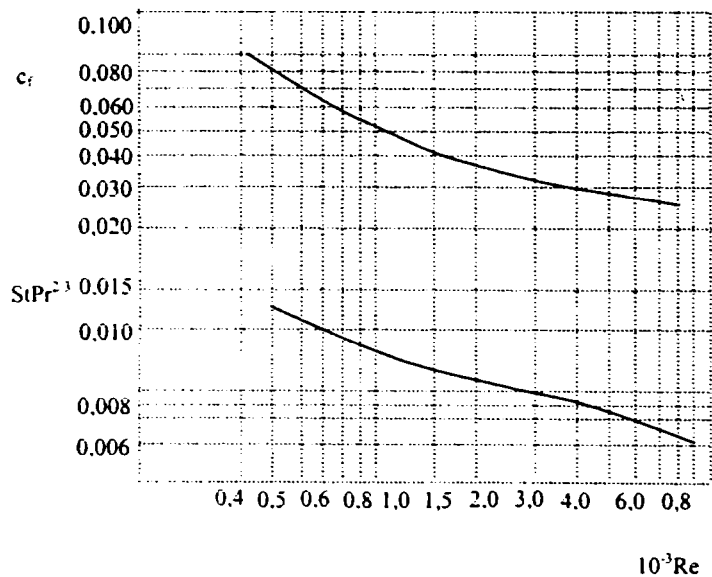


Fig. 4.11. $StPr^{2/3} = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru suprafețe cu nervuri spintecate

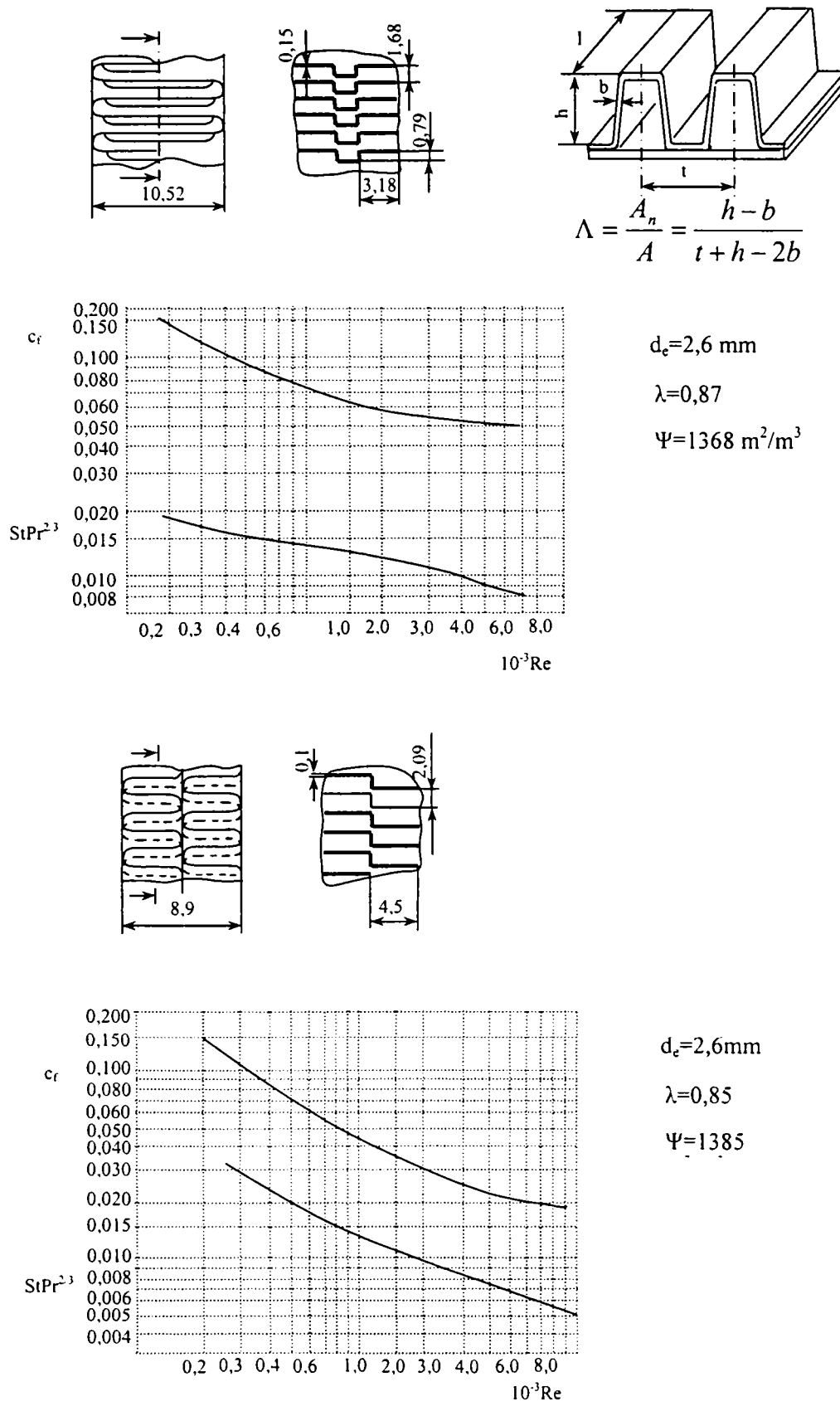
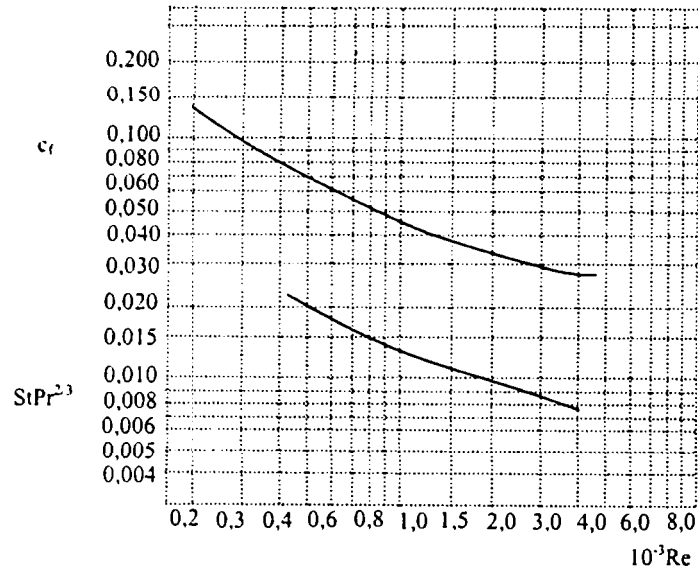
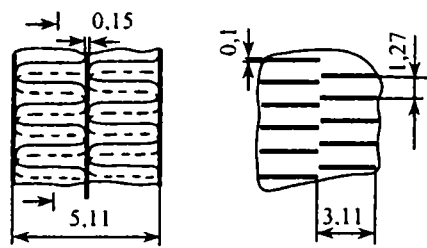
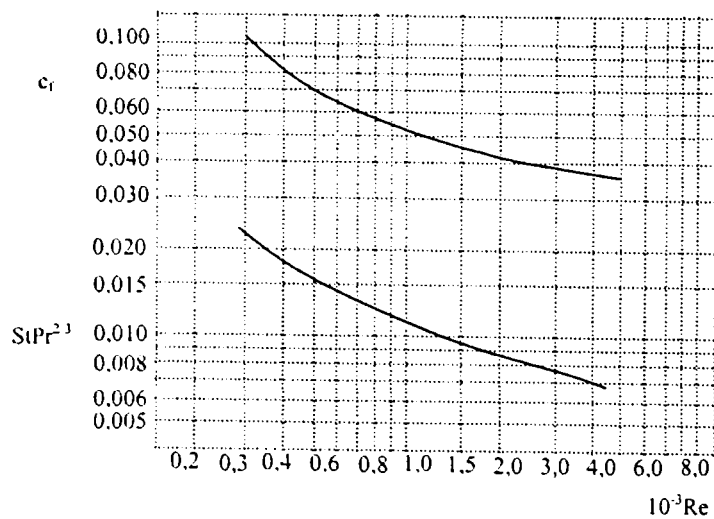
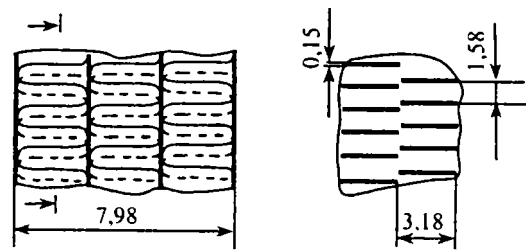


Fig. 4.12. $St \cdot Pr^{2/3} = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru suprafețe cu nervuri plane scurte dispuse alternant



$d_e = 1,5 \text{ mm}$
 $\lambda = 0,84$
 $\Psi = 2290 \text{ m}^2/\text{m}^3$



$d_e = 1,6 \text{ mm}$
 $\lambda = 0,88$
 $\Psi = 2132 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Fig. 4.13. $St \cdot Pr^{2/3} = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru suprafețe cu nervuri plane scurte dispuse alternant

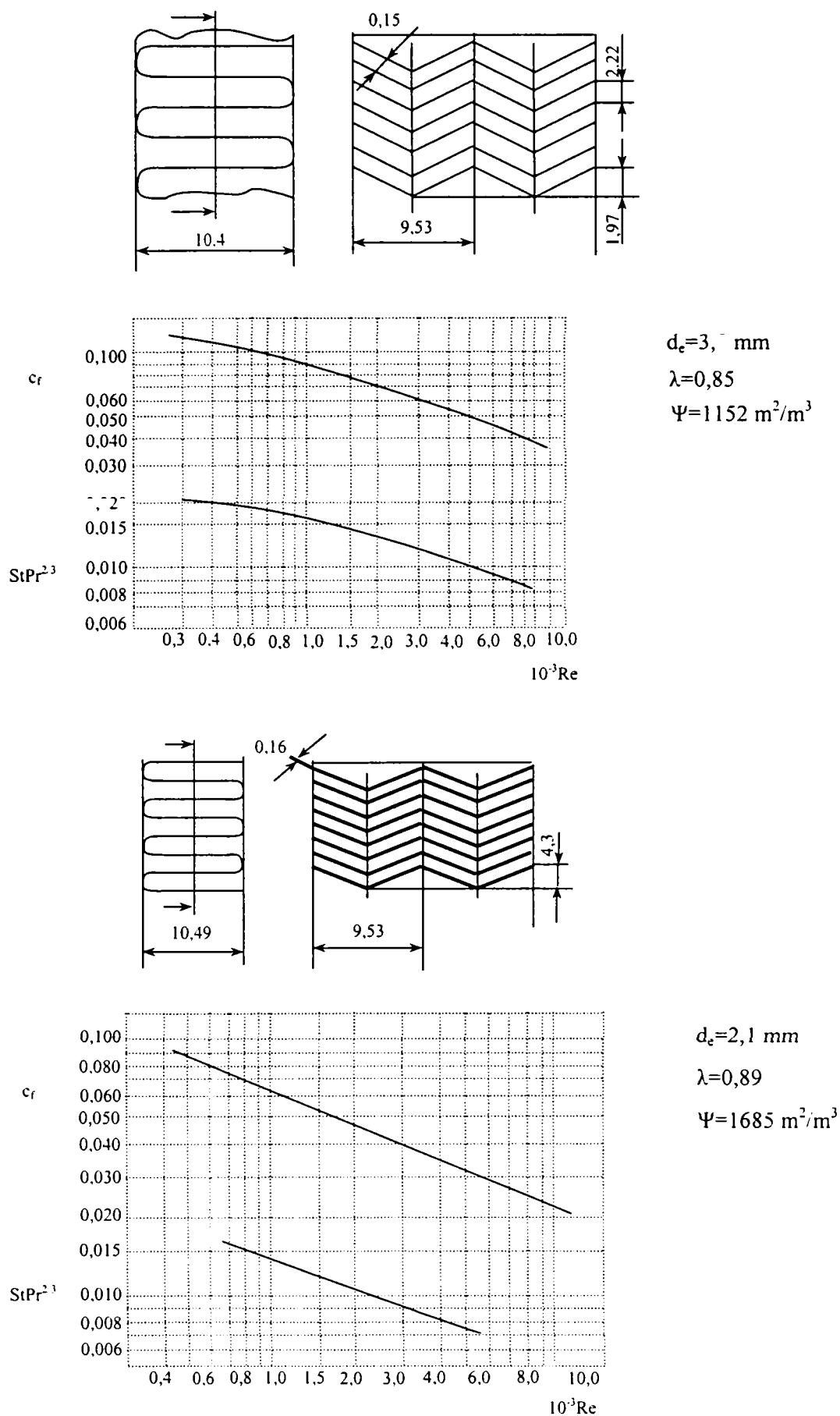
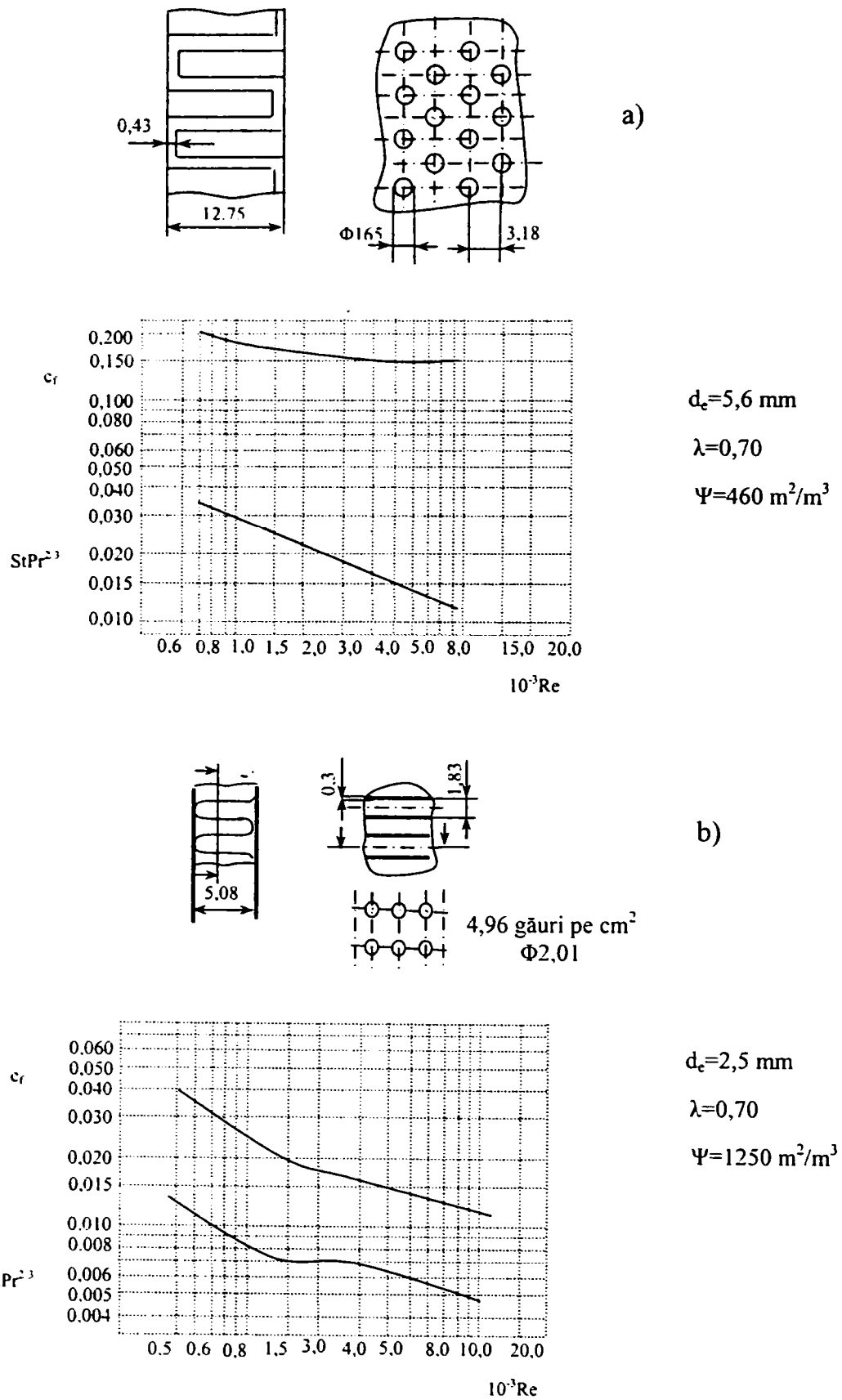


Fig. 4.14. $St \cdot Pr^{2/3} = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru suprafețe cu nervuri ondulate



Prin acest procedeu se întrerupe stratul limită și prin urmare crește coeficientul de convecție termică și crește simțitor căderea de presiune la trecerea fluidului. În Fig. 4.12 și Fig. 4.13 sunt redate aceleași funcții $St \cdot Pr^{2/3}$ și c_f pentru patru tipuri de suprafețe plane cu nervuri plane scurte dispuse alternant.

La aceste suprafețe nervurile au o lungime mică (3 – 5) mm și sunt deplasate una față de alta în direcția de curgere a fluidului. Dispunerea nervurilor este în eșichier.

Se obțin prin urmare lungimi de curgere foarte scurte și valori ridicate ale transferului termic [75]. Gradul de compactizare la aceste tipuri de nervuri este de (1300...2300) m^2/m^3 .

În Fig. 4.14 sunt redate variațiile funcțiilor $St \cdot Pr^{2/3}$ și c_f pentru două suprafețe cu nervuri ondulate [39]. Aceste suprafețe au performanțe termice asemănătoare cu suprafețele cu nervuri discontinue sau cu nervuri îndoite.

Modificând direcția de curgere a fluidului se produce o desprindere a stratului limită și crește astfel coeficientul de convecție termică.

La suprafețele cu nervuri ace (Fig. 4.15.a) se obțin coeficienți de convecție termică foarte mari (chiar mai mari decât la nervurile menționate mai sus) prin reducerea și menținerea grosimii foarte mici a stratului limită. Gradul de compactizare este însă mult mai mic. Au marele dezavantaj că pierderile de presiune sunt ridicate.

Decupările practicate în nervurile suprafețelor plane (Fig. 4.15.b) conduc și ele la mărirea coeficientului de transfer termic cu căderi de presiune relativ mici.

Există însă prea puține date în literatura de specialitate [39], [100] pentru aceste tipuri de suprafețe cu nervuri decupate, pentru a trage o concluzie definitivă.

Firmele CHAUSSON și SUBOTEC, constructoare de răcitoare de ulei utilizează cu succes astfel de suprafețe cu nervuri decupate.

Comparând tipurile de suprafețe prezentate mai sus cu datele avute la dispoziție se constată că:

- La același volum suprafețele cu nervuri plane, scurte, dispuse alternant, pot transmite aproape de 3 ori mai multă căldură decât suprafețele cu nervuri plane continue;
- nervurile ondulate se situează pe locul secund, transmițând un flux dublu comparativ cu nervurile continue;
- nervurile discontinue obțin și ele performanțe net superioare nervurilor continue;
- nervurile perforate au performanțe termice similare cu nervurile discontinue.

O comparație reală este posibilă, de la caz la caz, aplicând calculele prezentate în paragraful 4.2.2.

4.3. PRINCIPALELE TIPURI DE SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

4.3.1. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ DE TIP GAZ-GAZ

Instalațiile turbinelor cu gaze au în componența lor, în funcție de schema adoptată, unu sau mai multe schimbătoare de căldură, care au rolul de a asigura transmiterea unui anumit flux termic în vederea realizării temperaturii mediului de lucru impus de ciclul termodinamic ales (Fig. 4.16) [53].

În cazul cel mai complex al unei instalații de turbină cu gaze cu circuit închis există trei feluri de schimbătoare de căldură:

- răcitoare, care au menirea de a reduce temperatura gazului la intrare în compresor, în vederea micșorării puterii consumate la comprimarea gazului, cât și pentru a menține temperatura de refulare în limite admise;

- încălzitoare, care asigură transmiterea energiei termice mediului de lucru de la o sursă exterioară și îndeplinesc aceeași funcție ca și camerele de ardere la instalațiile de turbine cu gaze cu circuit deschis;

- schimbătoare de căldură pentru recuperarea unei părți din energia gazelor după ieșirea lor din turbină, înainte de a fi evacuate din mediul înconjurător.

Schimbătoarele de căldură utilizate în vederea recuperării energiei din gazele evacuate din turbina cu gaze pot fi aparate cu fascicul de țevi în manta, aparate cu plăci sau aparate de tipul regeneratoarelor rotative. Tipurile de suprafețe de schimb de căldură folosite la instalații de turbine staționare și mobile diferă mult între ele. Dacă la instalațiile mobile problema principală este reducerea greutateii și a gabariturii, la instalațiile staționare problema primordială constă în reducerea prețului de cost și creșterea randamentului instalației.

La toate aparatele trebuie să se țină seama de dilatarea inegală a diferitelor părți, la apariția unor diferențe mari de temperatură, dacă gazele calde sunt dirijate prin conducta de ocolire a turbinei, direct în recuperator (caz de avarie sau variația bruscă de sarcină).

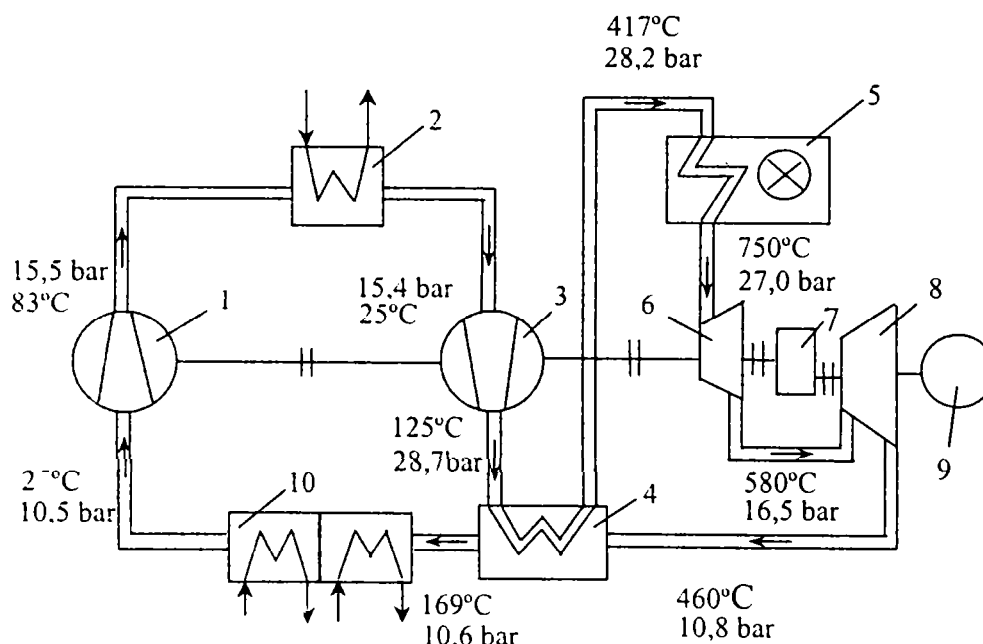


Fig. 4.16. Schema simplificată a unei instalații de turbine cu gaze

La schimbătoarele cu fascicul de țevi gazul rece, având presiune ridicată, circulă în interiorul țevelor, iar gazul cald în exterior, unde se prevăd uneori nervuri longitudinale pentru îmbunătățirea schimbului de căldură. De regulă se folosesc țevi cu diametre cuprinse între 36 și 12 mm. La folosirea unor tuburi cu diametre mai mici (12-6) mm crește foarte mult numărul de tuburi necesare, ceea ce conduce la unele probleme de fabricație și la un preț foarte ridicat. Pe de altă parte diametrul țevelor nu trebuie să fie prea mic, pentru ca regimul de curgere să nu intre în domeniul de tranziție turbulent-laminar.

În Fig. 4.17 s-a reprezentat schimbătorul de căldură pentru recuperarea energiei gazelor evacuate din turbină [53].

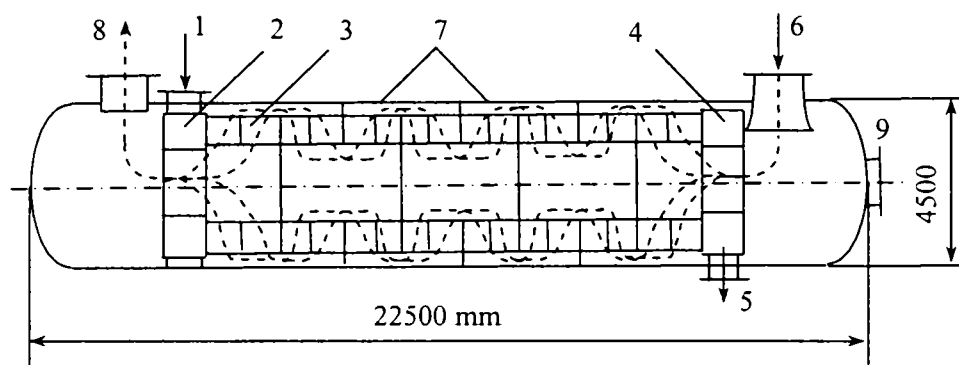


Fig. 4.17. Secțiune longitudinală printr-un schimbător de căldură pentru recuperarea energiei gazelor evacuate din turbina de gaze

Gazul rece de presiune ridicată intră în aparat prin racordul 1, se repartizează uniform în camera inelară 2, pe țevile fasciculului 3, curge prin țevi spre camera inelară de colectare 4 și părăsește aparatul prin ștuțul 5. Gazul cald de presiune joasă intră în schimbătorul de căldură prin ștuțul 6, curge în exteriorul fasciculului perpendicular pe țevi, fiind dirijat de șicanele disc 7 și părăsește aparatul prin racordul 8. La ștuțul 9 este legată conducta de bypass care vine de la ventilul de reglare. Suprafața de schimb de căldură de 9600 m^2 este formată din 17500 țevi de diametru exterior de 12 mm.

S-a ales dispoziția inelară a țevelor având în vedere că o placă tubulară este mult mai puțin solicitată la încovoiere decât o placă circulară și necesită prin urmare grosime mai mică, ceea ce ușurează mult găurirea plăcii. Pe de altă parte secțiunea centrală reprezintă doar un sfert din secțiunea totală.

4.3.2. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ DE TIP LICHID-LICHID

Până pe la începutul anului 1980, în România, principalele fabrici de schimbătoare de căldură construiau schimbătoare compacte, în general din țevi rotunde sau aplatisate cu nervuri interioare sau exterioare. Aceste schimbătoare de căldură, utilizate la motoare cu ardere internă, erau răcitoare sau radiatoare cu ulei. Pentru răcitoarele de ulei răcite cu apă se utilizează (din ce în ce mai puțin) schimbătoare de căldură cu fascicul de țevi în manta.

La începutul anilor 1980, secțiile de radiatoare încep să producă schimbătoare de căldură în construcție lipită din aluminiu și din aliaje de aluminiu.

Răcitoarele de ulei compacte în construcție brațată din aluminiu sunt realizate din țevi mult aplatisate cu nervuri interioare, în care circulă uleiul răcit. Canalele de ulei au formă de teacă sau de baionetă. Din acest motiv sunt cunoscute în literatura de specialitate și sub denumirea de răcitoare cu teacă sau răcitoare tip baionetă.

În Fig. 4.18. s-a reprezentat schița unui astfel de răcitor cu teacă [56].

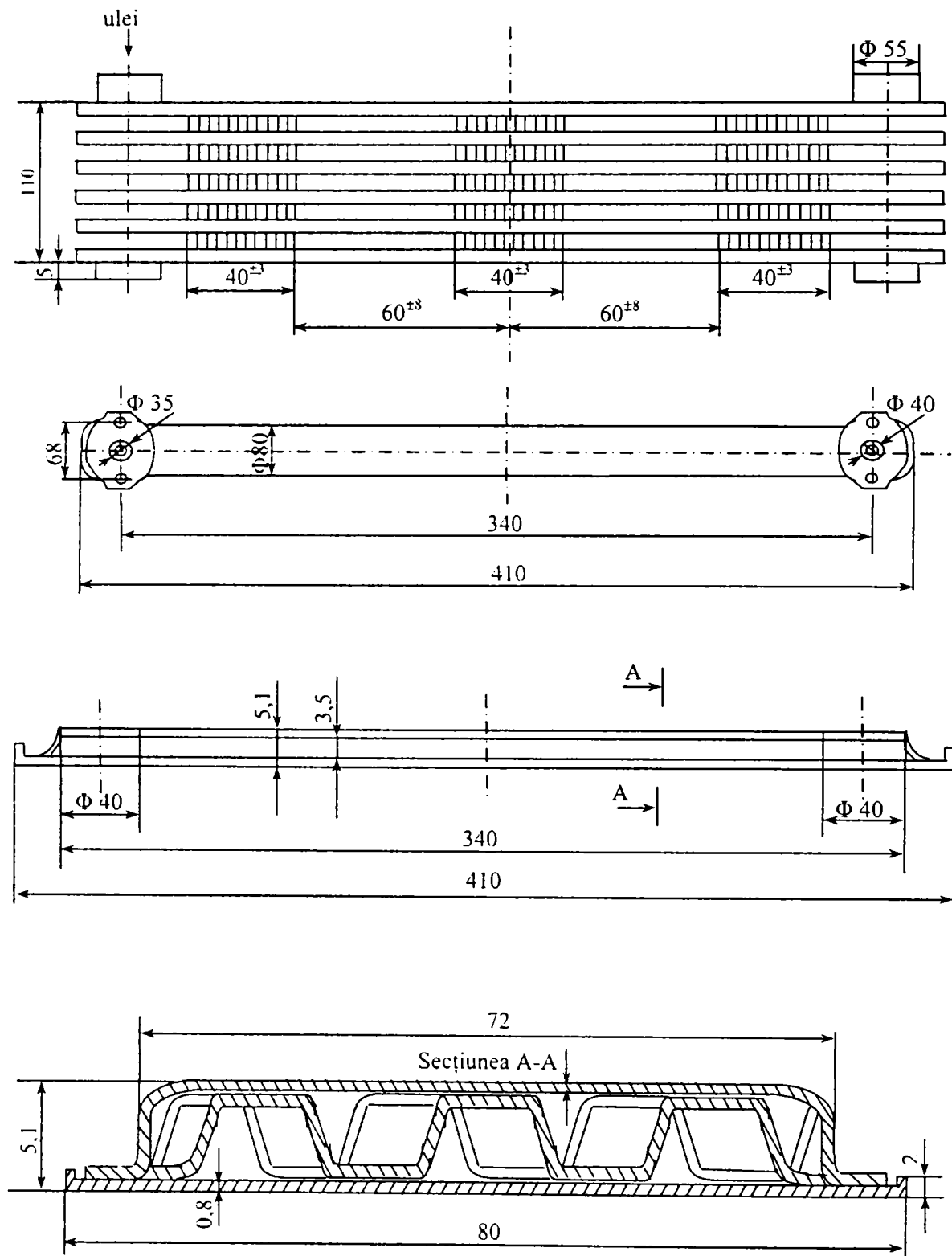


Fig. 4.18. Răcitoare cu teacă

În tabelul 4.2 sunt prezentate caracteristicile constructive pentru 10 răcitoare de acest tip [54]. Șapte răcitoare au fost construite în țară la RAAL S.A. Bistrița (tipurile A, B, C, D, E, F, G) precum și caracteristicile (incomplete) pentru trei răcitoare construite de firmele Langerer-Reich (H, K) și de firma Behr (L).

Tabel 4.2

Tip	L [mm]	l [mm]	p_u [mm]	h_u [mm]	Nr. tuburi	A_u [m ²]	$S_u \cdot 10^3$ [m ²]	A_w [m ²]	$S_w \cdot 10^3$ [m ²]
A	260	78	4,0	3,3	1x21	2,49	2,82	0,85	7,04
B	260	78	2,5	3,3	1x9	1,92	1,45	0,78	3,82
C	340	78	8,0	3,5	1x17	1,55	3,50	1,03	8,64
D	260	78	10,8	3,3	1x23	1,75	4,16	0,93	8,82
E	340	70	8,0	3,6	1x9	0,73	1,97	0,77	3,82
F	340	70	8,0	3,6	1x13	1,10	2,85	1,16	5,73
G	340	70	3,5	3,3	1x13	2,04	2,30	0,62	5,73
H	250	70	-	-	2x14	2,70	3,05	0,50	8,07
K	340	78	-	-	2x30	4,90	8,70	1,60	23
L	250	78	-	-	1x23	1,73	4,16	0,90	8,83

Uleiul circulă în interiorul țevilor prevăzute cu nervuri ondulate la răcitoarele A și B și cu nervuri discontinue la celelalte tipuri de răcitoare. La nervurile discontinue, uleiul circulă paralel cu profilul nervurii (denumite nervuri de tip P).

Apa de răcire circulă în curent încrucișat față de ulei printre teci. Pentru mărirea rezistenței mecanice a aparatului, constructorul a prevăzut și în canalele de apă nervuri (parțial la tipul C și în tot canalul de apă la celelalte tipuri de răcitoare românești). Nervurarea canalelor de apă este total nejustificată, având în vedere coeficientul de convecție foarte mare de partea apei în comparație cu coeficientul de convecție al uleiului. Această nervurare nu face altceva decât mărește energia necesară vehiculării apei de răcire.

Pe baza datelor existente [5], [6], [54], în Fig. 4.20 s-a trasat dependența $k_u=f(w_u)$ pentru $w_w=\text{constant}$, iar în Fig. 4.21, dependența $k_u=f(w_w)$ pentru $w_u=\text{constant}$. S-au notat cu w_w [m/s], viteza de circulație a apei, iar cu w_u [m/s], viteza de circulație a uleiului, printre nervuri și în canalele schimbătoarelor de căldură.

Din reprezentările de mai sus se constată că viteza de circulație a uleiului, w_u , prin canalele nervurate are o influență mai mare asupra coeficientului total de transfer termic, k_u , în comparație cu viteza de circulație a apei, w_w . Acest fapt se explică prin influența mult mai mare asupra coeficientului total, k_u , a coeficientului de transfer termic, α_u , de partea uleiului, care este mult mai mic în comparație cu cel al apei, α_w ($\alpha_w \gg \alpha_u$). Deci pentru mărirea coeficientului total, k_u , se impune mărirea coeficientului de convecție de partea uleiului.

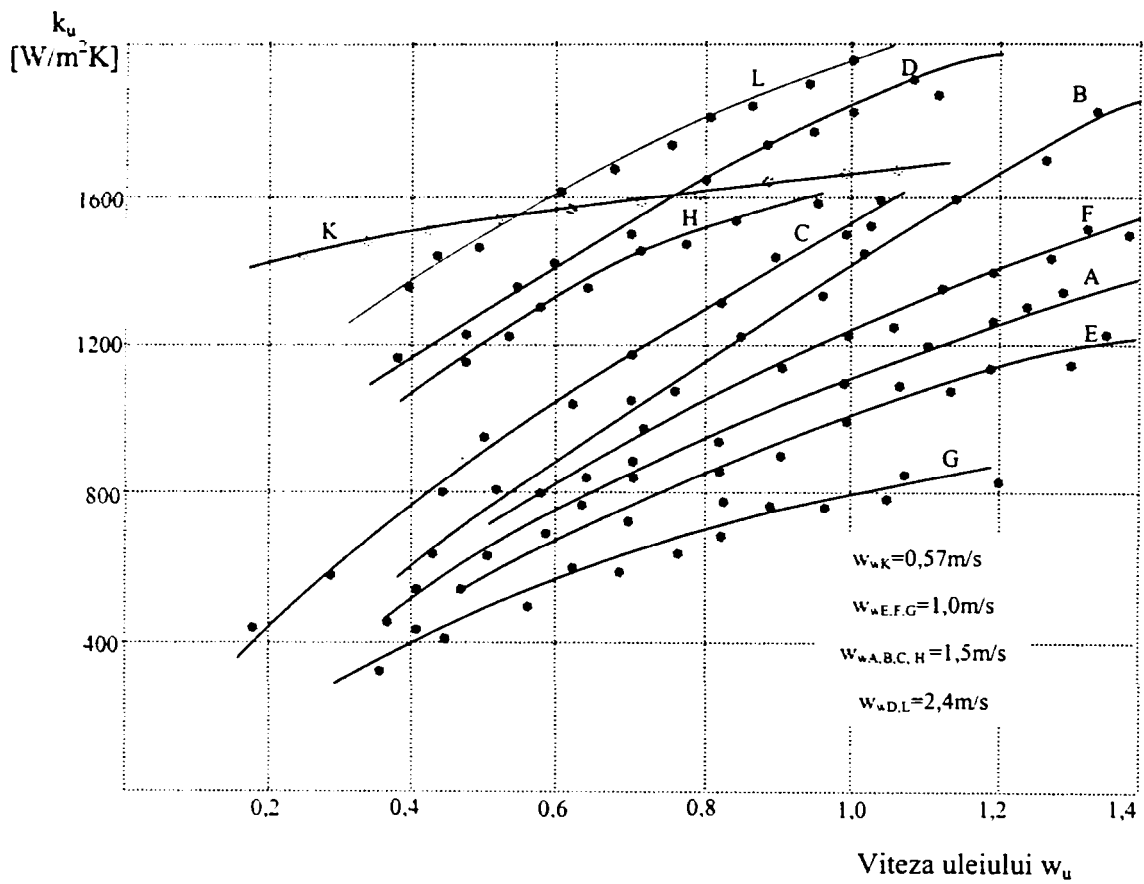


Fig. 4.19. Variația coeficientului k_u în funcție de viteza de circulație a uleiului, pentru $w_w = \text{constant}$.

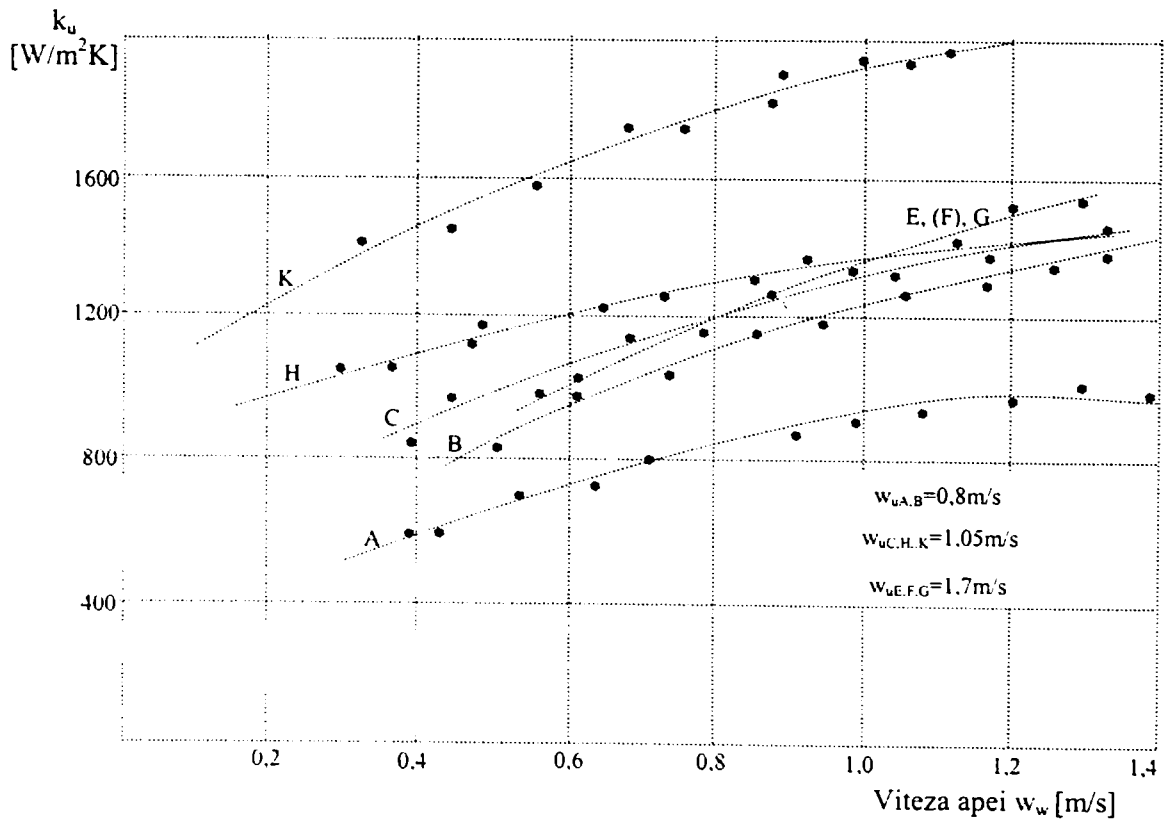


Fig. 4.20. Variația coeficientului k_u în funcție de viteza de circulație a apei, pentru $w_u = \text{constant}$

Se constată că și tipul de răcitor influențează valoarea coeficientului de transfer termic total.

În Fig. 4.21 este prezentată variația eficienței volumice, ε_v , în funcție de eficiența energetică, ε_c , pentru 8 din cele 10 răcitoare prezentate în tabelul 4.2. și pentru un răcitor de ulei cu țevi cu nervuri interioare cu $\Phi 15/13$ mm [89].

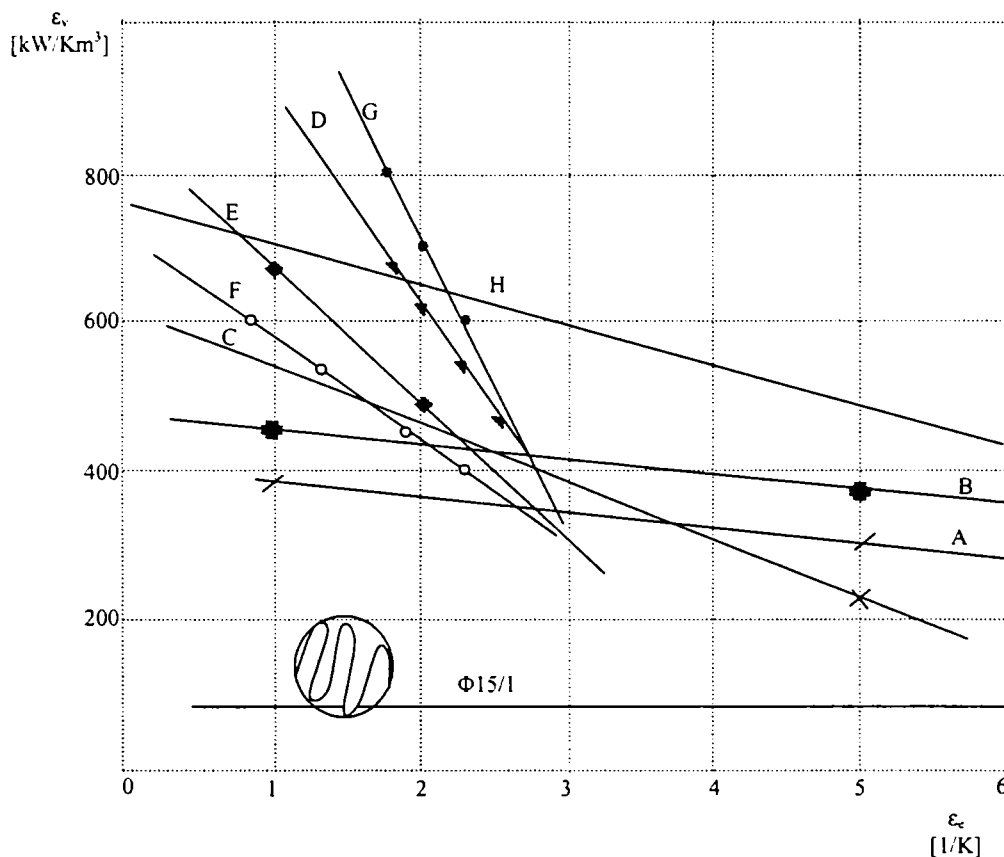


Fig. 4.21. Variația $\varepsilon_v=f(\varepsilon_c)$ pentru răcitoare de ulei răcite cu apă

Analizând diagramele de mai sus se constată următoarele:

- Nervurile discontinue, utilizate la răcitoarele C, D, E, F, G, L și K sunt mai eficiente din punct de vedere al transferului termic decât nervurile ondulate, utilizate la răcitoarele A și B;

- răcitorul B (cu pasul nervurilor mai mic, deci cu un grad de nervurare mai mare), realizează un coeficient termic total mai mare față de A, la aceeași ε_v , dar pentru ε_c mai mică;

- răcitoarele B și D, construite în țară, au performanțe termice comparabile cu cele din străinătate (L, H, K). Se observă că răcitorul D, cu nervuri discontinue, cu pasul cel mai mare, are performanțe termice și energetice mult apropiate de răcitoarele K și L;

- răcitoarele cu teacă sunt net superioare răcitoarelor cu țevi cu nervuri interioare, care reprezintă o soluție depășită [52].

Fluxul termic transmis între cele două fluide depinde aproape în întregime de vitezele celor două fluide, dacă temperaturile lor de intrare sunt constante.

Creșterea vitezelor de circulație ale fluidelor conduc însă la creșterea puterii necesare vehiculării fluidelor. În această situație se pune problema stabilirii vitezelor optime de circulație ale fluidelor, astfel încât să se obțină o soluție cât mai economică, în cazul unui răcitor ales.

Prin viteza optimă a apei și uleiului se înțelege perechea de valori (w_u , w_w) care conduc la valorile maxime ale eficienței energetice și volumice.

În continuare s-au stabilit vitezele optime de circulație ale apei și uleiului pentru răcitorul A, cu nervuri ondulate de partea uleiului (răcitor cu 21 tuburi de ulei) utilizat la multe motoare cu ardere internă.

În diagrama din Fig. 4.22., s-a trasat variația eficienței energetice în funcție de viteza de circulație a uleiului prin tuburile răcitorului.

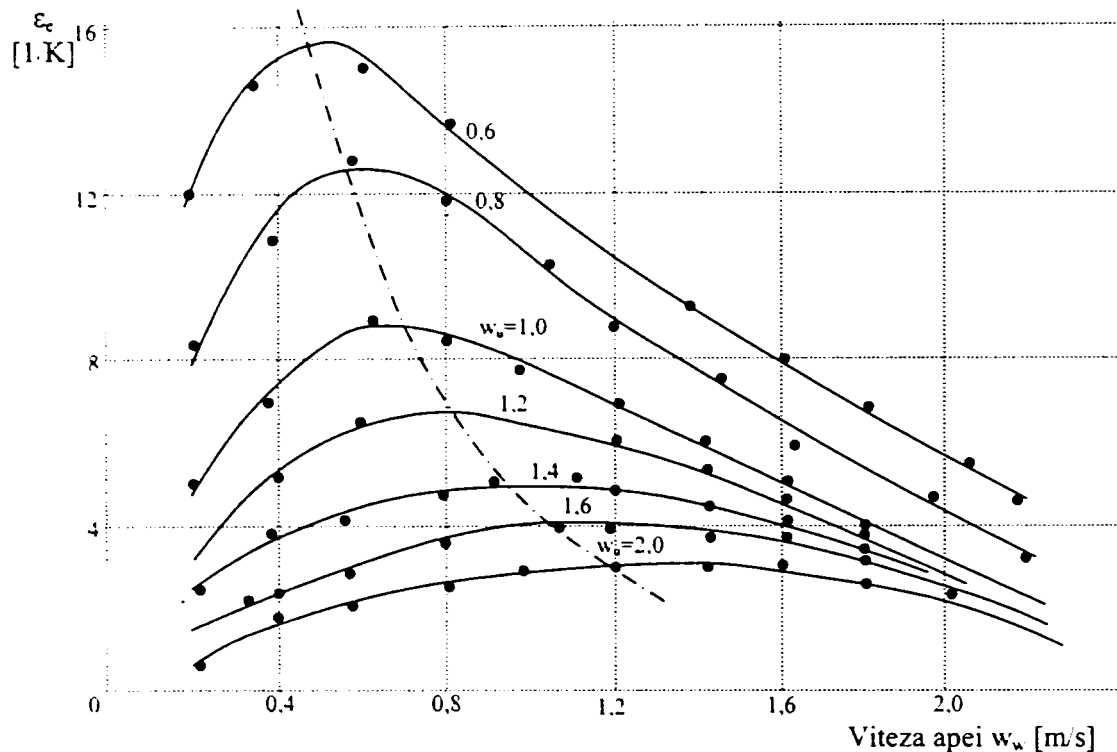


Fig. 4.22. Variația eficienței energetice în funcție de viteza de circulație a uleiului prin tuburile răcitorului

Se observă că pentru fiecare viteză a uleiului corespunde o singură viteză a apei pentru care eficiența energetică este maximă. Se obțin astfel valori optime (w_w , w_u).

Importanța alegerii corecte a vitezei apei este cu atât mai mare cu cât viteza uleiului este mai mică. De exemplu, la o viteză de $0,6...0,8$ m/s a uleiului, eficiența economică poate să scadă sub jumătatea valorii optime, dacă viteza apei se alege prea mare.

Vitezele de circulație ale apei și uleiului nu pot fi alese independent. Fiecărei viteze a uleiului îi corespunde o singură viteză economică pentru viteza apei.

4.4. CALCULUL CĂDERILOR DE PRESIUNE ALE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

Pierderea totală de presiune a unui fluid într-un schimbător de căldură Δp se compune din suma tuturor rezistențelor hidraulice întâlnite de acel fluid în drumul său prin aparat:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta p_i \quad (4.20)$$

Pierderea de presiune Δp se poate calcula cu relația:

$$\Delta p = \zeta \cdot a \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (4.21)$$

unde:

ζ – coeficientul de rezistență;

w [m/s] – viteza medie a curentului;

ρ [kg/m³] – masa specifică medie a curentului;

a – factor dependent de natura curgerii, și anume:

$a=L/d$ – pentru curgerea adiabatică;

$a=1$ – pentru pierderi locale (coturi, armături, etc.);

$a=n$ – pentru curgerea în exteriorul unui fascicul de țevi (n – numărul de rânduri de țevi);

$a=A$ – pentru corpuri într-un curent de fluid (A – suprafața de transfer termic).

În continuare se redă modul de determinare a coeficientului de rezistență pentru câteva cazuri mai des întâlnite de schimbătoare de căldură [56].

4.4.1. PIERDEREA DE PRESIUNE LA CURGEREA ÎN ȚEVI ȘI FANTE

4.4.1.1. PIERDEREA DE PRESIUNE LA INTRARE, ÎN TIMPUL STABILIZĂRII CURENTULUI, ȘI LA IEȘIRE DIN ȚEAVĂ

Înainte de intrarea în fasciculul de țevi, fluidul se află, de obicei, într-un spațiu la o viteză mai mică. La intrarea în fasciculul de țevi se produce o accelerare, însoțită de o pierdere locală.

Coeficientul de rezistență are valoarea:

$\zeta = 0,50$, pentru muchie ascuțită;

$\zeta = 0,25$, pentru muchie teșită;

$\zeta = 0,06$, în cazul intrării rotunjite.

Pentru calculul pierderilor suplimentare, în zona de stabilizare a curentului, se poate admite:

$\zeta = 1,16$ în cazul curgerii laminare;

$\zeta = 0,065$ în cazul curgerii turbulente ($Re > 2300$), pentru țevi și pentru fante cu lățimea h ($Re = 2wh/v > 350$).

Pentru calculul pierderilor datorită variației secțiunilor de ieșire se admite: $\zeta = 1$.

Astfel suma celor trei pierderi locale, în cazul curgerii turbulente, pentru muchia de intrare teșită devine:

$$\Delta p = (0,25 + 0,065 + 1,0) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (4.22)$$

4.4.1.2. PIERDEREA DE PRESIUNE LA CURGEREA STABILIZATĂ A FLUIDULUI PRIN ȚEVI

Pentru acest caz relația (4.21) ia forma:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (4.23)$$

ζ fiind o funcție de numărul Reynolds. Viteza w și vâscozitatea v se referă la starea medie a fluidului din țeavă.

Dacă variația presiunii sau a temperaturii este foarte mare în lungul țevii, calculul se poate efectua pe porțiuni.

a) În cazul curgerii laminare, pentru țevi cu secțiunea circulară, coeficientul de rezistență ζ se calculează cu relația:

$$\zeta = \frac{64}{Re} \quad (4.24)$$

iar pentru fante ($Re < 350$) este valabilă relația:

$$\zeta = \frac{95}{Re} \quad (4.25)$$

b) În cazul curgerii turbulente în țevi netede, coeficientul de rezistență ζ se calculează cu relația lui Prandtl-Nikuradse:

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = 2 \cdot \log \frac{Re \cdot \sqrt{\zeta}}{2,51} \quad (4.26)$$

Relația este valabilă atât pentru țevi cu secțiune circulară, cât și pentru fante, când se consideră $d=2h$.

Pentru valori mici ale cifrei Reynolds ($Re < 100000$), ζ se poate calcula și cu relația lui Blasius:

$$\zeta = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (4.27)$$

iar pentru: $2 \cdot 10 < Re < 2 \cdot 10^5$, poate fi folosită relația:

$$\zeta = 0,0054 + 0,396 \cdot Re^{-0,3} \quad (4.28)$$

pentru țevi rugoase, coeficientul de rezistență ζ se poate determina din Fig. 4.23. în funcție de numărul Reynolds.

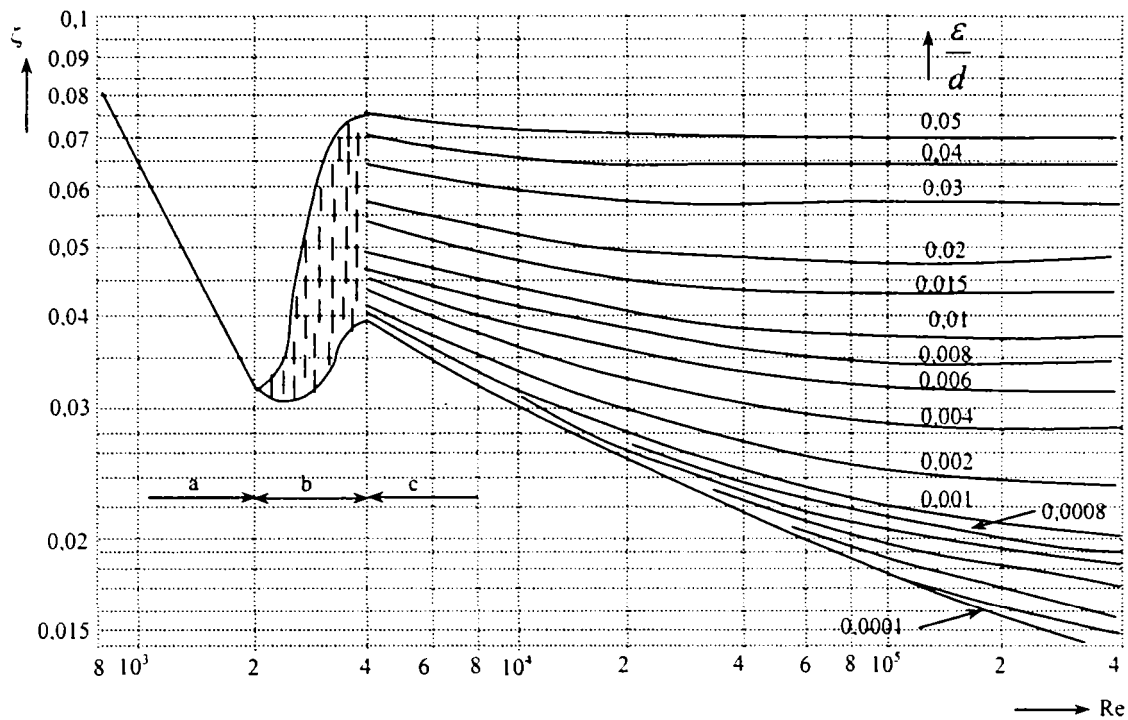


Fig. 4.23. Coeficientul ζ pentru țevi rugoase, în funcție de numărul Reynolds și rugozitatea relativă

4.4.1.3. PIERDEREA DE PRESIUNE LA CURGEREA PRIN ȚEVI CURBATE

Această pierdere se calculează cu relația (4.27), înlocuind ζ al țevii drepte cu ζ al țevii curbate. Coeficientul de rezistență ζ este egal cu coeficientul de rezistență al țevii drepte, înmulțit cu o funcție care depinde în primul rând de raportul dintre diametrul interior al țevii d_i [m] și de diametrul de curbură al țevii D [m].

Pentru curgerea laminară este valabilă relația aproximativă:

$$\zeta_c = \zeta \left[0,805 + 0,0448 \cdot \left(\text{Re} \cdot \sqrt{\frac{d_i}{D}} \right)^{0,6} \right] \quad (4.29)$$

iar pentru curgerea turbulentă:

$$\zeta_c = \zeta \cdot \left(1 + 3,74 \frac{d_i}{D} \right) \quad (4.30)$$

Relația (4.30) dă erori mari pentru numere Reynolds mai mici de 10. Relația (4.29) și relația (4.30) nu pot fi aplicate pentru porțiuni scurte de țevi curbate, cum ar fi de exemplu coturi de 90° , ci numai pentru calculul pierderilor în serpentine.

4.4.2. PIERDEREA DE PRESIUNE DATORITĂ REZISTENȚELOR LOCALE ÎN COTURI, ÎNGUSTĂRI ȘI LĂRGIRI DE SECȚIUNE, RAMIFICAȚII ȘI ARMĂTURI

În cazul pierderilor locale relația (4.21) ia forma:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (4.31)$$

unde ζ depinde de natura rezistenței locale.

4.4.2.1. PIERDEREA DE PRESIUNE ÎN COTURI

Pentru coturi de secțiune circulară și curbură progresivă, se poate utiliza relația empirică:

$$\zeta = \left[0,13 + 0,16 \cdot \left(\frac{d_i}{R} \right)^{3,5} \right] \frac{\alpha^\circ}{90^\circ} \quad (4.32)$$

unde:

R – raza de curbură a cotului;

α - unghiul de deviere al curentului.

Pentru coturi frânte, valoarea coeficientului de pierderi ζ se găsește în literatura de specialitate, sub forma unor diagrame, în funcție de unghiul α .

4.4.2.2. PIERDEREA DE PRESIUNE LA VARIAȚIA SECȚIUNII

În cazul creșterii bruște a secțiunii, valoarea teoretică a lui ζ este dată de relația:

$$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \quad (4.33)$$

unde: A_1 și A_2 reprezintă secțiunile înainte și după locul de lărgire. Relația este valabilă pentru curgerea turbulentă. În cazul curgerii laminare se poate utiliza relația:

$$\zeta = 1 - 2,66 \cdot \frac{A_1}{A_2} + 1,66 \cdot \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \quad (4.34)$$

În toate cazurile prezentate de variația secțiunii, viteza w din relația de mai sus se referă la secțiunea cea mai mică.

Pentru calculul pierderilor de presiune în conducte cu creșterea continuă a secțiunii, valorile lui ζ din relațiile (4.33) și (4.34) se înmulțesc cu factorul de corecție dat în Fig. 4.24. În cazul îngustării bruște a secțiunii, ζ se poate alege din Fig. 4.25. Pentru îngustări continue cu $\alpha < (20-40)$ se poate considera $\zeta = 0,04$.

$$\zeta_r = k \cdot \zeta \quad (4.35)$$

4.4.2.3. PIERDERI DE PRESIUNE ÎN RAMIFICAȚII

Valorile lui ζ sunt prezentate în literatura de specialitate sub formă de diagrame și tabele unde se indică și viteza care se va utiliza pentru calculul pierderilor conform relațiilor determinate.

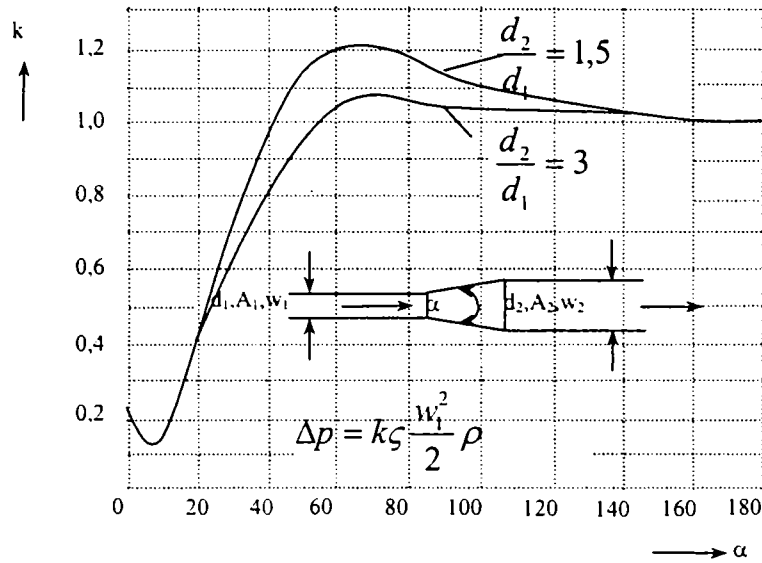


Fig. 4.24. Factorul de corecție pentru coeficientul ζ

4.4.2.4. PIERDERI DE PRESIUNE ÎN ROBINETE

Valorile lui ζ pentru pierderile de presiune în robinete depind mult de tipul de robinet și de starea lui. Pentru calculul acestor pierderi, precum și pentru alte tipuri de pierderi se vor utiliza indicațiile, relațiile și diagramele din literatura de specialitate [35].

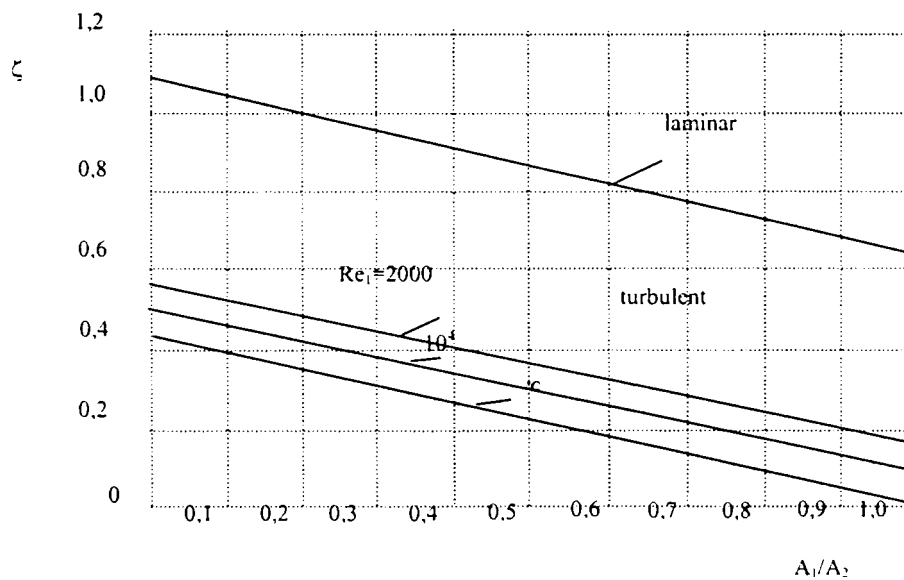


Fig.4.25. Factorul de corecție pentru coeficientul ζ

4.4.3. PIERDERI DE PRESIUNE LA CURGEREA FLUIDELOR ÎN EXTERIORUL ȚEVILOR

a) Curgerea în lungul țevilor

În acest caz se poate folosi relația (4.21) înlocuind diametrul interior d_i cu diametrul echivalent d_e .

b) Curgerea perpendiculară pe fascicul de țevi

În acest caz se utilizează relația de calcul a lui Schack pentru țevi dispuse în eșichier:

$$\Delta p = 0,0204 \cdot n \cdot \frac{w^2 \cdot \rho_0}{\left(\frac{t}{d} - 1\right)^{0,33}} \cdot \frac{T}{273p} \quad (4.36)$$

unde:

n [-] – numărul de țevi;

d [mm] – diametrul țevilor;

t [mm] – pasul țevilor perpendicular pe direcția de curgere;

w [m/s] – viteza fluidului în secțiunea minimă;

ρ_0 [kg/Nm³] – masa specifică a fluidului în secțiunea minimă, în condiții normale;

T [K] – temperatura medie a fluidului;

p [bar] – presiunea fluidului.

c) Curgerea în lungul unei suprafețe nervurate

În acest caz, pierderea de presiune se calculează cu relația:

$$\Delta p = \left[\frac{w^2}{2} \cdot (\Phi^2 + 1) \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + c_f \cdot \frac{A}{A_1} \cdot \frac{v_m}{v_1} \right] \cdot \rho \quad (4.37)$$

unde:

ρ_0 [kg/Nm³] – masa specifică a fluidului;

Φ [-] – raportul dintre secțiunea minimă de curgere între nervuri și secțiunea liberă a canalului, în fața sau în spatele suprafeței;

v [m³·kg] – volumul specific al fluidului (v_1, v_2 , la intrare și ieșire, iar v_m , valoarea medie);

A [m²] – suprafața totală de schimb de căldură;

S [m²] – secțiunea liberă de curgere între nervuri;

c_f – coeficientul de rezistență la frecare.

4.5. DIMENSIONAREA ECONOMICĂ ȘI OPTIMIZAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

4.5.1. CONSIDERAȚII GENERALE

La alegerea unui schimbător de căldură din mai multe soluții constructive posibile se va prefera acel aparat care transmite fluxul termic impus cu un consum minim de material și consum minim de putere necesară circulației fluidelor prin aparat.

Astfel problema dimensionării economice cuprinde două aspecte:

- a) determinarea tipului constructiv de aparat;
- b) determinarea condițiilor optime de funcționare ale schimbătorului.

Tipul constructiv de aparat depinde de foarte mulți factori cum ar fi: natura fluidelor care circulă în aparat, cerințele impuse de exploatare, dimensiuni de gabarit, modul de curgere al celor două fluide, etc.

Condițiile optime de funcționare au în vedere determinarea vitezei optime de curgere a fluidelor prin aparat și diferența medie de temperatură între cele două fluide. Din punctul de vedere al vitezelor și diferențelor medii de temperatură există o dublă infinitate de soluții dintre care doar una singură este cea mai bună, și anume soluția care necesită cheltuieli anuale minime.

Cheltuielile anuale sunt cauzate de:

- amortizarea investiției;
- întreținerea aparatului;
- consumul de energie pentru vehicularea fluidelor prin aparat;
- contravaloarea energiei pierdute;
- salariile personalului, etc.

4.5.2. ANALIZA ȘI CALCULUL PIERDERILOR EXERGETICE

Pierderile de exergie apar datorită degradării energiei, prin transformarea unei părți din exergie în anergie. Aceste transformări apar în toate procesele reale datorită ireversibilității fenomenelor care însoțesc aceste procese [100].

Dacă se notează cu T_a temperatura mediului ambiant și cu ΔS_{irev} creșterea de entropie datorită ireversibilităților din sistemul adiabatic în cauză, pierderea de exergie se calculează cu relația:

$$Ex_p = T_a \cdot \Delta S_{\text{irev}} \quad (4.38)$$

4.5.2.1. CALCULUL PIERDERILOR DE ENERGIE DATORITĂ FRECĂRILOR

Dacă se notează cu L_f lucrul mecanic de frecare care se produce la temperatura T , atunci creșterea de entropie este:

$$\Delta S_{\text{irev}} = \frac{L_f}{T} \quad (4.39)$$

și exergia pierdută:

$$Ex_p = L_f \cdot \frac{T_a}{T} \quad (4.40)$$

Dacă debitul volumic de fluid este \dot{V} [m^3/s] și pierderea de presiune Δp , atunci pentru vehicularea fluidului este necesar, în unitatea de timp, lucrul mecanic $\dot{V} \Delta p$, iar fluxul exergiei pierdute va fi:

$$Ex_p = \dot{V} \cdot \Delta p \cdot \frac{T_a}{T} \quad (4.41)$$

sau dacă se exprimă căderea de presiune într-o conductă (canal) cu relația cunoscută:

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w^2}{2 \cdot \rho} \quad (4.42)$$

și debitul volumic cu:

$$\dot{V} = A \cdot w \quad (4.43)$$

relația (4.41) devine:

$$Ex_p = \frac{\xi \cdot A \cdot L \cdot w^3}{2 \cdot d} \cdot \rho \cdot \frac{T_a}{T} \quad (4.44)$$

unde:

ξ – coeficientul de rezistență;

L [m] – lungimea traseului de curgere a fluidului;

d [m] – diametrul echivalent al canalului de curgere;

ρ [kg/m^3] – masa specifică a fluidului.

Coeficientul de rezistență ξ se determină din literatura de specialitate [35] în funcție de forma și rugozitatea canalului și de numărul Reynolds.

4.5.2.2. CALCULUL PIERDERILOR ENERGETICE DATORITĂ DIFERENȚELOR FINITE DE TEMPERATURI ÎNTRE CELE DOUĂ FLUIDE

Dacă se consideră că presiunea rămâne constantă în cazul curgerii celor două fluide, se poate reprezenta în Fig. 4.26 variația temperaturii celor două fluide și anume:

- fluidul care se răcește de la T_1' la T_1'' , când entropia sa specifică scade cu Δs_1 , iar al doilea fluid se încălzește de la T_2' la T_2'' când are loc o creștere de entropie specifică Δs_2 .

În acest caz, valorile entropiilor specifice sunt.

$$\Delta s_1 = c_1 \cdot \ln \frac{T_1''}{T_1'} \quad (4.45)$$

și

$$\Delta s_2 = c_2 \cdot \ln \frac{T_2''}{T_2'} \quad (4.46)$$

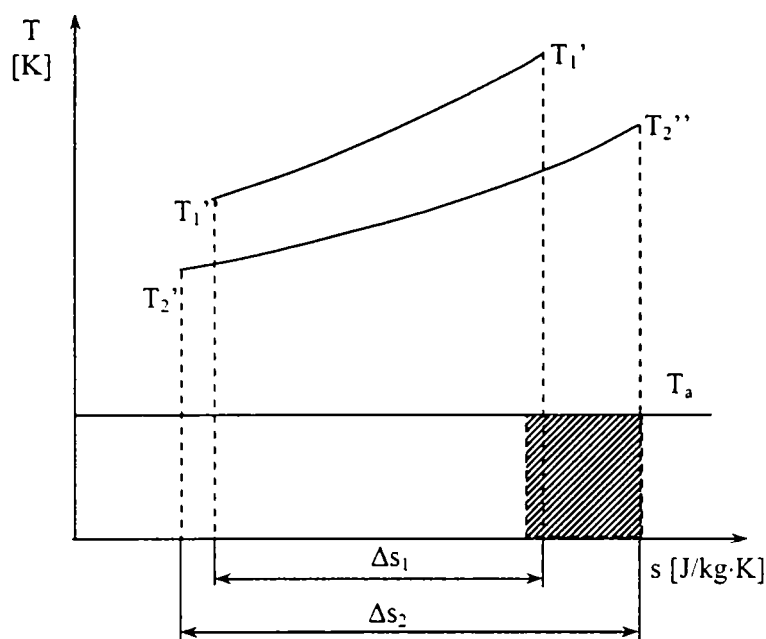


Fig. 4.26. Variația temperaturilor fluidelor prin schimbătoarele de căldură

Admițând că toată energia transmisă de fluidul cald, prin aparat, este preluată de fluidul rece (adică suprafețele cuprinse între curbele de transformare și axa absciselor sunt echivalente) se observă că Δs_1 nu este egală cu Δs_2 . Deci apare o variație a entropiei pe întregul aparat, considerat ca un sistem adiabatic, egală cu:

$$\Delta S_{irev} = \Delta s_1 + \Delta s_2 \quad (4.47)$$

Se obține fluxul exergiei pierdute:

$$Ex_p = T_a \cdot \left(\dot{m}_1 \cdot \Delta s_1 + \dot{m}_2 \cdot \Delta s_2 \right) \quad (4.48)$$

sau sub forma:

$$Ex_p = T_a \cdot \left(\dot{C}_1 \ln \frac{T_1''}{T_1'} + \dot{C}_2 \ln \frac{T_2''}{T_2'} \right) \quad (4.49)$$

unde: \dot{m}_1, \dot{m}_2 [kg/s] sunt debitele masice ale celor două fluide.

În cazul în care unul dintre fluide se condensează sau se vaporizează (deci are loc o transformare la $T_1 = \text{constant}$), se poate scrie:

$$\Delta s_1 = \frac{\dot{C}_2 \cdot (T_2' - T_2'')}{T_1} \quad (4.50)$$

și relația (4.49) devine:

$$Ex_p = T_a \cdot \dot{C}_2 \cdot \left[\frac{(T_2' - T_2'')}{T_1} + \ln \frac{T_2''}{T_2'} \right] \quad (4.51)$$

4.5.2.3. CALCULUL PIERDERILOR DE ENERGIE DATORITĂ AMESTECĂRII FLUIDELOR LA IEȘIREA DIN APARAT

Dacă se consideră că fluidul este un gaz perfect, format din n gaze perfecte având fiecare entalpia specifică i_i și participarea masică μ_i , din relația de calcul al entalpiei amestecului, scrisă sub forma:

$$I = \sum_{i=1}^n I_i \quad (4.52)$$

rezultă:

$$c_p \cdot T_M = \sum_{i=1}^n \mu_i \cdot c_{pi} \cdot T_i \quad (4.53)$$

adică temperatura medie este:

$$T_M = \sum_{i=1}^n \mu_i \cdot T_i \quad (4.54)$$

Entropia specifică a unui gaz perfect raportată la starea mediului ambiant (T_a, p_a) este:

$$\Delta s = s - s_a = c_p \cdot \ln \frac{T_M}{T_a} - R_i \cdot \ln \frac{p}{p_a} \quad (4.55)$$

Entropia S_M a amestecului obținut în procesul real are expresia:

$$s_M - s_a = c_p \cdot \ln \frac{T_M}{T_a} - R_i \cdot \ln \frac{p}{p_a} \quad (4.56)$$

Entropia amestecului obținut în cazul ideal, pe cale reversibilă, este egală cu suma entropiilor componente. Deci, prin amestecarea reversibilă se obține:

$$S_{Mrev} - S_a = \sum_{i=1}^n \mu_i \cdot \left(c_p \cdot \ln \frac{T_M}{T_a} - R_i \cdot \ln \frac{p}{p_a} \right) \quad (4.57)$$

Având în vedere că $s = \sum \mu_i$ și $\sum \mu_i = 1$, creșterea de entropie datorită ireversibilităților este:

$$\Delta S_{irev} = S_M - S_{Mrev} = c_p \left(\ln T_M - \sum_{i=1}^n \mu_i \cdot \ln T_i \right) \quad (4.58)$$

sau scrise sub forma:

$$\Delta S_{irev} = c_p \cdot \ln \frac{T_M}{T_1^{\mu_1} \cdot T_2^{\mu_2} \cdot \dots \cdot T_n^{\mu_n}} \quad (4.59)$$

Dacă se consideră:

$$T_M = T_M^{\mu_1} \cdot T_M^{\mu_2} \cdot \dots \cdot T_M^{\mu_n} \quad (4.60)$$

se poate scrie:

$$\Delta s_i = c_p \sum_{i=1}^n \left(\mu_i \ln \frac{T_M}{T_i} \right) \quad (4.61)$$

iar fluxul de exergie pierdut va fi:

$$Ex_p = \dot{C} \cdot T_a \sum_{i=1}^n \left(\mu_i \ln \frac{T_M}{T_i} \right) \quad (4.62)$$

Dacă fluidul este un lichid, în relația de definiție a entropiei:

$$ds = \frac{du + p \cdot dv}{T} \quad (4.63)$$

se poate neglija termenul $p \cdot dv$ și prin integrare între limitele s și s_a rezultă relația:

$$s - s_a = c \cdot \ln \frac{T}{T_a} \quad (4.64)$$

Preluând raționamentul expus mai sus, se ajunge în final, la aceeași relație (4.62), înlocuind c_p la gaze cu c [J/kg·K] pentru lichide.

4.5.3. DATE NECESARE DIMENSIONĂRII ECONOMICE

Soluția optimă pentru un schimbător de căldură va fi aceea pentru care cheltuielile cauzate de acel aparat sunt minime. Fiind cunoscute cheltuielile în funcție de mărimile care le influențează cel mai mult se pot determina valorile optime.

În general, cheltuielile totale se exprimă în funcție de două variabile, și anume: viteza de curgere a fluidului, w , și diferența medie de temperatură, Δt_m .

Pentru determinarea vitezei optime de curgere a fluidului și a diferenței optime de temperatură între fluide se vor exprima prețurile în funcție de aceste două mărimi.

Cheltuielile totale se compun din:

λ_1 – cheltuielile anuale legate de existența schimbătoarelor de căldură;

λ_2 - cheltuielile legate de vehicularea fluidelor;

λ_3 – cheltuielile datorită pierderilor de energie în aparate.

În expresiile funcțiilor $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ vor interveni coeficientul total de transfer termic, k , și căderile de presiune, Δp , pe aparat. Se vor exprima aceste două valori simplificate, în funcție de viteza de curgere a unui fluid.

4.5.3.1. EXPRESIA SIMPLIFICATĂ PENTRU COEFICIENTUL DE TRANSFER TERMIC TOTAL

Expresiile coeficientului de transfer termic total, k , determinate în funcție de coeficienții de transfer termic α_1 și α_2 , conduc în calculele de optimizare la ecuații foarte complicate, nerezolvabile pe cale explicită. Problema poate fi rezolvată în cazul în care se admite pentru k expresia simplificată:

$$k = B \cdot w^n \quad (4.65)$$

unde w reprezintă viteza medie a fluidului de o parte a peretelui schimbătorului de căldură.

În cazul în care diferența între valorile α_1 și α_2 este mare (de exemplu, la condensatoare sau vaporizatoare sau chiar în cazul schimbătoarelor de căldură de tipul gaz-lichid) se poate neglija influența coeficientului α mai ridicat asupra lui k .

În acest caz se poate considera, de exemplu, α_1 =variabil și α_2 =constant.

Dacă peretele este cilindric se poate scrie:

$$\frac{1}{k_1} = \frac{1}{\alpha_1} \left(\frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 d_2} \right) = \frac{1}{\alpha_1} + D \frac{1}{Bw_1^n} \quad (4.66)$$

unde cu D s-a notat valoarea constantei din paranteză.

Din ecuația criterială:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^p \quad (4.67)$$

rezultă expresia lui α_1 pentru temperatura medie a fluidului:

$$\alpha_1 = \alpha_{11} \cdot w_1^m \quad (4.68)$$

α_{11} fiind valoarea lui α_1 pentru $w_1 = 1 \text{ m/s}$.

Relația (4.66) scrisă pentru valorile minimă și maximă a vitezei w_1 , devine:

$$\frac{1}{\alpha_{11} w_{1\min}^m} + D = \frac{1}{Bw_{1\min}^n} \quad (4.69)$$

$$\frac{1}{\alpha_{11} w_{1\max}^m} + D = \frac{1}{Bw_{1\max}^n} \quad (4.70)$$

Din sistemul de mai sus se determină D și B și se poate exprima relația (4.65).

Observație. Se va lucra cu viteza medie:

$$w_{1med} = \frac{w_{1\min} + w_{1\max}}{2} \quad (4.71)$$

În cazul în care influența lui α_2 asupra coeficientului de transfer total k nu poate fi neglijată, adică:

$$\alpha_1 = \alpha_{11} w_1^{m_1}; \alpha_2 = \alpha_{21} w_2^{m_2} \quad (4.72)$$

și se obține:

$$\frac{1}{k_1} = \frac{1}{\alpha_{11} w_1^{m_1}} + \frac{d_1}{\alpha_{21} w_2^{m_2} d_2} + D \quad (4.73)$$

În cazul în care se poate admite $m_1 = m_2 = m$ și dacă $w_1 = a \cdot w_2$, unde a este un factor de proporționalitate, se ajunge la o relație asemănătoare cu relația (4.66), dar cu alte constante. Pe o cale similară se poate rezolva problema dacă $m_1 \neq m_2$.

În ambele situații, cu mici abateri de la simplificările impuse, se poate scrie:

$$k = B \cdot w^n \quad (4.74)$$

4.5.4. DETERMINAREA VITEZEI OPTIME DE CURGERE A FLUIDULUI ȘI A DIFERENȚEI OPTIME DE TEMPERATURĂ

Mărimile optime se vor determina exprimând valoarea totală a cheltuielilor anuale care vor fi:

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 \quad (4.75)$$

a) Cheltuielile anuale, λ_1 , legate de existența schimbătorului de căldură se determină cunoscând cheltuielile anuale, a_1 [lei/m²an], pe un metru pătrat de suprafață de încălzire:

$$\lambda_1 = a_1 \cdot A \quad (4.76)$$

unde A se poate calcula din regimul maxim al aparatului:

$$A = \frac{\dot{Q}_m}{k_m \cdot \Delta t_m} = \frac{\dot{Q}_m}{B \cdot w_m^n \cdot \Delta t_m} \quad (4.77)$$

deci:

$$\lambda_1 = \frac{a_1 \cdot \dot{Q}_m}{B \cdot w_m^n \cdot \Delta t_m} \quad (4.78)$$

b) Cheltuieli legate de vehicularea fluidelor, λ_2 , depind de debitul volumic de fluid, \dot{V} , la o cădere de presiune Δp , adică de puterea necesară vehiculării fluidului:

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta} \quad (4.79)$$

Dacă se notează cu e [lei/kWh] prețul energiei electrice la un randament η al pompei (sau al ventilatorului) în h [ore de lucru]:

$$\lambda_2 = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta} \cdot e \cdot h = f(w_m, \Delta t_m) \quad (4.80)$$

Debitul volumic de fluid, \dot{V} , suprafața, A , și Δp se exprimă în funcție de viteză, Δt_m , etc., ca și în cazul lui λ_1 .

Calculul trebuie efectuat de la caz la caz în funcție de tipul schimbătorului, timpul de funcționare și regimul de lucru.

Exemplu de calcul. Dacă se consideră un schimbător de căldură constituit din n țevi de diametru d și lungime L , străbătut în interior de fluidul considerat, rezultă:

$$A = \pi \cdot d \cdot L \cdot n ; \dot{V} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n \cdot w \quad (4.81)$$

Dacă se consideră o funcționare de dh [ore] cheltuielile vor fi $d\lambda_2$, date de relația:

$$d\lambda_2 = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta} \cdot e \cdot dh = \frac{(\pi \cdot d \cdot L \cdot n) \cdot c \cdot e \cdot w^{3-r}}{4\eta} \cdot dh \quad (4.82)$$

sau ținând cont de relația:

$$A = \frac{\dot{Q}_m}{B \cdot w_m^n \cdot \Delta t_m} \quad (4.83)$$

rezultă:

$$d\lambda_2 = \frac{\dot{Q}_m}{B \cdot w_m^n \cdot \Delta t_m} \cdot \frac{c \cdot e \cdot w^{3-r}}{4\eta} \cdot dh \quad (4.84)$$

Dacă se consideră că aparatul funcționează j [ore/an] atunci se poate nota cu τ raportul adimensional:

$$\tau = \frac{h}{j} \quad (4.85)$$

și se obține $dh = j \cdot d\tau$.

La fel, dacă se notează cu ω raportul adimensional dintre viteza fluidului la un anumit regim de funcționare și viteza maximă:

$$\omega = \frac{w}{w_m} \quad (4.86)$$

Cu aceste notații, integrând pe durata unui an, adică pentru $\tau \in [0,1]$ rezultă:

$$\lambda_2 = \frac{\dot{Q}_m}{B \cdot \Delta t_m} \cdot \frac{c \cdot e \cdot j \cdot w_m^{3-r-n}}{4\eta} \cdot \int_0^1 \omega^{3-r} d\tau \quad (4.87)$$

Dacă se notează cu:

$$a_2 = \int_0^1 \omega^{3-r} d\tau \quad (4.88)$$

rezultă cheltuielile legate de vehicularea fluidului:

$$\lambda_2 = \frac{\dot{Q}_m}{B \cdot \Delta t_m} \cdot \frac{c \cdot e \cdot j \cdot w^{3-r-n}}{4\eta} \cdot a_2 \quad (4.89)$$

c) Cheltuielile elementare legate de transmiterea căldurii la diferențe finite de temperatură, care reprezintă echivalentul pierderii de exergie, Ex_p .

Această pierdere, datorată căderii de temperatură ΔT este dată de expresia:

$$d\lambda_3 = Ex_p \cdot e \cdot dh \quad (4.90)$$

Exprimând λ_3 [lei/an] în funcție de \dot{Q}_m și ΔT_m , ca și în cazul lui λ_1 și λ_2 , utilizând aceleași notații se obține:

$$d\lambda_3 = ex_p \cdot \dot{Q}_m \cdot \Delta t_m \cdot e \cdot j \int_0^1 \omega^{2-n} \cdot d\tau \quad (4.91)$$

unde s-a notat cu ex_p pierderea fluxului exergetic, calculată din datele problemei, iar pierderea totală a fluxului exergetic, Ex_p , va fi:

$$Ex_p = ex_p \cdot \dot{Q} \cdot \Delta t \quad (4.92)$$

Notând cu:

$$a_3 = \int_0^1 \omega^{2-n} \cdot d\tau \quad (4.93)$$

rezultă în final:

$$\lambda_3 = ex_p \cdot \dot{Q}_m \cdot \Delta t_m \cdot e \cdot j \cdot a_3 \quad (4.94)$$

Condițiile pentru minimul acestei funcții sunt:

$$\frac{\partial \lambda}{\partial w_m} = 0 \quad \frac{\partial \lambda}{\partial \Delta t_m} = 0 \quad (4.95)$$

Din relația (4.95) rezultă:

$$w_m = \left(\frac{n}{3-r-n} \cdot \frac{4 \cdot \eta \cdot a_1}{C \cdot e \cdot a_2 \cdot j} \right)^{\frac{1}{3-r}} \quad (4.96)$$

$$\Delta t_m = \left(\frac{3-r}{3-r-n} \cdot \frac{a_1}{B \cdot w_m^n \cdot ex_p \cdot e \cdot j \cdot a_3} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.97)$$

4.6. O ABORDARE ECONOMICĂ A DIMENSIONĂRII RADIATOARELOR

Având în vedere influența covârșitoare a ariei suprafeței S asupra indicatorilor economici, se efectuează un calcul economic al radiatorului, adică determinarea valorii ariei suprafeței nominale, în condiții de funcționare determinate care să asigure parametri impuși în condițiile cele mai economice. Suprafața economică corespunde soluției pentru care suma cheltuielilor anuale de investiție [14], [15]:

$$A = K_A \cdot S \quad (4.98)$$

și de exploatare:

$$B = K_B S^{-2} \quad (4.99)$$

este minimă: $\frac{\partial}{\partial S}(A+B) = 0$.

Se obține:

$$S_{ec} = \sqrt{\frac{2K_B}{K_A}} \quad (4.100)$$

în care:

$$K_A = c_{aux} \cdot a \cdot C_{rad} \cdot c_A \cdot \rho_m \cdot \frac{p}{\sigma} \left[\frac{lei}{an \cdot m^2} \right] \quad (4.101)$$

și:

$$K_B = nC_B \left(\frac{\zeta_1 \rho_1 Q_1^3}{2\eta_1 c_1^2} + \frac{\zeta_2 \rho_2 Q_2^3}{2\eta_2 c_2^2} \right) \left[\frac{lei}{an} \cdot m^3 \right] \quad (4.102)$$

în care:

n – numărul de ore pe an de utilizare a radiatorului;

C_B [lei/kWh] – costul energiei fluide;

C_{rad} [lei/kg] – costul unitar al radiatorului;

a – cota de amortizare anuală a investiției;

c_{aux} – coeficientul (supraunitar) al cheltuielilor auxiliare (transport, amenajare, montaj, anexe);

$c_A \frac{p}{\sigma}$ - factor complex de dimensionare din punct de vedere al rezistenței materialelor (p – presiunea interioară maximă; σ - tensiunea admisibilă în material; c_A – coeficient dimensional de proporționalitate, [m^2/s^2]);

ρ_m – masa specifică a materialului.

Proveniența relației (4.98) este:

$$A = c_{aux} \cdot a \cdot C_{rad} \cdot G_{rad} \quad (4.103)$$

în care G_{rad} este greutatea radiatorului, proporțională cu aria suprafeței de transfer de căldură, S .

Se definesc indicatorii economici dimensionali, raportând fluxul de căldură transferat, \dot{Q} , la cheltuielile de investiție:

$$I_{rad,inv} = \frac{k}{K_A} \cdot \Delta T_{aer} \left[\frac{W \cdot an}{lei_{inv}} \right] \quad (4.104)$$

cheltuielile de exploatare:

$$I_{rad,expl} = \frac{k}{K_B} \cdot S^3 \cdot \Delta T_{aer} \left[\frac{W \cdot an}{lei_{expl}} \right] \quad (4.105)$$

și la cheltuielile totale:

$$I_{rad} = \frac{I_{rad,expl}}{1 + \frac{K_A}{K_B} \cdot S^3} \cdot S^3 \left[\frac{W \cdot an}{lei_{inv+expl}} \right] \quad (4.106)$$

sau:

$$I_{rad} = \frac{1}{\frac{1}{I_{rad,inv}} + \frac{1}{I_{rad,expl}}} = \frac{I_{rad,inv} \cdot I_{rad,expl}}{I_{rad,inv} + I_{rad,expl}} \quad (4.107)$$

În Fig. 4.27 este prezentat efectul economic al abaterii ariei suprafeței S de la valoarea economică, S_{ec} , prin mărimi relative (adimensionale), pornind de la $S/S_{ec}=1$ când cheltuielile totale relative $(A+B)^*$ sunt unitare. Se consideră coeficienții de proporționalitate c_1 și c_2 constanți, adică secțiunile de trecere pentru cele două fluide variază direct proporțional cu S .

Cheltuielile de investiții relative A^* cresc liniar cu S/S_{ec} , cheltuielile de exploatare scad pătratic.

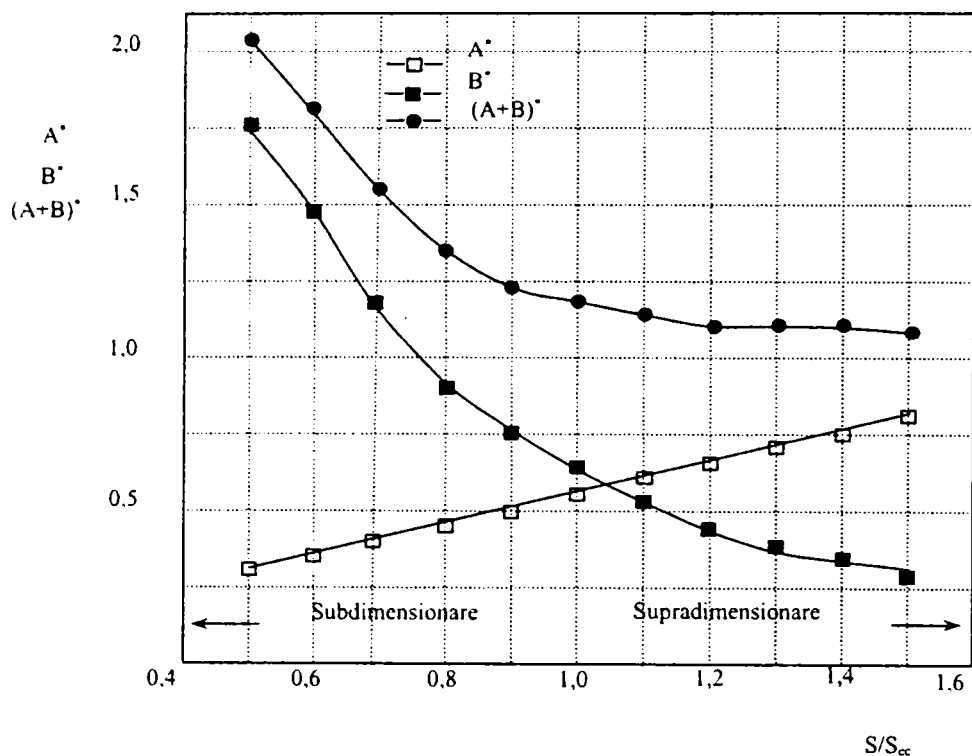


Fig. 4.27. Efectul economic al abaterii S de la valoarea S_{ec}

Efectul supradimensionării este benefic din punct de vedere al lui B^* , cheltuielile totale $(A+B)^*$ fiind cvasiconstante, cvasiminime, în limitele figurate, creșterea liniară A^* fiind compensată de scăderea pătratică B^* .

Subdimensionarea este dezavantajoasă, creșterea pătratică B^* dominantă nu este suficient compensată de scăderea liniară A^* . De exemplu o subdimensionare $S/S_{ec}=0,8$, deci o scădere de 20%, conduce la o creștere $(A+B)^*$ cu 25 %; o subdimensionare $S/S_{ec}=0,7$, adică o scădere de 30%, conduce la o creștere a cheltuielilor totale cu 37%, o subdimensionare de 0,6, deci o scădere cu 40%, conduce la o creștere $(A+B)^*$ cu 70%; etc.

CAPITOLUL 5

CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND NIVELUL DE PERFORMANȚĂ ȘI EVALUAREA DISTRIBUȚIEI ENERGIEI ÎN CAZUL MOTOARELOR DIESEL DE MARE PUTERE

5.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Bilanțul termic exprimă egalitatea dintre căldura disponibilă Q_{dis} și diversele schimburi de căldură efectuate în același interval de timp între motor, consumatorul de energie al motorului și mediul exterior.

Bilanțul termic poate fi stabilit pentru orice regim de funcționare al motorului; de obicei se calculează pentru: unitatea de timp [kJ/h] [kcal/h], unitatea de energie [kWh] [CPh], pentru un ciclu și pentru unitatea de cantitate de combustibil. Din diagrama fluxului termic (Fig. 5.1) [1], pentru secțiunea I-I se obține ecuația bilanțului termic:

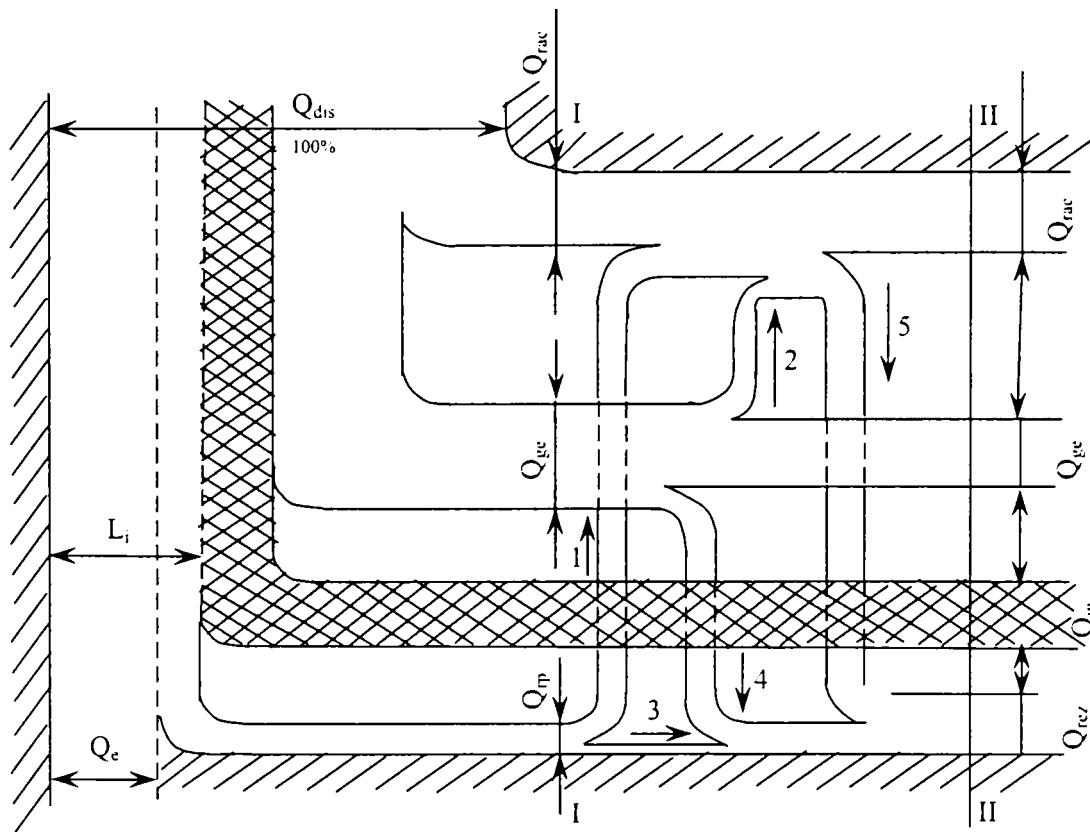


Fig. 5.1. Diagrama fluxului termic

$$Q_{dis} = Q_e + Q_{rp} + Q'_{ge} + Q'_{rac} + Q_{in} \quad (5.1)$$

în cazul în care bilanțul termic se stabilește pentru o oră, $Q_{dis} = C_c H_i$.

Termenii din membrul drept al relației (5.1) au următoarele semnificații:

$Q_e = \eta_e Q_{dis}$ - căldura transformată în lucru mecanic efectiv;

$Q_{rp} = (\eta_i - \eta_e) Q_{dis} = (1 - \eta_m) \eta_i Q_{dis}$ - căldură consumată pentru învingerea rezistențelor proprii;

Q'_{ge} - căldură transmisă prin gazele evacuate:

$$Q'_{ge} = C_c \cdot \left[v_{pa} \cdot \bar{C}_{pMpa} \cdot (T_g - T_0) - v_{fp} \cdot \bar{C}_{pMfp} \cdot (T_0 - T_0) \right] \quad (5.2)$$

unde:

T_g [K]- temperatura medie a gazelor la ieșirea din motor sau la ieșirea din turbină;

T_0 [K] - temperatura fluidului proaspăt la intrarea în motor sau suflantă, pentru motorul supraalimentat;

T_0 [K]- temperatura mediului ambiant;

\bar{C}_{pMpa} [kJ/kmol·K] - capacitatea termică masică medie la presiune constantă a gazelor evacuate în intervalul T_0 - T_g ;

\bar{C}_{pMfp} [kJ/kmol·K] - capacitatea termică masică medie la presiune constantă a fluidului proaspăt în intervalul T_0 - T_g ;

v_{pa} , v_{fp} [kmol/kg], [kmol/kmol] - produse de ardere respectiv fluid proaspăt pe unitatea de cantitate de combustibil.

În termenul al doilea al relației se consideră că o parte din căldura transmisă conductei de admisie de către gazele evacuate din motor este recirculată în cilindru de fluidul proaspăt; la un calcul mai precis se ia în considerare și încălzirea fluidului proaspăt cu ajutorul fluidului de răcire.

Determinarea mai exactă a mărimii Q'_{ge} se realizează prin răcirea gazelor evacuate într-un calorimetru.

Pentru calculul bilanțului termic la proiectare se consideră: $T'_0=T_0$ și $T_g=T_r$, deci:

$$Q'_{ge} = C_c \cdot (v_{pa} \cdot C_{pMpa} \cdot T_g - v_{fp} \cdot C_{pMfp} \cdot T_0) \quad (5.3)$$

În cazul determinării experimentale a bilanțului termic, pentru calcule aproximative se poate folosi relația:

$$Q'_{ge} = c_{pg} \cdot (m_a + C_c) \cdot (t_g - t_0) \quad (5.4)$$

în care:

$c_{pg} \approx 1,2$ [kJ/kg·K] – capacitatea termică masică medie la presiune constantă a gazelor evacuate pentru m.a.s. cu carburator;

$c_{pg} \approx 1,19$ [kJ/kg·K] – capacitatea termică masică medie la presiune constantă a gazelor evacuate pentru m.a.c.;

m_a [kg/h] - consumul orar de aer.

Pentru analiza chimică a gazelor de ardere compoziția gazelor stabilită cu aparatul Orsat este:

$$V_{CO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + V_{N_2} = 100cm^2 \quad (5.5)$$

iar volumul vaporilor de apă condensați la prelevarea gazelor:

$$V_{H_2O} = 2V_{N_2} / [3,76 - (V_{CO} + V_{CO} / 2 + V_{O_2})] \quad (5.6)$$

Volumul de gaze evacuate umede prelevate:

$$V = V_{CO} + V_{CO} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} = 100 + V_{H_2O} \quad (5.7)$$

$Q_{in} = C_c \cdot (H_i - H_{in}) [kJ/h]$ - căldura conținută în gazele de evacuare la arderea incompletă (energia chimică din gazele combustibile, CO și H₂, la care se adaugă cea a particulelor de carbon).

$$H_{in} = H_i - 120000 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_{min} - 34070 \cdot \varphi_c \cdot C [kJ/kg] \quad (5.8)$$

unde:

- termenul al treilea se referă la particulele de carbon nears;

c [kg/kg] - cantitatea de carbon dintr-un kilogram de combustibil;

φ_c - fracțiunea de carbon nears în particule. Dacă $\alpha < 1$, căldura nu se degajă complet datorită lipsei de oxigen.

Pentru a obține o reprezentare corectă a perfecțiunii utilizării căldurii în motor, la bilanțul termic Q_{dis} se înlocuiește cu $Q_{dis} - Q_{in}$.

Q_{rac} [kJ/h], se calculează prin diferența între relația (5.1) în care pierderile de căldură se consideră independente. De fapt, pierderile de căldură sunt redistribuite conform secțiunii II-II din Fig. 5.1.

$Q_{rac} = Q'_{rac} + Q_1 + Q_2 - Q_5$ - căldura preluată de sistemul de răcire;

$Q_{ge} = Q'_{ge} - Q_2 - Q_4$ - căldura preluată de gazele de evacuare.

Se consideră $Q_{ge} \approx Q_{ae}$, $Q_{rez} = Q_3 + Q_4 + Q_5$ - căldura termenului residual, în care:

$Q_1 \approx 0,5 Q_{rp}$ - căldura produsă prin frecarea pistonului și segmentilor;

Q_2 - căldura transmisă de gaze pereților conductelor;

Q_3 - căldura uleiului transmisă mediului ambiant prin ventilația carterului;

Q_4 - căldura pierdută prin radiație;

Q_5 - o parte din căldura preluată prin ventilație de la sistemul de răcire.

Termenul residual mai cuprinde energia cinetică a gazelor evacuate (când această energie nu este utilizată), alte pierderi care nu au fost luate în considerare și erorile rezultate din cauza impreciziei măsurătorilor.

Pentru secțiunea II-II, corespunzătoare măsurătorilor de laborator, ecuația bilanțului termic devine:

$$Q_{dis} = Q_e + Q_{ge} + Q_{rac} + Q_{in} + Q_{rez} \quad (5.9)$$

Căldura preluată de sistemul de răcire Q_{rac} [kJ/h], se poate stabili cu relația:

$$Q_{rac} = m_{rac} \cdot c_{pfr} \cdot (t_e - t_i) \quad (5.10)$$

în care:

m_{rac} [kg/h] - debitul orar de fluid de răcire;

c_{pfr} [kJ/kg·K] - capacitatea termică masică medie a fluidului de răcire la presiune constantă, (pentru apă $c_{pfr} = 4,1855$ [kJ/kg·K]);

t_e [°C] - temperatura fluidului de răcire la ieșirea din motor;

t_i [°C] - temperatura fluidului de răcire la intrarea în motor.

O relație de calcul empirică pentru căldura preluată de sistemul de răcire este:

$$Q_{rac} = ciD^{1+2m} n^m (H_i - \Delta H_i) / (\alpha H_i) [J/s] \quad (5.11)$$

unde:

$c=0,45-0,53$ – coeficientul de proporționalitate pentru motoare în patru timpi;

i – numărul de cilindri;

D [cm] – diametrul cilindrului;

n [rot/min] – turația motorului;

$m=0,6...0,7$ – exponentul pentru motoare în patru timpi.

Dificultățile pe care le prezintă la proiectare evaluarea lui $Q_{r\grave{a}c}$, au condus la stabilirea sa prin diferență din relația (5.9).

Ecuția bilanțului termic, exprimată în procente, este:

$$q_e + q_{ge} + q_{rac} + q_{in} + q_{rez} = 100 \quad (5.12)$$

unde:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{dis}} \cdot 100; q_{ge} = \frac{Q_{ge}}{Q_{dis}} \cdot 100; q_{in} = \frac{Q_{in}}{Q_{dis}} \cdot 100; q_{rez} = \frac{Q_{rez}}{Q_{dis}} \cdot 100 \quad (5.13)$$

Valorile orientative ale termenilor ecuației bilanțului termic, exprimate în procente, pentru motoare rapide, sunt prezentate în tabelul 5.1.

Tabel 5.1

Tipul motorului		q_e	$q_{r\grave{a}c}$	q_{ge}	q_{in}	q_{rez}
M.A.S.		21-28	12-27	30-35	0-45	3-10
M.A.C.	nesupraalimentat	29-42	15-35	25-45	0-5	2-5
	supraalimentat	34-45	10-25	25-40	0-5	2-5

5.2. STANDUL EXPERIMENTAL PENTRU DETERMINAREA PERFORMANTELOR TERMOGAZODINAMICE ALE UNUI MOTOR DIESEL DE MARE PUTERE TURBOSUPRAALIMENTAT CU RĂCIREA INTERMEDIARĂ A AERULUI DE SUPRAALIMENTARE

Stațiile de încercare ale motoarelor sunt instalații moderne și scumpe, care trebuie să satisfacă o serie de cerințe impuse, în primul rând, de procesul tehnologic al încercărilor [87].

Cerința principală față de orice stație de încercare este asigurarea condițiilor de funcționare ale motorului pe stand, cât mai apropiate de cele de exploatare. În plus, stațiile de încercare ale motoarelor cu ardere internă trebuie să mai îndeplinească următoarele condiții:

- instalațiile de frânare, alimentare, deservire, sistemele de măsurare și de comandă ale standurilor să asigure funcționarea normală, fără întreruperi și la orice regim, a motorului și ridicarea caracteristicilor cu precizia cerută;

- productivitate ridicată, printr-un consum minim de timp pentru operațiile pregătitoare și de montare-demontare a motorului pe standul de încercări; în acest scop stația de încercare trebuie înzestrată cu mijloace de ridicare și transport, de alimentare centralizată cu combustibil și cu toate conductele și racordurile energetice și industriale necesare (energie electrică, apă, ulei, aer, etc.);

- asigurarea de spații de lucru suficiente și a condițiilor necesare pentru buna deservire și întreținere a instalațiilor stației de încercare.

Motorul diesel R 251 FLO a fost încercat la standul de probă al U.C.M. Reșița prezentat în Fig. 5.2. (a, b, c). Schemă standului de probă este prezentată în Anexa 3.

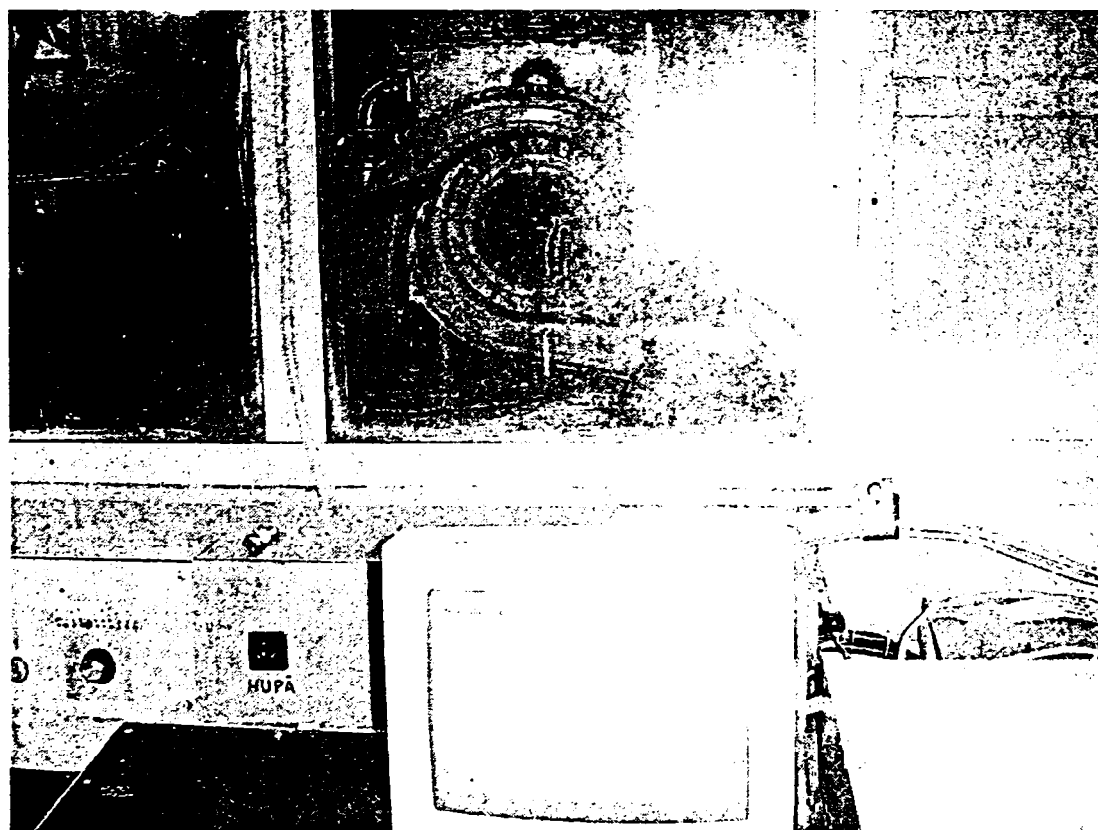
Standul cuprinde următoarele instalații, sisteme, și utilaje:

- fundația cu placa pe care se fixează motorul;
- instalația de frânare;
- sistemele de pornire, comandă și control;
- sistemele de alimentare și de deservire ale motorului pe stand;
- sistemul de evacuare a gazelor arse cu instalația de amortizare a zgomotului.

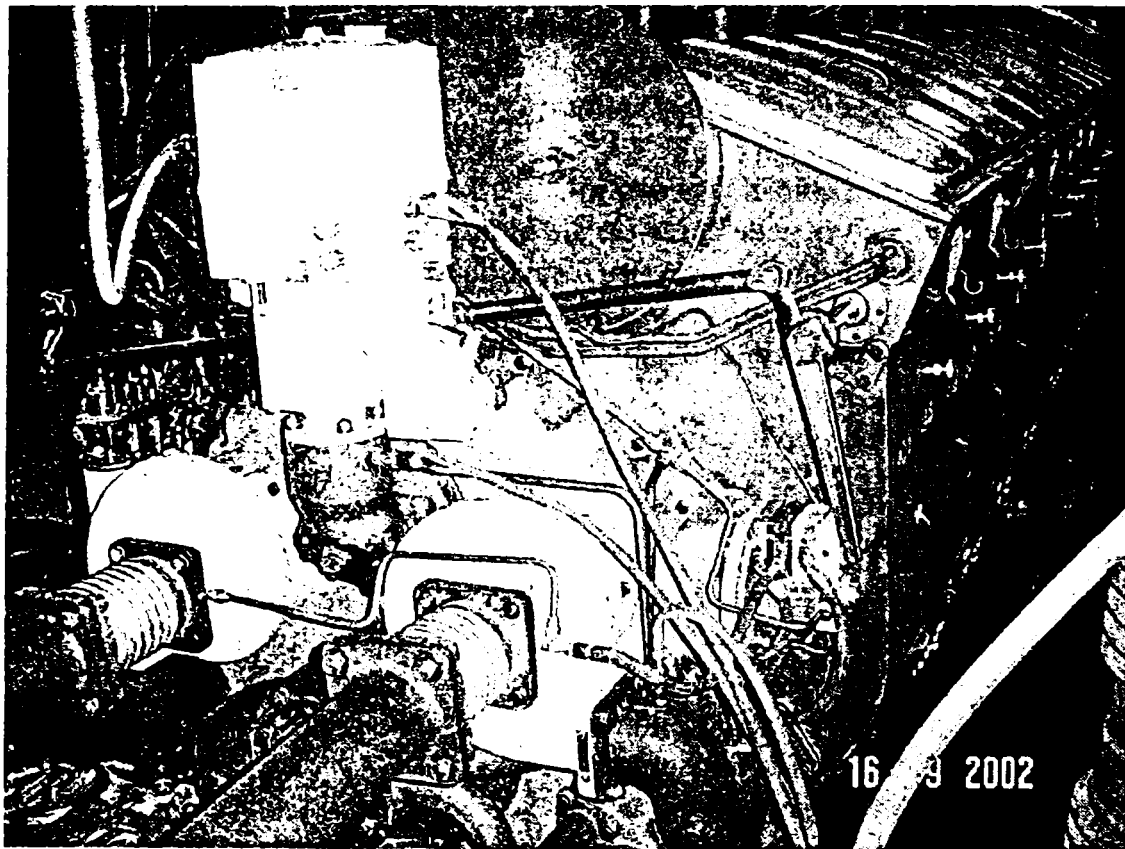
Standul de încercare este dotat, în plus, cu dispozitivele și aparatele necesare măsurării parametrilor care caracterizează funcționarea motorului:

- momentul cuplului motor;
- numărul de rotații ale arborelui cotit;
- consumul de combustibil;
- consumul de ulei;
- temperaturile aerului înconjurător, apei de răcire la intrarea și ieșirea din motor, uleiului în carter sau în rezervor, gazelor arse la ieșirea din colectorul de evacuare, gazelor la intrarea în turbosuflantă;
- presiunea atmosferică;
- presiunile apei, uleiului, combustibilului și gazelor arse;
- depresiunea în colectorul de admisiune;
- unghiul de avans la injecție;
- poziția cremalierii pompei de injecție;
- dozajul amestecului și, eventual, conținutul în CO al gazelor de evacuare sau gradul de fum;
- timpul.

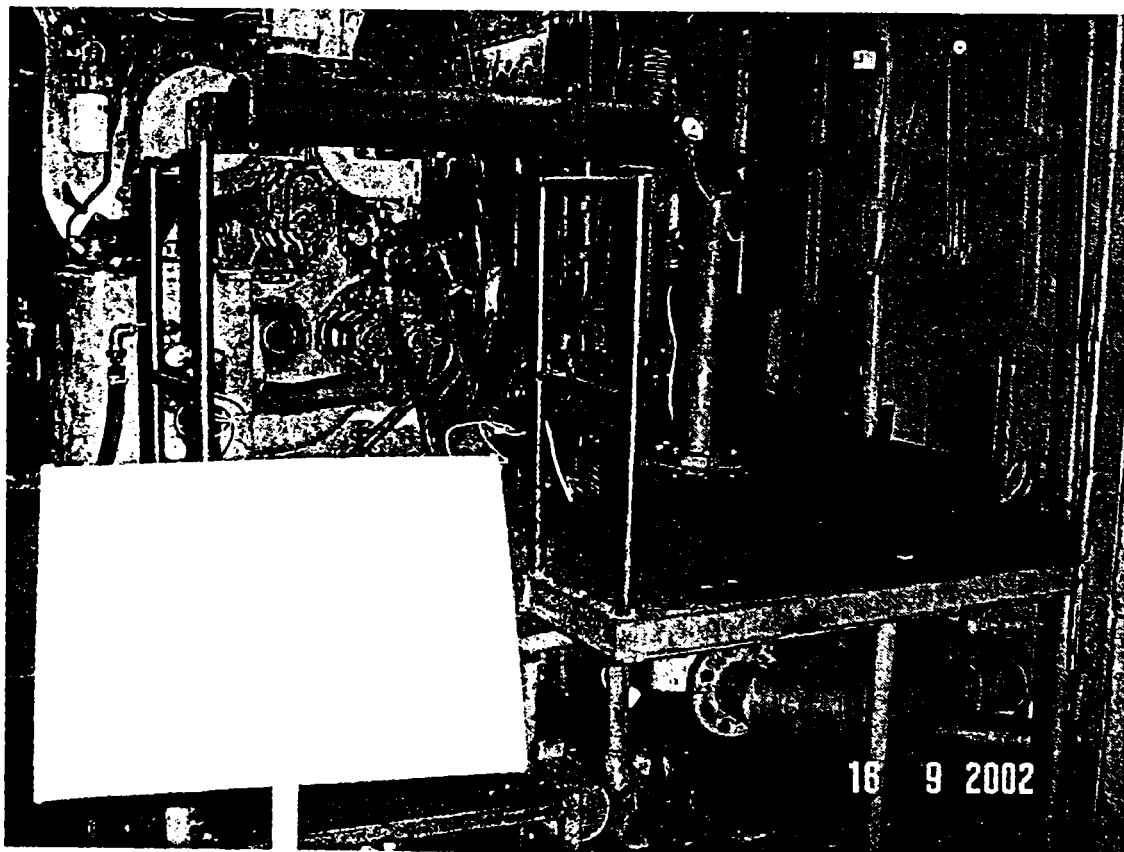
Toate aceste măsurători sunt realizate cu dispozitive și aparate de măsură, etalonate și verificate de către laboratorul Metrologie, din cadrul U. C. M. Reșița.



a)



b)



c)

Fig. 5.2. Vedere de la standul de probă

O sinteză a mărimilor măsurate, a mijloacelor de măsurat și a preciziei de măsurare la încercarea m. a. i. este prezentată în tabelul 5.2 [70].

Tabel 5.2

<i>Nr. crt.</i>	<i>Mărimea care se măsoară</i>	<i>Metoda de măsurare și procedeul folosit</i>	<i>Instalațiile și aparatura folosită</i>	<i>Precizia de măsurare</i>
<i>1.</i>	<i>2.</i>	<i>3.</i>	<i>4.</i>	<i>5.</i>
1. Parametri de bază ai motorului				
1.	Puterea efectivă a motorului ITS (Înc. de tip și serie)	Se măsoară cuplul motorului efectiv și turația	Frâne hidraulice sau electr., tahometre sau contoare de turație	±2% IS ±1,5 % IT
2.	Puterea indicată a motorului (IT)	Cu ajutorul diagramei indicate	Indic. electronice, piezoel., electropneum., optice, mecanice	(2-5)%
3.	Puterea coresp. pierderilor interne ale motorului P_c	Se det. după rel. $P_c = P_i - P_e$ - lente și put. mare. Se mai det. și prin antrenarea de la o sursă exterioară prin suspendarea func. câte unui cil.	Indicator contorture, tahometru, sau wattmetre	(2-5)%
4.	Puterea corespunzătoare curselor de pompaj (pt. mot. $\tau=4$)	Se ridică diagr. indicată p-v cu un resort slab respectiv condensator mic	Indicator	±10%
5.	Cuplu motor efectiv	Cu inst. de frânare	Frâne	± 1% m. autovehic. ± 1,5% m. navale
6.	Turație	Se măsoară continuu sau periodic	Contoare de ture, tahometre	± 1% m. autovehic. ± 2 % m. navale
7.	Consumul specific de combustibil	Se folosește metoda masică sau volumică	Cântar, cronometru sau balon gradat	± 1% autovehic ± 2% navale
8.	Consumul de ulei al motorului	Se stabilește prin măs. cant. de ulei necesare pt. restab. nivelului în baie după un timp dat	Cântare sau vas gradat	± 5%
9.	Debitul total de aer	Se măs. cu dispozitiv de stangul. a sist. de aer	Diafragmă și ajutaje, rezervor liniștire	± 1,5%

1.	2.	3.	4.	5.
10.	Coeficientul de exces de aer	Se stabil. ținând seama de presiunile din cil., calculându-se coef. de umplere și de spălare. Se poate stabili avându-se în vedere și analiza gazelor de eșapament	Indicator și analizor de gaze	(5-10)%
11.	Uniformitatea funcțională a motorului	Se ridică diagrama indicată, presiunea maximă de ardere sau temp. gazelor de eșapament	Indicator, maximetre, termocuple	
2. Parametri de reglare ai motorului				
1.	Fazele de distribuție	Se măsoară momentul închiderii și deschiderii supapei	Disc gradat, trusă spioni, indicator	-
2.	Avansul real la injecție (IT)	Se măsoară cu ajutorul oscilogr. pe care este reprez. diagr. de variație a deplasării acului inj. și P.M.I.	Indicator, traductor pt. înregistrarea mișcării acului	± 0,5°RAC
3.	Avansul la inj. geometric IS	Se măsoară prin vizualizare: - urmărirea meniscului de comb. în tubul de leg. dintre pompă și inj. - Stabilirea mom. închiderii orif. de admisie de către pistoanele pompei de inj.	Tub capilar și disc gradat	± 5°RAC
4.	Volumul camerei de ardere	Se măs. prin umplerea camerei de ulei	Cilindru gradat	± 2°RAC
3. Temperaturi și presiuni în cazul m. a. i. cu admisie normală				
1.	Temperatura și presiunea aerului de admisie	Se măs. înainte de filtrul de aer resp. colect. de admisie și la intrarea în chiulasă	Termometre cu Hg, termocuple, manometre	± 1% aut. ± 2% nav
2.	Temperatura și presiunea gazelor la evacuare	Se măsoară la ieșirea din chiulasă pt. fiecare cil. și în colectorul de evacuare, presiunea în colectorul de evacuare	Termocuple, manometre	± 5%
3.	Presiunea uleiului	Se măs. după pompa de ulei, înainte și după filtrul de ulei, eventual înainte și după răcitorul de ulei	Manometre	± 0,1 bar-aut. ± 0,2 bar navale
4.	Temperatura apei de răcire	Se măs. la intrarea și ieșirea apei din motor, înainte și după răcitorul de apă, înainte și după răcitorul de ulei	Termometre cu Hg, cu rezist. și termocuple	± 2%-aut. ± 5%-nav.
5.	Presiunea apei de răcire	Se măsoară pe conducta de refulare a pompei de apă	Manometru	(3-5)%

1.	2.	3.	4.	5.
6.	Temp. din camera de ardere	Metode multiple	Termometre cu rezistență și pirometre optice	$\pm 50^\circ$
7.	Presiunea maximă în cilindru	Se stabilește pe baza diagramei indicate	Indicator sau maximetru	± 2 bar-indicat. electronic ± 5 bar indicat. mecanice
8.	Presiunea la sfârșitul compresiunii	Prin susp. injecției de combustibil	Indicator, maximetre	± 1 bar
9.	Presiunea din carterul motorului	Se măsoară cu rezervor de egalizare a presiunii	Manometru diferențial cu mercur	$\pm 2\%$
4. Pierderi de căldură				
1,	Pierderi de căldură cu apa de răcire	Metoda bilanțului	Vase tarate, termometre, cronometru	$\pm 3\%$
2,	Pierderi de căldură cu uleiul de răcire	Bilanț energetic la gospodăria de ulei	Vase tarate, termometre, cronometru	$\pm 5\%$
3,	Pierderi de căldură cu gazele de evacuare	Metode de bilanț	Analizor de gaze, termometre, gazometre	$\pm 3\%$
4.	Debit de ulei	Metode de strangulare	Ajutaje, diafragme, contoare	$\pm 3\%$
5.	Debit de apă	Metode de strangulare	Ajutaje, diafragme, contoare	$\pm 3\%$
5. Sisteme de alimentare cu combustibil				
6. Sisteme de supraalimentare				
1.	Puterea turbinei cu gaze	Prin determinarea momentului și a turației	Traductorul de cuplu, tahometre	$\pm 2\%$
2.	Puterea compresorului	Prin determinarea momentului și a turației	Traductorul de cuplu, tahometre	$\pm 2\%$
3.	Presiunea și temperatura aerului înainte și după compresor	Prin măsurare directă	Piezometre, manometre, termometre	$\pm 1\%$
4.	Rezistența și temperatura gazelor înainte și după turbină	Prin măsurare directă	Piezometre, manometre, termometre	$\pm 1,5\%$
5.	Turația grupului de supraalimentare	Se măsoară continuu sau periodic	Tahometre, contoare de ture	$\pm 1\%$

1.	2.	3.	4.	5.
6.	Viteza curenților de gaz și aer înainte și după turbină, respectiv compresor	Direct sau prin determinarea debitului	Sonde, traductoare de debit și viteză	$\pm 3\%$
7. Instalația de reglaj				
1.	Gradul de insensibilitate al regulatorului	Prin măsurarea turației la care se pun în mișcare echipamentele regulatorului	Pe standuri special amenajate	$\pm 0,5\%$
2.	Gradul de neregularitate al regulatorului	Prin măsurarea turațiilor	Pe standuri special amenajate	$\pm 0,5\%$

5.2.1. DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A CĂLDURII EVACUATE ÎN ULEIUL DE UNGERE

Cantitatea de căldură cedată sistemului de ungere a motorului poate fi eliminată direct, măsurând debitul de ulei prin sistem și temperaturile la intrarea și ieșirea din motor, sau indirect, măsurând căldura preluată de apa care răcește uleiul de ungere.

Schema instalației pentru determinarea directă a căldurii evacuate în ulei este reprezentată în Fig. 5.3 [87]. Instalația se compune din rezervorul de ulei 1, montat pe un suport fix, aflat în legătură prin conducta 4, prevăzută cu robinetul 5, cu un al doilea rezervor 2, instalat pe platforma cântarului 3. La funcționarea normală robinetul 5 este deschis și uleiul ce iese din motor trece din rezervorul 1 în rezervorul 2, de unde este introdus în circuitul de ungere al motorului cu ajutorul pompei de ulei 12.

Pentru măsurare robinetul 5 se închide. În acest caz, motorul consumă ulei numai din rezervorul 2, iar uleiul ce iese din motor se acumulează în rezervorul 1. Pentru determinarea debitului de ulei, la închiderea robinetului 5 se pornește un cronometru, care se oprește după consumarea din rezervorul 2 a unei cantități oarecare de ulei m , cantitate care se citește pe cadranul 6 al cântarului. Temperaturile uleiului la intrarea și la ieșirea din motor se măsoară cu termometrele cu mercur 8 și 9, gradate din 0,5 în 0,5 °C, deoarece căderile de temperatură sunt mici.

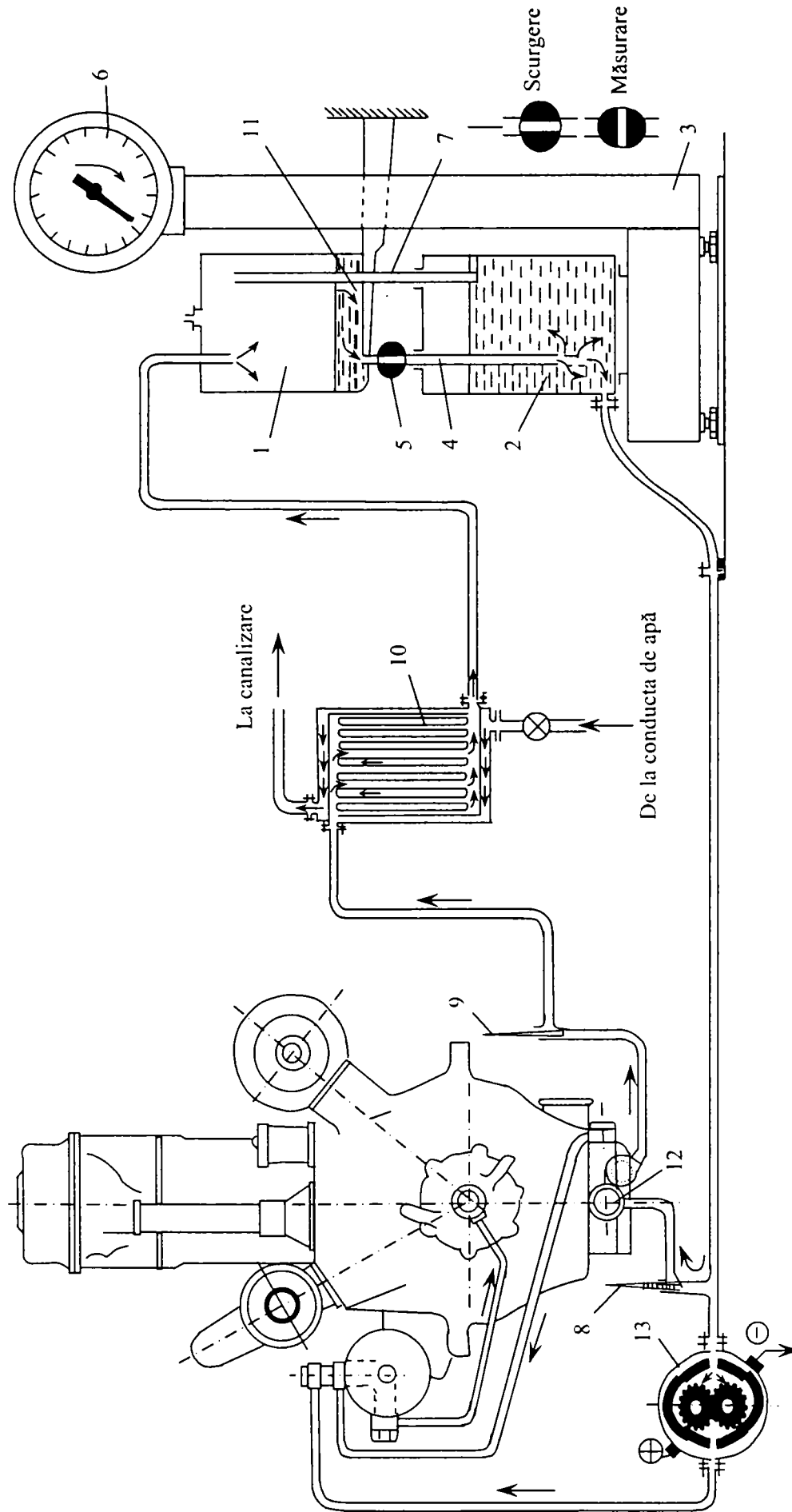


Fig. 5.3. Instalație pentru determinarea directă a căldurii evacuate în sistemul de ungere

Debitul de ulei este:

$$\dot{m}_u = 3600 \cdot \frac{m}{\tau} \quad (5.14)$$

iar căldura cedată uleiului de ungere are expresia:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_u \cdot c_u \cdot (t_{u2} - t_{u1}) \quad (5.15)$$

unde:

\dot{m}_u [kg/s] - debitul de ulei prin sistem;

m [kg] - cantitatea de ulei care a circulat prin motor în timpul înregistrat cu cronometrul;

τ [s] - timpul corespunzător;

\dot{Q}_u [kW] - cantitatea de căldură evacuată în ulei;

c_u [J/kg·K] - capacitatea termică masică a uleiului;

t_{u2} [°C] - temperatura uleiului la ieșire din motor;

t_{u1} [°C] - temperatura uleiului la intrare în motor.

5.3. NIVELUL DE PERFORMANȚE DETERMINATE EXPERIMENTAL ÎN CAZUL REGIMULUI NOMINAL DE FUNCȚIONARE AL ANSAMBLULUI MOTORULUI CU APRINDERE PRIN COMPRESIE DE MARE PUTERE PE INSTALAȚIILE AUXILIARE CE-L DESERVESC

Măsurătorile experimentale s-au realizat la standul de probă al U.C.M. Reșița S.A., pentru motorul diesel de tip R 251 FLO. Scopul cercetării experimentale constă în stabilirea influenței agentului termic asupra gradului de recuperare a căldurii, în vederea cogenerării, în cazul răcitorului de ulei de tip ALCO 18 m², care echipează motorul diesel supraalimentat.

Măsurătorile la stand s-au efectuat în regim stabilizat, urmărindu-se evaluarea performanțelor termice, în scopul realizării unei optimizări a răcitorului de ulei.

Datele, relativ la măsurătorile efectuate, utilizând termometre cu precizie de 0,1°C sunt prezentate în tabelul 5.3.

Relațiile de calcul ale căldurilor evacuate prin sistemul de răcire și ungere ale motorului, precum și cu gazele de ardere respectiv prin radiație sunt:

- căldura introdusă cu combustibilul

$$\dot{Q} = c_e \cdot H_i \cdot P \cdot 10^{-3} \quad (5.16)$$

- căldura preluată de apa de răcire din motor

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_w \cdot \Delta t_1 \quad (5.17)$$

- căldura preluată de apa de răcire a răcitorului intermediar

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_w \cdot \Delta t_2 \quad (5.18)$$

- căldura preluată de uleiul de ungere

$$\dot{Q}_3 = m_3 \cdot c_{uO} \cdot \Delta t_3 \quad (5.19)$$

- căldura transformată în lucru mecanic

$$\dot{Q}_L = 632 \cdot P \quad (5.20)$$

Tabel 5.3. Date inițiale ale motorului R 251 FLO

<i>Mărime</i>	<i>U.M.</i>	<i>Valoare</i>
Puterea motorului	CP	3957
Turația motorului, n	rot/min	1100
Consumul specific de combustibil, c_e	g/CPh	162,92
Puterea calorifică inferioară a combustibilului, H_i	kJ/kg	42185
Debitul apei de răcire prin răcitorul motorului, m_1	kg/h	130800
Debitul apei de răcire prin răcitorul intermediar, m_2	kg/h	24800
Debitul de ulei prin răcitorul de ulei, m_3	kg/h	61990
Temperatura apei de răcire în răcitorul motorului: intrare/ieșire	°C	72,13/65,23
Temperatura apei de răcire în răcitorul intermediar: intrare/ieșire	°C	77,93/64,5
Temperatura apei de răcire în răcitorul de ulei:: intrare/ieșire	°C	82,77/73,07
Căldura introdusă cu combustibilul, \dot{Q}	kW/cil.	472,346
Căldura preluată de apa de răcire din motor, \dot{Q}_1	kW/cil.	65,58
Căldura preluată de apa de răcire a răcitorului intermediar, \dot{Q}_2	kW/cil.	24,209
Căldura preluată de uleiul de ungere, \dot{Q}_3	kW/cil.	17,48
Căldura transformată în lucru mecanic, \dot{Q}_L	kW/cil.	181,78
Căldura evacuată cu gazele de ardere și prin radiație, $\dot{Q}_{RAD+G.AYE}$	kW/cil.	183,296

Din măsurătorile efectuate pe standul de probă s-a constatat că există posibilitatea recuperării căldurii reziduale pe circuitul de ulei. De asemenea se constată că temperatura uleiului la intrarea în răcitor nu depășește 95°C, fiind mult sub această valoare, ceea ce demonstrează că ansamblul va funcționa în condiții de siguranță și fiabilitate.

CAPITOLUL 6

INTERPRETAREA CRITICĂ A DATELOR DE CALCUL ÎN JUXTAPUNERE CU DATE EXPERIMENTALE PRIVIND NIVELUL DE PERFORMANȚE ȘI FLUXUL TERMIC EVACUAT PRIN ULEIUL DE UNGERE ÎN CAZUL MOTORULUI ALCO R-251 FLO

6.1. CU PRIVIRE LA REZULTATELE EVALUĂRII CICLULUI REAL DE FUNCȚIONARE AL UNUI MOTOR DIESEL DE MARE PUTERE TURBOSUPRAALIMENTAT CU RĂCIRE INTERMEDIARĂ

Programul de calcul al ciclului real se bazează pe integrarea pas cu pas a relațiilor de stabilire a temperaturii în cele două camere cu metoda Runge-Kutta de ordinul IV.

Programul realizat, PROGO 2.2, constituie o dezvoltare aplicabilă în cazul motoarelor diesel cu cameră divizată, a unui program de calcul pus la punct de-a lungul unei perioade mai îndelungate de timp în cadrul Universității Tehnice din München. Acesta este întocmit sub formă structurată, fiind compus dintr-un program principal (MAIN) și o serie de proceduri externe de tip funcție sau de tip subrutină și a fost astfel conceput încât să poată fi dezvoltat în continuare. În cele ce urmează se va face o foarte scurtă descriere a principalelor proceduri externe.

În Fig. 6.1 este prezentată schematic structura generală a programului PROGO 2.2.

Subrutina CAMS realizează calculul proceselor din camera separată de vârtej pe baza relațiilor prezentate [28].

Subrutina ITEPCS realizează calculul iterativ al presiunii camerei separată de vârtej pe baza ecuației de stare cu luarea în considerare a constantei reale a gazului;

Subrutina CANL constituie programul de calcul al curgerii prin canalul de legătură dintre cele două camere. Aceasta face apel în timpul funcționării sale și la subrutinele:

- CAPC2 prin intermediul căreia se aplică metoda diferențelor finite în cadrul metodei caracteristicilor [28], realizându-se astfel determinarea stării gazului (presiune, temperatură, viteză) în canalul de legătură propriu-zis mai puțin secțiunile de legătură cu cele două camere;

- CONLIM care cuprinde condițiile la limită aplicate în cadrul metodei caracteristicilor pentru secțiunea de trecere cilindru-canal de legătură respectiv canal de legătură cameră separată de vârtej și rezolvă [28] ecuațiile transcendente după metoda prezentată [28];

- CONSTK care realizează calculul constantelor k_1 și k_2 pentru liniile Mach, respectiv al constantelor k_3 și k_4 pentru traiectoria de curgere [28];

- CVF, CVD cu care se calculează vectorii F respective D pe baza vectorului G [28];

- CVG care determină valorile mărimilor de stare în punctele rețelei caracteristicilor pe baza valorilor vectorului G [28];

- SCF care, în cadrul metodei caracteristicilor, permite luarea în considerare a schimbului de căldură și a frecării.

Subrutinele enumerate se adaugă procedurilor externe deja existente, dintre care vor fi enumerate în continuare doar cele mai importante:

- DATIN: subrutină de citire a datelor de intrare;

- AEC: subrutină de calcul a secțiunilor efective de curgere pe lângă supapele de admisiune și evacuare pe baza datelor de intrare;

- DEFIN: subrutină ce conține datele de definire a tipului motorului și a metodelor de calcul ce urmează a fi adoptate;
- CIL: subrutină de calcul a proceselor din cilindru;
- PIP: subrutină care realizează calculul mărimilor de stare din cilindru în timpul părții de înaltă presiune a ciclului (comprimare, ardere, destindere);
- SCHG: subrutină care realizează calculul mărimilor de stare din cilindru în timpul procesului de schimb de încărcătură;
- SID: subrutină pentru calculul stării gazului în sistemul de distribuție prin combinarea metodei umplerii și golirii și a metodei caracteristicilor;
- UCV: subrutină pentru calculul energiei interne a gazului și a capacității termice masice la volum constant;
- ITEP: subrutină de calcul iterativ a presiunii din cilindru cu ajutorul ecuației de stare și cu luarea în considerare a constantei reale a gazului;
- RUNKA: subrutină de aplicare a metodei Runge-Kutta de ordinul IV;
- TURC respectiv COMC: subrutine care calculează debitele masice și fluxurile energetice prin turbină respectiv compresor, dacă este cazul;
- TURIP respectiv COMIP: subrutine care realizează determinarea caracteristicii turbinei respectiv compresorului, în cazul motoarelor supraalimentate, prin interpolare liniară pe baza datelor inițiale;
- COND: subrutină de calcul a curgerii prin conducte pe baza metodei caracteristicilor;
- PC2: subrutină care realizează calculul stării gazului în conducta propriu-zisă prin aplicarea metodei diferențelor finite;
- CONLIM1: subrutină de calcul a condițiilor la limită în secțiunea de trecere între cilindru și colectoare și de rezolvare a ecuațiilor transcendente ce apar în cadrul metodei caracteristicilor;
- CONLIM2: subrutină pentru calculul condițiilor la limită în secțiunile de bifurcare ale canalizațiilor de admisiune respectiv evacuare;
- SCAL: subrutină care permite luarea în considerare la calculul curgerii a frecării și schimbului de căldură;
- CRAM: subrutină pentru aplicarea regulii lui Cramer la rezolvarea sistemelor de ecuații transcendente;
- VECG, VECD, VECF, CONS: subrutine care realizează calculul vectorilor G, F, D respectiv a constantelor K_1 - K_4 în cazul aplicării metodei caracteristicilor la calculul curgerii gazelor prin sistemele de distribuție ale motorului;
- NUG: subrutină prin care se aplică metoda umplerii și golirii pentru calculul sistemelor de distribuție a gazelor; se permite totodată “construirea” unor astfel de sisteme având practic orice tip de geometrie prin modelarea acestora ca o succesiune de rezervoare între care se găsesc dispozitive de strangulare;
- STRAC: subrutină pentru calculul fluxurilor energetice și a debitelor masice printr-un dispozitiv de strangulare;
- PCAL: subrutină care stabilește pașii de calcul pentru diferitele faze ale ciclului;
- REG4: subrutină de calcul a legii de mișcare a pârghiei regulatorului;
- POMPA: subrutina de calcul a legii de debitare a pompei de injecție;
- MOTOR: subrutina de calcul a presiunii medii indicate pe baza diagramei indicate determinate [28];
- INAE: subrutină de interpolare a suprafețelor efective de curgere pe lângă supape pe baza datelor inițiale;
- CRG: procedură de tip funcție care realizează calculul constantei reale a gazului.

Cele de mai sus demonstrează complexitatea proceselor ce caracterizează ciclul real de funcționare al unui motor cu cameră de turbionare de formă cilindrică, ceea ce a obligat la

dezvoltarea de esență a modelelor matematice cunoscute până în prezent în literatura de specialitate.

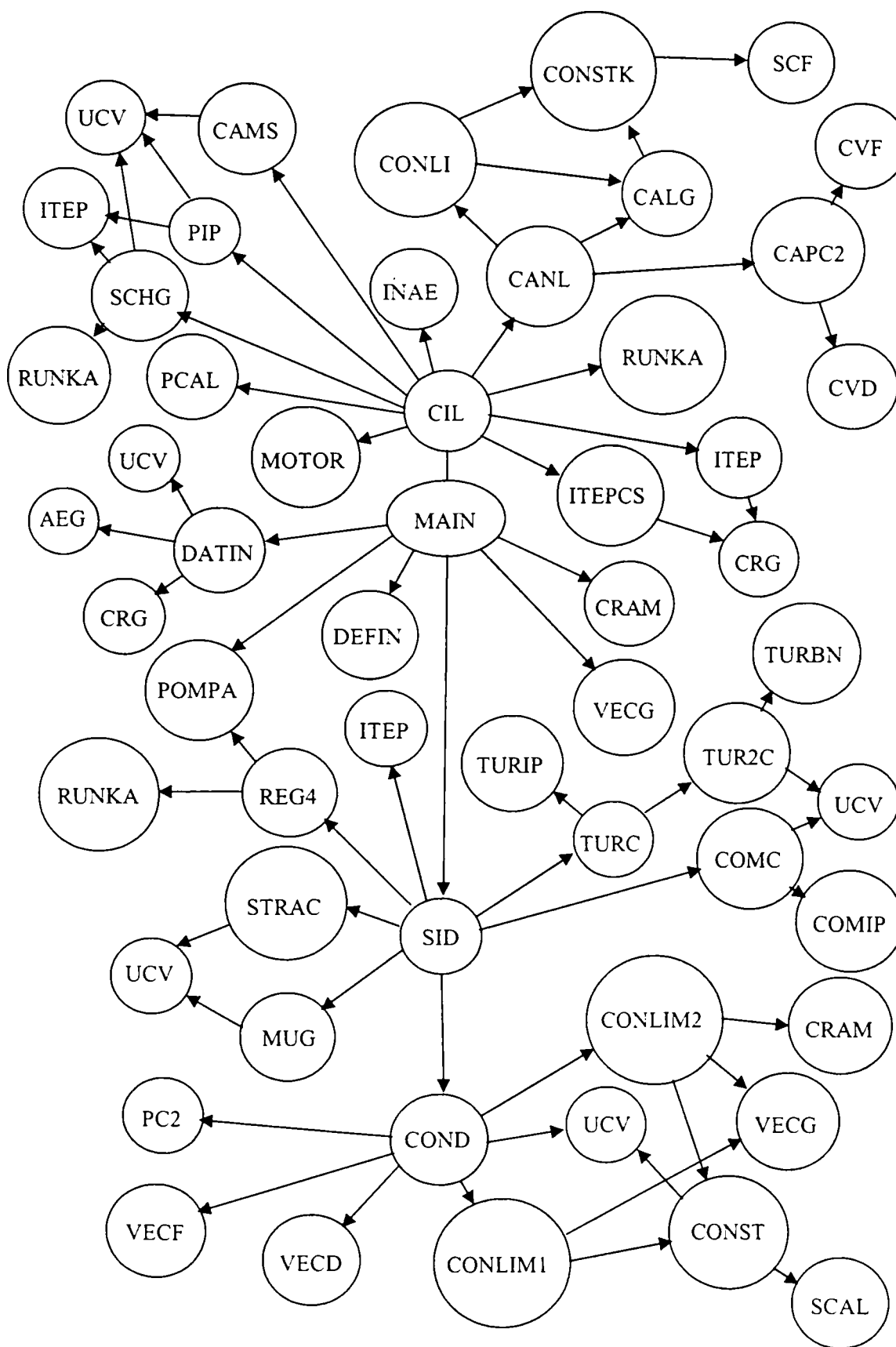


Fig. 6.1. Structura programului de calcul

6.2. DETERMINAREA ANALITICĂ A CĂLDURILOR SCHIMBATE ÎNTR-UN MOTOR CU APRINDERE PRIN COMPRIARE TURBOSUPRAALIMENTAT

Caracteristica răcitorului intermediar se definește ca fiind dependența puterii specifice de răcire de debitul de fluid răcit și respectiv de debitul fluidului răcitor. Astfel definită, caracteristica răcitorului, permite calculul relativ simplu al parametrilor fluidului de lucru la intrarea în motor.

Caracteristica de răcire se determină experimental, forma sa fiind prezentată în Fig. 6.2 [103].

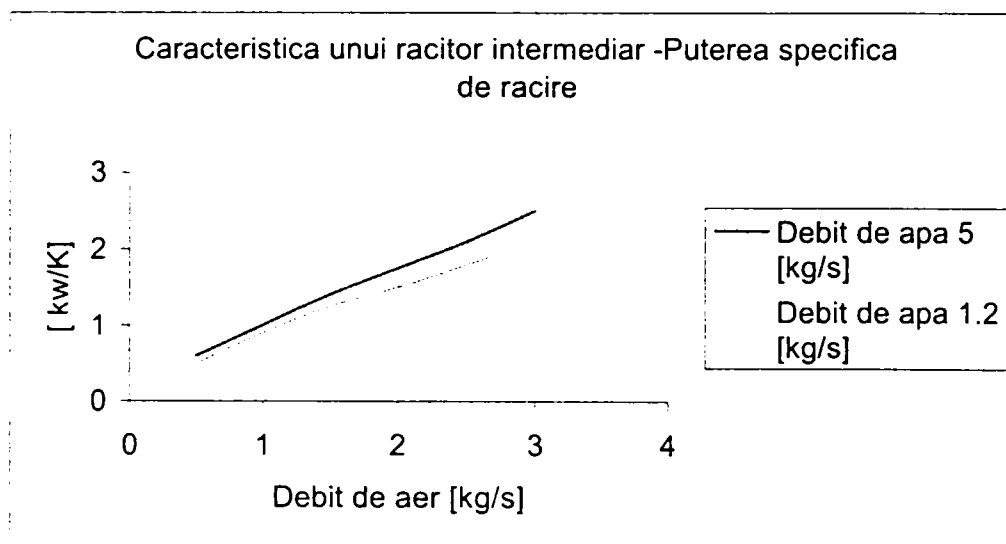


Fig.6.2. Caracteristica răcitorului intermediar

După cum se observă, dependența față de debitul de aer răcit a puterii specifice de răcire este aproximativ liniară pentru fiecare debit de fluid răcitor. Acest fapt permite reprezentarea acesteia printr-o funcție liniară de debitul răcit. Cunoașterea acestei funcții, a temperaturii la intrare a fluidului răcitor, și a debitului de aer ce traversează răcitorul, debit ce rezultă din caracteristica compresorului și din regimul de funcționare al motorului, permite calculul parametrilor fluidului de lucru la intrarea în motor.

Căldura absorbită de răcitorul intermediar, Q_{RI} , s-a calculat cu relația:

$$\dot{Q}_{RI} = a + b \cdot \dot{V}_{aer} \cdot \Delta t \quad (6.1)$$

în care a și b sunt coeficienți ce depind de dimensiunile geometrice ale răcitorului intermediar ($a = 0,1833$, $b = 0,1566$).

Cilindrul se consideră ca un sistem nestaționar deschis. Masa m și energia internă u din cilindru, se modifică cu masa elementară m_g , respectiv energia elementară E_g , transferată spre sau de la cilindru prin frontiera sistemului [34].

$$\begin{aligned} dm &= dm_g \\ du &= dE_g \end{aligned} \quad (6.2)$$

Lucrul mecanic L cedat pistonului este :

$$\frac{dL}{d\varphi} = -p \frac{dV}{d\varphi} \quad (6.3)$$

unde

p [bar] - presiunea din cilindru;

V [m³] - volumul descris de piston;

φ [RAC] - unghiul RAC corespunzător.

Fluxul de căldură care parăsește sistemul prin suprafața cilindrului este dat de egalitatea:

$$\frac{dQ_{wi}}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M} A_i \alpha (T_{wi} - T) \quad (6.4)$$

Fluxul total de căldură cedat pereților, se calculează ca sumă a fluxurilor prin corpul pistonului (I=1), chiulasa (I=2) și prin camașa cilindrului (I=3). A_i reprezintă suprafețele de contact, iar T_{wi} temperaturile la perete corespunzătoare.

Coeficientul de schimb de căldură α rezultă din relația lui Woschni, dependent de starea gazului din cilindru, viteza pistonului și procesul de ardere:

$$\alpha = 0.12793 \cdot D^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} \left[c_1 \cdot c_m + c_2 \frac{V_H T_{11}}{p_{11} V} (p - p_0) \right] \left[\frac{KW}{m^2 K} \right] \quad (6.5)$$

relație în care: c_1 reprezintă un factor de proporționalitate între viteza periferică a gazului și viteza medie a pistonului, și se exprimă, în funcție de viteza produsă de admisia dirijată, cu relația:

$$c_1 = a + b \frac{c_u}{c_m} \quad (6.6)$$

Pentru motorul R-251 FLO, în tabelul 6.1 sunt prezentate căldurile rezultate în urma calculelor efectuate prin simularea proceselor care au loc în motor, pe baza datelor de intrare prezentate în Anexa 4. Toate aceste valori au fost raportate pentru un singur cilindru. Mărimile de stare rezultate în urma simulării sunt prezentate în tabelele din Anexa 5.

Datele calculate, pe baza datelor inițiale [Anexa 4], prin intermediul programului de calcul prezentat în paragraful 6.1., sunt următoarele:

- căldura prin piston: 3,237 kJ/ciclu;
- căldura prin chiulasă: 3,867 kJ/ciclu;
- căldura prin camașa cilindrului: 2,427 kJ/ciclu;
- consumul specific efectiv de combustibil: $c_e = 0.22142$ kg/kWh;
- debitul volumic vehiculat pe cilindru: $\dot{V} = 1,142$ m³/s;
- căderea de temperatură pentru aer pe răcitorul intermediar: $\Delta t = 13$ °C.

În tabelul 6.1. sunt prezentate valorile căldurilor, rezultate pe cale analitică, pentru motorul ALCO, de tip R 251 FLO.

Tabel 6.1. Valorile căldurilor obținute pe cale analitică ale motorului R 251 FLO

Nr. Crt.	Mărime	Valoare calcul	
		<i>kJ/ciclu.cil.</i>	%
1.	Căldura rezultată prin arderea carburantului introdusă pe ciclu pentru un cilindru, Q_{tot}	51,51	100
2.	Căldura evacuată prin pereții motorului, Q_{pereti}	9,531	18,50
3.	Căldura absorbită de răcitorul intermediar, Q_{RI}	2,508	4,87
4.	Căldura transformată în lucru mecanic efectiv, Q_L	19,849	38,53
5.	Căldură evacuată cu gazele de ardere și prin radiație, $Q_{RAD+EVAC}$	19,622	38,1

În Fig. 6.3. este redat bilanțul termic al monocilindrului care caracterizează familia de motoare ALCO, pentru regimul nominal ($n=1100$ rot/min, $P=182,022$ kW/cil.).

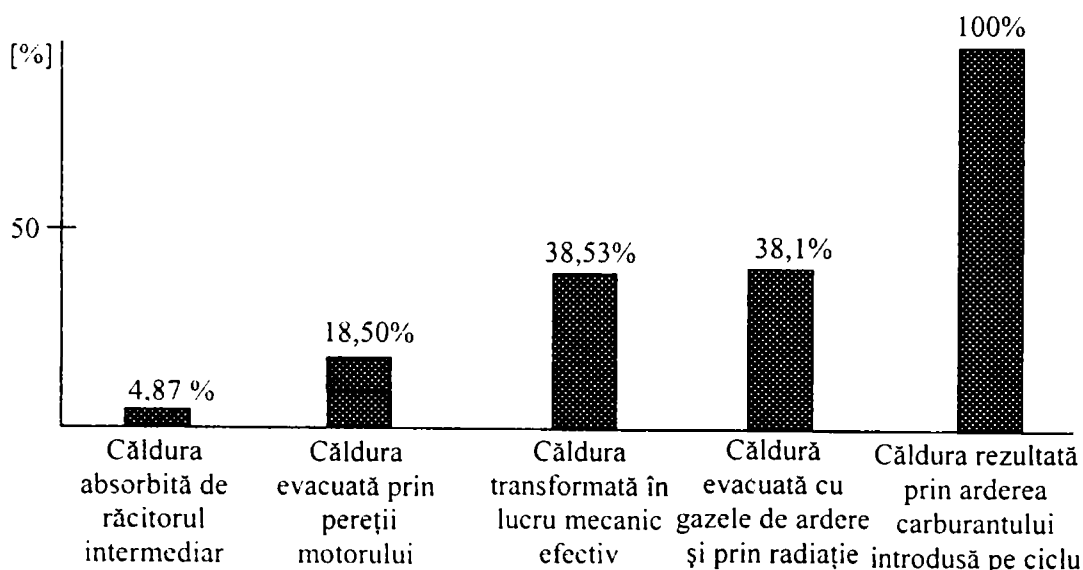


Fig. 6.3. Valorile căldurilor evacuate prin sistemul de răcire al motorului ALCO, obținute pe cale analitică

Valorile rezultate sunt în concordanță cu cele prezentate în literatura de specialitate. Rezultă un randament mecanic $\eta_m = 38,53\%$. Se constată că cea mai mare parte a căldurii degajate prin arderea combustibilului este evacuată prin gazele de ardere, doar 23,37% fiind vehiculată prin sistemul de răcire (inclusiv la răcitorul intermediar).

Se constată că există posibilitatea utilizării unei părți din cantitatea de căldură cedată fluidelor de răcire (izvorului rece), această cantitate fiind semnificativă în valori absolute.

În urma simulării proceselor care au loc în motor, au rezultat parametri termogazodinamici care caracterizează funcționarea acestuia și a căror variații sunt prezentate în Fig. 6.4. - 6.10.

În Fig. 6.4. - 6.6. se caracterizează evoluția gazului din cilindri respectiv variațiile presiunii ($p_{max} = 114,40$ bar), temperaturii ($t_{max} = 3004,6$ K), și legea de degajare a căldurii.

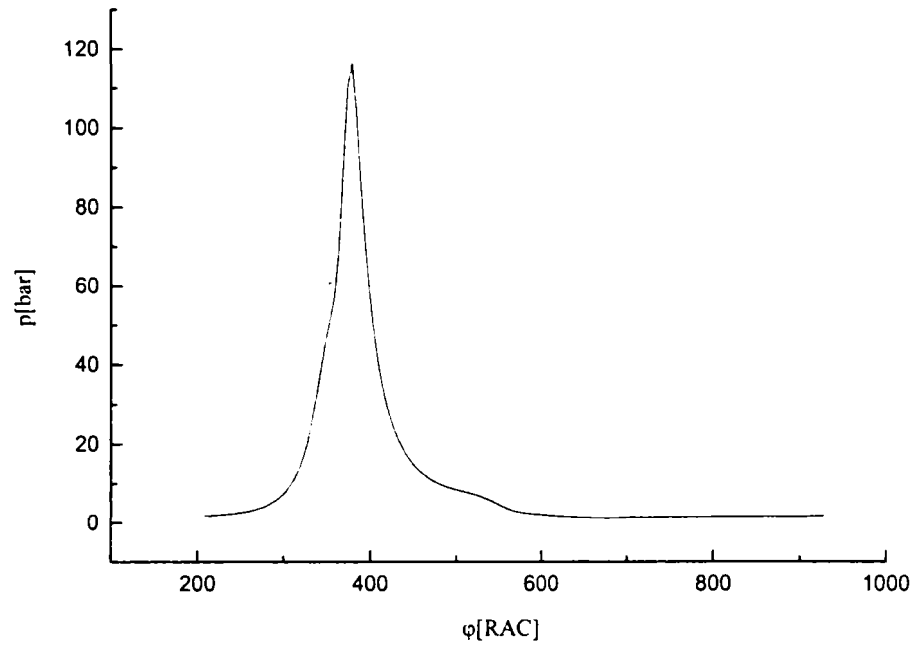


Fig. 6.4. Diagrama indicată calculată

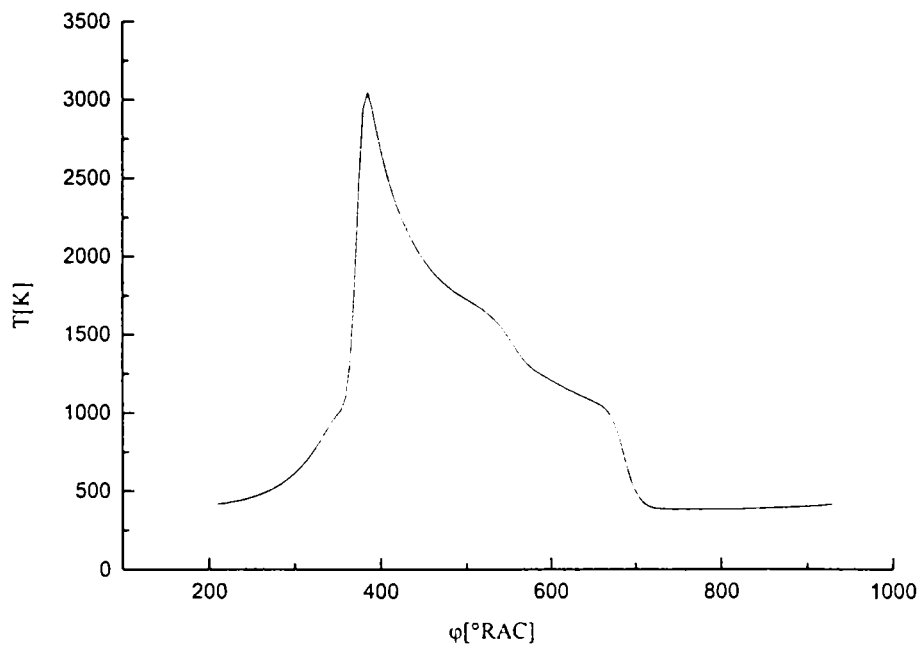


Fig. 6.5. Variația temperaturii în cilindru

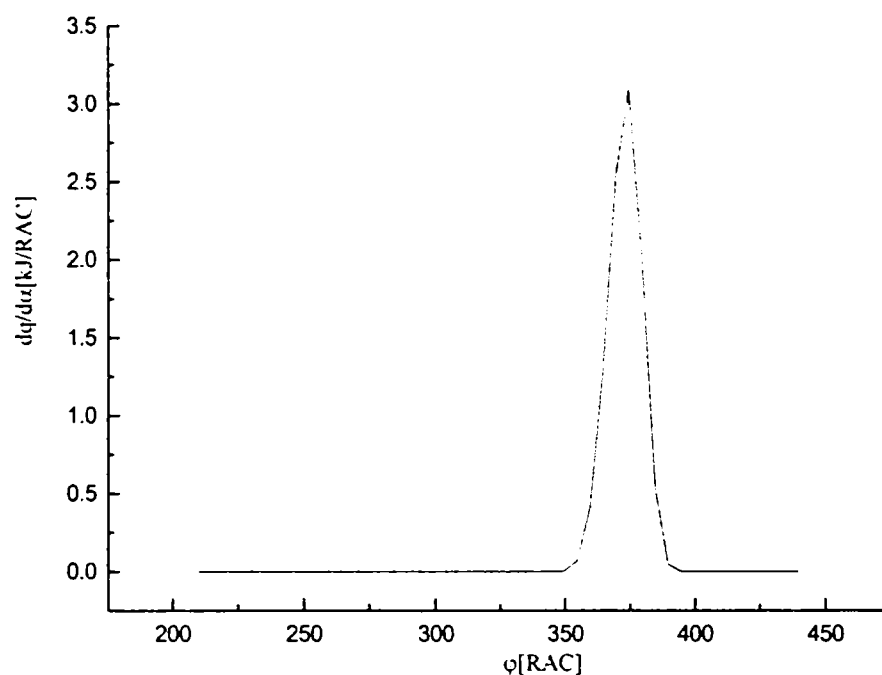


Fig. 6.6. Legea de degajare a căldurii

În Fig. 6.6. și Fig. 6.7. se prezintă variațiile parametrilor pe admisiune (p , T) înainte și după răcitorul intermediar.

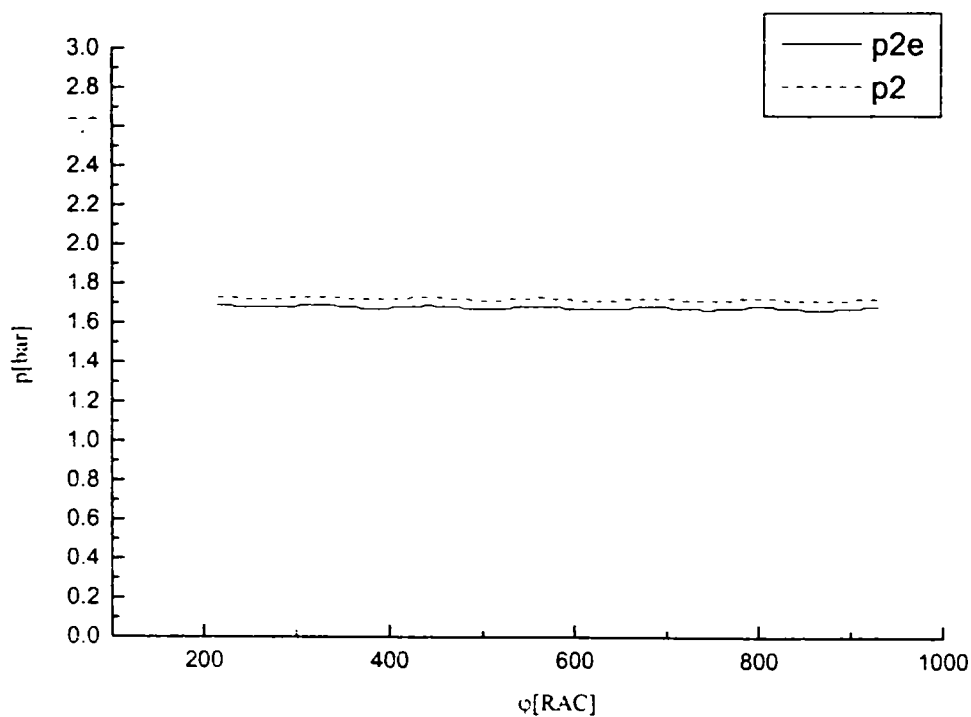


Fig. 6.7. Variația presiunii înainte și după răcitorul intermediar

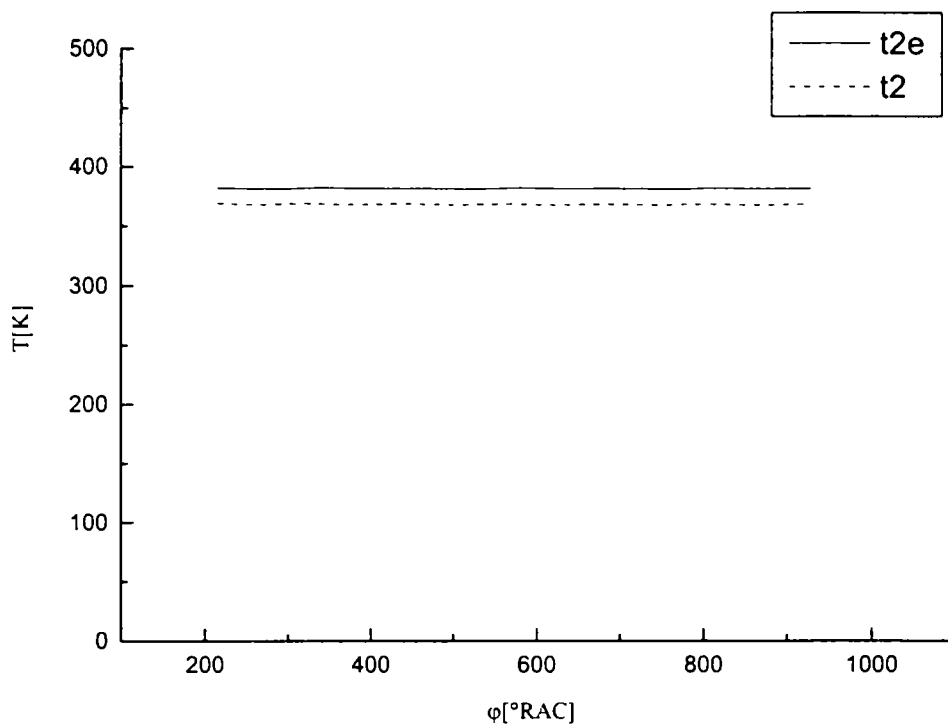


Fig. 6.8. Variația temperaturii înainte și după răcitorul intermediar

În Fig. 6.9. și Fig. 6.10. sunt reprezentate variațiile parametrilor pe evacuare (p , T). Sunt evidențiate variații ale presiunii între (1,2-2,6) bar, induse de deschiderea succesivă a cilindrilor motorului (cilindri sunt grupați câte 3), respectiv ale temperaturii între (600-1300) K.

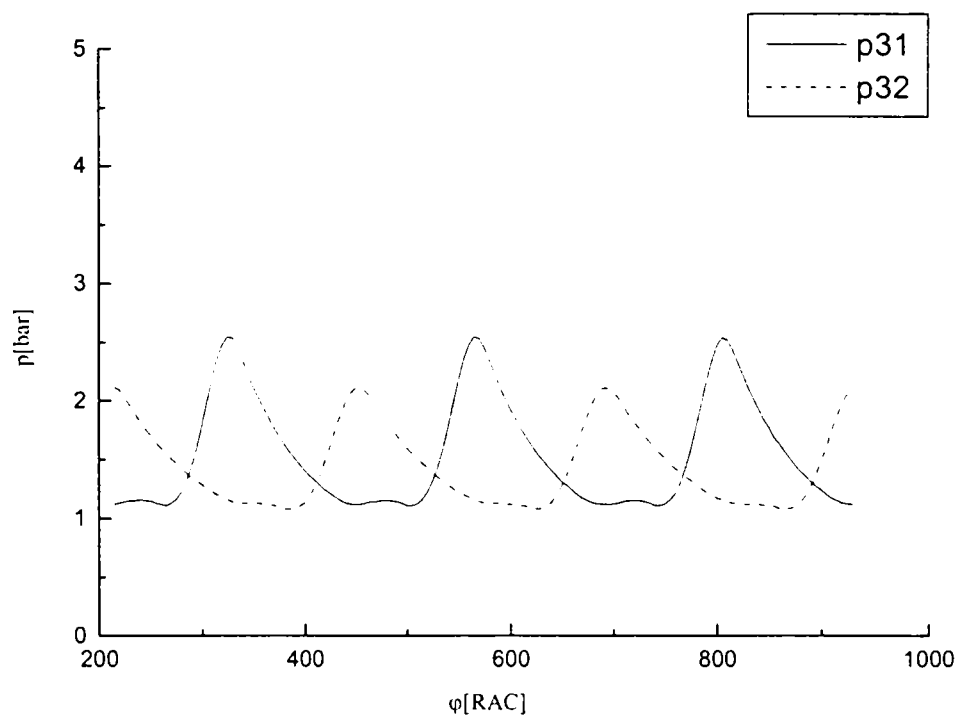


Fig. 6.9. Variația presiunilor pe colectoarele de evacuare

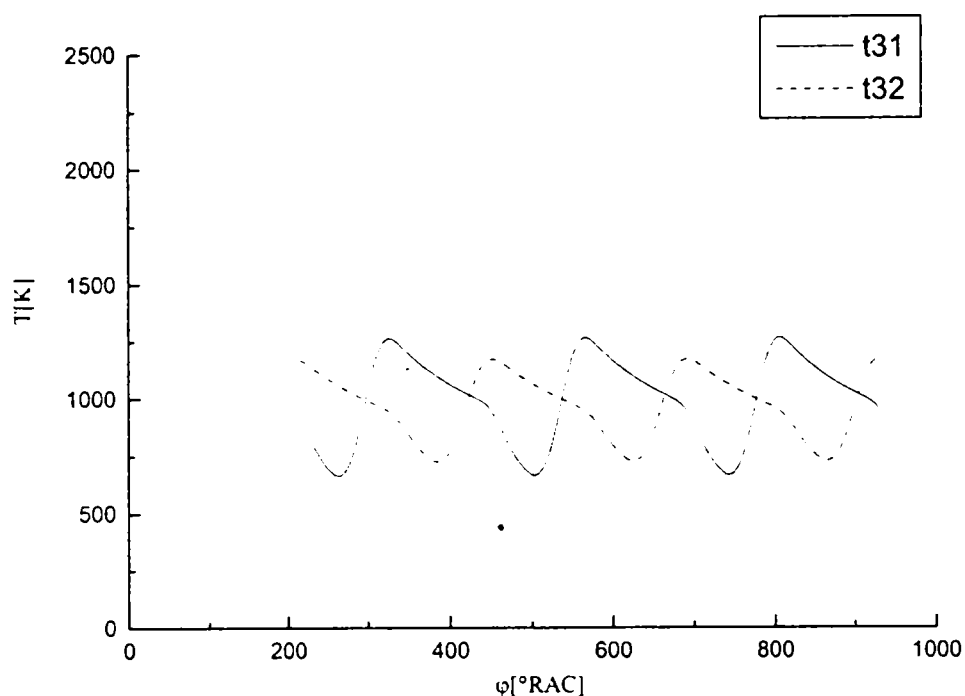


Fig. 6.10. Variația temperaturilor pe colectoarele de evacuare

6.3. DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A CĂLDURILOR SCHIMBATE ÎNTR-UN MOTOR CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE TURBOSUPRAALIMENTAT

Măsurătorile experimentale s-au realizat la standul de probă al U.C.M. Reșița S.A., pentru motorul diesel turbosupraalimentat din familia ALCO, de tip R 251 FLO. Scopul cercetării experimentale constă în stabilirea influenței agentului termic asupra gradului de recuperare a căldurii, în vederea cogenerării, în cazul răcitorului de ulei de tip ALCO 18 m², care echipează motorul diesel supraalimentat.

Calculul termic al instalației de răcire a motorului R 251 FLO, s-a efectuat pornind de la datele inițiale ale motorului, prezentate în paragraful 5.3.

Pentru motorul R-251 FLO, în tabelul 6.2 sunt prezentate căldurile rezultate în urma măsurătorilor efectuate la standul de probă, iar în Fig. 6.11. sunt reprezentate valorile căldurilor evacuate prin sistemul de răcire al motorului R 251 FLO determinate experimental. Toate aceste rezultate au fost raportate pentru un singur cilindru.

Căldura evacuată prin pereții motorului, determinată experimental, a rezultat ca sumă între cantitatea de căldură evacuată cu uleiul de ungere și cea evacuată cu apa de răcire a motorului:

$$Q_{pereti} = Q_{ulei} + Q_{apa.rac} \quad (6.7)$$

Tabel 6.2. Valorile căldurilor obținute pe cale experimentală ale motorului R 251 FLO

Nr. Crt.	Mărime	Valoare experimentală	
		<i>kJ/ciclu.cil.</i>	%
1.	Căldura rezultată prin arderea carburantului introdusă pe ciclu pentru un cilindru, Q_{tot}	51,53	100
2.	Căldura evacuată prin pereții motorului, $Q_{pereți}$	9,061	17,58
3.	Căldura evacuată cu uleiul de ungere, Q_{ulei}	1,906	3,69
4.	Căldura evacuată cu apa de răcire, $Q_{apă.rac.}$	7,155	13,89
5.	Căldura absorbită de răcitorul intermediar, Q_{RI}	2,64	5,12
6.	Căldura transformată în lucru mecanic efectiv, Q_P	19,828	38,48
7.	Căldură evacuată cu gazele de ardere și prin radiație, $Q_{RAD+EVAC}$	20,001	38,82

În Fig. 6.11. este redat bilanțul termic al monocilindrului care caracterizează familia de motoare ALCO, valorile căldurilor obținându-se pe cale experimentală.

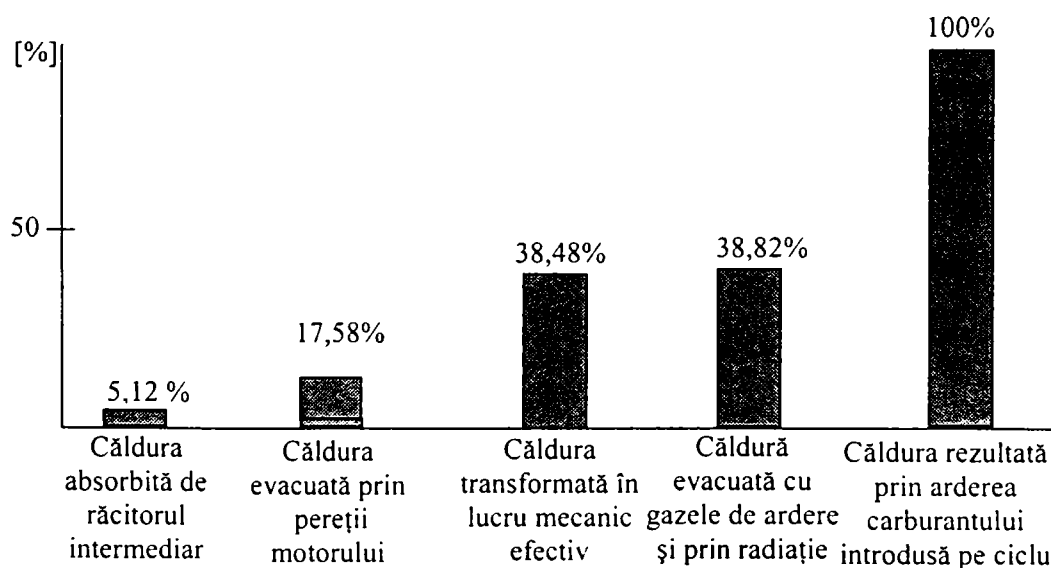


Fig. 6.11. Valorile căldurilor evacuate prin sistemul de răcire al motorului ALCO, obținute pe cale experimentală

În urma măsurătorilor efectuate a rezultat diagrama indicată a motorului, prezentată în Fig. 6.12.

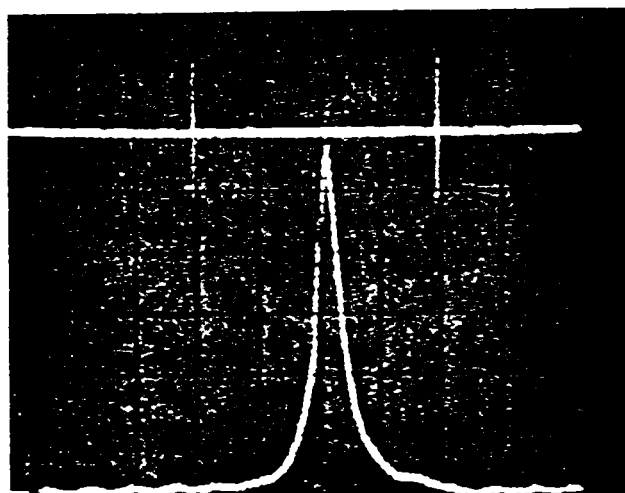


Fig.6.12. Diagrama indicată
(p [21.1bar/div], φ [72°RAC/div])

Din măsurătorile efectuate pe standul de probă s-a constatat că există posibilitatea recuperării căldurii reziduale pe circuitul de ulei.

6.4. COMPARAȚIA PERFORMANȚELOR ENERGETICE (ANALITIC-EXPERIMENTAL), PENTRU MOTORUL DIESEL SUPRAALIMENTAT CU RĂCIREA INTERMEDIARĂ A AERULUI DE TIP ALCO R-251 FLO

În paragrafele anterioare au fost prezentate rezultatele obținute în urma simulării, respectiv a măsurătorilor experimentale, ce caracterizează funcționarea motorului de tip ALCO R 251 FLO. Căldurile pierdute prin sistemul de răcire al motorului, teoretic și practic, au valorile cuprinse în următorul tabel și sunt reprezentate comparativ în Fig. 6.13.

Tabel 6.3. Valorile căldurilor obținute pe cale experimentală și analitică ale motorului ALCO R 251 FLO

Nr. Crt.	Mă-ime	Valoare experimentală		Valoare calculată	
		<i>kJ/ciclu.cil.</i>	%	<i>kJ/ciclu.cil.</i>	%
1.	Căldura rezultată prin arderea carburantului introdusă pe ciclu pentru un cilindru, Q_{101}	51,53	100	51,51	100
2.	Căldura evacuată prin pereții motorului, Q_{pereti}	9,061	17,58	9,531	18,50
3.	Căldura absorbită de răcitorul intermediar, Q_{RI}	2,64	5,12	2,508	4,87
4.	Căldura transformată în lucru mecanic efectiv, Q_L	19,828	38,48	19,849	38,53
5.	Căldură evacuată cu gazele de ardere și prin radiație, $Q_{RAD-ELAC}$	20,001	38,82	19,622	38,1

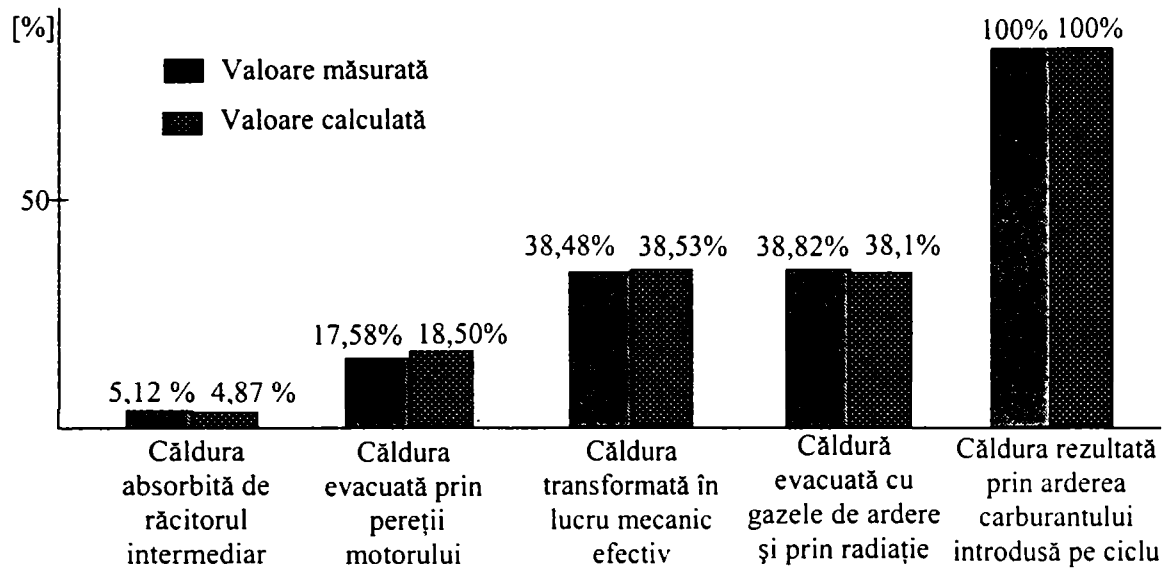


Fig. 6.13. Valorile comparative ale căldurilor evacuate prin sistemul de răcire al motorului ALCO, obținute pe cale experimentală și analitică

Din Fig. 6.13, pentru căldurile determinate pe cale analitică și experimentală, abaterile sunt după cum urmează:

- căldura absorbită de răcitorul intermediar: $\Delta Q_{RI} = 5,13 \%$;
- căldura evacuată prin pereții motorului: $\Delta Q_{pereti} = 4,97\%$;
- căldura transformată în lucru mecanic efectiv: $\Delta Q_L = 0,13\%$;
- căldură evacuată cu gazele de ardere și prin radiație: $\Delta Q_{RAD-EVAC} = 1,88\%$;
- căldura rezultată prin arderea carburantului introdusă pe ciclu pentru un cilindru, $\Delta Q_{tot} = 0,038\%$.

Diagrama indicată a ciclului de funcționare a motorului, rezultată în urma simulării, poate fi comparată cu cea experimentală, acestea fiind reprezentate în Fig. 6.14 și Fig. 6.15.

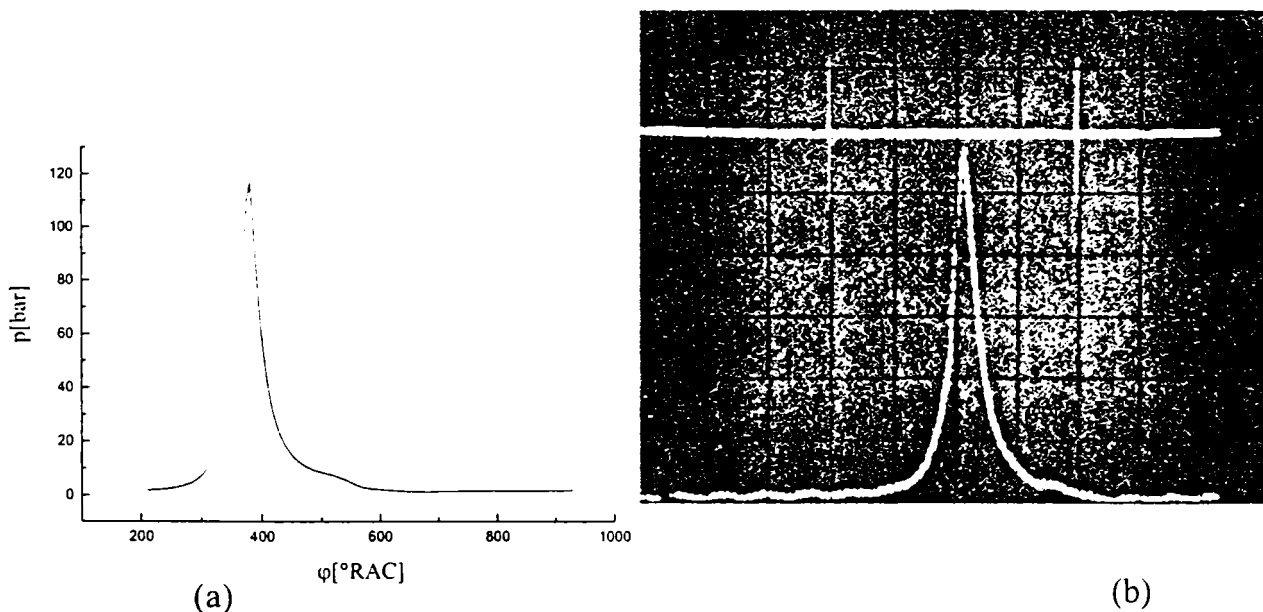


Fig. 6.14. Diagrama indicată:
 a) obținută prin simulare,
 b) obținută experimental ($p [20,3 \text{ bar/div}]$, $\varphi [72 \text{ °RAC/div}]$)

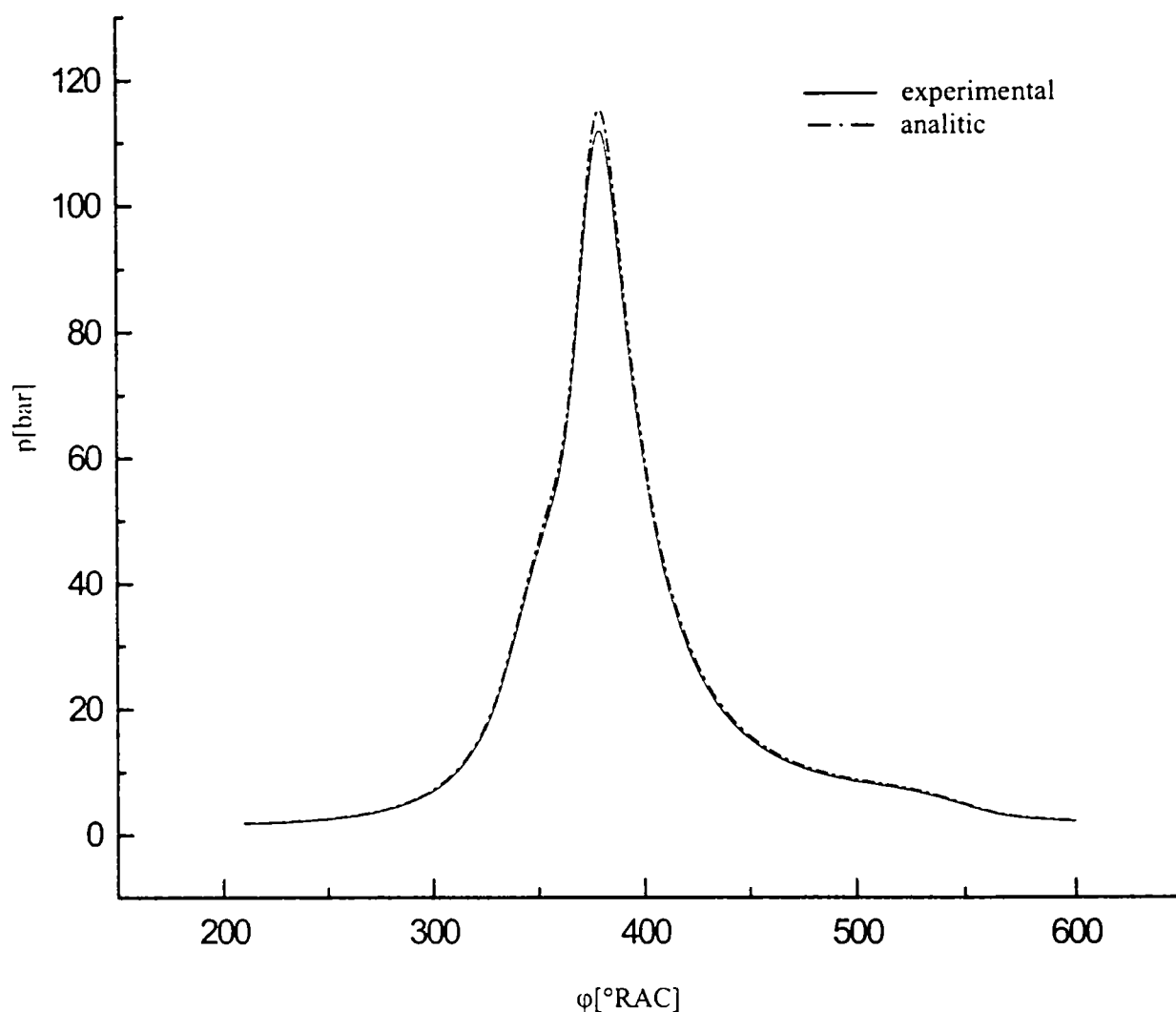


Fig. 6.15. Diagrama indicată comparativă

Din diagrama comparativă se observă că valoarea maximă a presiunii din cilindrii obținută prin simulare este $p_{max. calc.} = 114,40 \text{ bar}$, iar cea rezultată în urma măsurărilor este $p_{max. exp.} = 117,74 \text{ bar}$, abaterea fiind:

$$\frac{P_{calc.} - P_{exp.}}{P_{calc.}} \cdot 100 = \frac{114,40 - 117,74}{114,40} \cdot 100 = -2,92 \% \quad (6.8)$$

Diferențele mici între diagrama indicată ridicată experimental și cea calculată, deși cu dificultăți de evidențiere grafică, mai ales la scările alese (foarte mari) abilitează, din punct de vedere al preciziei, calculele complexe efectuate prin simularea ciclului real de funcționare al motorului ALCO R-251 FLO.

Se constată că valorile calculate reproduc cu acuratețe valorile obținute experimental, fapt ce permite și validarea valorilor calculate corespunzătoare mărimilor nemăsurate ce intervin în caracterizarea funcționării motorului.

Valoarea experimentală a căldurii evacuate prin pereți a fost echivalată cu suma dintre căldura preluată de sistemul de răcire și cea preluată de sistemul de ungere determinate experimental.

CAPITOLUL 7

CALCULUL ȘI CERCETAREA EXPERIMENTALĂ PRIVIND PERFORMANȚELE RĂCITORULUI DE ULEI AL MOTORULUI ALCO R-251 FLO

7.1. PREZENTAREA RĂCITORULUI ULEI-APĂ DE TIP ALCO 18 M²

Răcitorul de ulei ALCO-18 m², care echipează motorul ALCO R-251FLO, este un schimbător de căldură cu fascicul de țevi în manta, cu așezarea țevilor în paralel. În interiorul țevilor, agentul termic este apa, care face două drumuri prin schimbător, iar în exteriorul țevilor circulă ulei. Circulația uleiului se realizează numai transversal peste fasciculul de țevi, în zece treceri transversale (există nouă plăci de dirijare).

Caracteristicile constructive ale răcitorului de ulei de tip ALCO-18 m² sunt prezentate în tabelul 7.1.

Tabel 7.1

<i>Nr. Crt.</i>	<i>Caracteristici</i>	<i>Simbol</i>	<i>Unitate de măsură</i>	<i>Valoare</i>
1.	Diametrul exterior al țevilor	d_e	mm	9
2.	Diametrul interior al țevilor	d_i	mm	7
3.	Lungimea activă a țevilor	l	m	1,181
4.	Numărul de țevi	n	buc.	608
5.	Numărul plăcilor de dirijare	-	buc.	9
6.	Distanța dintre două plăci de dirijare	b	m	0,105
7.	Grosimea plăcilor de dirijare	-	mm	3
8.	Diametrul interior al suprafeței tubulare spălate de ulei	D	m	0,441
9.	Grosimea plăcilor tubulare	-	mm	18
10.	Materialul țevilor	-	-	Alamă
11.	Suprafața de schimb de căldură de partea apei	A_w	m ²	15,79
12.	Suprafața de schimb de căldură de partea uleiului	A_u	m ²	19,68
13.	Pasul țevilor în sensul de curgere al uleiului	s_1	mm	13
14.	Pasul țevilor perpendicular pe direcția de curgere a uleiului	s_2	mm	12
15.	Aria secțiunii libere de curgere a apei	S_w	m ²	0,011699
16.	Aria secțiunii libere de curgere a uleiului	S_u	m ²	0,01165

Schița răcitorului ALCO 18 m² este prezentată în Fig. 7.1, iar schema de bază a instalației de răcire pentru motorul R 251 FLO în Fig. 7.2.

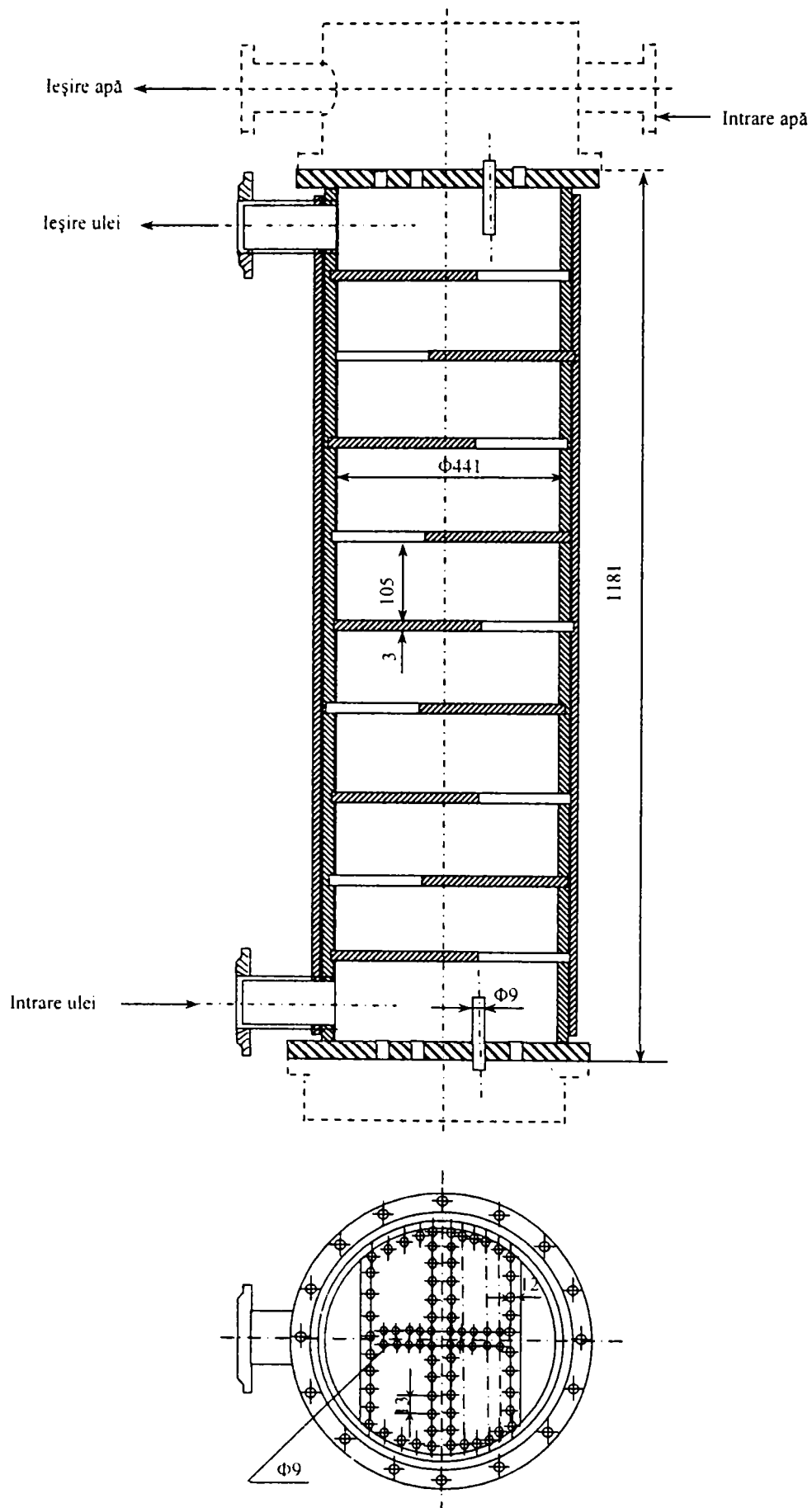


Fig. 7.1. Schița răcitorului de ulei ALCO 18 m²

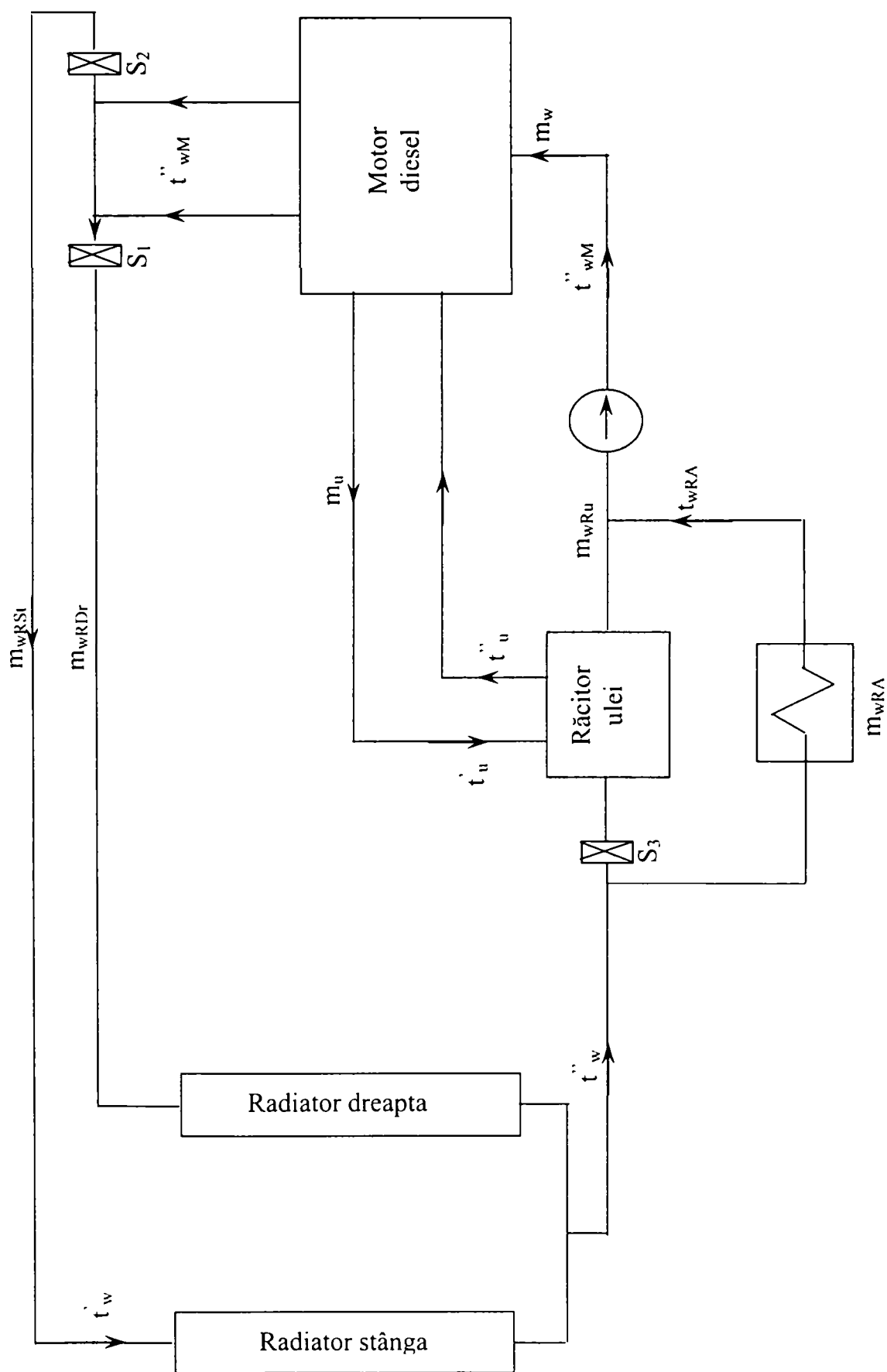


Fig. 7.2. Schema de bază a instalației de răcire pentru motorul R 251 FLO

Repartizarea debitului de apă, în proporții dorite, pe cele două radiatoare, respectiv între răcitorul de ulei și răcitorul de aer, este asigurată de dispozitivele de strangulare S_1 , S_2 , S_3 . Pentru calculul termic efectuat, s-a considerat o repartizare uniformă a debitului de apă.

7.2. CALCULUL ANALITIC AL PERFORMANȚELOR TERMICE ALE RĂCITORULUI DE ULEI ALCO – 18 M²

Calculul performanțelor termice ale răcitorului de ulei s-a efectuat pentru următoarele date inițiale:

- temperatura uleiului la intrare în răcitor:

$$t'_u = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

- temperatura apei la intrare în răcitor:

$$t'_w = 62 \text{ }^\circ\text{C}$$

- debitul uleiului:

$$\dot{V}_u = 18,3 \text{ l/s}$$

- debitul apei:

$$\dot{V}_w = (13 - 20,8) \text{ l/s}$$

- ulei de motor: M 40 super 2.

7.2.1. DETERMINAREA PROPRIETĂȚILOR TERMICE ALE ULEIULUI DE MOTOR M 40 SUPER 2

7.2.1.1. MASA SPECIFICĂ A ULEIULUI

Masa specifică a uleiului s-a determinat, fără contribuția autoarei, în laboratorul de Termotehnică al Facultății de Mecanică din Timișoara cu ajutorul trusei de avometre pentru uleiuri minerale.

7.2.1.2. VÂSCOZITATEA ULEIULUI

Vâscozitatea dinamică s-a determinat cu aparatul Rheotest 2.

Vâscozitatea cinematică s-a calculat cu relația:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (7.1)$$

Variația vâscozității cu temperatura este prezentată în Anexa 7.

7.2.1.3. CONDUCTIVITATEA TERMICĂ A ULEIULUI

Conductivitatea termică a uleiului s-a adoptat din literatura de specialitate [58]. Variația conductivității termice cu temperatura este prezentată în Anexa 6.

7.2.1.4. CAPACITATEA TERMICĂ MASICĂ A ULEIULUI

Capacitatea termică masică a uleiului de motor s-a calculate cu relația [39]:

$$c_u = \frac{53500 + 107,1 \cdot t}{\sqrt{\rho_{u,13^\circ C}}} \quad (7.2)$$

Variația capacității termice masice cu temperatura este prezentată în Anexa 6.

7.2.2. CALCULUL NUMERIC

Pornind de la următoarele date inițiale:

- temperatura uleiului la intrare în răcitor: $t'_u = 80^\circ\text{C}$;
- temperatura apei la intrare în răcitor: $t'_w = 62^\circ\text{C}$;
- debitul uleiului: $\dot{V}_u = 18,3 \text{ l/s}$;
- debitul apei: $\dot{V}_w = 13 \text{ l/s}$;
- ulei de motor: *M 40 super 2*,

Se consideră, într-o primă aproximație, eficiența schimbătorului de căldură: $\Phi = 0,35$.

Pentru temperatura de intrare a uleiului $t'_u = 80^\circ\text{C}$, valorile masei specifice și capacității termice masice ale uleiului sunt [Anexa 6]: $\rho_u = 865 \text{ kg/m}^3$, $c_u = 2050 \text{ J/kgK}$.

Debitul masic al uleiului va avea valoarea:

$$\dot{m}_u = \dot{V}_u \cdot \rho_u = 18,3 \cdot 0,865 = 15,829 \text{ kg / m}^3 \quad (7.3)$$

iar fluxul capacității termice a uleiului:

$$\dot{C}_u = \dot{m}_u \cdot c_u = 15,829 \cdot 2050 = 32,449 \text{ kJ / W} \quad (7.4)$$

Pentru temperatura de intrare a apei: $t'_w = 62^\circ\text{C}$, din literatura de specialitate [61], rezultă masa specifică și capacitatea termică masică ale apei: $\rho_w = 982,1 \text{ kg/m}^3$, $c_w = 4186 \text{ J/kgK}$.

În aceste condiții:

$$\dot{m}_w = \dot{V}_w \cdot \rho_w = 13 \cdot 0,9821 = 12,767 \text{ kg / m}^3 \quad (7.5)$$

$$\dot{C}_w = \dot{m}_w \cdot c_w = 12,767 \cdot 4186 = 53,442 \text{ kJ / W} \quad (7.6)$$

Rezultă:

$$\mu = \frac{\dot{C}_u}{\dot{C}_w} = \frac{32,449}{53,442} = 0,607 \quad (7.7)$$

$$\mu \cdot \phi = 0,607 \cdot 0,35 = 0,212 \quad (7.8)$$

Cum:

$$\mu \cdot \phi = \frac{t_w'' - t_w'}{t_u' - t_w'} \quad (7.9)$$

temperatura de ieșire a apei va fi:

$$t_w'' = t_w' + \mu \cdot \phi \cdot (t_u' - t_w') = 62 + 0,212 \cdot (80 - 62) = 65,8^\circ C \quad (7.10)$$

Funcția Φ se exprimă cu relația:

$$\phi = \frac{t_u' - t_u''}{t_u' - t_w'} \quad (7.11)$$

Din relația (7.11) rezultă temperatura de ieșire a uleiului:

$$t_u'' = t_u' - \phi \cdot (t_u' - t_w') = 80 - 0,35 \cdot (80 - 62) = 73,7^\circ C \quad (7.12)$$

La temperatura medie a uleiului:

$$t_{m_u} = \frac{t_u' + t_u''}{2} = \frac{80 + 73,7}{2} = 76,85^\circ C \quad (7.13)$$

din Anexa 6 rezultă masa specifică și capacitatea termică masică ale uleiului: $\rho_u = 871 \text{ kg/m}^3$,
 $c_u = 2040 \text{ J/kgK}$.

Rezultă fluxul capacității termice a uleiului:

$$\dot{C}_u = c_u \cdot \rho_u \cdot \dot{V}_u = 2040 \cdot 871 \cdot 18,3 \cdot 10^{-3} = 32,515 \text{ kW / K} \quad (7.14)$$

care are o valoare aproximativ egală cu cea determinată cu relația (7.4).

Fluxul de căldură este:

$$\dot{Q} = \phi \cdot \dot{C}_u \cdot (t_u' - t_w') = 0,35 \cdot 32,449 \cdot (80 - 62) = 204,844 \text{ kW} \quad (7.15)$$

La temperatura medie a apei:

$$t_{m_w} = \frac{t_w' + t_w''}{2} = \frac{62 + 65,8}{2} = 63,9^\circ C \quad (7.16)$$

masa specifică și capacitatea termică masică ale apei sunt: $\rho_w = 981,055 \text{ kg/m}^3$, $c_w = 4186 \text{ J/kgK}$.

Fluxul capacității termice a apei va fi:

$$\dot{C}_w = c_w \cdot \rho_w \cdot \dot{V}_w = 4186 \cdot 981,055 \cdot 13 \cdot 10^{-3} = 53,384 \text{ kW/K} \quad (7.17)$$

valoare aproximativ egală cu cea determinată cu relația (7.6).

Se recalculează temperatura de ieșire a apei:

$$t_w'' = t_w' + \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_w} = 62 + \frac{204,844}{53,384} = 65,8^\circ \text{C} \quad (7.18)$$

Se observă că temperatura recalculată a apei la ieșire din răcitor are aceeași valoare cu cea calculată cu relația (7.10).

7.2.3. DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE CONVECȚIE DE PARTEA APEI

Viteza de curgere a apei prin țevi este:

$$w_w = \frac{\dot{V}}{S_w} = \frac{13 \cdot 10^{-3}}{0,011699} = 1,111 \text{ m/s} \quad (7.19)$$

Criteriul Reynolds are expresia:

$$Re_w = \frac{w_w \cdot d_i}{\gamma_w} = \frac{1,11 \cdot 7 \cdot 10^{-3}}{0,446 \cdot 10^{-6}} = 17437,21 \quad (7.20)$$

Vâscozitatea cinematică a apei la temperatura medie, t_{wm} , este [61]: $\gamma_w = 0,446 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Conductivitatea termică a apei are valoarea [61]: $\lambda_w = 0,657 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

Criteriul Prandtl, la aceeași temperatură, este [61]: $Pr_w = 2,792$.

Criteriul Prandtl la temperatura peretelui, t_p , apreciată la valoarea de $65,7^\circ \text{C}$ este: $Pr_{wp} = 2,86$.

Pentru condițiile de curgere ale apei ($2300 < Re_w < 10^6$ și $1,5 < Pr_w < 50$) ecuația criterială utilizată este [61]:

$$Nu_w = 0,012(Re_w^{0,87} - 280) Pr_w^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{Pr_w}{Pr_{wp}} \right)^{0,11} \quad (7.21)$$

Aceste valori conduc la: $Re_w = 17437,21$ și $Nu_w = 84,58$, iar coeficientul de convecție de partea apei este:

$$\alpha_u = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_i} = \frac{84,58 \cdot 0,657}{7 \cdot 10^{-3}} = 7938,437 \text{ W/m}^2 \text{K} \quad (7.22)$$

7.2.4. DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE CONVECȚIE DE PARTEA ULEIULUI

Viteza uleiului în secțiunea liberă (între țevi) este:

$$w_u = \frac{\dot{V}_u}{S_u} = \frac{18,3 \cdot 10^{-3}}{0,01165} = 1,57 \text{ m/s} \quad (7.23)$$

Criteriul Reynolds are următoarea expresie:

$$Re_u = \frac{w_u \cdot d_e}{\nu_u} \quad (7.24)$$

Vâscozitatea cinematică a uleiului la temperatura t_{mu} [Anexa 7]: $\gamma_u = 27 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Conductivitatea termică a uleiului la valoarea medie a temperaturii, t_{um} este [Anexa 6]:

$$\lambda_u = 0,143 \text{ W/mK.}$$

Criteriul Prandtl la temperatura t_{mu} :

$$Pr_u = \frac{\gamma_u \cdot c_u \cdot \rho_u}{\lambda_u} = \frac{27 \cdot 10^{-6} \cdot 2040 \cdot 871}{0,143} = 335,487 \quad (7.25)$$

Criteriul Prandtl la temperatura peretelui are valoarea: $Pr_{up} = 401,58$

Cu aceste valori se obține: $Re_u = 500$ și $Nu_u = 65,84$

În aceste condiții, pentru calculul termic, curgerea uleiului, transversal peste fasciculul de țevi, este laminară, relația criterială utilizată [61] fiind:

$$Nu_u = 1,3(Re_u \cdot Pr_u)^{0,33} \left(\frac{Pr_u}{Pr_{up}} \right)^{0,25} \quad (7.26)$$

Coeficientul de convecție de partea uleiului este:

$$\alpha_u = \frac{Nu_u \cdot \lambda_u}{d_e} = \frac{65,84 \cdot 0,143}{9 \cdot 10^{-3}} = 1046,12 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (7.27)$$

Valorile obținute conduc la o valoare a temperaturii peretelui :

$$t_p = \frac{t_{um} + \frac{\alpha_w \cdot A_w}{\alpha_u \cdot A_u} \cdot t_m}{1 + \frac{\alpha_w \cdot A_w}{\alpha_u \cdot A_u}} = 65,72^\circ \text{ C} \quad (7.28)$$

Valoarea este identică cu cea de plecare, în concluzie, nu este necesară reluarea calculului.

7.2.5. CALCULUL COEFICIENTULUI GLOBAL DE TRANSFER DE CĂLDURĂ PENTRU UN METRU LUNGIME DE CONDUCTĂ

Expresia coeficientului global de transfer termic este:

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_u \cdot d_e} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\alpha_w \cdot d_i}} \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (7.29)$$

Conductivitatea termică a materialului țevii la temperatura medie este: $\lambda = 79,4$ $\text{W/m} \cdot \text{K}$.

Rezultă: $k_l = 24,97 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

7.2.6. DETERMINAREA FLUXULUI TERMIC

Pentru determinarea acestei valori este necesară cunoașterea eficienței schimbătorului de căldură, a cărei expresie este [59]:

$$\phi = \frac{2}{1 + \mu + \frac{1 + e^{\chi \sqrt{1 + \mu^2}}}{1 - e^{\chi \sqrt{1 + \mu^2}}} \sqrt{1 + \mu^2}} \quad (7.30)$$

valorile criteriilor μ și χ fiind următoarele:

$$\mu = \frac{\dot{C}_u}{\dot{C}_w} = \frac{32515}{53384} = 0,609$$

$$\chi = \frac{k_l \cdot l \cdot n}{\dot{C}_u} = \frac{24,97 \cdot 1,181 \cdot 608}{32515} = 0,551$$

Rezultă: $\phi = 0,372$ și $\dot{Q} = 218063,57 \text{ W}$

Modelul de calcul prezentat permite determinarea diferitelor mărimi necesare aprecierii funcționării schimbătorului pentru diferite regimuri.

7.3. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND PERFORMANȚELE TERMICE ALE RĂCITORULUI ALCO 18 M²

7.3.1. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

Schema instalației experimentale, pentru încercarea răcitorului de ulei, este prezentată în Fig. 7.3.

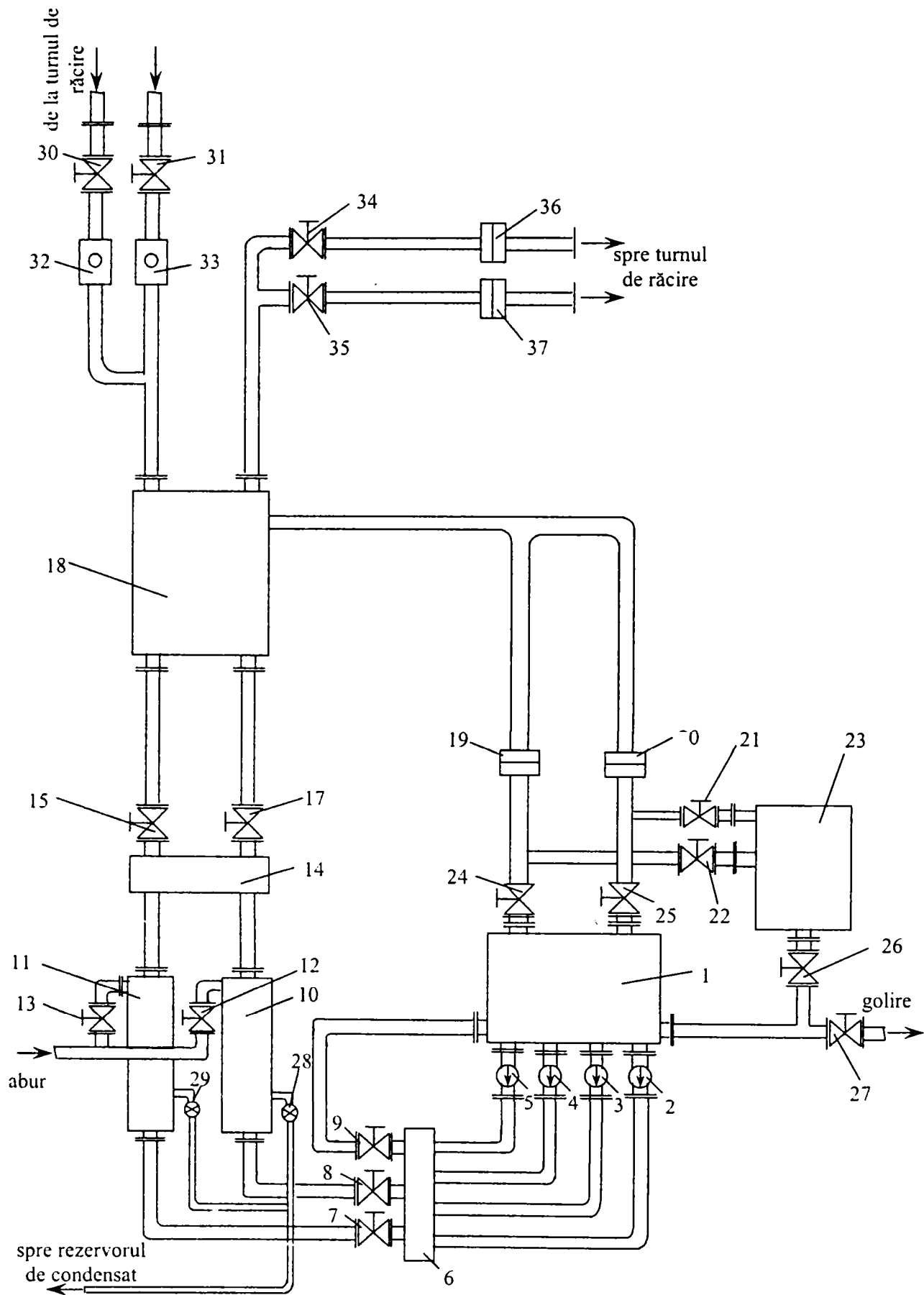


Fig. 7.3. Standul pentru încercarea răcitorului de ulei

Din rezervorul 1, uleiul este aspirat de pompele 2, 3, 4, 5, pompe care sunt cuplate în mod corespunzător debitului de ulei vehiculat în colectorul 6. Din acest colector, uleiul este dirijat spre schimbătoarele de căldură 10 respectiv 11, în scopul încălzirii, prin robinetele 8 și 9, iar prin robinetul 9 la rezervorul 1 prin conducta de retur.

Uleiul cald este dirijat din colectorul 14 al celor două schimbătoare de căldură la răcitorul de ulei experimental 18, prin robinetele 15, 16 și 17, care sunt reglate în funcție de necesități. Din acest răcitor, uleiul ajunge înapoi în rezervorul 1, prin intermediul robinetelor 24, 25, prin conductele cu diametre $\Phi 100$, respectiv $\Phi 50$, pe care sunt montate diafragmele 19, respectiv 20.

Prin închiderea robinetelor 24 și 25 și deschiderea unuia din robinetele 21 sau 22, uleiul poate fi dirijat spre robinetul de etalonare 23, de unde este reintrodus în rezervorul 1, prin manevrarea corespunzătoare a robinetului 26. Prin intermediul robinetului 27 se realizează golirea rezervorului 1.

În schimbătoarele de căldură 10 și 11, încălzirea uleiului este asigurată cu abur de la rețea. Temperatura dorită a uleiului este realizată și menținută prin variația debitului de abur, prin intermediul robinetelor de reglare 12 și 13. Condensul este dirijat de la vasele de condens 28 și 29 la rezervorul de condens.

Apa de răcire a răcitorului de ulei experimental este dirijată la răcitorul 18, prin robinetele 30, 31. Pentru măsurarea debitului apei de răcire, pe conductele de aducțiune, sunt montate debitmetrele electromagnetice 32 și 33, iar măsurarea debitelor de apă, pe conductele de refulare se realizează cu ajutorul diafragmele 36 și 37. Apa este vehiculată spre aceste conducte prin robinetele 34, respectiv 35.

7.3.1.1. MĂSURAREA TEMPERATURILOR

Temperaturile apei, respectiv uleiului, la intrarea și ieșirea din răcitorul de ulei, sunt măsurate cu termometre de sticlă (cu precizia de $0,1^{\circ}\text{C}$) și termocuple de tip cupru-constantan.

Pentru intrarea uleiului au fost prevăzute două orificii pentru introducerea termometrelor în colectorul 14, iar pentru ieșire două orificii direct pe conducta de ieșire a uleiului.

Pentru intrarea și ieșirea apei se vor prevedea, de asemenea, orificii pe conductele de intrare respective ieșire ale apei din răcitorul experimental, 18 (câte două pe fiecare conductă).

7.3.1.2. MĂSURAREA DEBITELOR

Debitul de ulei se măsoară pe conductele de ieșire din răcitor cu diafragmele 19 și 20. Debitul apei de răcire se măsoară pe conductele de aducțiune cu debitmetrele electromagnetice 32 și 33, iar pe conductele de refulare din răcitor, cu diafragmele 36 și 37.

7.3.2. CONDIȚII DE ÎNCERCARE ALE RĂCITORULUI DE ULEI

Răcitorul ALCO 18 m² a fost încercat pe un stand ulei-apă, care a permis realizarea condițiilor impuse.

Instalația este destinată determinării performanțelor termice ale răcitorului ALCO 18 m², care echipează motorul diesel R 251 FLO.

Condițiile de încercare ale răcitorului au fost:

- debitul de apă $m_w = 10,4 \dots 20,8$ kg/s;
- debitul de ulei $m_u = 4 \dots 18$ kg/s;
- temperatura de intrare a uleiului $t_u^i = 78 \text{ }^\circ\text{C} \dots 80 \text{ }^\circ\text{C}$;
- temperatura de intrare a apei $t_w^i = 62 \text{ }^\circ\text{C} \dots 70 \text{ }^\circ\text{C}$;
- viteza de circulație a uleiului $w_u = 0,3 \dots 1,8$ m/s;
- viteza de circulație a apei $w_w = 0,8 \dots 1,8$ m/s.

7.3.3. PRELUCRAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

Cu ajutorul datelor obținute prin măsurători s-a efectuat calculul termic al răcitorului de ulei.

În calculul termic al unui schimbător de căldură intervin nouă mărimi:

Q [W] - fluxul de căldură transmis între ulei și apă;

k [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$] - coeficientul global de transfer termic;

A [m^2] - suprafața de schimb de căldură;

$\dot{C}_u = m_u \cdot c_u$ [W/K] - fluxul capacității termice a uleiului, în care: m_u [kg/s] reprezintă debitul de ulei, iar c_u [J/kg·K], capacitatea termică masică a uleiului;

$\dot{C}_w = m_w \cdot c_w$ [W/K] - fluxul capacității termice a apei, în care: m_w [kg/s] reprezintă debitul de ulei, iar c_w [J/kg·K], capacitatea termică masică a apei;

t_u^i, t_w^i [$^\circ\text{C}$] - temperaturile de intrare ale uleiului, respectiv ale apei;

t_u^e, t_w^e [$^\circ\text{C}$] - temperaturile de ieșire ale uleiului, respectiv ale apei.

Aceste mărimi sunt legate între ele prin următoarele relații de calcul:

- fluxul termic transmis de ulei apei de răcire, \dot{Q}_u

$$\dot{Q}_u = m_u \cdot c_u \cdot (t_u^i - t_u^e) \quad (7.31)$$

- fluxul termic preluat de apa de răcire, \dot{Q}_w

$$\dot{Q}_w = m_w \cdot c_w \cdot (t_w^e - t_w^i) \quad (7.32)$$

- fluxul termic transmis între cele două fluide prin suprafața de schimb de căldură, \dot{Q} :

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_u + \dot{Q}_w}{2} = k_u \cdot A_u \cdot \Delta t_m = \dot{C}_u \cdot \Phi \cdot (t_u^i - t_w^i) \quad (7.33)$$

Pentru efectuarea calculului termic al răcitorului de ulei este necesar să se cunoască șase din cele nouă mărimi, celelalte trei rezultând din relațiile (7.31), (7.32), (7.33).

Funcția Φ are expresia:

$$\Phi = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_u \cdot c_u \cdot (t_u' - t_u'')} = \frac{t_u' - t_u''}{t_u' - t_w'} \quad (7.34)$$

Această funcție este dependentă de mărimile adimensionale:

$$\mu = \frac{\dot{C}_u}{\dot{C}_w} = \frac{t_w'' - t_w'}{t_u' - t_u''} \leq 1 \quad (7.35)$$

și

$$\chi = \frac{k \cdot A}{\dot{C}_u} = \frac{t_u' - t_u''}{\Delta t_m} \quad (7.36)$$

Pentru cazul acestui răcitor, fluidul amestecat este considerat uleiul, iar cel neamestecat este apa de răcire. Astfel, pentru calcul, s-a utilizat ecuația criterială:

$$\chi = -\ln[1 + \mu \ln(1 - \mu \cdot \Phi)] \quad (7.37)$$

Expresia analitică a ecuației criteriale:

$$\Phi = \Phi(\chi, \mu) \quad (7.38)$$

depinde de modul de curgere a celor două fluide prin răcitor.

Diferența medie de temperatură Δt_m se poate calcula cu ajutorul diferenței medii de temperatură pentru cazul curgerii celor două fluide în contracurent Δt_{mc} :

$$\Delta t_m = \varepsilon \cdot \Delta t_{mc} \quad (7.39)$$

unde:

$$\Delta t_{mc} = \frac{(t_u' - t_w'') - (t_u'' - t_w')}{\ln \frac{t_u' - t_w''}{t_u'' - t_w'}} \quad (7.40)$$

Coefficientul de corecție ε indică înrăutățirea schimbului de căldură în schimbătorul dat, comparativ cu un schimbător în contracurent care reprezintă soluția cea mai avantajoasă. Acest coeficient poate fi calculat ca raport între criteriul χ pentru curgerea fluidelor în contracurent și criteriul χ pentru modul de curgere dat în aparat:

$$\varepsilon = \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{mc}} = \frac{\chi_c}{\chi} = f(\Phi, \mu) \quad (7.41)$$

Criteriile de similitudine utilizate pentru schimbătoarele de căldură sunt:

- criteriul Reynolds:

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} \quad (7.42)$$

în care:

w [m/s] – viteza de curgere a fluidului;

l [m] – dimensiunea caracteristică (pentru conducte: diametrul hidraulic);

ν [m²/s] – vâscozitatea cinematică a fluidului.

- criteriul Prandtl:

$$Pr = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c}{\lambda} \quad (7.43)$$

unde:

ν [m²/s] – vâscozitatea cinematică;

ρ [kg/m³] – masa specifică;

c [J/kg·K] – capacitatea termică masică;

λ [W/m K] – conductivitatea termică.

- criteriul Nusselt:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (7.44)$$

în care α [W/m²·K] reprezintă coeficientul de convecție termică.

- criteriul Stanton:

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (7.45)$$

- criteriul Colborn:

$$j = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (7.46)$$

7.3.4. REZULTATE OBȚINUTE

În tabelele 7.2. și 7.3. sunt prezentate câteva dintre mărimile măsurate, pentru apă respectiv ulei, la standul pentru încercarea răcitorului ALCO 18 m², și calculate de autoare.

Din tabele se observă că fluxul maxim de căldură, respectiv fluxul de căldură minim au valorile:

$$Q_{\max} = m_u \cdot c_u \cdot \Delta t_u = 15,678 \cdot 2,040 \cdot (80 - 73,85) = 196,696 \text{ [kW]}$$

$$Q_{\min} = m_u \cdot c_u \cdot \Delta t_u = 3,484 \cdot 2,040 \cdot (78,9 - 71,55) = 52,239 \text{ [kW]}$$

În tabelul 7.4. sunt prezentate valorile mărimilor obținute prin simularea proceselor care au loc în răcitorul de ulei de tip ALCO 18 m². Simularea a fost realizată cu programul MATLAB 6.1, secvența de program fiind prezentată în Anexa 9, iar schema de principiu a activităților realizate este prezentată în Fig. 7.4.

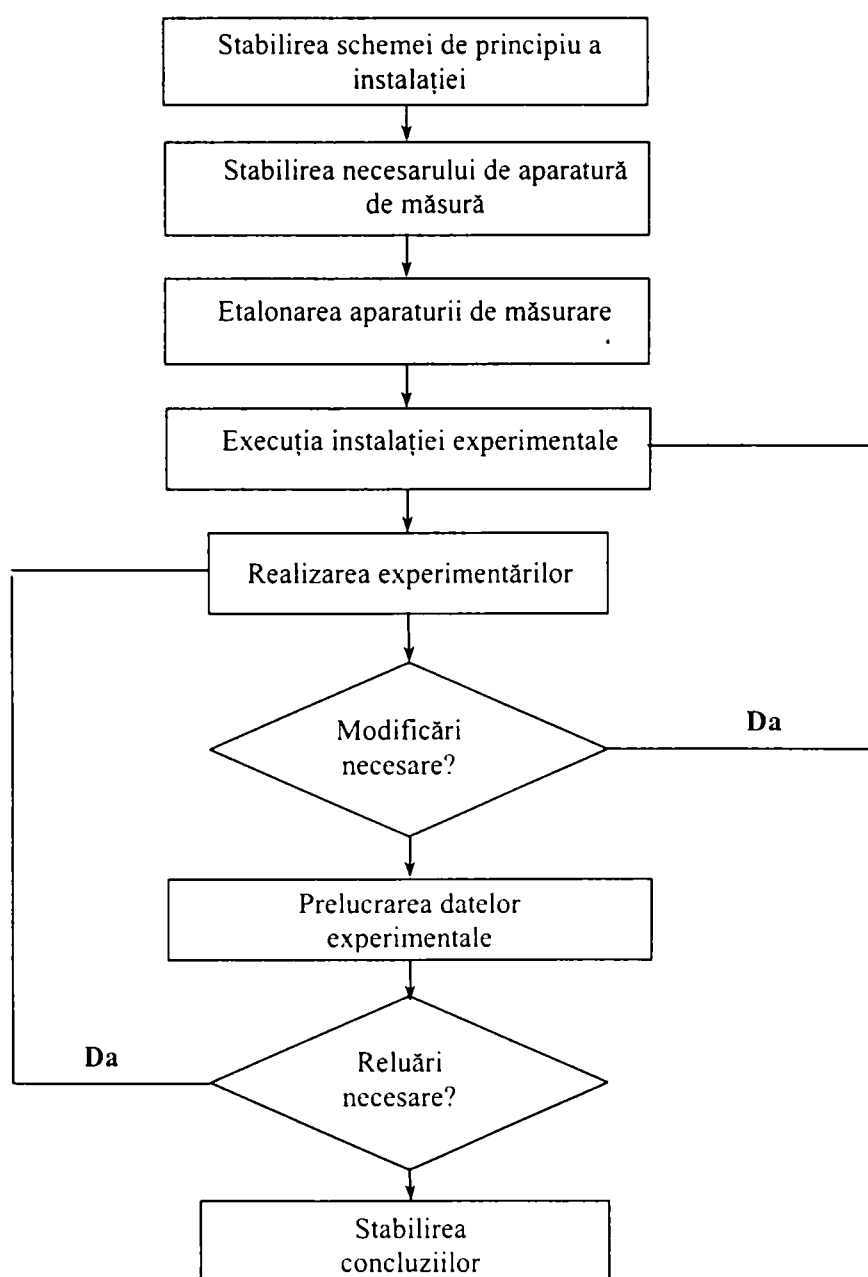


Fig. 7.4. Organigrama programului de experimentare

7.3.5. DETERMINAREA ECUAȚIEI CRITERIALE SUB FORMĂ GRAFICĂ PENTRU CURGEREA FLUIDULUI PERPENDICULAR PE FASCICULUL DE ȚEVI AL RĂCITORULUI DE ULEI ALCO-18 M²

Diagrama ecuației criteriale:

$$j=f(\text{Re}) \quad (7.47)$$

reprezentată în Fig. 7.11 permite determinarea rapidă a performanțelor răcitorului ALCO-18m² pentru un caz concret dat.

Utilizarea diagramei are însă o serie de dezavantaje:

- prin copiere se pot modifica scările, iar valorile nu sunt cele reale;
- necesită un sistem de măsurare precisă a valorilor pe diagramă;
- nu permite utilizarea calculului numeric într-un program de calcul în care se studiază variația unor parametri, etc. În acest caz se pune problema determinării unei ecuații criteriale sub formă analitică, formă utilizată des în literatura de specialitate.

Pe baza rezultatelor experimentale se va determina ecuația criterială, pentru răcitorul de ulei, sub forma:

$$Nu = C \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^m \quad (7.48)$$

Pe baza relației (7.47) și exprimând:

$$j = C \cdot \text{Re}^x \quad (7.49)$$

rezultă:

$$\ln j = \ln C + x \ln \text{Re} \quad (7.50)$$

Dacă se notează $\ln j = a$, $\ln C = y$ și $\ln \text{Re} = b$, rezultă relația:

$$a = y + bx \quad (7.51)$$

Dacă se dau valori lui a și b rezultă, pentru două puncte arbitrar alese de pe grafic, un sistem de două ecuații cu două necunoscute, care conduce la o funcție $j_i = f(\text{Re})$. Astfel, se poate obține un număr foarte mare de relații de tipul (7.48).

Din numărul mare de ecuații rezultate se alege:

$$Nu = 0,0226 \cdot \text{Re}^{0,546} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (7.52)$$

Pe baza acestei ecuații, s-a reprezentat grafic: $j = f(\text{Re})$.

Se observă că funcția reprezentată cu formula (7.52) se apropie foarte mult de graficul reprezentat pe baza rezultatelor experimentale, ceea ce înseamnă că ecuația criterială (7.52) este corect determinată de autoare.

Tabel 7.2. Valorile mărimilor măsurate pentru apă

Nr.crt.	m_w [kg/s]	w_u [m/s]	t_w [°C]	t_w'' [°C]	m_u [kg/s]	t_u [°C]	t_u'' [°C]	Q [W]	k_w [W/m ² K]
1.	10.4	0.8890	62.00	66.50	15.939	79.8	73.45	201.1875	1063.4
2.	10.8	0.9232	62.15	66.50	15.939	80.1	73.70	202.3771	1053.1
3.	11.1	0.9488	62.25	66.45	15.939	79.9	73.50	201.6237	1068.7
4.	11.6	0.9915	62.30	66.35	15.939	80.0	73.55	203.1900	1068.9
5.	12.2	1.0428	62.45	66.30	15.939	79.8	73.35	203.1691	1091.4
6.	12.8	1.0941	62.55	66.25	15.939	80.1	73.65	203.9854	1071.9
7.	13.5	1.1539	62.60	66.15	15.939	80.0	73.40	207.6065	1105.4
8.	13.9	1.1881	62.70	66.15	15.939	79.9	73.35	206.8564	1113.0
9.	14.7	1.2565	62.80	66.10	15.939	80.1	73.50	208.8309	1110.7
10.	15.1	1.2907	62.95	66.15	15.939	80.0	73.40	208.4333	1127.4
11.	15.6	1.3334	63.00	66.10	15.939	79.9	73.30	208.5170	1137.8
12.	16.4	1.4018	63.15	66.10	15.939	79.8	73.20	208.5588	1155.8
13.	16.9	1.4446	63.25	66.15	15.939	80.1	73.45	210.6903	1148.5
14.	17.3	1.4788	63.30	66.10	15.939	79.8	73.15	209.4973	1172.1
15.	17.7	1.5129	63.40	66.15	15.939	79.9	73.30	209.1763	1165.3
16.	18.1	1.5471	63.50	66.20	15.939	79.8	73.15	210.3973	1193.2
17.	18.7	1.5984	63.60	66.20	15.939	80.0	73.30	210.6869	1182.8
18.	19.2	1.6412	63.75	66.30	15.939	79.9	73.20	211.3985	1210.8
19.	19.6	1.6754	63.85	66.35	15.939	79.8	73.10	211.4822	1230.7
20.	20.8	1.7779	64.00	66.35	15.939	80.0	73.25	212.0440	1224.3

Tabel 7.3. Valorile mărimilor măsurate pentru ulei

Nr.crt.	m_u [kg/s]	t_u [°C]	t_u'' [°C]	w_u [m/s]	m_w [kg/s]	t_w [°C]	t_w'' [°C]	Q_u [W]	k_u [W/m ² K]	α_u [W/m ² K]	Re_u [-]	Nu_u [-]	$10^3 St_u$ [-]	J [-]
1.	4.0	79.9	71.45	0.3969	20.8	62.00	62.75	67.1268	272.1715	285.5659	132.3033	17.9727	0.4049	0.0196
2.	4.4	79.8	70.85	0.4366	20.8	62.10	62.95	77.1718	327.0508	346.5852	145.5336	21.8131	0.4468	0.0216
3.	5.2	80.0	70.95	0.5160	20.8	62.20	63.25	93.7123	398.4603	427.8397	171.9943	26.9270	0.4667	0.0225
4.	6.1	79.9	71.55	0.6053	20.8	62.25	63.40	102.0183	425.5645	459.2456	201.7625	28.9036	0.4270	0.0206
5.	6.4	80.1	71.25	0.6351	20.8	62.00	63.45	112.1908	471.4375	513.1269	211.6853	32.2947	0.4547	0.0220
6.	7.3	80.0	71.65	0.7244	20.8	62.25	63.60	120.9455	503.7512	551.6416	241.4535	34.7187	0.4286	0.0207
7.	8.1	79.9	71.90	0.8037	20.8	62.15	63.60	129.2209	531.0939	584.6004	267.9142	36.7930	0.4093	0.0198
8.	8.3	79.8	71.20	0.8236	20.8	62.10	63.65	140.2859	597.9596	666.6587	274.5293	41.9575	0.4556	0.0220
9.	9.5	79.9	72.15	0.9427	20.8	62.15	63.80	146.9293	600.9000	670.3157	314.2203	42.1877	0.4002	0.0193
10.	10.1	79.8	71.40	1.0022	20.8	62.20	63.95	157.5710	659.0592	743.5064	334.0658	46.7941	0.4175	0.0202
11.	10.9	80.0	72.25	1.0816	20.8	62.15	64.00	162.3028	655.8713	739.4517	360.5265	46.5389	0.3848	0.0186
12.	11.7	79.9	72.60	1.1610	20.8	62.25	64.15	165.2700	666.0314	752.3919	386.9871	47.3533	0.3647	0.0176
13.	12.4	80.1	72.85	1.2304	20.8	62.30	64.30	167.1774	658.7741	743.1436	410.1402	46.7713	0.3399	0.0164
14.	13.2	80.0	72.75	1.3098	20.8	62.20	64.30	175.7741	692.0061	785.7077	436.6009	49.4501	0.3376	0.0163
15.	14.4	80.1	73.35	1.4289	20.8	62.30	64.45	175.2233	672.8273	761.0759	476.2918	47.8999	0.2998	0.0145
16.	14.8	79.9	72.95	1.4686	20.8	62.25	64.50	183.5955	718.2435	819.7061	489.5222	51.5899	0.3141	0.0152
17.	16.0	80.1	73.75	1.5876	20.8	62.15	64.40	180.0928	672.9632	761.2497	529.2132	47.9108	0.2699	0.0130
18.	16.5	79.8	73.30	1.6373	20.8	62.20	64.55	190.3715	734.8672	841.4293	545.7511	52.9571	0.2892	0.0140
19.	17.4	79.9	73.80	1.7266	20.8	62.10	64.45	185.0847	692.1309	785.8685	575.5193	49.4603	0.2562	0.0124
20.	18.0	80.0	73.85	1.7861	20.8	62.15	64.60	193.6610	725.3999	829.0403	595.3648	52.1774	0.2612	0.0126

Tabel 7.4. Valorile mărimilor determinate teoretic pentru ulei

Nr.crt.	m_u [kg/s]	t_u [°C]	w_u [m/s]	m_w [kg/s]	t_w [°C]	\dot{Q}_u [W]	k_u [W/m ² K]	α_u [W/m ² K]	Re_u [-]	Nu_u [-]	$10^3 St_u$ [-]	Φ [-]	μ [-]	X [-]	J [-]
1.	4.0	80	0.3942	20.8	62	89630	397.9355	673.2	131.3998	42.3671	0.9611	0.6102	0.0937	0.9901	0.0464
2.	4.5	80	0.4435	20.8	62	95060	407.1101	699.8	147.8248	44.0462	0.8881	0.5753	0.1054	0.9004	0.0429
3.	5.0	80	0.4927	20.8	62	99940	415.3667	724.6	164.2497	45.6046	0.8276	0.5443	0.1171	0.8268	0.0400
4.	6.0	80	0.5913	20.8	62	108360	429.7514	769.5	197.0997	48.4327	0.7324	0.4918	0.1406	0.7128	0.0354
5.	6.5	80	0.6406	20.8	62	112040	436.1001	790.1	213.5247	49.7290	0.6942	0.4694	0.1523	0.6677	0.0335
6.	7.0	80	0.6898	20.8	62	115430	441.9936	809.7	229.9496	50.9602	0.6606	0.4491	0.1640	0.6284	0.0319
7.	8.0	80	0.7884	20.8	62	121490	452.6452	846.2	262.7996	53.2560	0.6040	0.4136	0.1874	0.5631	0.0292
8.	9.0	80	0.8869	20.8	62	126770	462.0681	879.7	295.6495	55.3667	0.5582	0.3836	0.2109	0.5110	0.0270
9.	9.5	80	0.9362	20.8	62	129170	466.4002	895.6	312.0745	56.3634	0.5383	0.3703	0.2226	0.4886	0.0260
10.	10.0	80	0.9855	20.8	62	131440	470.5131	910.8	328.4995	57.3256	0.5202	0.3579	0.2343	0.4683	0.0251
11.	11.0	80	1.0840	20.8	62	135600	478.1611	939.9	361.3494	59.1573	0.4880	0.3357	0.2577	0.4326	0.0236
12.	11.5	80	1.1333	20.8	62	137520	481.7296	953.8	377.7744	60.0315	0.4737	0.3257	0.2694	0.4169	0.0229
13.	12.0	80	1.1826	20.8	62	139350	485.1468	967.3	394.1994	60.8805	0.4603	0.3163	0.2812	0.4024	0.0222
14.	13.0	80	1.2811	20.8	62	142760	491.5738	993.2	427.0493	62.5101	0.4363	0.2991	0.3046	0.3763	0.0211
15.	14.0	80	1.3797	20.8	62	145880	497.5227	1017.8	459.8992	64.0576	0.4152	0.2838	0.3280	0.3537	0.0200
16.	14.5	80	1.4290	20.8	62	143740	500.3385	1029.7	476.3242	64.8037	0.4055	0.2767	0.3397	0.3434	0.0196
17.	15.0	80	1.4782	20.8	62	148740	503.0581	1041.2	492.7492	65.5328	0.3964	0.2701	0.3514	0.3338	0.0191
18.	16.0	80	1.5768	20.8	62	151390	508.2323	1063.7	525.5991	66.9435	0.3796	0.2577	0.3749	0.3161	0.0183
19.	17.0	80	1.6753	20.8	62	153860	513.0883	1085.2	558.4491	68.2962	0.3645	0.2465	0.3983	0.3004	0.0176
20.	18.0	80	1.7739	20.8	62	156150	517.6618	1105.8	591.2990	69.5967	0.3508	0.2362	0.4217	0.2862	0.0169

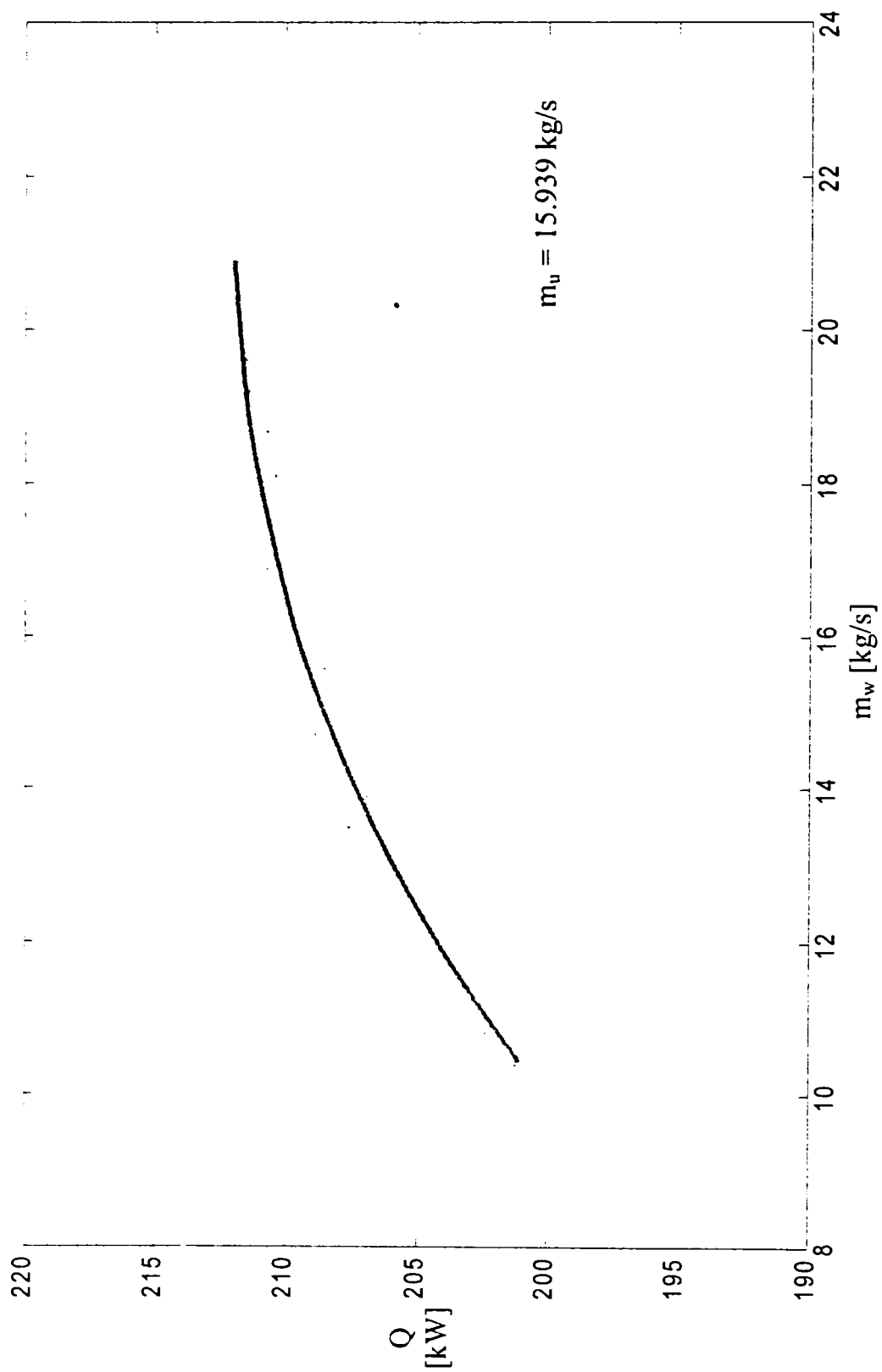


Fig. 7.5. Variația fluxului de căldură Q în funcție de debitul de apă m_w

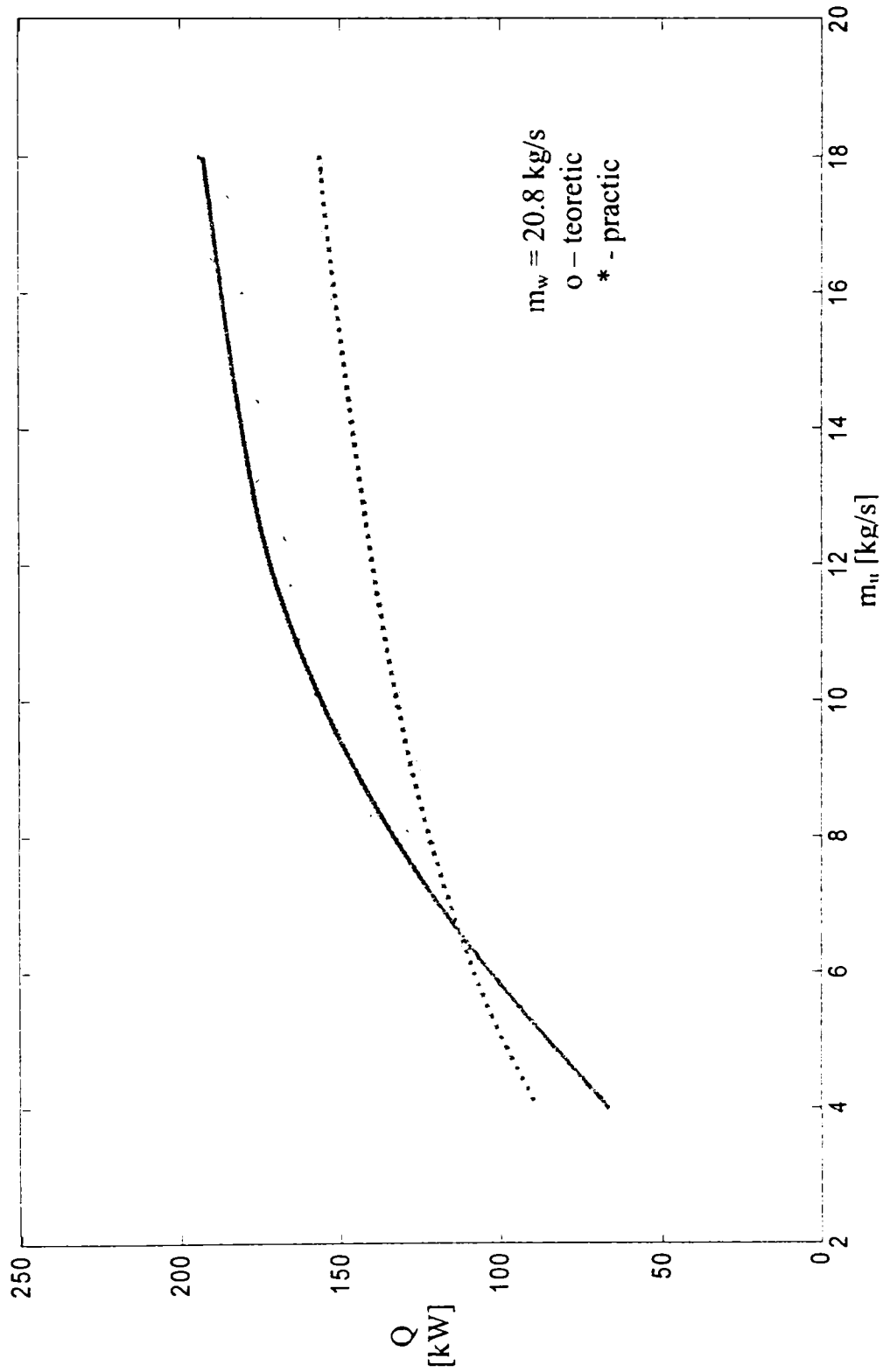


Fig. 7.6. Variația fluxului de căldură Q în funcție de debitul de ulei m_o

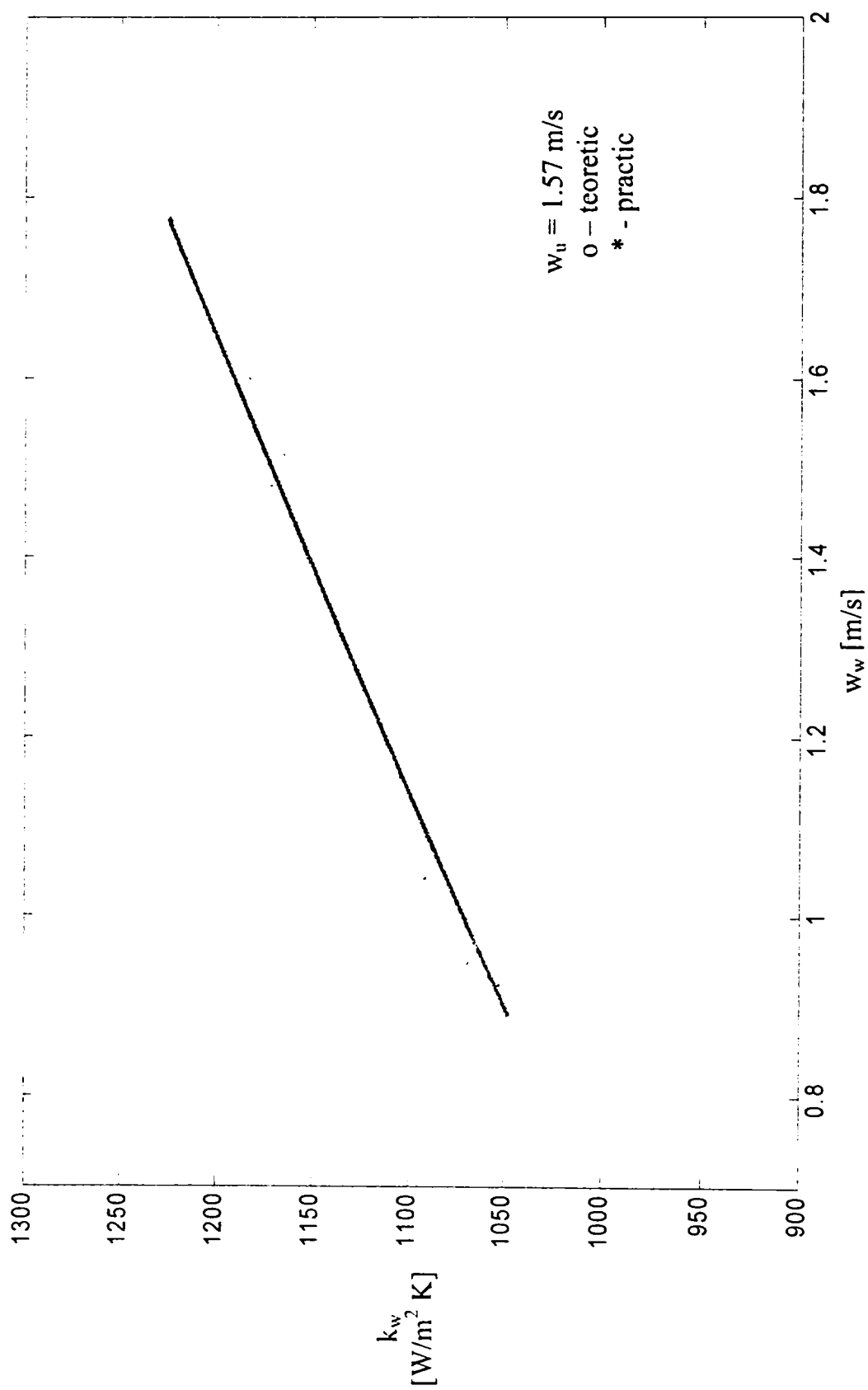


Fig. 7.7. Variația coeficientului global de schimb de căldură k_w în funcție de viteza de curgere a apei w_w

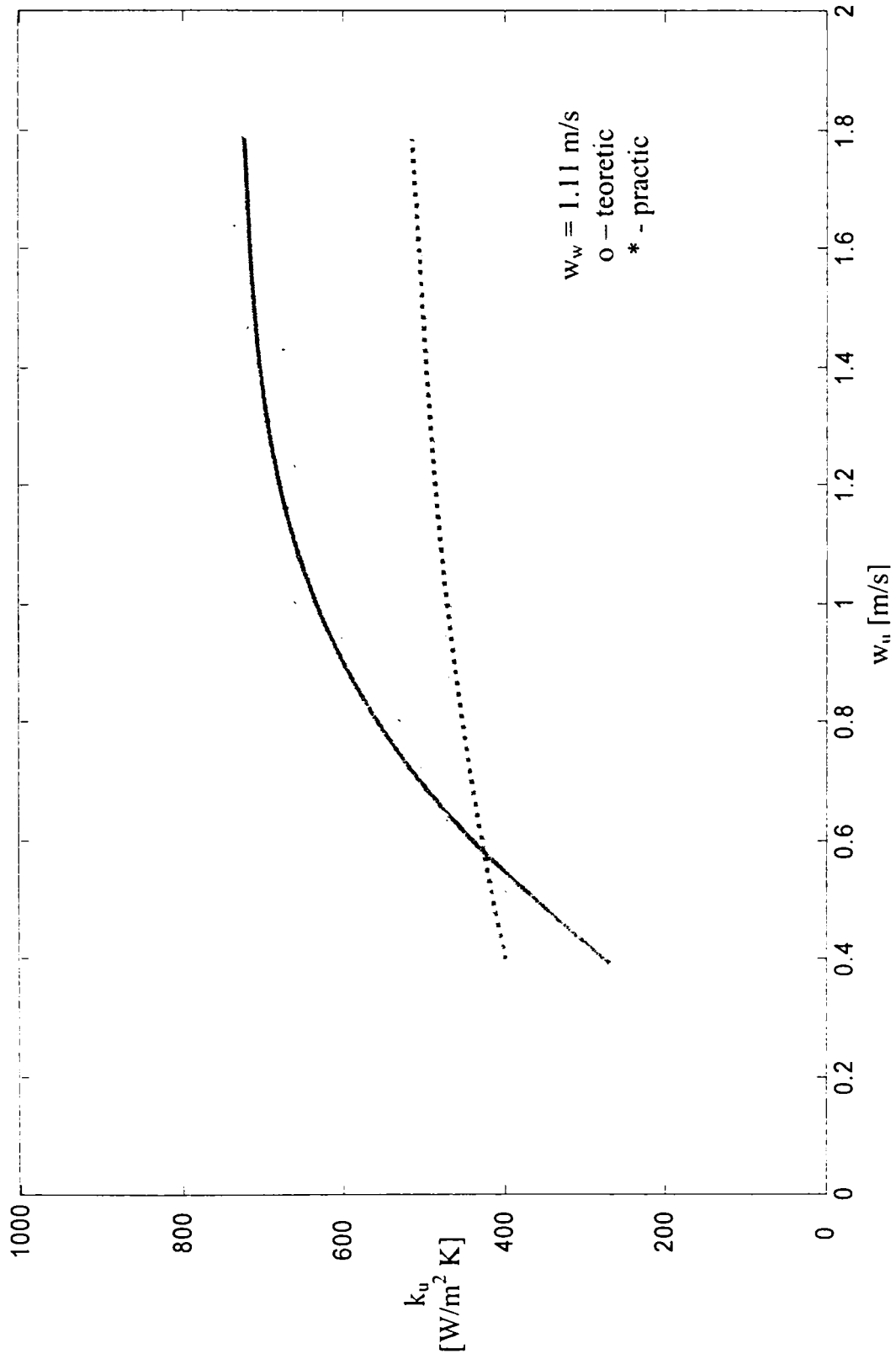


Fig. 7.8. Variația coeficientului global de schimb de căldură k_u în funcție de viteza de curgere a uleiului w_u

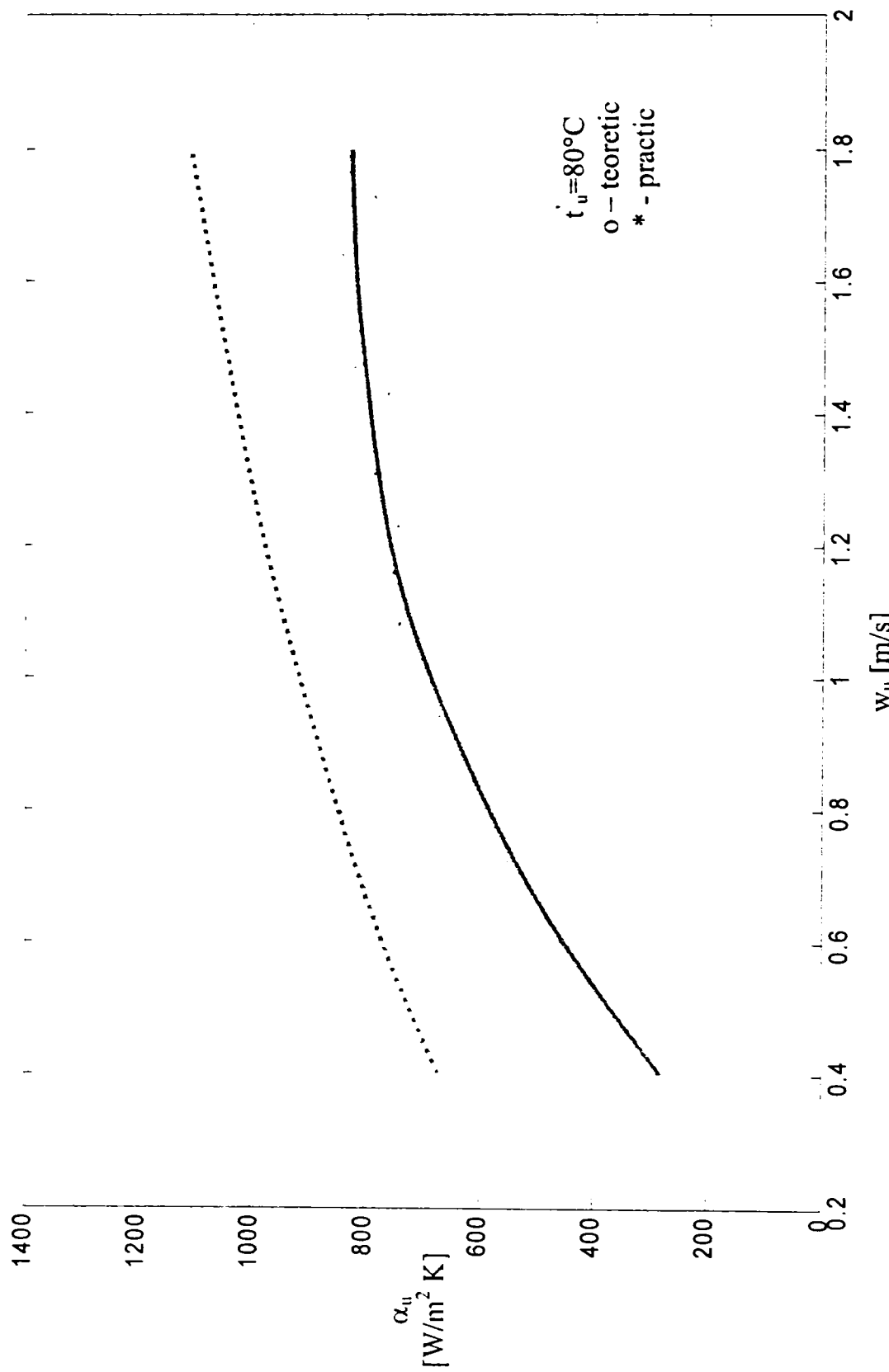


Fig. 7.9. Variația coeficientului de convecție termică α_u în funcție de viteza de curgere a uleiului w_u

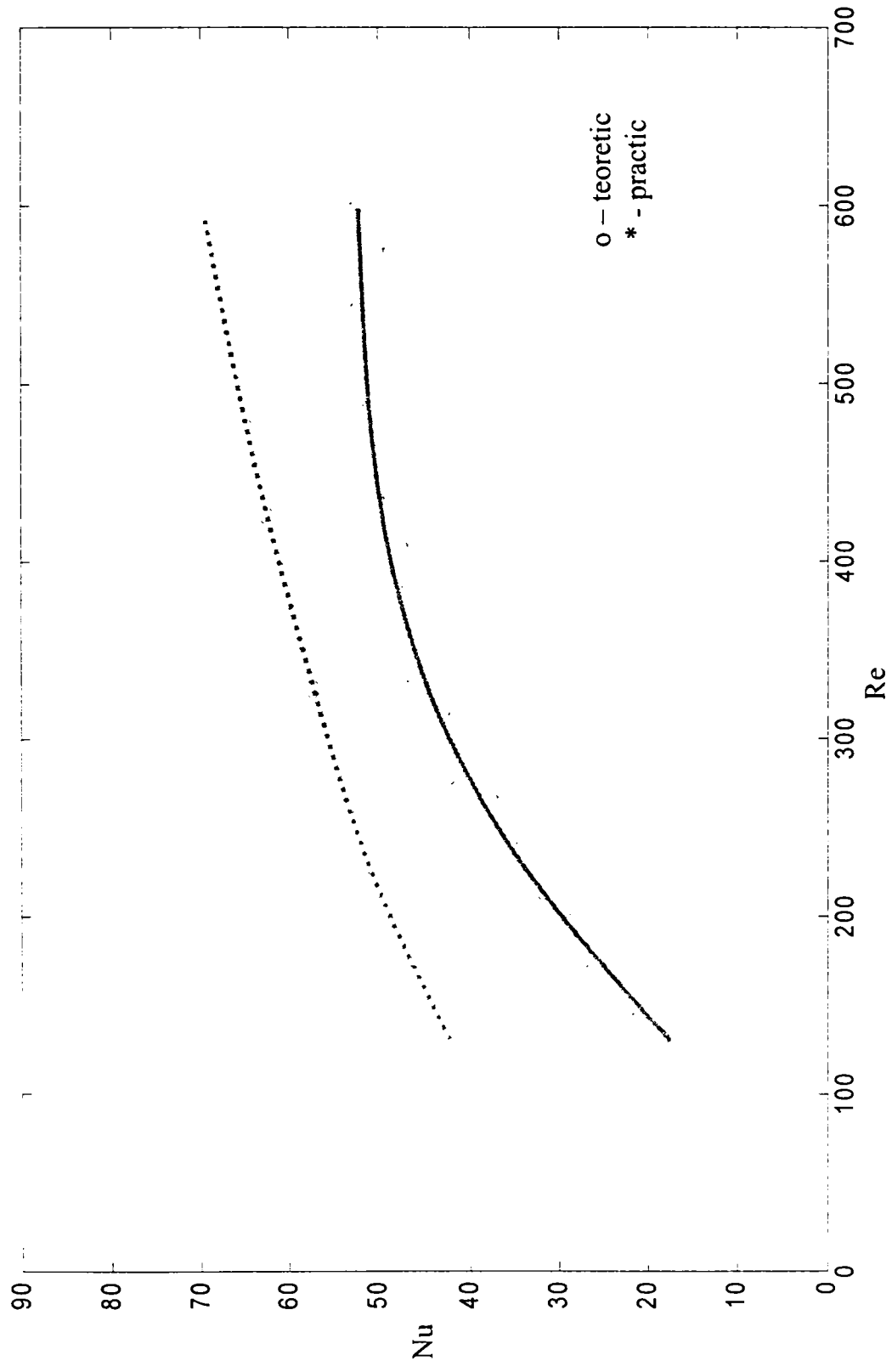


Fig. 7.10. Nu = (Re)

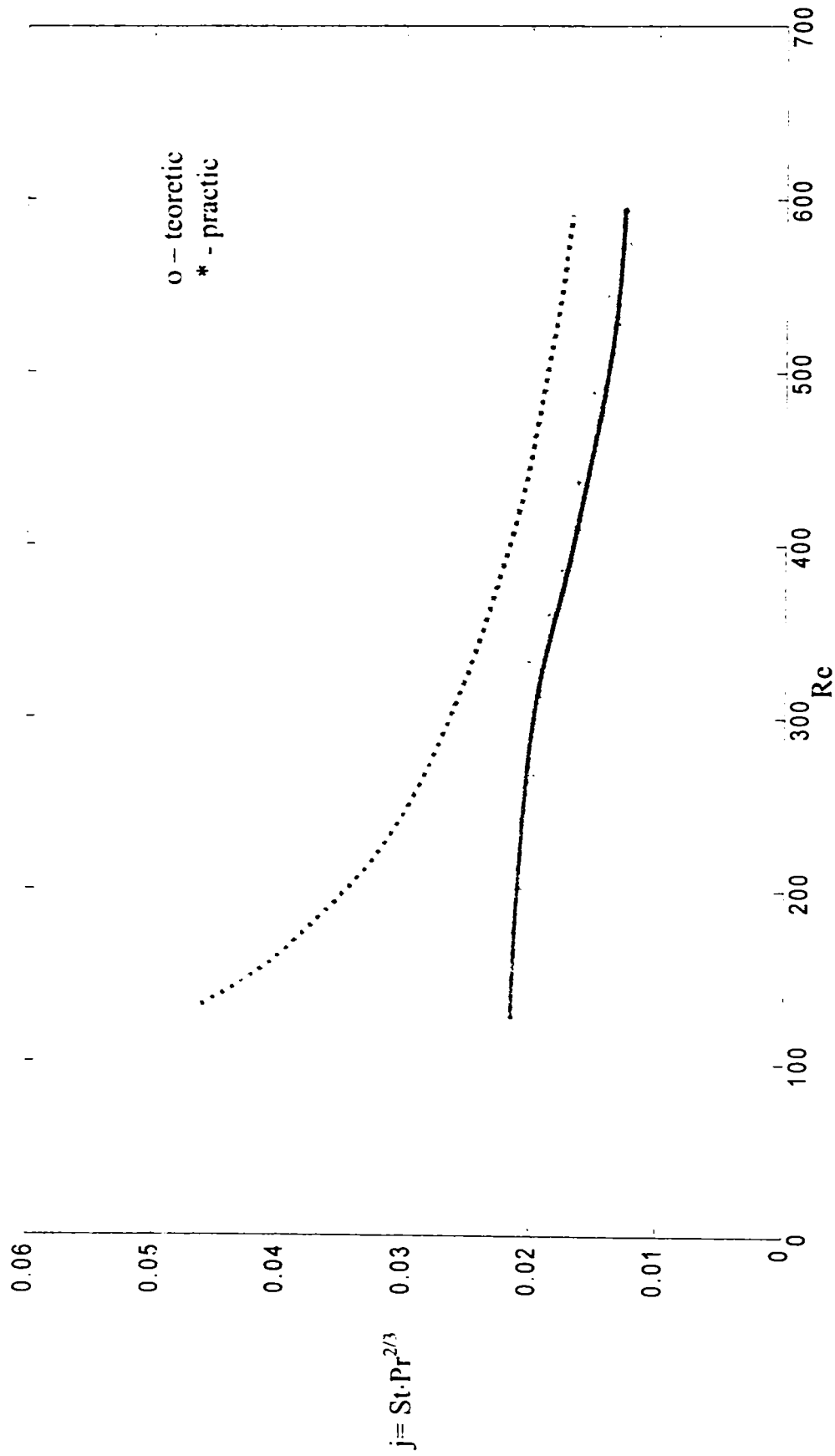


Fig. 7.1.1. Variația criteriului Colborn în funcție de numărul Reynolds

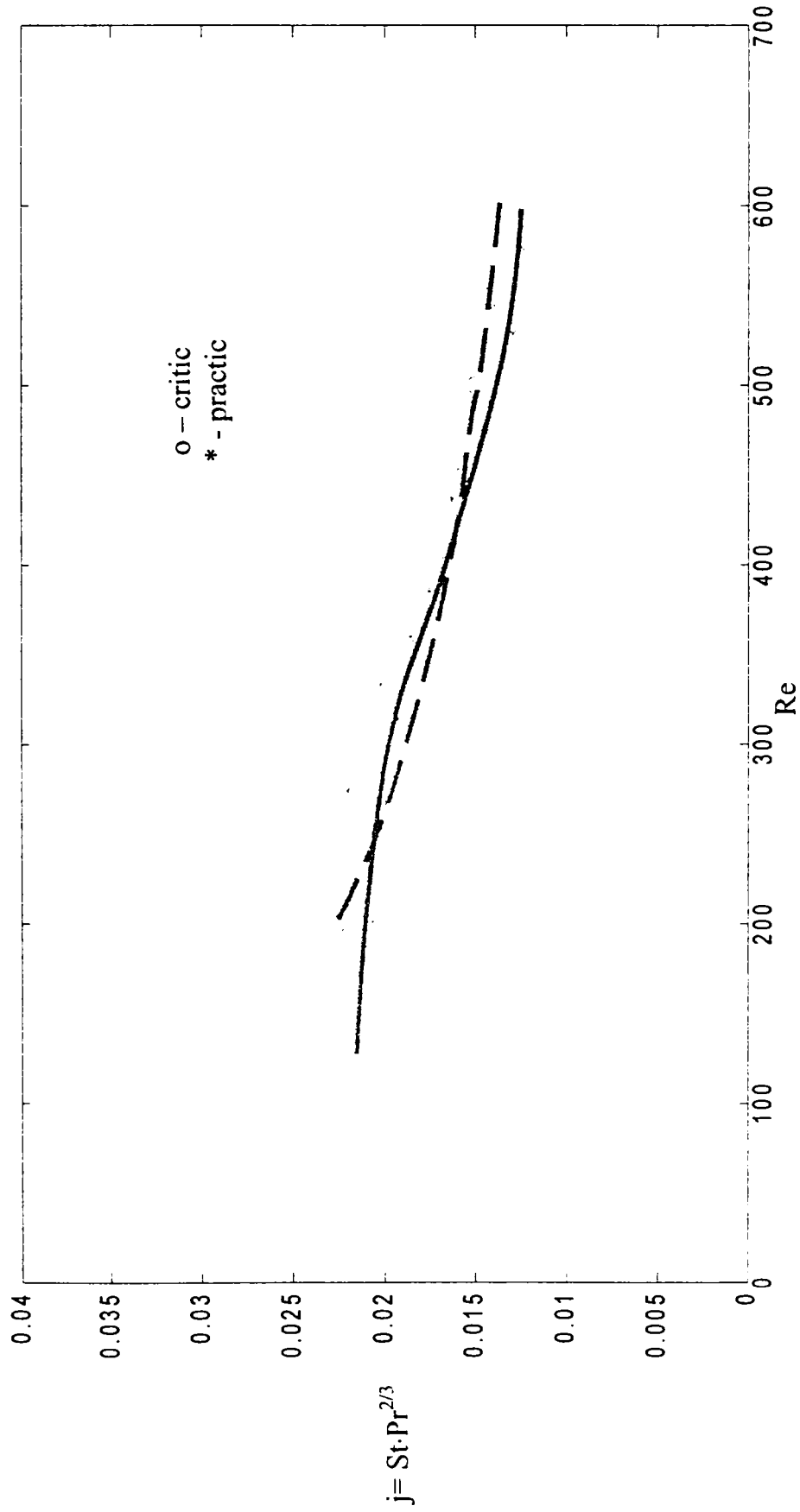


Fig. 7.12. $j_{cr} = f(Re)$

7.4. CONCLUZII ȘI INTERPRETARE COMPARATIVĂ A REZULTATELOR OBȚINUTE

Din analiza diagramelor, Fig. 7.5 - 7.11, rezultă următoarele concluzii:

1) Fluxul de căldură variază destul de puțin cu debitul apei de răcire (Fig.7.5); aceeași variație lină prezintă și coeficientul global de transfer termic raportat de partea suprafeței spălată de apă, k_w , în funcție de viteza apei (Fig. 7.7). Aceste variații sunt explicabile deoarece coeficientul de transfer termic de partea apei, α_w , este foarte mare în raport cu coeficientul de transfer termic de partea uleiului, α_u .

2) Fluxul de căldură are o variație mai accentuată cu variația debitului de ulei (Fig. 7.6), în special pentru debite sub 10 kg/s , ajungând aproape constantă pentru viteze peste 14 kg/s .

Coeficientul global de transfer termic raportat la suprafața spălată de ulei, k_u , (Fig. 7.8) crește sensibil până la viteza de $1,2 \text{ m/s}$, devenind destul de repede aproape constant. Acest lucru se explică prin variația corespunzătoare a coeficientului de convecție de partea uleiului, k_u (Fig. 7.9). Variația vitezei uleiului, pentru valori sub $1,2 \text{ m/s}$, este aproape liniară, iar pentru viteze mai mari este aproape constantă.

Din diagramele de mai sus se pot stabili parametri care asigură funcționarea optimă a răcitorului și anume: $\dot{m}_u = 15,939 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_w = 20 \text{ kg/s}$ pentru $t'_u = 80^\circ\text{C}$ și $t'_w = 62^\circ\text{C}$. Orice mărire a debitului conduce la creșterea exagerată a căderii de presiune, deci a puterii de vehiculare a fluidului fără să crească fluxul de căldură transmis.

Valoarea optimă sus menționată s-a obținut la $t'_u = 80^\circ\text{C}$, când eficiența $\Phi = 0,28$. Dacă t'_u și eficiența schimbătorului de căldură crește astfel că și la o temperatură $t'_u = 95^\circ\text{C}$ răcitorul se va comporta foarte bine. Atât din punct de vedere termic cât și fluidodinamic, având în vedere faptul că vâscozitatea uleiului scade, deci căderea de presiune pe schimbător de partea uleiului la același debit se va micșora.

În lipsa unor prescripții speciale ale constructorului, temperatura uleiului poate avea valori cel mult între 85°C până la 95°C [71]. Optimumul menționat mai sus $t'_u = 80^\circ\text{C}$ este legat și de faptul că un regim de temperaturi pentru ulei nu prea sever denotă și posibilități de răcire și ale pieselor în contact foarte bune, ceea ce conduce la controlul solicitărilor termomecanice ale motorului diesel turbosupraalimentat, cu majorarea calităților de fiabilitate și duranță.

3) Fig. 7.11 și 7.12 confirmă cele afirmate mai sus. Se constată că regimul de curgere este laminar, valoarea numărului Reynolds fiind cuprinsă între $150...600$.

4) Având în vedere observațiile de mai sus se poate concluziona că determinările experimentale au fost corect realizate, valorile determinate caracterizând funcționarea reală a răcitorului de ulei ALCO-18 m^2 .

Valorile reprezentate teoretic sunt în limitele normale ($\pm 20\%$) în comparație cu valorile experimentale, abateri acceptate în literatura de specialitate (schimbătoare de căldură). În concluzie, ecuația criterială a fost corect aleasă, fiind cunoscut faptul că între aceleași ecuații criteriale, pentru un schimbător dat, între diferiți autori, pot exista abateri de peste 30% .

CAPITOLUL 8

CONCLUZII GENERALE

8.1. INTERPRETAREA DE ANSAMBLU A REZULTATELOR OBTINUTE

Datele obținute prin teza de doctorat, care au în vedere valorificarea căldurilor reziduale produse de un motor diesel de mare putere, cu accent asupra mijloacelor de valorificare a căldurii purtate cu uleiul de răcire, studiile având caracter de detaliu relativ la echipamentele ce privesc aceste valorificări și efectuate cu insistență și asupra funcționalității energetice de ansamblu a motorului, conferă o bună corespondență între calcul și măsurători. Diagrama Sankey, calculată și interpretată a dovedit o bună corespondență din punct de vedere al abaterilor între calcul și experiment.

Studiile efectuate asupra transferului de căldură, în general al celui prin conducție, convecție și radiație, cu o analiză de detaliu a mijloacelor de evaluare analitică și experimentală, precum și cu informații pertinente în legătură cu tipurile de schimbătoare de căldură și cu optimizarea constructiv funcțională a acestora, au condus la concluzia că schimbătorul de căldură pentru ulei încercat prezintă performanțe comparative în domeniul preciziilor de laborator chiar cu rezultatele obținute prin calcul. Căldura preluată de uleiul de răcire este foarte importantă atât din punct de vedere energetic cât și pentru creșterea fiabilității și duranței motorului.

Diagrama indicată, ridicată cu ajutorul calculatorului, în coordonate presiune în cilindru funcție de unghiul de manivelă motoare, comparată cu date experimentale, chiar cu cele legate de compararea puterilor efective calculate cu cele determinate experimental, a prezentat abateri de 2,92 %.

Din analiza diagramelor, prezentate în Fig. 7.5. - 7.11, rezultă următoarele concluzii: Fluxul de căldură variază destul de puțin cu debitul apei de răcire (Fig.7.4); aceeași variație lină prezintă și coeficientul global de transfer termic raportat de partea suprafeței spălată de apă, k_w , în funcție de viteza apei (Fig. 7.7). Aceste variații sunt explicabile deoarece coeficientul de transfer termic de partea apei, α_w , este foarte mare în raport cu coeficientul de transfer termic de partea uleiului, α_u .

Fluxul de căldură are o variație mai accentuată cu variația debitului de ulei (Fig. 7.6), în special pentru debite sub 10 kg/s, ajungând aproape constantă pentru debite peste 14 kg/s.

Coeficientul global de transfer termic raportat la suprafața spălată de ulei, k_u , (Fig. 7.8) crește sensibil până la viteza de 1,2 m/s, devenind destul de repede aproape constant. Acest lucru se explică prin variația corespunzătoare a coeficientului de convecție de partea uleiului, k_u , (Fig. 7.9). Variația vitezei uleiului, pentru valori sub 1,2 m/s, este aproape liniară, iar pentru viteze mai mari este aproape constantă.

Din diagramele de mai sus se pot stabili parametri care asigură funcționarea optimă a răcitorului și anume: $\dot{m}_u = 15,939 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_w = 20 \text{ kg/s}$ pentru $t'_u = 80^\circ\text{C}$ și $t'_w = 62^\circ\text{C}$. Orice mărire a debitului conduce la creșterea exagerată a căderii de presiune, deci a puterii de vehiculare a fluidului fără să crească fluxul de căldură transmis.

Valoarea optimă sus menționată s-a obținut la $t'_u = 80^\circ\text{C}$, când eficiența $\Phi = 0,28$. Dacă temperatura uleiului la intrare în răcitor crește și eficiența schimbătorului de căldură crește astfel că și la o temperatură $t'_u = 95^\circ\text{C}$ răcitorul se va comporta foarte bine. Atât din punct de vedere termic cât și fluidodinamic, având în vedere faptul că vâscozitatea uleiului scade, deci căderea de presiune pe schimbător de partea uleiului la același debit se va micșora.

În lipsa unor prescripții speciale ale constructorului, temperatura uleiului poate avea valori cel mult între 85°C până la 95°C [71]. Optimumul menționat mai sus $t'_u=80^\circ\text{C}$ este legat și de faptul că un regim de temperaturi pentru ulei nu prea sever denotă și posibilități de răcire și ale pieselor în contact foarte bune, ceea ce conduce la controlul solicitărilor termomecanice ale motorului diesel turbosupraalimentat, cu majorarea calităților de fiabilitate și anduranță.

Fig. 7.11 și Fig. 7.12 confirmă cele afirmate mai sus. Se constată că regimul de curgere este laminar, valoarea numărului Reynolds fiind cuprinsă între 150...600.

Având în vedere observațiile de mai sus se poate concluziona că determinările experimentale au fost corect realizate, valorile determinate caracterizând funcționarea reală a răcitorului de ulei ALCO-18 m².

Valorile reprezentate teoretic sunt în limitele normale ($\pm 20\%$) în comparație cu valorile experimentale, abateri acceptate în literatura de specialitate (schimbătoare de căldură). În concluzie, ecuația criterială a fost corect aleasă, fiind cunoscut faptul că între aceleași ecuații criteriale, pentru un schimbător dat, între diferiți autori, pot exista abateri de peste 30%.

Cogenerarea de energie produsă de către mașinile termice este o problemă complexă, extinzându-se, în ultimul timp, și motoarele cu ardere internă ca mașini primare.

Dacă cercetarea avută în vedere s-a ocupat de valorificarea căldurii reziduale de la răcitorul de ulei, domeniu în care literatura tehnică de specialitate este încă săracă și din motivul secretelor de firmă, lucrările pot fi în viitor extinse pentru fluide de ungere și dispozitive auxiliare ale m.a.i. precum și în cazul unei game mai largi de mașini și echipamente termice cum sunt cele din domeniul frigului, mai ales la puteri de instalare mijlocii-mari.

8.2. CONTRIBUȚII PERSONALE

Extinderea lucrării, problematica largă abordată, a impus cu necesitate o serie de contribuții personale, cele mai importante fiind următoarele:

S-a sistematizat un volum mare de informații, aduse la zi, privind:

- Stadiul actual al cercetărilor în domeniul evaluării și recuperării parțiale a căldurii la motoarele diesel;
- Considerații privind transferul de căldură și performanțele schimbătoarelor de căldură;
- Alegerea schimbătoarelor de căldură;
- Cercetări experimentale privind nivelul de performanță și evaluarea distribuției energiei în cazul motoarelor diesel de mare putere;
- Evaluarea prin calcul a performanțelor energetice ale căldurilor și a nivelului de poluare pentru motorul diesel supraalimentat cu răcirea intermediară a aerului;
- Interpretarea critică a datelor de calcul în juxtapunere cu date experimentale în legătură cu nivelul de performanțe și cu fluxul termic evacuat prin uleiul de ungere în cazul motorului ALCO R-251 FLO;
- Calculul și cercetarea experimentală privind performanțele răcitorului de ulei al motorului ALCO R-251 FLO;
- Concluzii generale.

A fost tratată de ansamblu problematica cogenerării energiei, atât în cazul utilizării ca sursă primară a motorului diesel de mare putere, cât și în cazul folosirii unor instalații specifice cogenerării.

Cu un caracter pregnant de originalitate este și calculul numeric global simplificat al diagramei Sankey.

Calculul de detaliu al ciclului real cu evidențierea variației presiunii în cilindru în raport cu unghiul de manivelă motoare, este efectuat în regim cuasistaționar de curgere, pe traseele de schimb de gaze, care este acoperitor, din punct de vedere al preciziei, pentru motoare cu viteze medii ale pistonului de până la 10 m/s .

A fost completată organigrama programului complex utilizat cu subrutine ce permit evidențierea căldurilor evacuate în echipamentele auxiliare ale motorului.

O contribuție de esență adusă prin teza de doctorat este și sistematizarea informațiilor privind preciziile ce trebuie asigurate la măsurări ale parametrilor energetici și de stare în cazul încercării motoarelor cu ardere internă.

S-a efectuat o interpretare extinsă în juxtapunere a datelor experimentale cu date de calcul pentru încercarea experimentală a motoarelor diesel.

A fost interpretată de detaliu metodologia și rezultatele obținute relativ la căldura preluată cu uleiul de răcire, foarte importantă energetic și pentru creșterea fiabilității, caracteristică complexului motor ALCO R-251 FLO și s-a insistat și asupra căldurilor preluate de celelalte echipamente auxiliare.

S-au dezvoltat cercetări teoretice și experimentale asupra răcitorului de ulei pentru motorul ALCO R-251 FLO.

S-a întocmit ecuația criterială pentru familia de răcitoare de ulei de tip ALCO 18 m², care permite generalizarea rezultatelor și utilizarea acestora, cu care se pot stabili parametri de funcționare optimă ai răcitoarelor, de către ingineri și cercetători în domeniul răcitoarelor de ulei.

Realizarea unei secvențe de calcul cu programul MATLAB pentru simularea proceselor care au loc în răcitorul de ulei.

Bibliografia utilizată este la zi, cu un număr corespunzător de lucrări proprii publicate de către autoarea lucrării de doctorat. Este de subliniat că lucrările au fost foarte bine primite de specialiști cu ocazia prezentării acestora și au fost, în genere, editate în reviste și în volume ale unor manifestări științifice de prestigiu cu numere I.S.B.N.

Anexele judicios întocmite, cu date numerice proprii cercetărilor experimentale și obținute prin calcul cu ajutorul calculatorului, completează informațiile date prin teza de doctorat.

Prin contribuțiile personale aduse, lucrarea se constituie ca un instrument util proiectantului și chiar personalului de exploatare care, cu ocazia reparațiilor capitale, poate solicita perfecționarea de ansamblu a echipamentelor de prelevare a căldurilor reziduale și, în mod special, pentru cele ce privesc răcirea uleiului.

BIBLIOGRAFIE

1. **

Manualul inginerului termotehnician, Editura Tehnică, București 1986

2. ***

Procese de transfer termic și masă în instalațiile industriale. Ed. Tehnică, București, 1982

3. ***

Prospect Kuhlerfabrik Längerer & Reich GmbH & Co KG, 1993

4. ***

Prospect Two-stroke Engines, MC, Programme MAN . B&W, 1994

5. ***

Kuhlerfabrik Längerer - Reich, Stuttgart Prospect

6. ***

Wassergekühlte Öhlkühler in Scheidenbauweise Behr, Stuttgart Prospect

7. *****

Guide Book on Cogeneration as a Means of Pollution Control and Energy Efficiency in Asia. 1998, p. 13-15

8. ***

Prospectele firmelor Waukesha, Jenbacher Energiesystems AG, Caterpillar, Wärtsilä NSD, MAN-B&W, LM, Vicarb, Ulstein Bergen AS.

9. ***

Landfill Gas Electrification in UK, Jenbacher News, nr. 2, dec. 1997

10. ***

Sheffield Heat & Power, 2001

11. ***

Cercetări privind perfecționarea constructiv-funcțională a motoarelor cu ardere internă în patru și doi timpi prin controlul proceselor termo și gazodiamice, al noxelor și raționalizarea unor soluții constructive. Contract de cercetare, nr. 36, Tema 25, cod. C.N.C.S.U.-27, Timișoara 1998

12. ***

Studii și cercetări privind energoecologia mașinilor și echipamentelor termice și a vehiculelor de transport. Contract de cercetare, nr. 24/499, cod. CNCSIS-499, Timișoara 2000

13. Băcilă, S., Cheptea, V.

Măsurarea proprietăților termice ale probelor metalice prelucrate prin metoda scuantei electrice, TERMOTEHNICA 1996, Iași, vol. I, pag. 112-116

14. Benche, V., Ungureanu, V.B.
Contributions to the Analytical Study of the Improvement of Carrying Installations for the Gaseous Fluids. Buletinul Institutului Politehnic , Iași, Tom. XLV, 1999
15. Benche, V., Ungureanu, V.B.
Contribuții la studiul analitic optimizator al armăturilor de reglaj și închidere pentru fluide. Buletinul NAV-MAR-EDU, Academia Navală "Mircea cel Bătrân", Constanța, 2001
16. Bejan, I., Theil, H., Neacșu, E., Neiss, Fr.
Contribuții la studiul coeficientului de trecere a căldurii pentru răcitoare de ulei tubulare cu manta. Buletin I.P.T., Tom 30 (16), 1971
17. Bejan, I., Laza, I.
Influența efectului de capăt la schimbătoare de căldură cu țevi cu aripioare de tip Behr. Lucrările simpozionului de Termotehnică și mașini termice, vol.II, Timișoara, 1988
18. Bejan, I., Theil, H., Neacșu, E.
Studiul comparative al unor răcitoare de ulei. Comunicările sesiunii științifice a I.P. Cluj - Napoca, 1978
19. Bentz, A.
Rechnerische Untersuchung des stationären und transienten Betriebsverhaltens ein und zweistufig aufgeladener Viertakt-Dieselmotoren. Institut für Verbrennungskraft-maschinen und Kraftfahrzeuge, 1985
20. Biswas, G., Mitra, N.K., Fiebig, M.
Heat Transfer Enhancement in Fin-Tube Heat Exchangers by Winglet Type Vortex Generators. Int. Journal of Heat Mass Transfer, vol.I, No. 2/1994
21. Borisanski, V. M. Și colectiv. *Teplootdacia pri prodolinom obtehanii rucika treb metaliceskim natriem.* Atomnaia energie, nr. 6/1963
22. Brockmeier, U., Guentermann, Th., Fiebig, M.
Performance Evolution of a Vortex Generator Heat Transfer Surface and Comparision with Different High Performance. Int. Journal. of Heat Mass Transfer, vol. 36, no.10/1993
23. Carabogdan, Gh., ș.a.
Instalații termice industriale. Editura Tehnică, București, 1978
24. Cengel, Y.A., Boles, M.A.
Thermodynamics, an Engineering Approach. WCB Mc Graw Hill 3rd ed., New York 1998
25. Cohen, H., Rogers, G.F.G., Saravanamuttoo, H.I.H.
Gas Turbine Theory. Longman Group Ltd. 4th ed., London 1996
26. Curievici, V.
Îndrumar pentru calcule de transmiterea căldurii. Ed. Didactică și Pedagogică, București 1962

-
27. De Witt, D.P., Incropera, F.P.
Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Wiley 4th ed., New York 1996
28. Dincă, F.
Cercetări privind modelarea ciclului real de funcționare în vederea optimizării constructiv-funcționale a motoarelor cu ardere internă. Teză de doctorat, Timișoara 1995
29. Essenhigh, R.H., Boehman, A.L.
Studies in the Furnace and Engine Analysis. p.447-456, 1997
30. Fornasieri, E., Mattarolo, L.
Scambio termico e perdite di carico lato aria nelle batterie aletlate stato dell arte. Termotecnica, No. 6/1992
31. Grünwald, B., Apostolescu, N.
Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă. Ed. Academiei, București, 1975
32. Haugwitz, S.
Modelling of Microturbine Systems. Master's Thesis, Lund Institute of Tehnology, ISSN 0280-5313, May 2002
33. Holotescu, S.
Cercetări privind simularea numerică a funcționării motoarelor cu ardere internă. Teza de doctorat, Timișoara, 1999
34. Holotescu, S.
Influența răcirii aerului de supraalimentare asupra parametrilor termogazodinamici și de proces ai unui motor diesel. Prima conferință cu participare internațională SMAT, vol.III, Craiova. 2001
35. Idelciuc, I.E.
Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice. Ed Tehnică, 1984
36. Isacenko, V. P. și colectiv.
Heat Transfer. Mir, Moscova, 1969
37. Jukov, A. V. și colectiv.
Teploobmen priprodolonom obtekanii jidkim metalov. Moscova, 1967
38. Kays, W.M, & London, A.
Compact Heat Exchangers. McGraw – Hill Book Company, New York, 1964
39. Kays, W.M., London, A.L.
Hochleistungswärmeübertrager. Akademie Verlag, Berlin, 1973
40. Kroeger, D.C. Radiator
Characterization and Optimization. SAE Technical Paper Series, International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, February, 1984

41. Kraussold, H.
Wärmeaustauscher Verfahrenstechnik. No. 5, 1968/2
42. Laza, I., Nagi, M., Rădulescu, L., lelea, D.
Analiza uticaja visine rebra na prenos toplote kod cevi sa kruznim rebrima. Procesna tehnika, Beograd, No. 2/1993
43. Leonăchescu, N.
Termotehnica. Ed. Didactică și Pedagogică, bucurești 1974
44. Lopina , R., Bergles, A.
Heat Transfer and Pressure Drop in Top Generated Swirl Flow Engine Projt. Lab. Report 47/1967
45. Mema, N.
Cu privire la studiul teoretic al curgerii staționare unidimensionale, cu schimb de căldură și variație de secțiune. TRIBOTEHNICA, vol. I, pag. 335-338, Iași, 1984
46. Mema, N. și colaboratorii.
Aspecte privind valorificarea resurselor energetice secundare. Reșița, 1986
47. Mema, N.
Considerații privind utilizarea arzătoarelor în secțiile de deformare plastică. Brașov, 1988
48. Miheev, A.M.
Bazele transmiterii căldurii. Editura energetică de stat, București, 1953
49. Miheev, M. A.
Osnivii teploperedaci. M. Josenergoizat, 1956
50. Motokawa, M.
R&D Efforts for Cogeneration Technologies with High Efficiency. Proceedings of the Conference on Natural Gas Technologies. A Driving Force for Market Development International Energy Agency, p. 627-636, Berlin 1996
51. Nagi, M., Rădulescu, L., Laza, I.
Considerații critice privind utilizarea unor suprafețe nervurate la răcitoarele de ulei răcite cu aer Universul Tehnic, vol. II, U:M:T:, 1988
52. Nagi, M., Negru, L.D., Laza, I., Lelea, D.
Studii teoretice și experimentale privind posibilitățile de comparare a răcitoarelor de ulei utilizate la motoare cu ardere internă. Osmi strucni skup o opremi u procesnoj industriji, Beograd 1994. Procesna Tehnika, nr. 3-4, pag. 30-32, 1994
53. Nagi, M.
Utilaje termice. Centrul de multiplicare, Universitatea "Politehnica", Timișoara, Nr.7, 1995
54. Nagi, M.
Contribuții privind studiul schimbătoarelor de căldură compacte în construcție brazată din aluminiu. Teză de doctorat, Timișoara, 1995

55. Nagi, M., Lelea D., **Negoïtescu, A.S.**

Considerații privind îmbunătățirea schimbului de căldură prin convecție la țevi. Analele Universității "Eftimie Murgu", Reșița, Anul IV, nr. 1, ISSN 1453-7397, 1997

56. Nagi, M., **Negoïtescu, A.S.**

Calculul și construcția instalațiilor termice. Editura "Eftimie Murgu". ISBN 973-97754-9-7, Reșița, 1998.

57. Nagi, M., **Negoïtescu, A.S.**

Considerații privind răcitoarele de ulei de tip "Harison". Conferința Națională de Termotehnică (cu participare internațională), Ed. a VIII-a, Edit. Universității din Pitești, ISBN 973-98497-1-7, Pitești, 1998

58. Nagi, M., Negrea, V.D., **Negoïtescu, A.S.**

Gazodinamica echipamentelor termice. Editura "Eftimie Murgu", ISBN 973-99005-4-2, Reșița, 1999.

59. Nagi, M., **Negoïtescu, A.S.**

Considerații teoretice privind pierderile energetice într-un răcitor de ulei cu teacă. Analele Universității "Eftimie Murgu", Reșița, Anul VI, nr. 1, Reșița, ISSN 1453-7394, 1999

60. Nagi, M., Dan, A., **Negoïtescu, A.S.**

Caracteristica de exploatare a radiatoarelor pentru motoare mari. Conferința Națională cu participare internațională "AMMA" 2002", Universitatea Tehnică Cluj-Napoca, Editura U.T.Pres ISBN 973-8335-60-4, Cluj, 2002

61. Neacșu, E., Nagi, M.

Tabele, diagrame și formule termodinamice. Centrul de Multiplicare, Universitatea "Politehnica" Timișoara, nr.142, 1997

62. **Negoïtescu, A.S.**

Posibilitatea valorificării căldurii reziduale conținută în gazele de eșapament și fluidul de răcire ale motorului diesel 12 LDA - 28 de 2300 CP. Analele Universității "Eftimie Murgu", Reșița, 25-26 Octombrie, 1996

63. **Negoïtescu, A.S.**

Consideration concerning the Importance of the Exhausted Heat Recovered from the Thermic Engine. 3rd International Symposium Interdisciplinary Regional Research, Novi-Sad, Fr Yugoslavia, 24-25 septembrie, 1998

64. **Negoïtescu, A.S.**

Stadiul actual al cercetărilor în domeniul recuperării parțiale de căldură pentru mașinile termice. Conferința Națională de Termotehnică cu participare internațională, Ed. a IX-a, vol.III, Craiova, 27-29 mai, 1999

65. **Negoïtescu, A.S.**

Stadiul actual al cercetărilor în domeniul recuperării parțiale de căldură pentru mașinile termice. Referat doctorat nr. 1, Universitatea Politehnica Timișoara, 1999

66. Negoïtescu, A.S.

Tendințe noi în utilizarea microturbinelor în instalațiile de cogenerare. Al XIII – lea Simpozion Național cu participare internațional TERMOTEHNICA, Ed. “Eftimie Murgu”, An X, vol. II, ISSN 1453-7394, Reșița, 2003

67. Negoïtescu, A.S., Nagi, M.

Cercetări privind recuperarea parțială a căldurii la motorul diesel supraalimentat de tip 16 R 251 FLO. Al XIII-lea Simpozion Național cu participare internațional TERMOTEHNICA, Ed. “Eftimie Murgu”, An X, vol. II, ISSN 1453-7394, Reșița, 2003

68. Negoïtescu, A.S.

Researches about the Heat Transfer in the Heat Exchanger Extend Surfaces. 6th International Conference on Accomplishments of Electrical and Mechanical Industries DEMI, Banjaluka, ISBN 99938-623-8-X, 2003

69. Negoïtescu, A.S.

A study regarding partial heat recovery from thermic engines used in cogenerative systems. 4th International Conference of PhD Students, University of Miskolc, Hungary, 11-17 august Miskolc, 2003

70. Negrea, V.D.

Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice. Lito, I.P.Timișoara, 1978

71. Negrea, V.D.

Procese în motoare cu ardere internă. Editura Politehnica, vol.II, ISBN 973-9389-88-0, Timișoara, 2003

72. Negru, D.L.

Transmiterea căldurii și dinamica gazelor. Lito UTT, 1990

73. Negru, D.L., Laza, I.

Influența numărului de rânduri de țevi asupra performanțelor bateriilor aripate. Conferința Națională de termotehnică, Timișoara, 1994

74. Omocea, I., Radcenco, V.

Corelația între generarea de entropie și irevesibilitatea internă a ciclului m.a.c. în regim de putere maximă și de economicitate maximă. A XII- a Conferință Națională de Termotehnică, Constanța, 2002

75. Patankar, S.V., Prakash, C.

An Analysis of the Effect Plate Thickeners on Laminare Flow and Heat Transfer in Interrupted Passage. Int. Journal, of Heat and Mass Transfer, vol. 24, No. 11/1991

76. Popa, B., Theil, H., Mădărășan, T.

Schimbătoare de căldură industriale. Editura Tehnică, București, 1977

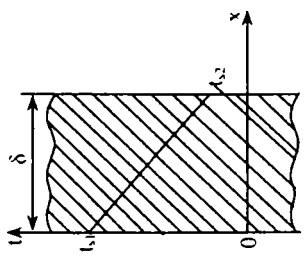
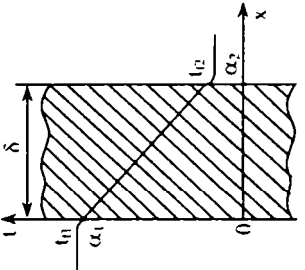
77. Popa, B., Bataga, N., Mădărășan, T., Adameșteanu, I.

Solicitări termice în construcția de mașini. Ed. Tehnică, București, 1978

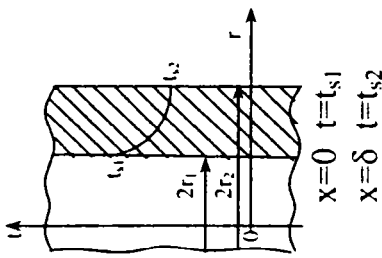
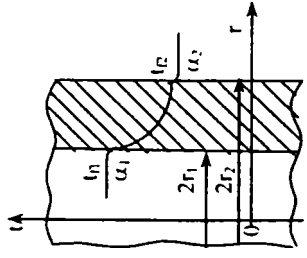
-
78. Potoceanu, N.
Considerații privind schimbul de căldură prin suprafețe extinse. Termotehnica, vol.II, Constanța,1992
79. Potoceanu, N., Corneanu, M.
Procese de schimb de căldură continue în corpuri semilimitate. Termotehnica, vol.II,Constanța,1992
80. Potoceanu, N.
Metode moderne de determinarea conductivității termice. Termotehnica, vol. I, Constanța,1992
81. Potoceanu, N.
Asupra utilizării funcțiilor Bessel la calculul schimbului de căldură. Reșița, 1993
82. Potoceanu, N.
Cercetări privind transferul de căldură la cuptoarele adânci cu flacără întoarsă. Referat nr. 2, Hunedoara, 1995
83. Potoceanu, N.
Transfer de căldură și instalații termice. Edit. "Eftimie Murgu", vol. I, ISBN 973-99005-9-3, 1999
84. Rădulescu, L.
Contribuții la studierea și cercetarea răcirii aerului de supraalimentare la motoarele cu aprindere prin comprimare în patru timpi. Teza de doctorat, Universitatea Politehnica Timișoara, 1996
85. Radcenco, V.
Criterii de optimizare a proceselor termice (ireversibile). Editura Tehnica, București, 1997
86. Reff, R.
Considerații asupra legii lui Kirchhoff la radiația termică în medii participative la radiații. Termotehnica, vol. I, pag. 112-116, Iași, 1996
87. Stratulat, M., Munteanu, S.D.
Încercarea motoarelor cu ardere internă. Edit. Tehnică, București, 1966
88. Sitkei, G.
A Rational Approach for Calculation of Heat Transfer in Internal Combustion Engines. SAE Paper, 865907, 1985;
89. Șerbănoiu, N. ș.a.
Cercetări privind schimbul de căldură la radiatoarele de aluminiu cu tuburi expandate. A VII-a Conferință Națională de Termotehnică, Editura "Transilvania Express", Brașov, 1997
90. Theil, H., Neiss, Fr., Ardelean, Z.
Experimentelle Untersuchungen an Wärmeaustauschern mit Aussenberipten Lohren. Buletin IPT, Tom 19 (33), 1974
-

91. Theil, H., Bejan, I., Nagi, M.
Considerații critice privind construcția răcitoarelor de ulei utilizate la motoare cu combustie internă. Construcția de mașini, INMT 11-12/1986
92. Theil, H., Laza, I., Rădulescu, L. *Influența vitezei de circulație a apei și aerului asupra eficienței energetice și volumice a unui răcitor de apă.* Lucrările simpozionului de T.M.T., vol. I, Timișoara, 1988
93. Theil, H., Nagi, M., Rădulescu, L., Laza, I.
Eficiența răcitoarelor de ulei cu teacă la diferite condiții de funcționare. Simpozion T:M:T, pag. 45-51, Timișoara 1988
94. Vargaftik, N. B.
Spravočnik po teplofiziceskim svoistvam gazov i jidkosti. Nauka, 1972
95. Vâlcu, R., Dobrescu, A.
Termodinamica proceselor ireversibile. Ed. Tehnică, București, 1982
96. Vibe, I.I.
Brennverlauf und Kreisprozess vor Vverbrennungsmotoren. VEB Verlag Technik. Berlin 1970
97. Vlădea, I., Nowy, O.
Studiul răcitoarelor de ulei de tip Behr, Academia R.P.R., Studii și cercetări științe tehnice, Tom 10, Nr. 2/1963.
98. Vlădea, I., Theil, H., Neiss, Fr.
Studiul experimental al răcitoarelor de tip Behr pentru locomotive diesel electrică 0-60-DE. Buletin I.P.T., Tom 15 (29), 1970
99. Vlădea, I.
Studiul experimental al unor modele de radiatoare pentru autovehicule. Construcția de mașini 22, Nr. 8, 1970
100. Vlădea, I.
Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii. Ed. Didactică și Pedagogică, București 1974
101. Wen-Yang, Liang, C.J.
Heat Transfer Friction Loss Performance of Perforated Heat Exchangers Surfaces. Int. Journal of Heat Mass Transfer, 1975
102. Zellbeck, H., Bentz, A.
Dynamisches Betriebsverhalten, Ausburg, 1980
103. Zumbrunnen, D. A.
Transient Convective Heat Transfer Enhancement due in Intermittency in an Impinging Jet. Journal of Heat Transfer, vol. 115, pag. 91-98, 1993

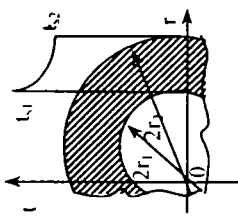
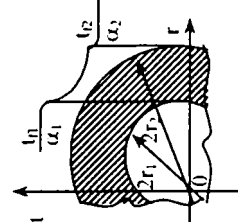
ANEXA 1
RELAȚII DE CALCUL PENTRU CÂMPUL TERMIC STĂȚIONAR

Nr. Crt.	Tipul peretelui	Condiții limită	Temperatura	Fluxul termic
1.		 <p style="text-align: center;"> $x=0 \quad t=t_{s1}$ $x=\delta \quad t=t_{s2}$ </p>	$t_{x=0}=t_{s1}$ $t_{x=\delta}=t_{s2}$	$\dot{Q} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{s1} - t_{s2}) \cdot S$
2.	Perete plan	 <p style="text-align: center;"> $x=0$ $-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=0} = \alpha_1 (t_{f1} - t_{x=0})$ $x=\delta$ $-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\delta} = \alpha_2 (t_{x=\delta} - t_{f2})$ </p>	$t = t_{x=0} - \frac{t_{x=0} - t_{x=\delta}}{\delta} \cdot x$ $t_{x=0} = t_{f1} - \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\delta} + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ $t_{x=\delta} = t_{f2} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\delta} + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$	$\dot{Q} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot S$




ANEXA 1 (continuare)


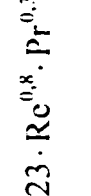
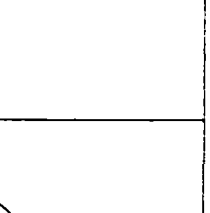
Nr. Crt.	Tipul peretelui	Condiții limită	Temperatura	Fluxul termic
3.		 <p> $x=0 \quad t=t_{s1}$ $x=\delta \quad t=t_{s2}$ </p>	$t_{r=r1}=t_{s1}$ $t_{r=r2}=t_{s2}$	$\dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot (t_{s1} - t_{s2})}{\frac{1}{\lambda} \cdot \ln(r_2/r_1)}$
4.	Perete cilindric	 <p> $\Gamma=\Gamma_1$ $-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=r_1} = \alpha_1 (t_{s1} - t_{r=r_1})$ $\Gamma=\Gamma_2$ $-\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=r_2} = \alpha_2 (t_{r=r_2} - t_{s2})$ </p>	$t = t_{r=r_1} - (t_{r=r_1} - t_{r=r_2}) \cdot \frac{\ln(r/r_1)}{\ln(r_2/r_1)}$	$t_{r=r_1} = t_{s1} - \frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} \cdot \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}}$ $t_{r=r_2} = t_{s2} + \frac{1}{\alpha_2 r_2} \cdot \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}}$ $\dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot (t_{s1} - t_{s2})}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}}$

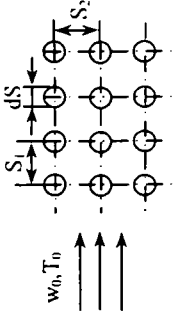
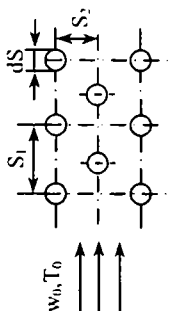
ANEXA 1 (continuare)

Nr. Crt.	Tipul peretelui	Condiții limită	Temperatura	Fluxul termic
5.		 <p> $\Gamma = r_1 \quad t = t_{s1}$ $\Gamma = r_2 \quad t = t_{s2}$ </p>	$t_{r=r_1} = t_{s1}$ $t_{r=r_2} = t_{s2}$	$\dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot (t_{s1} - t_{s2})}{\frac{1}{\lambda} \cdot \ln(r_2 / r_1)}$
6.	<p>Perete sferic</p>  <p> $\Gamma = r_1$ $-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=r_1} = \alpha_1 (t_{r_1} - t_{r_1})$ $\Gamma = r_2$ $-\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=r_2} = \alpha_2 (t_{r_2} - t_{r_2})$ </p>	$t = t_{r=r_1} - \frac{t_{r=r_1} - t_{r=r_2}}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} \cdot \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)$	$t_{r=r_1} = t_{r_1} - \frac{1}{\alpha_1 r_1^2} \frac{t_{r_1} - t_{r_2}}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} + \frac{1}{\alpha_2 r_2^2}$ $t_{r=r_2} = t_{r_2} + \frac{1}{\alpha_1 r_1^2} \frac{t_{r_1} - t_{r_2}}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} + \frac{1}{\alpha_2 r_2^2}$	$Q = \frac{4\pi (t_{r_1} - t_{r_2})}{\frac{1}{\alpha_1 r_1^2} + \frac{1}{\lambda} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 r_2^2}}$

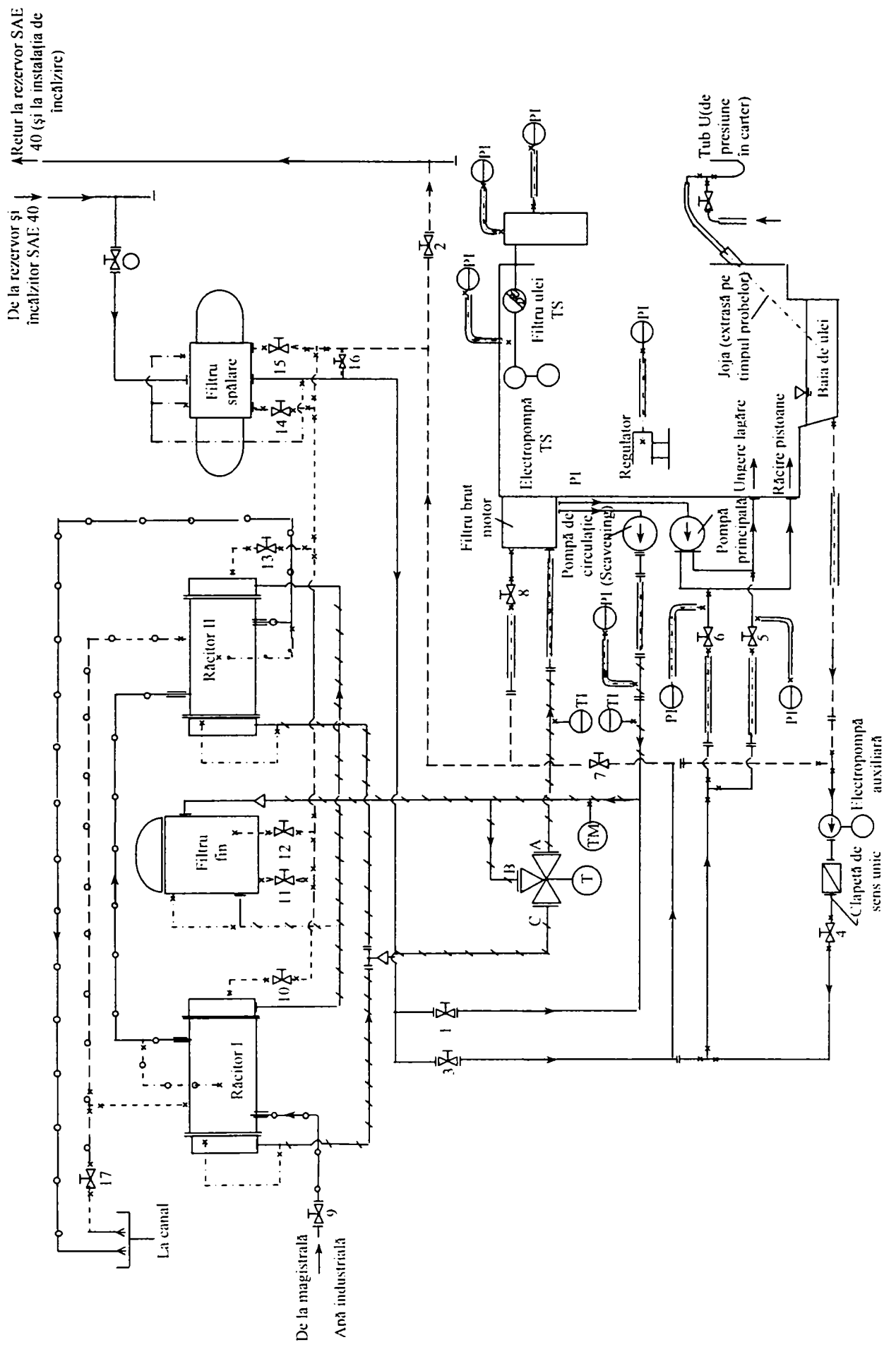
ANEXA 2
RELAȚII PENTRU CALCULUL TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ LA CURGEREA MEDIULUI DE ÎNCĂLZIRE ÎN JURUL UNUI CORP

<i>Aerodinamica corpului</i>	<i>Formula de calcul</i>	<i>Dimensiunea caracteristică</i>	<i>Limitele criteriilor</i>	<i>Observații</i>
<p>Perete plan, placă:</p> <p>Curgere laminară</p> 	$Nu = 0,332 Re^{0,5} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$ $Nu = 0,664 Re^{0,5} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$	<p>x</p> <p>l</p>	<p>$Re < Re_{cr}$</p> <p>$0,6 < Pr < 15$</p>	<p>Valoare medie:</p> <p>$Re_{cr} = 5 \cdot 10^5$</p> <p>Pentru turbulență inițială mare, relațiile sunt în [13]</p>
<p>Curgere turbulentă</p> 	$Nu = 0,0296 Re^{0,8} Pr^{0,48} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$ $Nu = 0,37 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$	<p>x</p> <p>l</p>	<p>$Re < 10^7$</p> <p>$0,7 < Pr < 200$</p>	
<p>Regim de curgere mixt</p> 	$Nu \equiv \left[0,664 \cdot Re_{Ar}^{0,5} \cdot Pr^{0,33} + 0,037 (Re^{0,8} - Re_{cr}^{0,8}) \cdot Pr^{0,43} \right] \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$	<p>l</p>		

<i>Aerodinamica corpului</i>	<i>Formula de calcul</i>	<i>Dimensiunea caracteristică</i>	<i>Limitele criteriilor</i>	<i>Observații</i>
<p>Placă cu curgere laminară înaintea de aceasta.</p> 	$Nu = 0,33 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \left(1 - \frac{x_0}{x}\right)^{0,2} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}$	<p>x x₀</p>	<p>3 < Re < 3·10⁴ 0,7 < Pr < 510</p>	
<p>Sferă</p> 	$Nu = 2 + 0,03 \cdot Re^{0,54} \cdot Pr^{0,33} + 0,35 \cdot Re^{0,58} \cdot Pr^{0,36}$	<p>d</p>	<p>Re < 3·10⁵ 0,6 < Pr < 8·10³</p>	
<p>Cilindru</p> 	$Nu = 0,5 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}$ $Nu = 0,025 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}$ $Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,37} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}$	<p>d</p> <p>d</p> <p>d</p>	<p>5 < Re < 3·10³</p> <p>10³ < Re < 2·10⁵</p> <p>3·10⁵ < Re < 2·10⁶</p>	

Aerodinamica corpului	Formula de calcul	Dimensiunea caracteristică	Limitele criteriilor	Observații
<p>Dispunere paralelă a țevilor</p> 	$Nu = 1,2 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$ $Nu = 0,26 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{d}{S_2} \right)^{0,15} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$	d	$S_1/d \leq 1,25$ $S_2/d \leq 1,25$ $10 < Re < 150$	
<p>Dispunere în zig-zag a Țevilor</p> 	$Nu = 0,02 \cdot Re^{0,84} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$ $Nu = 0,41 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$ $\varepsilon_s = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{1,6} \text{ pentru } \frac{S_1}{S_2} < 2$ $\varepsilon_s = 1,12 \text{ pentru } \frac{S_1}{S_2} > 2$ $Nu = 0,021 \cdot Re^{0,84} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$	d	$0,7 < Pr < 500$ $1,3 < S_1/d < 2,5$ $1,3 < S_2/d < 2,5$ $10^5 < Re < 10^6$	$T_p = \frac{1}{2}(T_0 + T_s)$ $\varepsilon_t = 1$
		d	$1,3 < S_1/d < 2,6$ $0,6 < S_2/d < 4$ $10^3 < Re < 10^5$ $0,7 < Pr < 500$	
		d	$1,32 < S_1/d < 2,5$ $0,8 < S_2/d < 1,5$ $10^5 < Re < 10^6$	

ANEXA 3 SCHEMA STANDULUI EXPERIMENTAL



ANEXA 4

DATELE INIȚIALE DE SIMULARE ALE MOTORULUI ALCO R-251 FLO

LMIN	HU(KJ/KG)	S(M)	D(M)	EPS(-)	SVH2(-)	A1(M2)	A2(M2)												
14.5	42189.0	.2667	.2286	12.500	.125	.06000	.07030												
C22(-)	CONH(-)	CONL(-)	TW1(K)	TW2(K)	TW3(K)	VA(-)	FIES(GKW)	FIAO(GKW)	FIEO(GKW)	FIAS(GKW)									
.0032	3.050	7.27	575.000	555.000	545.000	6.90	929.67	498.53	656.20	780.00									
KFIVA	NZYL	GES	NZYL	NB3	IREG	KAUSL	KTURB	KCNP	IFB	KDRUV	LLK								
0	12	6	2	1	2	0	1	0	1	1	1								
FIFBA(GKW)	FIEBA(GKW)	FFIVAA(GKW)	FIVEA(GKW)	P11A(BAR)	T11A(K)	VMA(-)	NMOTAB(1/MIN)												
334.50	334.50	360.00	390.50	2.330	379.10	3.72	1000.0												
AM0A()	MBREAB(KG)	11A(M3)	ZA(-)	ETAA(GRD)	DIA(M)	ZE(-)	BETAE(GRD)	DIE(M)	AAK(M2)	DAK(M)	TWA(K)								
1.594	.000012	.011348	2	45.5	.097	2	30.5	.097	.10005	.100	445.00								
MARIMI REZERVOR:																			
TWBE(K)	VBE(M**2)	DELPE(BAR)	A0LLK(KW)	A1LLK(KW)	FAKV2	TWBA(K)	DBA(M)												
338.00	.2560	.0400	.18333E+00	.15660E+00	1.00	625.00	.089000												
VBA (1-4) (M**3)	AWUEBA (1-4) (M**2)																		
.015400	.025900	.000000	.000000	.6655201	.132900	.000000	.000000												
CILINDRU :	1	2	3	4	5	6	7	8											
COLECTOR DE EVACUARE:	1	1	1	2	2	2													
INTERVALE DE APRINDERE:	0	240.0	480.0	120.0	600.0	360.0													

RIDICAREA SUPAPEI DE EVACUARE (M)													
.00000	.00006	.00038	.00095	.00193	.00337	.00521	.00739	.00974	.01209	.01423	.01603	.01742	.01837
.01892	.01914	.01917	.01917	.01914	.01892	.01837	.01742	.01603	.01423	.01209	.00974	.00739	.00521
.00337	.00193	.00095	.00038	.00015	.00000								
UNGHII RAC CORESPUNZATOR													
498.5	500.2	508.2	516.2	524.2	532.2	540.2	548.2	556.2	564.2	572.2	580.2	588.2	596.2
604.2	612.2	620.2	652.2	660.2	668.2	676.2	684.2	692.2	700.2	708.2	716.2	724.2	732.2
740.2	748.2	756.2	764.2	772.2	780.0								
COEFICIENTI DE DEBIT EVACUARE													
1.04000	1.04000	1.03930	1.03240	1.01790	.99740	.97220	.94300	.91040	.87470	.83620	.79508	.75137	.70520
.65660	.53600												
RIDICAREA CORESPUNZATOARE ASUPAPEI (M)													
.00000	.00200	.00300	.00400	.00500	.00600	.00700	.00800	.00900	.01000	.01100	.01200	.01300	.01400
.01500	.02000												
RIDICAREA SUPAPEI DE ADMISIE (M)													
.00000	.00022	.00062	.00139	.00260	.00424	.00627	.00855	.01093	.01319	.01518	.01678	.01795	.01869
.01906	.01917	.01917	.01917	.01906	.01869	.01795	.01678	.01518	.01319	.01093	.00855	.00627	.00424
.00424	.00193	.00139	.00062	.00023	.00007	.00000							
UNGHII RAC CORESPUNZATOR													
656.2	661.8	669.8	677.8	685.8	693.8	701.8	709.8	717.8	725.8	733.8	741.8	749.8	757.8
765.8	773.8	777.8	801.8	805.8	813.8	821.8	829.8	837.8	845.8	853.8	861.8	869.8	877.8
885.8	893.8	901.8	909.8	917.8	925.8	929.7							
COEFICIENTI DE DEBIT ADMISIE													
1.15000	1.15000	1.14990	1.06090	1.00000	.94420	.88750	.83050	.77420	.71940	.66680	.61720	.57090	.52840
.49000	.39000												

RIDICAREA CORESPUNZATOARE A SUPAPEI (M)
.00000 .00200 .00300 .00400 .00500 .00600 .00700 .00800 .00900 .01000 .01100 .01200 .01300 .01400
.01500 .02000

SECTIUNE EFECTIVA SE (M**2)
.00000 .00003 .00017 .00043 .00087 .00153 .00233 .00316 .00388 .00436 .00455 .00471 .00487 .00497
.00501 .00502 .00503 .00503 .00502 .00501 .00497 .00487 .00471 .00455 .00436 .00388 .00316 .00233
.00153 .00087 .00043 .00017 .00007 .00000

UNGHI RAC CORESPUNZATOR
498.5 500.2 508.2 516.2 524.2 532.2 540.2 548.2 556.2 564.2 572.2 580.2 588.2 596.2
604.2 612.2 620.2 628.2 636.2 644.2 652.2 660.2 668.2 676.2 684.2 692.2 700.2 708.2 716.2 724.2 732.2
740.2 748.2 756.2 764.2 772.2 780.0

SECTIUNE EFECTIVA SA (M**2)
.00000 .00013 .00037 .00085 .00159 .00239 .00316 .00375 .00406 .00415 .00416 .00433 .00441 .00445
.00446 .00447 .00447 .00447 .00447 .00446 .00445 .00441 .00433 .00416 .00415 .00406 .00375 .00316
.00239 .00118 .00085 .00037 .00014 .00004 .00000

UNGHI RAC CORESPUNZATOR
656.2 661.8 669.8 677.8 685.8 693.8 701.8 709.8 717.8 725.8 733.8 741.8 749.8 757.8
765.8 773.8 777.8 801.8 805.8 813.8 821.8 829.8 837.8 845.8 853.8 861.8 869.8 877.8
885.8 893.8 901.8 909.8 917.8 925.8 929.7

DATE COMPRESOR V : I31-Z090

NTL = 13000. (1/MIN)	VOL = .3645	.4265	.4425	.4690	.4950	.5210	.5730	.6250	.6510	.6625(M**3/S)
	PIV = 1.5100	1.5090	1.5055	1.5050	1.4500	1.4950	1.4750	1.4100	1.3500	1.2700 (-)
	ETAV = .7000	.7300	.7290	.7280	.7270	.7250	.7000	.6500	.6200	.6000 (-)
NTL = 15000 (1/MIN)	VOL = .4690	.5210	.5730	.6250	.6770	.7290	.7710	.7815	.8350	.8665(M**3/S)
	PIV = 1.7000	1.6950	1.6890	1.6750	1.6500	1.6300	1.6000	1.5750	1.4800	1.4200 (-)
	ETAV = .7500	.8050	.8100	.8000	.7750	.7300	.7000	.6800	.6300	.6200 (-)
NTL = 17000 (1/MIN)	VOL = .6250	.6770	.7290	.7815	.8070	.8350	.8855	.9115	.9375	.9710(M**3/S)
	PIV = 1.9300	1.9320	1.9200	1.9150	1.9100	1.9050	1.8250	1.7700	1.7000	1.5700 (-)
	ETAV = .8000	.8200	.8150	.8100	.8000	.7900	.7400	.7000	.6800	.6200 (-)
NTL = 19000 (1/MIN)	VOL = .7815	.8350	.8855	.9375	.9710	.9895	1.0415	1.0625	1.0940	1.1250(M**3/S)
	PIV = 2.2200	2.2000	2.1850	2.1960	2.1750	2.1500	2.0750	2.0000	1.9000	1.7000 (-)
	ETAV = .8000	.8050	.8100	.8050	.8000	.7850	.7500	.7000	.6750	.6200 (-)
NTL = 21000 (1/MIN)	VOL = .9115	.9375	.9895	1.0415	1.0625	1.1200	1.1460	1.1980	1.2500	1.2675(M**3/S)
	PIV = 2.5700	2.5600	2.5500	2.5200	2.5000	2.4900	2.4700	2.3800	2.2000	1.9000 (-)
	ETAV = .8000	.8200	.8170	.8150	.8120	.8050	.7800	.7500	.6800	.6400 (-)
NTL = 23000 (1/MIN)	VOL = 1.0415	1.0625	1.1460	1.1980	1.2500	1.3020	1.3540	1.4065	1.4585	1.4650(M**3/S)
	PIV = 2.9850	2.9830	2.9780	2.9700	2.9500	2.9200	2.8000	2.7900	2.5000	2.3000 (-)
	ETAV = .8050	.8100	.8080	.8000	.7700	.7400	.7300	.7200	.6600	.6000 (-)
NTL = 29000 (1/MIN)	VOL = 1.1120	1.2700	1.3250	1.3770	1.4850	1.5040	1.5890	1.6420	1.6950	1.7480(M**3/S)
	PIV = 3.3000	3.2800	3.2500	3.2100	3.1330	3.0670	3.0330	2.9330	2.8000	2.5000 (-)
	ETAV = .7800	.7500	.7400	.7300	.7200	.7100	.7000	.6500	.6300	.6000 (-)

DMTU (M)	AT (M**2)	JTL(KG*M**2)	ETAMT	ETAMV	ETATDT
.283200000	.008864000	.005500000	.9600	.9600	.0000

DATE POMPA 4 TREPTE

RHOB = 1.00 KG/M**3 XRMIN = 9.000 (MM) XRMAX = 32.00 (MM)

LEGEA DE INJECTIE : A0FB = .00(GRD) AIFB = .0000(GRD/MIN**1) NMF01 = 750.0(1/MIN)

TURATII PT POMPA : 300.0 400.0 600.0 800.0
 A0PU : -.27659E-03 -.27650E-03 -.27640E-03 -.27630E-03
 A1PU : .48990E-04 .48950E-04 .48920E-04 .48900E-04

JMV(KG*M**2) NMOT0(1/MIN) PRO(BAR) PEVB0(W) PEVBI(W) NVB01(1/MIN)
 56.00000 1100.0 .1176 .21843E+07 .21843E+07 1100.0

REGLER

A1R(S) A2R(S**2) BOR(M*MIN) RDCR(M) C1SD(S) C2SD(S**2) NREG0(1/MIN) XRC(MM)
 .500000 .000000 -.000350 .000000 .001553 .000015 500.0 10.00

NRECHA NRECHZ NRECHT NRECHD KRIT- GRENZE NMMAX FJTL
 8 999 4 50 1 3.00000 1.10 .0

FSW1 FSW2 FSW3 FSW4 FSW5 FSW6 FSW7 FSW8(GRD)
 2.500 .100 2.000 2.500 2.500 1.000 .500 .250

DFIM WSW1 WSW2 WSW3 WSW4 WTTY DFIETA(GRD) NMOT(1/MIN) NTL(1/MIN) MB(KG/AS) XR(MM)
 5.0 1.0 120.0 5.0 5.0 240.0 240.0 1100.0 22500 .11000E-02 28.25

P(BAR) T(K) FIFB(GRD) VOLM(M**3/S) PI(BAR) T(K) P2(BAR) T2(K) P3(BAR) T3(K) 4(BAR)
 2.87 398.00 334.50 3.5500 .980 299.0 2.350 361.0 1.983 911.0 .993

VH(M**3) VC(M**3) V11(M**3) CM(M/S)
 .01094625 .00095185 .01134816 9.78

ANEXA 5

VALORILE PARAMETRILOR TERMOGAZODINAMICI OBTINUȚI
ÎN URMA SIMULĂRII, PENTRU MOTORUL ALCO R 251 FLO

Tabel 1

Nr.crt.	φ [RAC]	p_{2e} [bar]	p_2 [bar]	T_{2e} [K]	T_2 [K]	p_{3-1} [bar]	T_{3-1} [K]	p_{3-2} [bar]	T_{3-2} [K]
1.	214.67	1.68	1.72	381.4	368.5	1.12	908.2	2.11	1153
2.	219.67	1.68	1.72	381.36	368.4	1.13	876.1	2.08	1146.4
3.	224.67	1.67	1.72	381.3	368.2	1.14	840.5	2.02	1135.3
4.	229.67	1.67	1.72	381.23	368.1	1.15	804.2	1.95	1122.3
5.	234.67	1.67	1.71	381.16	368	1.15	770.3	1.89	1109
6.	239.67	1.67	1.71	381.08	367.9	1.15	740.1	1.82	1096.3
7.	244.67	1.67	1.71	381.01	367.8	1.15	714.3	1.76	1084
8.	249.67	1.67	1.71	380.94	367.7	1.14	692.8	1.71	1072.3
9.	254.67	1.67	1.71	380.88	367.6	1.13	675.1	1.65	1061.1
10.	259.67	1.66	1.71	380.82	367.6	1.11	660.9	1.6	1050.4
11.	264.67	1.66	1.71	380.77	367.6	1.11	657.7	1.56	1040.1
12.	269.67	1.66	1.71	380.73	367.6	1.12	666.1	1.51	1030.2
13.	274.67	1.66	1.71	380.7	367.6	1.16	688.6	1.47	1020.6
14.	279.67	1.67	1.71	380.67	367.7	1.22	726.2	1.43	1011.4
15.	284.67	1.67	1.71	380.66	367.7	1.3	781	1.39	1002.4
16.	289.67	1.67	1.71	380.67	367.8	1.43	851.2	1.35	993.6
17.	294.67	1.67	1.71	380.7	367.9	1.59	931.2	1.32	985.6
18.	299.67	1.67	1.71	380.76	368	1.77	1013.9	1.29	977.4
19.	304.67	1.67	1.72	380.84	368.1	1.97	1089.8	1.26	969.2
20.	309.67	1.67	1.72	380.96	368.2	2.17	1152.9	1.23	961.3
21.	314.67	1.68	1.72	381.1	368.3	2.34	1199.8	1.2	953.1
22.	319.67	1.68	1.72	381.23	368.3	2.47	1230.4	1.18	944.4
23.	324.67	1.68	1.72	381.34	368.3	2.54	1244	1.16	934.2
24.	329.67	1.68	1.72	381.43	368.3	2.53	1242.7	1.15	921.1
25.	334.67	1.67	1.72	381.48	368.2	2.45	1230.8	1.14	904.4
26.	339.67	1.67	1.72	381.51	368.1	2.34	1214	1.13	883.7
27.	344.67	1.67	1.71	381.5	368	2.23	1196.4	1.13	860
28.	349.67	1.67	1.71	381.46	367.9	2.12	1179.5	1.13	834.9
29.	354.67	1.67	1.71	381.4	367.7	2.02	1163.3	1.13	810.4
30.	359.67	1.66	1.71	381.34	367.6	1.93	1147.9	1.12	787.6
31.	364.67	1.66	1.71	381.27	367.5	1.85	1133.1	1.12	767.4
32.	369.67	1.66	1.71	381.21	367.5	1.77	1118.9	1.11	750
33.	374.67	1.66	1.7	381.15	367.4	1.7	1105.4	1.1	735.3
34.	379.67	1.66	1.7	381.09	367.4	1.64	1092.4	1.08	723.2
35.	384.67	1.66	1.7	381.04	367.4	1.57	1080	1.08	718.3
36.	389.67	1.66	1.7	381.01	367.4	1.52	1068.1	1.08	721.2
37.	394.67	1.66	1.7	380.98	367.4	1.46	1056.7	1.1	733.4
38.	399.67	1.66	1.71	380.96	367.5	1.41	1045.8	1.13	755.7
39.	404.67	1.66	1.71	380.94	367.5	1.36	1035.2	1.19	789.8
40.	409.67	1.66	1.71	380.94	367.6	1.32	1025	1.26	834.9
41.	414.67	1.67	1.71	380.94	367.7	1.28	1016	1.37	888.2
42.	419.67	1.67	1.71	380.96	367.8	1.24	1006.5	1.49	945.9
43.	424.67	1.67	1.71	380.99	367.9	1.21	997.8	1.62	1002.3
44.	429.67	1.67	1.71	381.04	368	1.18	989.2	1.75	1052.7
45.	434.67	1.67	1.72	381.08	368.1	1.16	980.2	1.88	1093.9

Tabel 1 (continuare)

Nr.crt.	φ [RAC]	p_{2e} [bar]	p_2 [bar]	T_{2e} [K]	T_2 [K]	p_{3-1} [bar]	T_{3-1} [K]	p_{3-2} [bar]	T_{3-2} [K]
46.	444.67	1.67	1.72	381.13	368.1	1.13	956.4	2.06	1144.7
47.	449.67	1.67	1.72	381.12	368.1	1.12	937.5	2.11	1154.4
48.	454.67	1.67	1.71	381.09	368	1.12	911.7	2.11	1154.9
49.	459.67	1.67	1.71	381.04	367.9	1.13	879.8	2.08	1148.4
50.	464.67	1.67	1.71	380.99	367.8	1.14	844	2.02	1137.3
51.	469.67	1.67	1.71	380.92	367.7	1.14	807.5	1.95	1124.1
52.	474.67	1.66	1.71	380.85	367.5	1.15	773.3	1.88	1110.8
53.	479.67	1.66	1.71	380.77	367.4	1.15	742.9	1.82	1098
54.	484.67	1.66	1.7	380.7	367.3	1.15	716.8	1.76	1085.7
55.	489.67	1.66	1.7	380.63	367.3	1.14	695.2	1.7	1073.9
56.	494.67	1.66	1.7	380.57	367.2	1.13	677.3	1.65	1062.6
57.	499.67	1.66	1.7	380.51	367.2	1.11	663	1.6	1051.8
58.	504.67	1.66	1.7	380.47	367.1	1.11	659.8	1.55	1041.5
59.	509.67	1.66	1.7	380.43	367.2	1.12	668.2	1.51	1031.5
60.	514.67	1.66	1.7	380.4	367.2	1.16	690.7	1.47	1021.9
61.	519.67	1.66	1.7	380.39	367.2	1.21	728.4	1.43	1012.6
62.	524.67	1.66	1.7	380.38	367.3	1.3	783.3	1.39	1003.6
63.	529.67	1.66	1.7	380.39	367.4	1.43	853.6	1.35	994.8
64.	534.67	1.66	1.71	380.43	367.5	1.59	933.7	1.32	986.8
65.	539.67	1.66	1.71	380.49	367.6	1.77	1016.4	1.29	978.5
66.	544.67	1.67	1.71	380.58	367.7	1.97	1092.2	1.26	970.4
67.	549.67	1.67	1.71	380.7	367.8	2.16	1155.2	1.23	962.3
68.	554.67	1.67	1.71	380.84	367.9	2.33	1202	1.2	954.1
69.	559.67	1.67	1.71	380.96	367.9	2.47	1232.4	1.18	945.4
70.	564.67	1.67	1.71	381.08	367.9	2.54	1245.8	1.16	935.2
71.	569.67	1.67	1.71	381.16	367.9	2.52	1244.4	1.15	922.1
72.	574.67	1.67	1.71	381.22	367.8	2.45	1232.4	1.14	905.4
73.	579.67	1.67	1.71	381.24	367.7	2.34	1215.5	1.13	884.7
74.	584.67	1.66	1.71	381.22	367.6	2.22	1197.8	1.13	861
75.	589.67	1.66	1.71	381.18	367.5	2.12	1180.8	1.13	835.9
76.	594.67	1.66	1.7	381.12	367.4	2.02	1164.6	1.12	811.4
77.	599.67	1.66	1.7	381.05	367.3	1.93	1149	1.12	788.6
78.	604.67	1.66	1.7	380.99	367.2	1.85	1134.1	1.12	768.4
79.	609.67	1.66	1.7	380.92	367.1	1.77	1119.9	1.11	751
80.	614.67	1.66	1.7	380.87	367	1.7	1106.3	1.1	736.2
81.	619.67	1.65	1.7	380.81	367	1.63	1093.3	1.08	724.1
82.	624.67	1.65	1.7	380.77	367	1.57	1080.8	1.08	719.2
83.	629.67	1.65	1.7	380.74	367	1.51	1068.9	1.08	722.1
84.	634.67	1.66	1.7	380.72	367.1	1.46	1057.4	1.1	734.2
85.	639.67	1.66	1.7	380.71	367.1	1.41	1046.4	1.13	756.4
86.	644.67	1.66	1.7	380.7	367.2	1.36	1035.8	1.18	790.3
87.	649.67	1.66	1.7	380.7	367.3	1.32	1025.6	1.26	835.3
88.	654.67	1.66	1.7	380.71	367.4	1.28	1016.5	1.36	888.4
89.	659.67	1.66	1.71	380.73	367.5	1.24	1007.1	1.48	945.9
90.	664.67	1.66	1.71	380.76	367.6	1.21	998.1	1.61	1002
91.	669.67	1.67	1.71	380.81	367.7	1.18	989.4	1.75	1052.2
92.	674.67	1.67	1.71	380.87	367.8	1.15	980.3	1.87	1093.2

Tabel 1 (continuare)

Nr.crt.	φ [RAC]	p_{2c} [bar]	p_2 [bar]	T_{2c} [K]	T_2 [K]	p_{3-1} [bar]	T_{3-1} [K]	p_{3-2} [bar]	T_{3-2} [K]
93.	679.67	1.67	1.71	380.9	367.8	1.14	969.9	1.98	1123.7
94.	684.67	1.67	1.71	380.91	367.8	1.12	956.2	2.06	1143.8
95.	689.67	1.67	1.71	380.9	367.8	1.12	937	2.1	1153.4
96.	694.67	1.67	1.71	380.87	367.7	1.12	911.1	2.11	1153.9
97.	699.67	1.66	1.71	380.82	367.6	1.13	879	2.07	1147.4
98.	704.67	1.66	1.71	380.77	367.5	1.13	843.4	2.02	1136.2
99.	709.67	1.66	1.7	380.7	367.4	1.14	807	1.95	1123.1
100.	714.67	1.66	1.7	380.62	367.2	1.15	773	1.88	1109.8
101.	719.67	1.66	1.7	380.55	367.1	1.15	742.7	1.82	1097
102.	724.67	1.65	1.7	380.48	367	1.15	716.8	1.76	1084.7
103.	729.67	1.65	1.7	380.41	367	1.14	695.2	1.7	1072.9
104.	734.67	1.65	1.7	380.35	366.9	1.13	677.3	1.65	1061.7
105.	739.67	1.65	1.7	380.29	366.9	1.11	663.1	1.6	1050.9
106.	744.67	1.65	1.7	380.25	366.9	1.11	659.8	1.55	1040.5
107.	749.67	1.65	1.7	380.22	366.9	1.12	668.1	1.51	1030.5
108.	754.67	1.65	1.7	380.19	366.9	1.16	690.6	1.46	1020.9
109.	759.67	1.65	1.7	380.18	367	1.21	728	1.42	1011.6
110.	764.67	1.65	1.7	380.18	367	1.3	782.6	1.39	1002.6
111.	769.67	1.66	1.7	380.19	367.1	1.42	852.5	1.35	993.9
112.	774.67	1.66	1.7	380.23	367.2	1.58	932.2	1.32	985.9
113.	779.67	1.66	1.7	380.3	367.3	1.77	1014.5	1.29	977.6
114.	784.67	1.66	1.7	380.39	367.4	1.96	1090.1	1.25	969.4
115.	789.67	1.66	1.71	380.51	367.5	2.16	1152.9	1.22	961.2
116.	794.67	1.66	1.71	380.64	367.6	2.33	1199.6	1.2	953
117.	799.67	1.66	1.71	380.77	367.7	2.46	1230	1.18	944.3
118.	804.67	1.66	1.71	380.88	367.7	2.53	1243.5	1.16	933.9
119.	809.67	1.66	1.71	380.96	367.6	2.51	1242.1	1.14	920.8
120.	814.67	1.66	1.71	381.01	367.6	2.44	1230.2	1.13	903.9
121.	819.67	1.66	1.71	381.03	367.5	2.33	1213.4	1.13	883.3
122.	824.67	1.66	1.7	381.01	367.4	2.22	1195.8	1.13	859.6
123.	829.67	1.66	1.7	380.96	367.2	2.11	1178.9	1.12	834.7
124.	834.67	1.66	1.7	380.9	367.1	2.01	1162.8	1.12	810.3
125.	839.67	1.65	1.7	380.83	367	1.93	1147.3	1.12	787.7
126.	844.67	1.65	1.7	380.76	366.9	1.84	1132.5	1.11	767.6
127.	849.67	1.65	1.7	380.7	366.9	1.77	1118.4	1.11	750.3
128.	854.67	1.65	1.69	380.64	366.8	1.69	1104.8	1.1	735.6
129.	859.67	1.65	1.69	380.59	366.8	1.63	1091.9	1.08	723.5
130.	864.67	1.65	1.69	380.55	366.8	1.57	1079.5	1.08	718.7
131.	869.67	1.65	1.69	380.52	366.8	1.51	1067.6	1.08	721.7
132.	874.67	1.65	1.69	380.51	366.8	1.46	1056.2	1.1	734
133.	879.67	1.65	1.7	380.5	366.9	1.41	1045.3	1.13	756.3
134.	884.67	1.65	1.7	380.49	367	1.36	1034.8	1.18	790.4
135.	889.67	1.65	1.7	380.49	367.1	1.31	1024.6	1.26	835.6
136.	894.67	1.66	1.7	380.51	367.2	1.28	1015.6	1.36	889
137.	899.67	1.66	1.7	380.53	367.3	1.24	1006.3	1.48	946.7
138.	904.67	1.66	1.7	380.57	367.4	1.2	997.3	1.62	1003.1
139.	909.67	1.66	1.7	380.62	367.5	1.18	988.7	1.75	1053.7

Tabel 1 (continuare)

<i>Nr.crt.</i>	φ [RAC]	p_{2e} [bar]	p_2 [bar]	T_{2e} [K]	T_2 [K]	p_{3-1} [bar]	T_{3-1} [K]	p_{3-2} [bar]	T_{3-2} [K]
140.	919.67	1.66	1.71	380.71	367.6	1.13	969.4	1.98	1125.5
141.	924.67	1.66	1.71	380.72	367.6	1.12	955.8	2.06	1145.7
142.	929.67	1.66	1.71	380.71	367.6	1.12	936.7	2.1	1155.4

Tabel 2

<i>Nr. crt.</i>	φ [RAC]	p [bar]	T [K]	$dq/d\dot{m}$ [kJ/RAC]
1.	209.7	1.8	406.4	0
2.	214.7	1.84	409.5	0
3.	219.7	1.89	413.1	0
4.	224.7	1.96	417.3	0
5.	229.7	2.03	422	0
6.	234.7	2.12	427.4	0
7.	239.7	2.23	433.4	0
8.	244.7	2.35	440.2	0
9.	249.7	2.49	447.8	0
10.	254.7	2.66	456.3	0
11.	259.7	2.86	465.8	0
12.	264.7	3.1	476.3	0
13.	269.7	3.38	488.1	0
14.	274.7	3.71	501.2	0
15.	279.7	4.12	515.8	0
16.	284.7	4.61	532.1	0
17.	289.7	5.21	550.2	0
18.	294.7	5.94	570.5	0
19.	299.7	6.85	593.1	0
20.	304.7	8	618.4	0
21.	309.7	9.44	646.7	0
22.	314.7	11.27	678.1	0
23.	319.7	13.61	713	0
24.	324.7	16.62	751.5	0
25.	329.7	20.45	793.3	0
26.	334.7	26.24	837.9	0
27.	339.7	32.23	883.4	0
28.	344.7	38.95	926.9	0
29.	349.7	44.77	963.4	0
30.	354.7	50.49	991.7	0.049
31.	359.7	55.7	1054.4	0.356
32.	364.7	66.03	1266.6	1.179
33.	369.7	85.49	1736	2.419

Tabel 2 (continuare)

Nr. crt.	φ [RAC]	p [bar]	T [K]	$dq/d\varphi$ [kJ/RAC]
34.	374.7	106.65	2371.3	3.088
35.	379.7	114.4	2864.5	2.159
36.	384.7	104.04	3004.6	0.661
37.	389.7	86.43	2913.8	0.065
38.	394.7	71.25	2778.7	0
39.	399.7	59.35	2656.3	0
40.	404.7	49.28	2547.1	0
41.	409.7	41.38	2449.7	0
42.	414.7	35.16	2362.7	0
43.	419.7	30.22	2284.8	0
44.	424.7	26.27	2215	0
45.	429.7	23.07	2152.1	0
46.	434.7	20.47	2095.6	0
47.	439.7	18.33	2044.5	0
48.	444.7	16.56	1998.3	0
49.	449.7	15.09	1956.6	0
50.	454.7	13.85	1918.8	0
51.	459.7	12.8	1884.5	0
52.	464.7	11.92	1853.4	0
53.	469.7	11.16	1825.3	0
54.	474.7	10.52	1799.8	0
55.	479.7	9.97	1776.7	0
56.	484.7	9.5	1755.8	0
57.	489.7	9.09	1737	0
58.	494.7	8.75	1720	0
59.	498.5	8.46	1708.1	0
60.	499.7	8.42	1704.1	0
61.	504.7	8.16	1686.5	0
62.	509.7	7.89	1669.3	0
63.	514.7	7.61	1651.8	0
64.	519.7	7.32	1633.4	0
65.	524.7	7	1613	0
66.	529.7	6.63	1589.9	0
67.	534.7	6.21	1563.5	0
68.	539.7	5.74	1533	0
69.	544.7	5.23	1498.6	0
70.	549.7	4.7	1460.6	0
71.	554.7	4.18	1419.7	0
72.	559.7	3.67	1377	0
73.	564.7	3.24	1336.1	0
74.	569.7	2.91	1301.6	0
75.	574.7	2.69	1275.2	0
76.	579.7	2.53	1254.6	0
77.	584.7	2.4	1236.4	0
78.	589.7	2.29	1219.1	0
79.	594.7	2.18	1202.5	0
80.	599.7	2.08	1186.5	0

Tabel 2 (continuare)

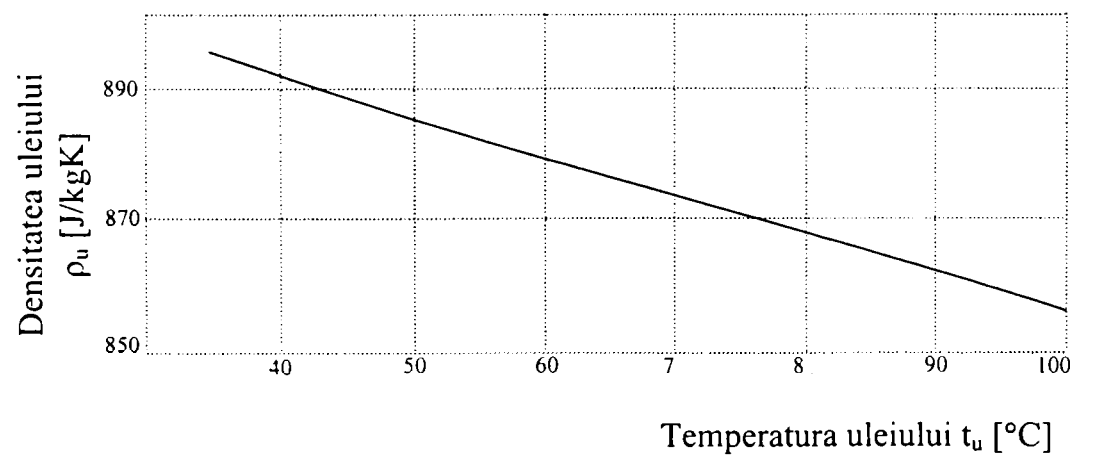
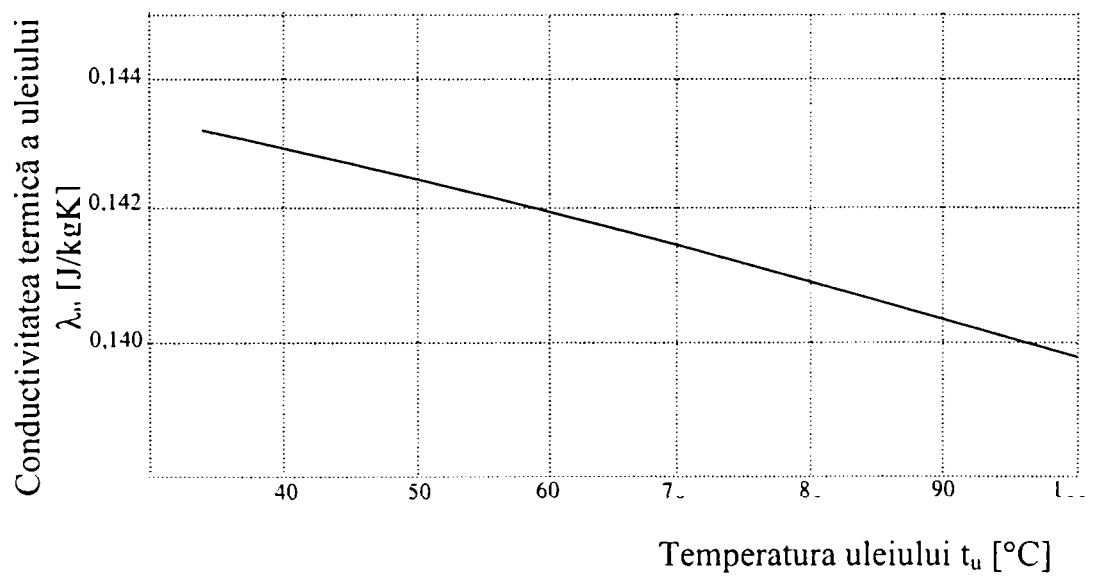
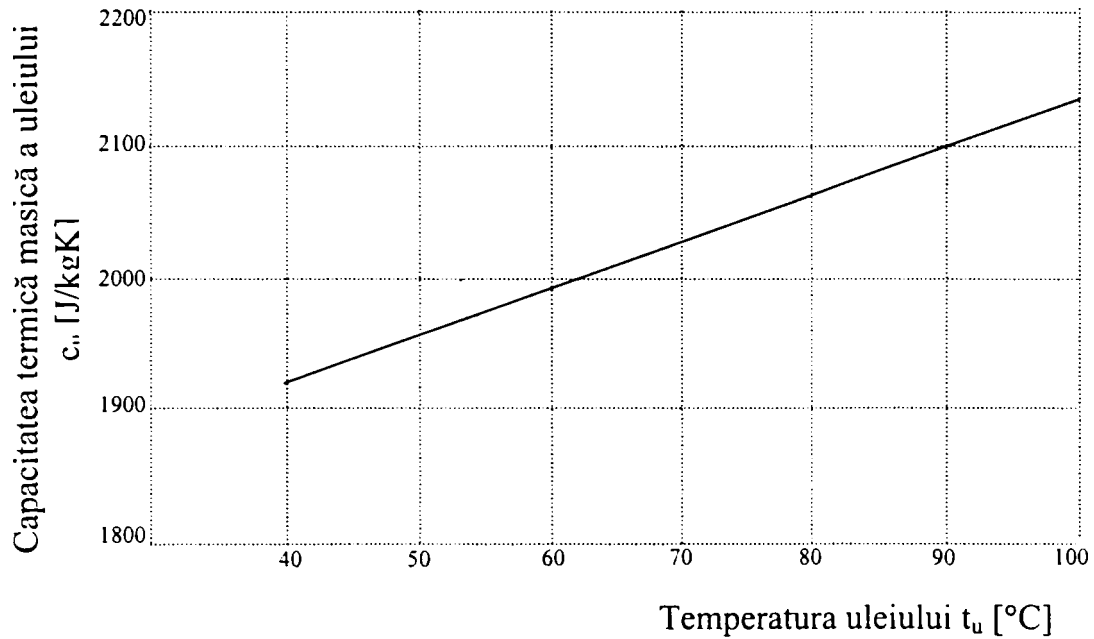
<i>Nr. crt.</i>	φ [RAC]	p [bar]	T [K]	$dq/d\dot{m}$ [kJ/RAC]
81.	604.7	1.99	1171.2	0
82.	609.7	1.9	1156.3	0
83.	614.7	1.83	1142	0
84.	619.7	1.75	1128.1	0
85.	624.7	1.69	1114.5	0
86.	629.7	1.62	1101.2	0
87.	634.7	1.56	1088.2	0
88.	639.7	1.51	1075.5	0
89.	644.7	1.45	1063	0
90.	649.7	1.4	1050.8	0
91.	654.7	1.37	1036.2	0
92.	659.7	1.31	1021.9	0
93.	664.7	1.28	1000.3	0.01
94.	669.7	1.24	967	0.04
95.	674.7	1.22	916	0.08
96.	679.7	1.21	842.7	0.16
97.	684.7	1.22	748.9	0.27
98.	689.7	1.24	650.8	0.42
99.	694.7	1.28	564.8	0.61
100.	699.7	1.33	498.6	0.83
101.	704.7	1.38	451.5	1.08
102.	709.7	1.42	420.5	1.33
103.	714.7	1.44	401.5	1.6
104.	719.7	1.46	390.5	1.86
105.	724.7	1.48	384.5	2.12
106.	729.7	1.49	381.5	2.38
107.	734.7	1.51	380.1	2.62
108.	739.7	1.52	379.8	2.86
109.	744.7	1.54	379.7	3.09
110.	749.7	1.55	379.8	3.31
111.	754.7	1.55	379.7	3.53
112.	759.7	1.55	379.6	3.74
113.	764.7	1.55	379.4	3.96
114.	769.7	1.55	379.1	4.18
115.	774.7	1.54	378.8	4.41
116.	779.7	1.54	378.7	4.64
117.	784.7	1.53	378.4	4.88
118.	789.7	1.53	377.9	5.11
119.	794.7	1.54	377.5	5.35
120.	799.7	1.54	377.5	5.6
121.	804.7	1.54	377.8	5.85
122.	809.7	1.54	378.1	6.1
123.	814.7	1.54	378.6	6.35
124.	819.7	1.54	379.1	6.6
125.	824.7	1.55	379.7	6.83
126.	829.7	1.55	380.4	7.07
127.	604.7	1.99	1171.2	0

Tabel 2 (continuare)

<i>Nr. crt.</i>	φ [RAC]	p [bar]	T [K]	$dq/d\dot{f}_i$ [kJ/RAC]
128.	834.7	1.56	381.1	7.29
129.	839.7	1.56	381.8	7.5
130.	844.7	1.57	382.5	7.7
131.	849.7	1.58	383.3	7.88
132.	854.7	1.58	384.2	8.06
133.	859.7	1.59	385.1	8.22
134.	864.7	1.6	386.1	8.37
135.	869.7	1.61	387	8.5
136.	874.7	1.62	387.9	8.61
137.	879.7	1.62	388.8	8.7
138.	884.7	1.63	389.7	8.77
139.	889.7	1.63	390.6	8.82
140.	894.7	1.64	391.5	8.85
141.	899.7	1.64	392.6	8.87
142.	904.7	1.65	394	8.88
143.	909.7	1.67	395.5	8.88
144.	914.7	1.68	397.3	8.88
145.	919.7	1.7	399.5	8.87
146.	924.7	1.73	402.2	8.87
147.	929.7	1.77	405.4	8.87

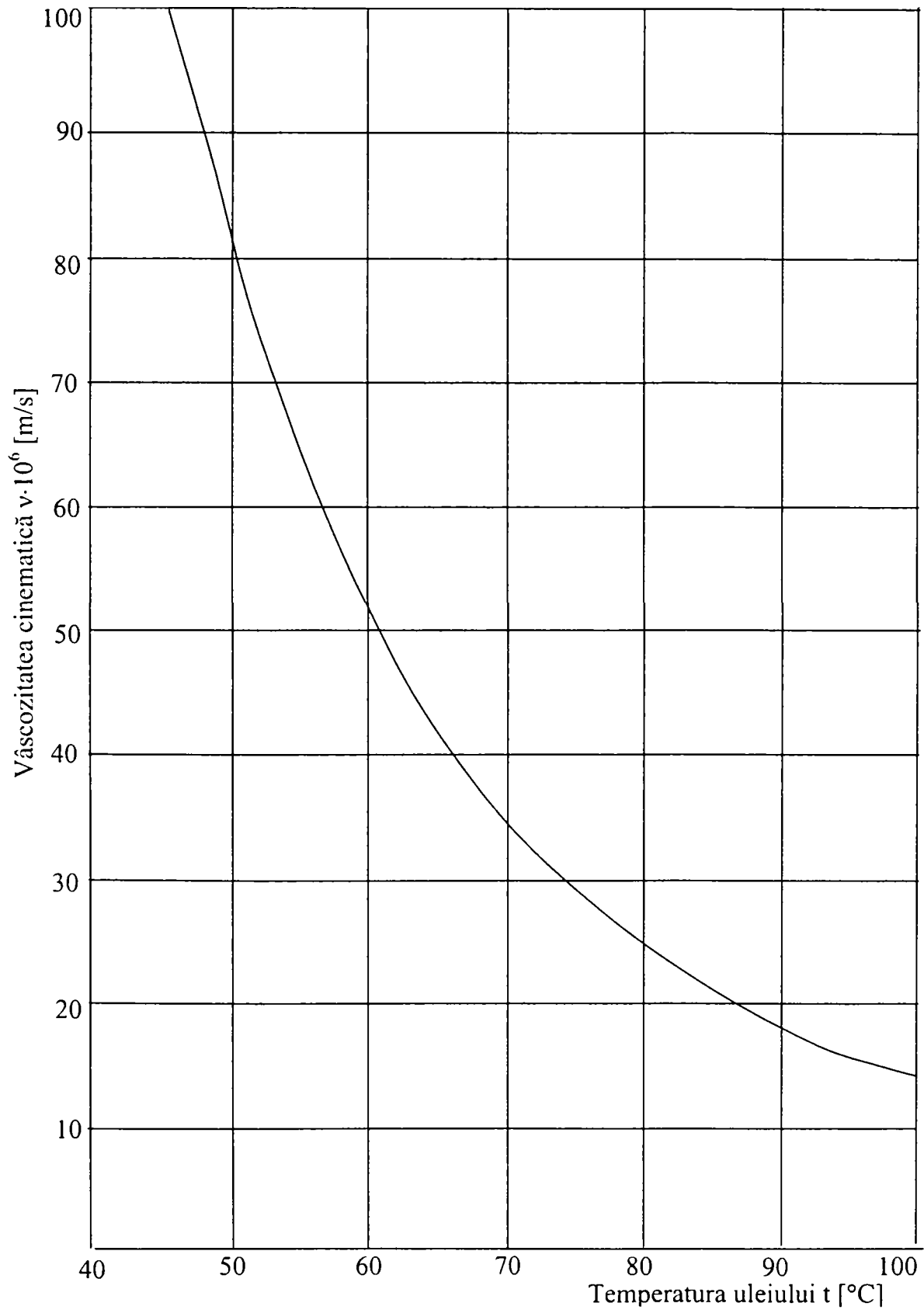
ANEXA 6

REPREZENTAREA FUNCȚIILOR $\rho_u = f(t)$, $c_{pu} = f(t)$, $\lambda_u = f(t)$ PENTRU ULEIUL M40 SUPER 2

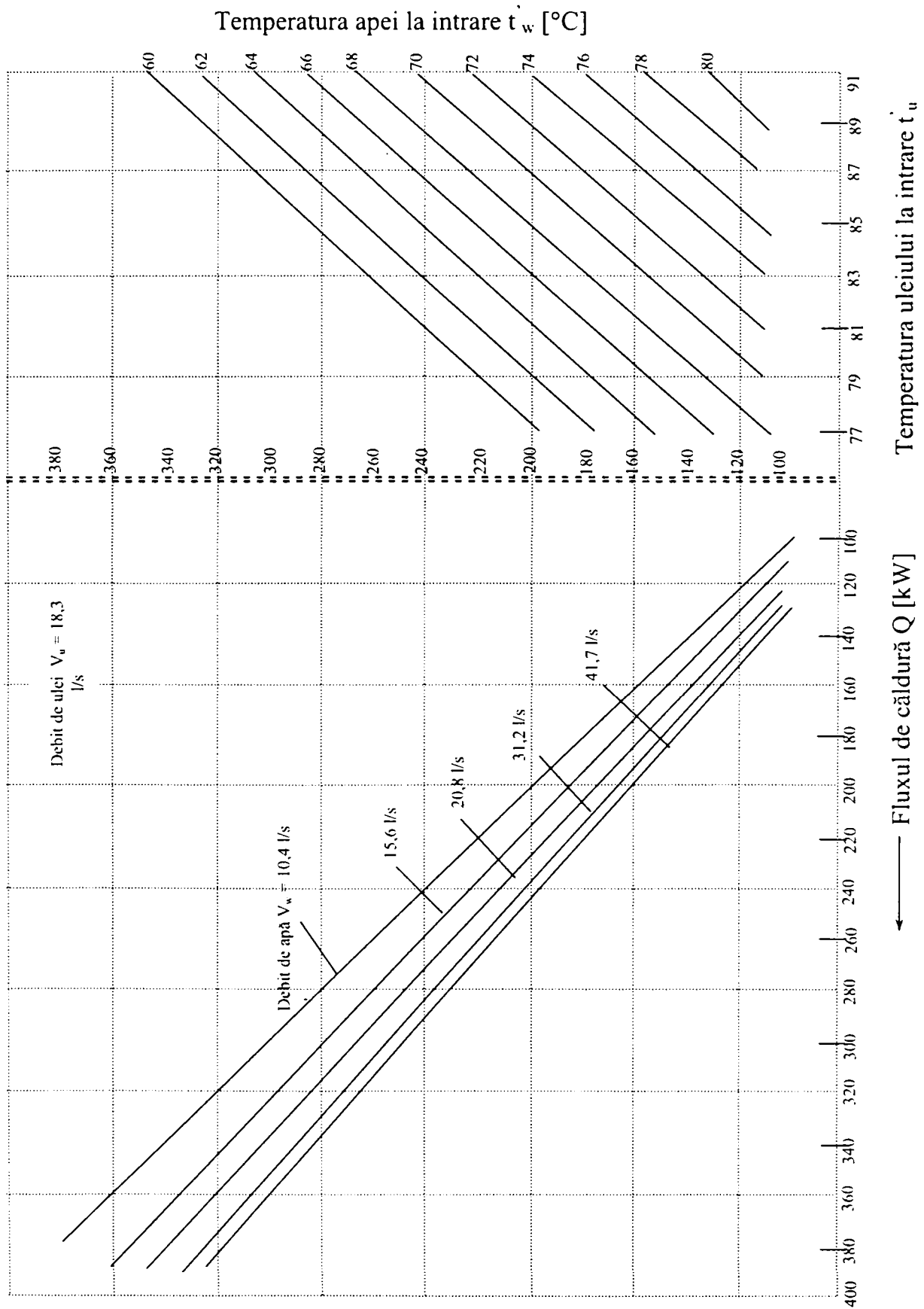


ANEXA 7

VARIAȚIA VÂSCOZITĂȚII CINEMATICE A ULEIULUI M 40 SUPER 2 CU TEMPERATURA



VARIAȚIA FLUXULUI TERMIC PENTRU RĂCITORUL DE ULEI
ALCO-18 M² ÎN FUNCȚIE DE t'_w , t''_w , V_w



ANEXA 9

PROGRAM MATLAB PENTRU DETERMINAREA ȘI REPREZENTAREA PARAMETRILOR TERMICI AI APEI DE RĂCIRE PENTRU RĂCITORUL DE ULEI ALCO 18M²

%Determinarea mărimilor caracteristice ale apei obținute pe cale experimentală:

%Q,, kw, ww

```
mucu=32.515;
tprimu=[79.8 80.1 79.9 80 79.8 80.1 80 79.9 80.1 80 79.9 79.8 80.1 79.8 79.9 79.8 80 79.9
79.8 80];
Quin=[207.03 208.06 208.06 209.09 210.12 210.12 214.24 212.18 214.24 215.27 214.24
215.27 216.3 216.3 215.27 216.3 217.33 218.36 217.33 219.39];
tsecu=round(20.*(tprimu-Quin./mucu))./20,

cw=4.186;
tprimw=[62 62.15 62.25 62.3 62.45 62.55 62.6 62.7 62.8 62.95 63 63.15 63.25 63.3 63.4 63.5
63.6 63.75 63.85 64];
Qwin=[194.97 195.94 195.94 196.91 197.88 197.88 201.76 199.82 201.76 202.73 201.76
202.73 203.7 203.7 202.73 203.7 204.67 205.64 204.67 206.61];
mw=[10.4 10.8 11.1 11.6 12.2 12.8 13.5 13.9 14.7 15.1 15.6 16.4 16.9 17.3 17.7 18.1 18.7
19.2 19.6 20.8];
mwcw=mw.*cw;
tsecw=round(20.*(tprimw+Qwin./mwcw))./20,

Qu=mucu.*(tprimu-tsecu),
Qw=mw*cw.*(tsecw-tprimw),
Q=(1/2).*(Qu+Qw),

deltatmcc=((tprimu-tsecw)-(tsecu-tprimw))./(log((tprimu-tsecw)./(tsecu-tprimw)));
deltatm=0.97*deltatmcc;

Aw=15.79;
kw=1000*Q./(Aw.*deltatm),
Vw=0.001*mw;
Sw=0.011699;
ww=Vw/Sw,
```

%Reprezentarea mărimilor caracteristice ale apei de răcire

```
plot(mw,Q,'*r');
figure; plot(ww,kw,'*r');
```


PROGRAM MATLAB PENTRU DETERMINAREA ȘI REPREZENTAREA PARAMETRILOR TERMICI AI ULEIULUI PENTRU RĂCITORUL DE ULEI ALCO 18M²

%Determinarea mărimilor caracteristice ale uleiului obținute pe cale experimentală:

%Q., ku, alphau, Reu, Nu, j, Stu

```
cu=2.040;  
mu=[4 4.4 5.2 6.1 6.4 7.3 8.1 8.3 9.5 10.1 10.9 11.7 12.4 13.2 14.4 14.8 16 16.5 17.4 18];  
mucu=mu*cu;  
tprimu=[79.9 79.8 80 79.9 80.1 80 79.9 79.8 79.9 79.8 80 79.9 80.1 80 80.1 79.9 80.1 79.8  
79.9 80];  
Quin=[69.01 80.34 95.79 104.03 115.36 124.63 131.84 145.23 150.38 172.74 172.01 174.07  
183.34 194.67 197.76 209.09 208.06 218.36 216.30 226.60];  
tsecu=round(20.*(tprimu-Quin./mucu))./20,
```

```
tprimw=[62 62.1 62.2 62.25 62.2 62.25 62.15 62.1 62.15 62.2 62.15 62.25 62.3 62.2 62.3  
62.25 62.15 62.2 62.1 62.15];  
Qwin=[64.99 75.66 90.21 97.97 108.64 117.37 124.16 136.77 141.62 153.26 161.99 163.93  
172.66 183.33 186.24 196.91 195.94 205.64 203.70 213.40];  
mw=20.8;  
cw=4.186;  
mwcw=mw*cw;  
tsecw=round(20.*(tprimw+Qwin./mwcw))./20,
```

```
Qu=mucu.*(tprimu-tsecu),  
Qw=mwcw.*(tsecw-tprimw),  
Q=(1/2).*(Qu+Qw),
```

```
deltatmcc=((tprimu-tsecw)-(tsecu-tprimw))./(log((tprimu-tsecw)./(tsecu-tprimw)));  
deltatm=0.97*deltatmcc;
```

```
Au=19.68;  
ku=1000*Q./(Au.*deltatm),  
Vu=1.156*mu*0.001;  
Su=0.01165;  
wu=Vu/Su,
```

```
de=0.009; di=0.007; dech=0.0077; lambdat=109;  
alphaw=7938.437; lambdaw=0.697;  
niu=0.000027; lambdau=0.143;
```

```
alphau=1./((1./ku)-(de/(2*lambdat))*log(de/di)-(1/alphaw)*(de/di)),  
Reu=wu*de/niu,  
Nuu=alphau*de/lambdau,  
Pru=335.487;  
Stu=Nuu./(Reu*Pru),  
j=Stu.*((Pru)^(2/3)),
```

%Determinarea mărimilor caracteristice ale uleiului obținute pe cale analitică:

%Qt, kut, alphaut, Reut, Nuut, jt, Stut

mw=20.8; cw=4186; row=981.055; niuw=0.000000446; Prw=2.79; Prpw=2.86;
lambdaw=0.657; Sw=0.11699;
cu=2040; rou=871; Pru=335.487; Prpu=401.58; lambdau=0.143; niuu=0.000027;
Su=0.01165;
di=0.007; de=0.009; dech=0.0077; lambdat=109; l=1.181; n=608;

mut=[4 4.5 5 6 6.5 7 8 9 9.5 10 11 11.5 12 13 14 14.5 15 16 17 18];
tprimut=80;
tprimwt=62;

wut=mut./(rou*Su),
Reut=wut.*de/niuu,
Nuut=(1.3)*((Reut.*Pru).^0.33)*((Pru/Prpu)^0.25),
alphaut=Nuut.*lambdau/de,
Stut=Nuut./(Reut.*Pru),
jt=Stut.*(Pru^(2/3)),

wwt=mw/(row*Sw),
Rewt=wwt*di/niuw,
Nuwt=0.012*((Rewt^(0.87))-280)*(Prw^0.4)*(1+(di/(2*l))^2/3)*((Prw/Prpw)^0.11),
alphawt=Nuwt.*lambdaw/di,

klt=pi./((1./(alphaut.*de))+(1/(2*lambdat))*log(de/di)+(1/(alphawt*di))),
Cw=mw*cw;
miut=mut.*cu/Cw,
hit=klt*l*n./(mut.*cu),

A1=1+miut.^2; A2=A1.^0.5; A3=(-hit).*A2; radfi=exp(A3);

fit=2./(1+miut+((1+radfi)/(1-radfi)).*((1+miut.^2).^0.5)),
Qt=fit.*mut*cu.*(tprimut-tprimwt),
kut=1./((1./alphaut)+(de/(2*lambdat))*log(de/di)+(1/alphawt)*(de/di))

%Reprezentarea comparativă (experimental-analitic) a mărimilor caracteristice uleiului

plot(mu,1000*Q,'*r',mut,Qt,'or');
figure; plot(wu,ku,'*r',wut,kut,'or');
figure; plot(wu,alphau,'*r',wut,alphaut,'or');
figure; plot(Reu,Nuu,'*r',Reut,Nuut,'or');
figure; plot(Reu,j,'*r',Reut,jt,'or');