

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA TIMIȘOARA"
FACULTATEA DE MECANICĂ

617.598
180 C

ing. IOAN LAZA

Contribuții la studiul transferului de căldură
la fascicule de țevi aripate

TEZA DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific
Prof.dr.ing. **Negrea Virgiliu Dan**

1996

CUVANT INAINTE

Problematica tezei de doctorat este de o deosebita importanta pentru economia nationala datorita domeniului extrem de extins pe care-l acopera schimbatoarele de caldura. Constructia si exploatarea lor eficienta nu mai este de mult o problema tehnica cat mai ales economica.

Colectivul de specialisti in schimb de caldura al Catedrei de Termotehnica si masini termice, pe parcursul a peste 20 ani de experienta in domeniu, a abilitat performantele termice si fluidodinamice a majoritatii schimbatoarelor de caldura realizate in tara si a contribuit la omologarea acestora.

Prezenta lucrare este doar acea parte la care si-a adus contributia autorul la programele de cercetare ale aceluia colectiv.

Meritul de a forma si coordona colectivul este al d-lui prof.dr.ing. Helmut Theil, deschizator de drum la noi in acest domeniu.

Sistematizarea materialului si prezentarea intr-o forma rationala, au fost posibile prin ajutorul prof. dr. ing. Liviu Dan Negru si al distinsului conducator stiintific d-l prof. dr. ing. Virgiliu Dan Negrea.

In timpul elaborarii tezei m-am bucurat de ajutorul si sugestiile colegilor si in mod deosebit al d-l Conf. dr. ing. Nagi Mihai si al d-l ing. Lelea Dorin, de ajutorul si intelegerea familiei.

Consider ca realizarea lucrarii nu ar fi fost posibila fara contributia unor distinsi dascali, cu merite deosebite in domeniu: prof.dr.ing. Ioan Bejan, prof.dr.ing. Helmut Theil, prof.dr.ing. Liviu Dan Negru, carora le port un deosebit respect.

Tuturor le multumesc din suflet,

S.l.ing. Ioan Laza

CUPRINS

CAPITOLUL 1

INTRODUCERE ----- pag.1

CAPITOLUL 2

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND INTENSIFICAREA TRANSFERULUI
TERMIC ȘI SOLUȚII CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALE DE SCHIMBĂTOARE DE
CĂLDURĂ ----- pag.7

2.1 Importanța intensificării transferului termic ----- pag.7

2.2 Soluții constructiv funcționale pentru intensificarea
transferului termic ----- pag.10

2.3 Elemente privind transferul termic în zona de contact
țeavă-nervuri ----- pag.13

2.4 Cercetări asupra curgerii la exteriorul țevilor singulare
netede, aripate și a fasciculelor de țevi ----- pag.19

2.5 Influența caracteristicilor constructive asupra schimbului
de căldură și a performanțelor fluidodinamice în cazul
țevilor aripate ----- pag.24

2.5.1 Alegerea dimensiunii caracteristice pentru
invarianți ----- pag.24

2.5.2 Influența numărului de rânduri de țevi de-a lungul
direcției de curgere asupra schimbului de căldură și
a căderilor de presiune ----- pag.26

2.5.3 Influența înălțimii aripioarelor ----- pag.33

2.6 Concluzii ----- pag.34

CAPITOLUL 3

TIPURI CONSTRUCTIVE DE SUPRAFETE ARIPATE SI EFECTELE LOR

ASUPRA TRANSFERULUI TERMIC -----	pag.35
3.1 Soluții constructive relativ la aripioare pentru intensificarea schimbului de căldură -----	pag.35
3.2 Tipuri constructive de schimbătoare de căldură cu suprafețe extinse realizate în țară și abilitate prin cercetări proprii -----	pag.41
3.3 Concluzii -----	pag.55

CAPITOLUL 4

CERCETĂRI PRIVIND MODELAREA PRIN SIMILITUDINE A TRANSFERULUI

TERMIC PENTRU SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU ȚEVI ARIPATE -----	pag.56
4.1 Similitudinea ca metodă de investigare în domeniul schimbătoarelor de căldură -----	pag.56
4.1.1 Teoremele fundamentale ale similitudinii -----	pag.56
4.1.2 Ecuațiile analitice fundamentale ale convecției termice -----	pag.58
4.1.3 Invarianți și ecuații criteriale -----	pag.60
4.2 Cercetări teoretice privind schimbul de căldură convectiv în cazul țevilor aripate -----	pag.61
4.3 Rezistențele fluidodinamice la fasciculele de țevi aripate -----	pag.73
4.4 Concluzii -----	pag.75

CAPITOLUL 5

METODICI DE CERCETARE ȘI INSTALAȚII FUNDAMENTALE UTILIZATE -	pag.77
5.1 Metode experimentale consacrate -----	pag.77
5.2 Instalația experimentală pentru încercarea țevilor aripate la interior -----	pag.79

5.3 Instalația experimentală pentru încercarea unui răcitor de ulei tip fagure -----	pag.83
5.4 Instalația pentru încercarea unor "elemente de apă" din sistemul de răcire al motoarelor cu ardere internă ----	pag.86
5.5 Instalația experimentală pentru încercarea unor răcitoare ulei-aer -----	pag.93
5.6 Instalația experimentală pentru încercarea răcitoarelor de aer ale hidrogenatoarelor -----	pag.99
5.7 Stabilirea ecuației criteriale în scopul generalizării rezultatelor experimentale -----	pag.107
5.8 Concluzii privind cercetarea experimentală a schimbătoarelor de căldură cu țevi aripate -----	pag.114

CAPITOLUL 6

INTERPRETAREA REZULTATELOR CERCETĂRILOR TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PENTRU SCHIMBĂTOARELE DE CĂLDURĂ ÎNCERCATE -----	pag.116
6.1 Performanțele termice ale răcitoarelor și metodă de extrapolare în stabilirea coeficientului de convecție la un răcitor -----	pag.116
6.2 Procedeu de abilitare a performanțelor unui răcitor de aer cu țevi cu aripioare extrudate -----	pag.130
6.3 Model experimental de schimbător de căldură cu aripioare extrudate și încercări privind influența numărului de rânduri asupra performanțelor termice și fluidodinamice -----	pag.142
6.4 Procedeu și rezultate privind stabilirea influenței numărului de rânduri de tuburi și a pasului dintre aripioare asupra performanțelor termice și fluidodinamice la bateriile de țevi aripate -----	pag.147

6.5 Modelarea numerică a câmpurilor de temperaturi și viteze la o baterie de tuburi aripate, prin metoda diferențelor finite -----	pag.154
6.6 Studiul erorilor înregistrate în cercetarea experimentală -----	pag.165
6.7 Optimizarea regimului de funcționare al unui schimbător de căldură -----	pag.174
6.8 Concluzii -----	pag.181

CAPITOLUL 7

CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE -----	pag.184
7.1 Sinteza rezultatelor cercetărilor privind schimbătoarele de căldură cu țevi aripate -----	pag.184
7.2 Contribuții originale -----	pag.186
BIBLIOGRAFIE -----	pag.191

CAPITOLUL 1

INTRODUCERE

Importanta lucrării consta în aplicațiile extrem de largi având în vedere faptul că peste 80% din energia vehiculată trece și prin forma de energie termică iar din cele 20% energie electrică care se produce, peste 70% se obține prin mijloace termice.

Acest domeniu extrem de extins pe care trebuie să-l acopere schimbatoarele de căldură a condus la o mare varietate constructiv-funcțională cu preocupări permanente pentru ridicarea performanțelor termice și fluidodinamice și mai ales în cazul aplicațiilor speciale (vehicule rutiere, motorul Stirling, etc) și asupra intensificării schimbului de căldură.

În ultimii douăzeci de ani s-au efectuat numeroase cercetări teoretice și experimentale, cu caracter tehnico-stiințific, asupra studiului transferului de căldură la fascicole de țevi sau tuburi aripate.

Fascicolele de țevi sau tuburi aripate sunt "umplutura" oricărui schimbător de căldură care funcționează cu fluide cu comportament convectiv-termic mult diferit. La aceste aparate schimbul de căldură poate fi mărit prin creșterea vitezei de curgere a fluidelor sau prin extinderea suprafeței de schimb de căldură. În primul caz majorarea coeficientului de convecție este limitată de creșterea pierderilor de presiune, cheltuielile legate de vehicularea fluidelor devenind neeco-

nomice la un moment dat. Extinderea suprafeței de schimb de căldură se poate face prin nervurarea suprafeței, iar în cazul țevilor sau tuburilor prin ariparea acestora.

Tipurile aparatelor cu suprafețe extinse sunt deosebit de diverse, constructorii de schimbătoare de căldură preocupându-se de mărirea fluxului termic transmis prin unitatea de volum. În cadrul aceleiași familii de suprafețe extinse, acestea la rândul lor diferă prin caracteristicile geometrice: grosimea și înălțimea nervurilor, pasul dintre nervuri, iar în cazul țevilor și tuburilor aripate pașii transversali și longitudinali față de direcția de curgere a fluidului.

Apare evident că o tratare teoretică globală a schimbului de căldură convectiv la suprafețe extinse nu este posibilă, iar furnizarea de date în scopul proiectării sau optimizării acestora necesită numeroase informații experimentale.

Încercările experimentale asupra schimbătoarelor de căldură în general se fac cu schimbătorul încorporat în instalația pentru care este destinat sau pe stand special construit. Măsurătorile pe schimbătorul aflat pe instalația în exploatare (autovehicul, transformator de mare putere, locomotivă, instalație de încălzit vagoane, etc.) sunt deosebit de laborioase din cauza dificultății menținerii unui regim termic stabilizat. Acesta este principalul motiv pentru care este indicată încercarea pe stand a schimbătoarelor de căldură cu posibilitatea ridicării curbelor de performanță termică și fluidodinamică și deci a cunoașterii acestor performanțe în orice condiții de funcționare din domeniul de exploatare. Îndeosebi în cazul puterilor mari de racire încercările se mai fac și pe module cu toate dificultățile pe care le prezintă influențele condițiilor de margine.

Metodele de încercare pe stand a schimbătorului de căldură sunt cele ale regimului termic nestaționar și ale regimului termic staționar

ambele conducând la obținerea aceleiași precizii pentru mărimile determinate. Metoda regimului nestaționar presupune, de exemplu, comutarea rapidă a unui curent de fluid cald cu unul rece, ceea ce este dificil de realizat cu problema pentru raspunsul dinamic al mijloacelor de masurare și din această cauză s-a utilizat, pentru toate schimbătoarele încercate și prezentate în cele ce urmează, metoda regimului termic staționar, regimul tranzitoriu interesând mai puțin în exploatare.

Standurile de încercare construite și utilizate, precum și metodologia de calcul a mărimilor care caracterizează performanțele aparatului sunt adecvate regimului termic staționar.

Tipurile constructive de suprafețe extinse încercate au fost cele realizate în țară și destinate schimbătoarelor de căldură din următoarele instalații industriale: transformatoare de mare putere, transport de călători, hidrogenatoare electrice, motoare electrice de mare putere, locomotive Diesel electrice și motoare cu ardere internă cu și fara supraalimentare. Schimbătoarele de căldură cu aplicații în domeniile mai sus menționate au fost încercate pe standurile Catedrei de Termotehnică și Mașini Termice concepute sau adaptate de către autor, începând cu anul 1984. Majoritatea încercărilor au constituit teme de cercetare contractuală cu beneficiari de renume din industria românească: Întreprinderea de vagoane Arad; U.C.M.Reșița; Romradiatoare Brașov; Electroputere Craiova; Întreprinderea Faur București.

Pe lângă observațiile și concluziile formulate în protocoalele acestor colaborări, autorul a efectuat serii de încercări proprii în scopul stabilirii influenței factorilor constructivi și funcționali asupra performanțelor schimbătoarelor de căldură cu fascicule de țevi aripate, a generalizării rezultatelor și a elaborării unor percepțe cu caracter de generalitate care să permită elucidarea fenomenelor

complexe ce caracterizeaza functionarea schimbatoarelor de caldura in intimitatea lor.

Din punct de vedere constructiv s-a urmărit influența numărului de rânduri de țevi pe direcția de curgere și a pasului dintre aripioare, iar factorii funcționali urmăriți au fost vitezele și temperaturile de intrare ale fluidelor în aparate.

Utilizarea metodei similitudinii a permis generalizarea rezultatelor pentru o familie de răcitoare de aer, suplimentar s-a realizat și prezentarea acestora sub forma unei nomograme generale a performanțelor termice ale unui schim-bător de căldură.

Influențele menționate au fost studiate și teoretic, prin modelare numerică pe baza metodei diferențelor finite, reușindu-se trasarea izo-termelor și a câmpurilor de viteză la curgerea aerului printr-o baterie aripată.

Prezenta lucrare este structurată în șapte capitole a căror organizare este punctată succint în cele ce urmează.

Dupa inventarul importantei problemei abordate, prezentat mai sus, in capitolul 2 se expune stadiul actual al cercetărilor privind transferul termic la fascicule de țevi aripate și modalități de intensificare a acestuia de la utilizarea unor suprafețe extinse de configurație specială, până la utilizarea câmpurilor electrostatice. Se prezintă în acest sens rezistența termică a zonei de contact țeavă-aripioară. Liniile de curent sunt evidentiuate începând cu cazul simplu al unei țevi lise, trecând apoi la cazul țevii aripate, a țevii aripate plasate în primul rând, iar în final la fascicule de țevi aripate dispuse în șah cu reliefaarea zonelor inactive.

În finalul capitolului se concluzioneaza asupra influenței numărului de rânduri de țevi pe direcția de curgere și a înălțimii aripioarelor cu privire la performanțelor termice și fluidodinamice ale fasciculelor de

țevi aripate. Aceste performanțe sunt redată relativ: performanțele unui rând raportate la cele ale fascicolului, pentru asigurarea unui caracter mai general al rezultatelor cercetărilor.

În capitolul 3 se expun tipuri constructive de suprafețe aripate ca geometrii și moduri de realizare, precum și efectele lor asupra transferului termic. Se insistă pe realizările din țară în domeniu și în special pe cele abilitate prin cercetări proprii.

Astfel schimbătoarele de căldură încercate de către autor se prezintă pe domenii de aplicații industriale: răcitoare de ulei de transformator la transformatoare electrice de mare putere; baterii de încălzire la vagoanele de călători; răcitoare de ulei și de aer la hidrogenatoarele electrice; răcitoarele uleiului din lagărele motoarelor electrice de mare putere din antrenarea morilor de cărbune și a ventilatoarelor din centralele electrice; radiatoare de pe locomotive Diesel-electrice; radiatoare și răcitoare de ulei ale motoarelor cu ardere internă cu și fără supraalimentare. Pentru fiecare s-au prezentat câteva caracteristici constructive și performanțele termice și fluidodinamice proprii regimului de funcționare considerat de bază.

Capitolul 4 este atribuit metodei de investigare prin similitudine prezentării teoremelor care o guvernează, a ecuațiilor criteriale specifice schimbului de căldură convectiv de la interiorul țevilor aripate și a cuantificării rezistențelor fluidodinamice la fascicole de țevi aripate, prezentarea fiind realizată prin particularizarea informațiilor din literatura tehnică de specialitate la cazurile avute în vedere.

Prin modelare numerică pe baza unui program inițial de calcul întocmit la utilizarea metodei diferențelor finite se trasează izotermele și câmpul de viteze la curgerea aerului printr-un canal dintre două nervuri continue dintr-o baterie cu tuburi aplatizate.

În capitolul 5 sunt prezentate metodicile de cercetare și instalațiile experimentale utilizate. Sunt descrise metodele regimului termic nestaționar și staționar și sunt inventariate tipuri de instalații consacrate în literatura de specialitate și respectiv stațiuni experimentale construite de către autor și care au servit la realizarea bancii de date experimentale.

În finalul capitolului se sintetizează procedeul de stabilire a ecuațiilor criteriale în scopul generalizării rezultatelor experimentale pentru răcitoarele avute în atenție.

Capitolul 6 cuprinde seria de încercări de stand și studii teoretice în scopul stabilirii influenței factorilor constructiv-funcționali asupra performanțelor schimbătoarelor de căldură cu fascicule de țevi aripate. Se expune o metodă originală de extrapolare pentru stabilirea coeficientului de convecție la un răcitor de aer precum și influența numărului de rânduri și a pașilor aripioarelor la baterii aripate și modul de ridicare a nomogramei performanțelor termice ale unui răcitor de aer, precum și un model experimental de răcitor de aer realizat de către autor cu posibilitatea modificării numărului de rânduri de țevi pe direcția de curgere. Pentru una din serii de încercări se efectuează spre exemplificare studiul erorilor înregistrate constatându-se că se înscriu în limitele caracteristice acestor măsurători. Optimizarea regimului de funcționare al schimbătoarelor de căldură a fost abordată pentru cazul concret al unui condensator de abur dintr-o instalație de turbine. Concluziile rezultate în urma cercetărilor menționate sunt punctate în finalul capitolului.

Capitolul final, 7, cuprinde concluzii generale și contribuțiile originale ocazionate de cercetările teoretice și experimentale întreprinse de autor pe parcursul a doisprezece ani de laborioase cercetări în domeniu și cu ocazia elaborării tezei de doctorat.

CAPITOLUL 2

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND INTENSIFICAREA TRANSFERULUI TERMIC ȘI SOLUȚII CONSTRUCTIV- FUNCȚIONALE DE SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

2.1 Importanța intensificării transferului termic

Fasciculele de țevi aripate constituie "umplutura" oricărui recuperator de căldură care funcționează cu agenți termici ai căror coeficienți de schimb de căldură prin convecție termică diferă foarte mult.

Recuperatoarele sunt schimbătoare de căldură cu transfer indirect continuu, agenții termici străbătând aparatul în același timp, fiind despărțiți de un perete bun conducător de căldură [1].

Reducerea costului și al volumului recuperatoarelor a fost impusă mai întâi în industria aeronautică [2] și s-a realizat prin mărirea fluxului termic transmis prin unitatea de volum. În acest scop s-au elaborat diverse tipuri de suprafețe de schimb de căldură mai compacte în comparație cu suprafețele care pot fi create cu ajutorul țevilor rotunde [3]. Aparatele obținute au devenit de neînlocuit în instalațiile frigorifice și de climatizare a aerului; răcitoarele din aviație; sistemele de răcire cu aer a aparatelor electrice de mare putere; echipamentele de răcire ale motoarelor cu ardere internă și instalațiile energetice nucleare [4];[5];[6].

Posibilitățile privind reducerea costului și al volumului aparatelor se pot analiza prin prisma majorării fluxului termic, la o diferență de temperatură impusă, majorare legată nemijlocit de coeficienții de convecție termică și de suprafața de transfer de căldură. Funcționarea optimă a aparatului se realizează la o viteză judicios aleasă de circulație a agenților termici. La această viteză optimă eficiența energetică a aparatului este maximă și o creștere a vitezei ar duce la cheltuieli neeconomice legate de vehicularea fluidelor. Conform procedurii propus de Glasser, drept criteriu de comparație al schimbătoarelor de căldură se utilizează eficiența energetică, ca raportul dintre fluxul de căldură transmis la o diferență medie de temperatură de un grad și puterea necesară vehiculării fluidelor. Dintre schimbătoarele care au aceeași eficiență energetică se va alege acela care are suprafața, volumul, masa sau costul cel mai redus.

În ceea ce privește majorarea suprafeței de transfer termic aceasta se poate realiza prin aripare sau nervurare. Nervurile se dispun fie de o singură parte a suprafeței, în cazul în care există o diferență mare între coeficienții de convecție ai celor două fluide, de exemplu schimbătoarele de căldură gaz-lichid, fie pe ambele părțiale suprafeței de schimb de căldură, în cazul transmiterii căldurii între două gaze.

Suprafețele nervurate s-ar putea folosi și pentru transmiterea căldurii între un perete și mediul lichid. În acest caz însă apar densități mari ale fluxului termic convectiv, care uneori nu mai pot fi transmise prin conducție în materialul pereților și al nervurilor.

Prin folosirea suprafețelor nervurate se modifică concomitent și fluxul termic transmis și temperatura peretelui în comparație cu suprafața netedă. Apare o deplasare a temperaturii peretelui spre temperatura fluidului care spală nervurile, funcție de randamentul nervurării, de numărul nervurilor și de înălțimea acestora. Astfel cu ajutorul nervurilor se pot determina și menține temperaturile peretelui în limite dorite.

Comparativ cu fasciculele de țevi netede, la fasciculele de țevi aripate suprafața nervurată devine superioară suprafeței netede dacă este îndeplinită condiția:

$$2\lambda/\alpha\delta > 5$$

unde λ reprezintă coeficientul de conductivitate termică, δ grosimea aripioarei, iar α este coeficientul de convecție al fluidului.

Pentru aripioara longitudinală cu secțiune dreptunghiulară, cu condiția să fie constante coeficientul de convecție și conductibilitatea aripioarei pe înălțime, precum și temperatura aripioarei pe grosime trebuie ca :

$$1/\alpha = \delta_n/2\lambda_n$$

Partea stângă reprezintă rezistența termică la convecție, iar partea dreaptă rezistența termică a conductei aripioarei corespunzătoare jumătății grosimii.

Dacă aceste rezistențe sunt egale, aripirea este nefavorabilă. Distanța dintre două aripioare trebuie să fie mai mare decât dublul grosimii stratului limită, ordinul de mărime al acestei distanțe fiind de 1 cm pentru convecție liberă și de câțiva mm pentru convecție forțată.

În vederea obținerii unei eficacități corespunzătoare a nervurilor, trebuie să se asigure un contact intim între nervură și peretele țevii.

Suprafața exterioară a țevelor se mărește prin dispunerea nervurilor de obicei de 5...10 ori, când pierderea de presiune crește de 2...3 ori, iar coeficientul de convecție se reduce la jumătate. Prin folosirea unor nervuri longitudinale sau nervuri din bandă ondulată, suprafața exterioară a țevelor poate să crească de douăzeci de ori, când coeficientul de convecție scade la cca. un sfert din valoarea inițială.

2.2 Soluții constructiv-functionale pentru intensificarea transferului termic

Intensificarea transferului termic prin majorarea vitezei de curgere a fluidelor prin schimbătorul de căldură este limitată de căderile de presiune care la rândul lor măresc puterea consumată pentru vehicularea agenților termici. Pe lângă această modalitate obișnuită de intensificare, transferul termic mai poate fi modificat prin [7] :

- folosirea unor suprafețe de schimb de căldură de configurație specială,
- dispunerea unor generatoare de turbulență în calea fluidului,
- vibrarea suprafeței sau fluidului,
 - introducerea unor aditivi sub formă de particule solide în fluid,
- utilizarea câmpurilor electrostatice.

a. Folosirea unor suprafețe de schimb de căldură de configurație specială

Configurația specială se obține prin crearea unei rugozități artificiale gen proeminențe inelare dispuse în tuburi [8].

Coeficientul de convecție pentru țeava cu rugozități, raportat la suprafața țevii netede, poate crește până la 50% la aceeași putere consumată prin vehicularea fluidului.

La curgerea unui fluid prin fante inelare s-au găsit mărimi ale coeficientului de convecție până la 75% în cazul în care tubul interior avea proeminențe inelare pe peretele exterior.

Relațiile criteriale care caracterizează schimbul de căldură în acest caz țin cont și de coeficientul de rezistență al țevii la curgerea fluidului peste proeminențe și pot fi utilizate doar în anumite limite (fluide, domenii de curgere).

b. Dispunerea unor generatoare de turbulență în calea fluidului

Turbionarea fluidului se poate realiza prin dispunerea de inele, discuri, sârme înfășurate, nervuri, elici, serpentine, benzi răsucite în calea fluidului. Coeficientul de convecție în curgere turbionară se mărește considerabil la numere Reynolds mici, comparativ cu același coeficient la țeava simplă, la aceeași putere de vehiculare consumată [9].

O mărire considerabilă a schimbului de căldură se obține și la curgerea unui fluid printr-o țeavă curbată. Dacă în locul unor țevi drepte se folosesc țevi în formă de serpentină cu un raport diametrul serpentină / diametrul țeavă în jur de 20, coeficientul de convecție crește cu peste 50% fără a se modifica substanțial rezistențele hidraulice [10].

Turbionarea fluidului se realizează cel mai frecvent cu ajutorul unei benzi metalice răsucite introduse în canalul de curgere. Banda poate fi lipită de perete (fără joc), aderentă (joc 0,25 mm) sau cu joc (peste 0,25 mm). Coeficienții de convecție pentru benzi spălate de aer au valori mai mari pentru benzile fără joc, ajungând la valori cu peste 50% mai mari decât la țeava netedă.

c. Vibrarea suprafeței de schimb de căldură sau a fluidului

Suprafața de schimb de căldură este supusă la vibrații cu frecvența în jur de 1000 Hz, coeficientul de convecție la convecția naturală crește de peste douăzeci ori [11]. În cazul curgerii forțate creșterea coeficientului de convecție nu mai este atât de spectaculoasă, apărând totodată și probleme de rezistență la șocuri, iar în cazul lichidelor pericolul apariției fenomenului de cavitație.

Dacă masa schimbătorului este mare vibrarea suprafeței este foarte dificilă, preferându-se crearea de pulsații în conducta de curgere cu ajutorul unui generator de pulsații [12]. Astfel pentru ulei la o frecvență de 3,3 Hz și $Re=1000\dots3000$ coeficientul de convecție crește cu 280% față de curgerea normală, maximum curgerii fiind pentru numere Reynolds mici. Schimbul de căldură de partea unor gaze poate fi intensificat cu ajutorul ultrasunetelor, acestea distrugând stratul limită laminar de lângă peretele țevilor.

d. Introducerea unor aditivi sub formă de particule solide în fluid

Mărirea coeficientului de convecție a unui curent de gaz se poate face prin dispersarea unor particule de carbon sau grafit cu efect de coroziune mic. Acestea au ca efect pe lângă diminuarea grosimii stratului limită și asigurarea unui transport individualizat de căldură realizat de către fiecare particulă. Coeficientul crește până la 400% față de gazul pur, mărindu-se cu creșterea suspensiei și cu scăderea diametrului particulelor [13]

e. Utilizarea câmpurilor electrostatice

Intensificarea schimbului de căldură la vaporizarea globulară se realizează pe baza efectelor electrohidrodinamice, depinzând în principal de conductivitatea electrică a fluidului și de gradul de suprancălzire al suprafeței. Astfel, pentru o tensiune de 18 kV

transferul termic este de 7 ori mai mare decât în absența câmpului electric la vaporizare a freonilor [25].

În concluzie se poate spune că toate aceste metode se pretează la convecția forțată și mai puțin la convecția liberă. La aceasta efectul metodelor menționate poate fi realizat printr-o ușoară forțare a curgerii fluidului. În cazul convecției forțate intensificarea transferului termic se realizează cel mai des prin nervurarea suprafețelor, chiar dacă nu întotdeauna este cea mai eficientă, fiind însă relativ simplă și sigură în exploatare.

2.3 Elemente privind transferul termic în zona de contact țeavă-nervuri

În vederea obținerii unei eficacități corespunzătoare a nervurilor, trebuie să se asigure un contact intim între nervură și suprafața de bază.

Îmbinarea termică între țeavă și nervură trebuie astfel făcută încât modul îmbinării să nu influențeze fluxul de căldură ce traversează țeava spre nervură, respectiv de la nervură spre țeavă. Pentru exemplificarea acestei cerințe se studiază fluxul de căldură ce traversează țeava din interior spre mediul înconjurător.

Mărimea fluxului de căldură Q depinde de suma tuturor rezistențelor termice care se interpun de-a lungul drumului parcurs de fluxul de căldură.

Rezistența termică globală se compune din următoarele rezistențe parțiale [24,26,27]:

$$R=R_1+R_p+R_z+R_e \quad (2.1)$$

$R_1=1/\alpha_1 S_1$ - rezistența de transmitere a căldurii pe fața interioară a peretelui țevii;

$R_p = \delta_p / \lambda_p S_p$ - rezistența de conducție a țevii;

$R_z = \delta_z / \lambda_z S_z$ - rezistența de conducție a unei pelicule de aer presupusă că ar exista între nervură și țeavă;

$R_e = 1 / \alpha_e S_e$ - rezistența de convecție pentru exteriorul țevii nervurate în care este inclusă rezistența termică datorită nervurilor.

Pentru a ușura calculul, se presupune că în interiorul țevii circulă un fluid sau pereții interiori sunt încălziți cu abur ce se condensează. Ca urmare rezultă coeficientul de convecție pe fața interioară a țevii foarte mare astfel încât rezistența termică R_i este neglijabilă față de celelalte rezistențe termice. De asemenea se poate aproxima că rezistența peretelui țevii este neglijabilă. Rezultă rezistența R din următoarea relație simplificată:

$$R = R_z + R_e \quad (2.2)$$

Raportând rezistența totală la rezistența exterioară de trecere a căldurii (R_e) obținem:

$$R/R_e = 1 + R_z/R_e \quad (2.3)$$

Această relație arată că practic interesează raportul R_z/R_e și nu valoarea absolută a mărimii R_z . Pentru $R_z = R_e$, rezultă $R/R_e = 2$.

Se tinde ca R_z să fie cât mai mic față de R_e , astfel încât raportul $R_z/R_e = 0$.

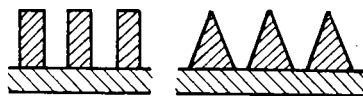
Dacă R_e este foarte mare va fi ușoară micșorarea lui R_z până când raportul R_z/R_e va putea fi neglijat. Dacă dimpotrivă, R_e este foarte mic, atunci mărimile R_e și R_z vor fi aproximativ de același ordin de mărime și raportul R_z/R_e nu va putea fi neglijat.

Rezistențe R_e mari rezultă atunci când nervurile țevilor sunt spălate de gaze. Acest caz apare în practică și este studiat aparte.

Trebuie deci ca rezistența de trecere dintre nervură și țeavă (R_z) să fie mai mică în comparație cu rezistența (R_e) mare pe partea

exterioară.

Coeficientul de conducție λ_z este dat de gazul ce spală țeava nervurată. Coeficientul de conducție al gazelor este în general foarte mic. Pentru a menține R_z mic trebuie ca δ_z să fie mic, respectiv suprafața de contact (S_z) mare.



nervuri dreptunghiulare nervuri triunghiulare

Figura 2.1 Geometrii ale nervurilor

În figura 2.1 se dau două exemple pentru două suprafețe de trecere diferite (S_z) la aceeași secțiune a nervurii. O suprafață S_z mai mare se obține pentru nervuri cu secțiunea triunghiulară. Această formă a nervurii este preferabilă față de cea dreptunghiulară.

Se observă că rezistența de trecere R_z poate lua valori considerabile fiind preponderentă în acest caz în valoarea rezistenței totale. Această situație se schimbă însă în cazul când se analizează rezistența de trecere R_z a țevilor nervurate realizate practic.

Între nervură și țeavă există o atingere de forma din figura 2.2.

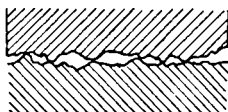


Figura 2.2 Contactul țeavă-nervură. Figura 2.3 Linii de flux prin zona de contact

Din figura 2.2 se observă:

- nu există o peliculă plană de aer;
- datorită rugozității fiecărei suprafețe rezultă mici suprafețe de contact ce s-au neglijat în cadrul calculului rezistenței termice.

Suprafețele de contact duc la condiții termice total diferite față de cazul rezistenței unei pelicule de gaz.

În figura 2.3 se redă fluxul de căldură schimbat de către două suprafețe cu zonă de contact imperfect.

Liniile orientate dinspre peretele țevii spre nervură reprezintă liniile fluxului de căldură. Comparativ cu curgerea hidrodinamică liniile de curent termic sunt curbate și au densitatea cea mai mare în secțiunea cea mai îngustă a suprafeței de contact. Dacă ar fi posibilă o curgere dreaptă a liniilor de curent atunci transmiterea căldurii prin conductori metalici ar trebui să fie proporțională cu suprafața de contact. Deja în acest caz s-ar mări fluxul de căldură față de cel prin zona de contact din interstițiul țevă-nervură cu pelicula de gaz. Pentru fontă și aer raportul este de cca. 2000.

Fascicolul este cu atât mai eficient cu cât diametrul suprafeței de contact este mai mic în comparație cu grosimea peretelui țevii și înălțimea nervurii.

În concluzie transportul de căldură de la perete la nervură sau invers este mult mai eficient decât lasă să se întrevadă calculele teoretice. Rezistența R_2 ce apare în realitate este mult mai mică decât cea calculată teoretic.

Practic s-a măsurat trecerea căldurii prin trei pachete de nervuri diferite. Țevile au fost încălzite în interior de abur ce condensează, în exterior fiind spălate de aer. La două schimbătoare de căldură a rezultat o îmbinare omogenă între nervură și țevă. Al

treilea schimbător a fost cu nervuri spiralate nesudate.

Datele geometrice ale țevilor sunt date în tabelul nr. 2.1 [26].
Rezultatele experimentărilor sunt date în figura 2.4 prin funcția de
transmitere a căldurii:

$$(Nu/Pr^{1/3})=f(Re)$$

TABELUL 2.1

Nr. schimbător	Diametrul interior d_i [mm]	Înălțimea nervurii h_n [mm]	Grosimea nervurii δ_n [mm]	Paș a [mm]	Observații
1	29	9,8	0,4	2,8	nervuri spiralate nesudate
2	28	10,0	1,5	2,0	îmbinare omogena între
3	28	10,0	1,5	2,0	nervura și țeava

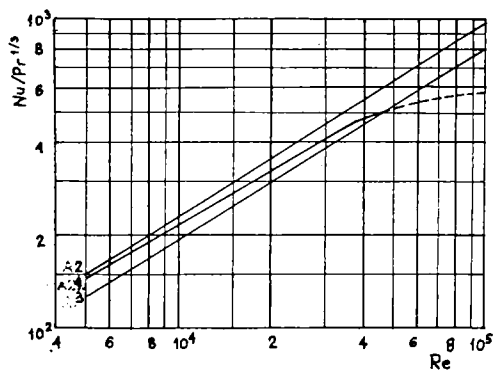


Figura 2.4 Rezultatele experimentărilor

Curbele de sus, respectiv de jos sunt valabile pentru schimbătorul 2 și 3, pentru care există o îmbinare omogenă între nervură și țevă. Pentru schimbătorul 2 pasul nervurii a fost de 2 mm și 4 mm pentru 3. Între aceste două curbe este trasată curba pentru schimbătorul 1 la care nervurile nu au fost sudate și al căror pas este de 2,8 mm.

În concluzie, trecerea căldurii la țevi nervurate nu este influențată practic de modul de îmbinare între nervură și țevă. Rezistența de trecere R_z se va neglija față de rezistența exterioară R_e .

Curba punctată pentru schimbătorul 1 este acea porțiune în care nervurile au început să oscileze datorită grosimii foarte mici a nervurii (0,4 mm).

Suprafața exterioară a țevilor se mărește prin dispunerea nervurilor de obicei de 8-10 ori, când coeficientul de convecție se reduce la jumătate.

2.4 Cercetări asupra curgerii la exteriorul țevilor singulare netede, arilate și a fasciculelor de țevi

În figura 2.5 prin vizualizarea mișcării fluidului, aplicând aluminiu pulverizat pe suprafața țevii, s-au constatat următoarele: curentul principal este orientat de la stânga la dreapta. În spatele țevii mișcarea fluidului este de sens contrar (dreapta-stânga) mișcării principale. Acest domeniu este numit domeniul curgerii inverse fiind ocupat de obicei de doi turbioni. După ce aceștia au crescut la o anumită mărime se vor deplasa pe direcția principală. În cadrul acestei zone se pot forma noi turbioni, dar cu o viteză de rotație mai redusă.

De o importanță deosebită în ceea ce privește așezarea țevilor în curentul de fluid, o are desfășurarea curgerii în imediata apropiere a peretelui țevilor. Liniile de curent se desprind imediat după diametrul perpendicular pe direcția principală de curgere. Curentul principal spală deci puțin mai mult de jumătatea suprafeței țevii, iar restul este spălat de curentul secundar (în domeniul de curgere inversă). Printr-o bună așezare a țevilor se poate realiza o întârziere considerabilă a desprinderii liniei de curent. Se cunoaște că cca. 98% din pierderile totale de energie la spălarea unui fascicol de țevi se datoresc formării turbioanelor. De aceea se urmărește micșorarea pe cât posibil a zonei turbionare.

Foarte bine se comportă în această privință țevile de formă eliptică (secțiune eliptică). În figura 2.6 desprinderea liniei de curent se face mult după diametrul perpendicular pe direcția de curgere. Zona turbionară este foarte restrânsă față de țevile de secțiune circulară și deci pierderile de energie sunt mai mici.

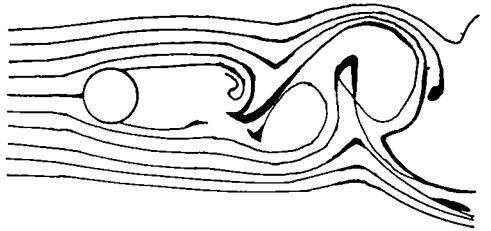


Figura 2.5

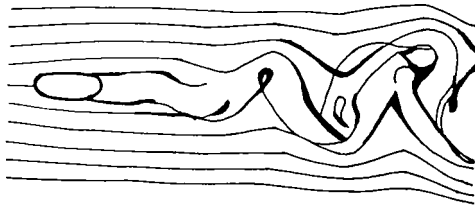


Figura 2.6

La curgerea printre țevile așezate în coridor, țevile așezate una după alta formează rânduri printre care fluidul circulă aproape rectiliniu prin pachet. Spațiul dintre două țevi (în sensul curgerii) este ocupat de o zonă turbionară, a cărei intensitate crește în direcția curgerii. Extinderea zonei turbionare este redusă de distanța dintre țevi (în sensul curgerii).

Pierderea de energie pe țeavă este mai mică în cazul așezării țevilor în pachet, în comparație cu situația în care fiecare țeavă este spălată individual. Totuși curgerea principală acoperă doar circa jumătate din suprafața peretelui țevii.

Pentru o așezare a țevilor în șah, rezultă o suprafață mai mare a peretelui țevii înconjurată de curentul principal. Aceasta se obține prin devierea continuă a curentului, ceea ce duce la o pierdere de energie considerabilă. Formarea turbioanelor în spatele țevii se res-

trânge pe zone foarte reduse. Zonele turbionare se extind imediat, când distanța dintre țevi este mărită.

Pentru a obține o trecere de căldură bună, trebuie avut în vedere ca fluidul să spele cât mai complet țevile sau ca distanța dintre țevi să fie suficient de mare pentru a permite formarea de turbioane puternice. Trebuie ținut cont că mișcarea turbionară este cu atât mai intensă, cu cât viteza de curgere este mai mare sau în general cu cât este mai mare numărul Reynolds al mediului ce curge. Astfel se pot construi și schimbătoare care lucrează la numere Reynolds mari, în formă foarte compactă.

Figura 2.7 redă desfășurarea a două linii de curent la curgerea peste o țeavă singulară cu o înălțime a nervurii de 5 mm.

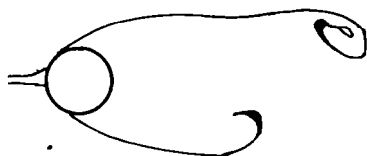


Figura 2.7

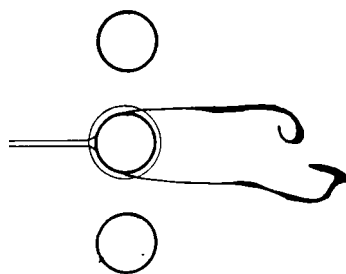


Figura 2.8

Liniiile de curent se desprind foarte devreme de conturul țevii și formează o zonă posterioară foarte extinsă. Partea din țeava nervurată care nu este atinsă de curentul principal este foarte mare. Aceste dezavantaje dispar în oarecare măsură dacă se dispun mai multe țevi una lângă cealaltă, ca în figura 2.8.

Mărind înălțimea nervurii la 10 mm (figura 2.9) rezultă că suprafața spălată de curentul principal va fi extinsă. Și la aceasta

țeavă nervurată, dispunerea în rând duce la rezultate mai bune ale curgerii, prin mărirea suprafeței de contact cu curentul principal (figura 2.10).

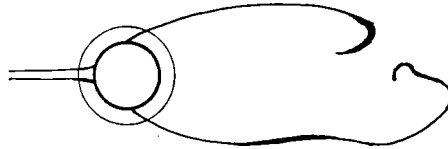


Figura 2.9

Dacă se dispun două rânduri de țevi în coridor, atunci liniile de curent vor avea forma caracteristică dată de figura 2.11. Curgerea peste primul rând de țevi rămâne neschimbată. Cel de-al doilea rând este spălat, după cum se vede, în foarte mică măsură de curentul principal. Cea mai mare suprafață rămâne nespălată și rămâne într-o zonă aproape fără vârtejuri.

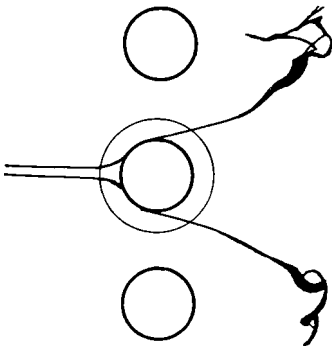


Figura 2.10

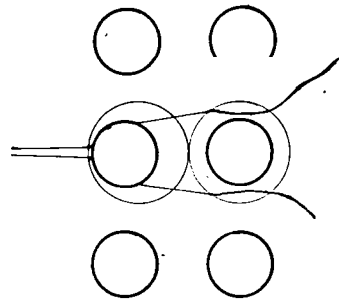


Figura 2.11

Modul în care sunt spălate țevile din rândul doi este valabil și pentru țevile din următoarele rânduri de țevi. În figura 2.12 este

redată curgerea printr-un fascicol de țevi nervurate format din trei rânduri.

Pentru a întregi imaginea despre curgere, s-au trasat în partea dreaptă liniile de curent observate vizual. Zonele neatrinse s-au reprezentat punctat. La viteze mici aceste zone, numite și zone moarte, sunt umplute de mase de fluid aproape staționară. Schimbul de căldură este diminuat foarte mult. Cu creșterea vitezei, aceste zone sunt restrânse și umplute cu vârtejuri cu intensitate crescândă.

Zone moarte de dimensiuni mici se obțin atunci când se dispun țevile în șah (figura 2.13). Zonele moarte sunt mai mici decât la dispunerea în coridor a țevilor nervurate. Schimbul de căldură este mai intens, fapt certificat de măsurători.

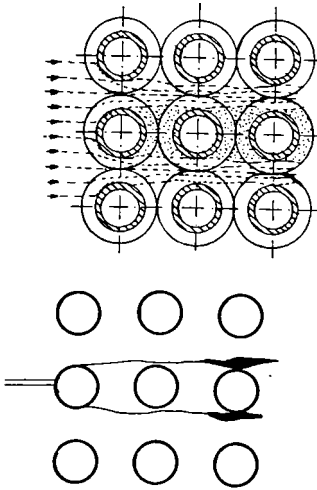


Figura 2.12

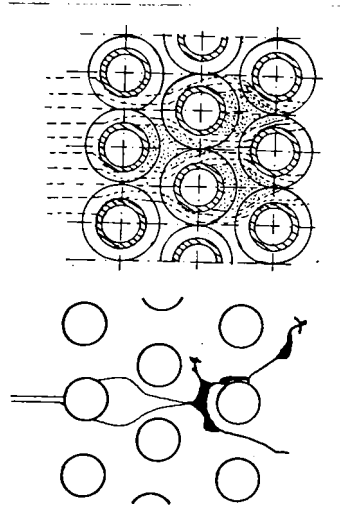


Figura 2.13

2.5 Influența caracteristicilor constructive asupra schimbului de căldură și a performanțelor fluidodinamice în cazul țevilor aripate

Performanțele termice și fluidodinamice ale țevilor aripate depind de caracteristicile constructive ale acestora: diametrul țevii, pasul longitudinal și pasul transversal dintre țevi față de direcția de curgere; pasul dintre aripioare și grosimea acestora; modul de dispunere al țevilor și numărul de rânduri de țevi pe direcția de curgere a fluidului.

2.5.1 Alegerea dimensiunii caracteristice pentru invariati

Pentru calculul schimbului de căldură și a căderilor de presiune este necesară precizarea dimensiunii caracteristice ce intervine în criteriile de similitudine.

Astfel, la un fascicol de țevi calculul numărului lui Reynolds se face precizând vireza și dimensiunea caracteristică a fascicolului în timp ce viteza are o singură valoare, cea a vitezei din secțiunea minimă de curgere prin fascicol, dimensiunea caracteristică poate avea diverse valori, alegându-se aceea care este cea mai semnificativă pentru schimbul de căldură.

Dispunerea țevilor în fascicol este aproape indiferentă în ceea ce privește stabilirea dimensiunii caracteristice. Important este modul de așezare: coridor sau șah, după care alegerea pașilor dintre țevi se face cu ajutorul similitudinii geometrice. Așezarea țevilor în șah poate conduce la o creștere a fluxului termic cu cca. 20% față de așezarea în coridor [39]. Căderile de presiune sunt mai mari la a-

șezarea în șah față de așezarea țevilor în coridor, acestea din urmă fiind "umbrite" de către rândurile din față.

Distanțele dintre țevi, pașii longitudinali și transversali se stabilesc prin similitudine geometrică pe baza pașilor relativi, ținând cont de atingerea unui grad de maximă compactitate. Ceilalți factori constructivi nu pot fi în nici un fel corelați astfel încât să poată fi utilizată similitudinea geometrică.

Dimensiunea caracteristică se consideră în general ca fiind diametrul hidraulic:

$$d_h = \frac{4 A_{mf}}{P_u}$$

unde: A_{mf} [m²] reprezintă aria minimă de curgere a fluxului de fluid prin fascicol;

P_u [m] reprezintă perimetrul ud al acestei arii.

Pentru o baterie de țevi aripate cu nervuri continue cu dimensiunile geometrice notate ca în figura 2.14, diametrul hidraulic devine

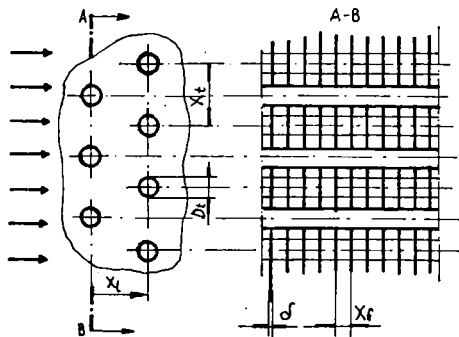


Figura 2.14

$$dh = \frac{4 \cdot (s_n - \delta_n) \cdot (s_t - d) \cdot s_1}{2 \cdot (s_1 \cdot s_t - \frac{\pi d^2}{4}) + \pi d \cdot (s_n - \delta_n)}$$

Diferența dintre utilizarea ca dimensiune caracteristică a pasului longitudinal s_1 , față de utilizarea diametrului hidraulic se poate observa în figura 2.15 [41]. Curbele caracteristice schimbului de căldură $j=j(\text{Re})$ sunt mult apropiate pentru Reynolds calculat cu s_1 , față de cel calculat cu dh la o aceeași baterie de țevi aripate la care au fost diferiți pași între nervuri $s_n=1,2\dots 8,7$ mm dispuse pe țevi cu $d=13,2$ mm cu pașii $s_1=27,5$ mm și $s_t=31,8$ mm.

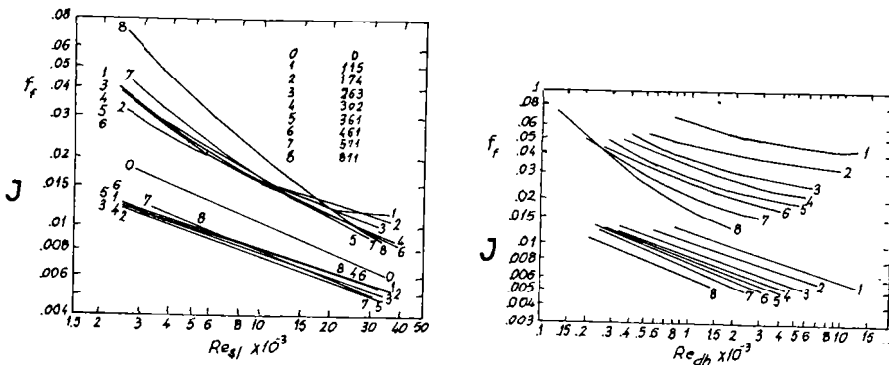


Figura 2.15

Din reprezentarea funcție de s_1 se constată că schimbul de căldură nu depinde prea mult de pasul dintre nervuri.

2.5.2 Influența numărului de rânduri de țevi de-a lungul direcției

de curgere asupra schimbului de căldură

și a căderilor de presiune

Influența numărului de rânduri diferă la fasciculele de țevi lise față de țevile aripate. La rândurile de țevi lise coeficientul de

convecție crește continuu de la primul rând la rândurile următoare până la al cincilea rând, după care rămâne practic constant. Valoarea lui la primul rând este de aproximativ 63% din valoarea spre care se tinde asimptotic [42].

Influența numărului de rânduri este foarte diferită la țevile aripate. La aceeași geometrie influența poate fi diferită pentru domenii diferite a numărului Reynolds. Astfel la o baterie de țevi aripate cu 1 până la 6 rânduri, cu geometria descrisă anterior [41], având 571 de aripioare pe metru liniar de țeavă, factorul Colburn, care caracterizează schimbul de căldură, are o variație diferită până la $Re=15000$ față de variația cu numărul de rânduri din domeniul $Re>15000$

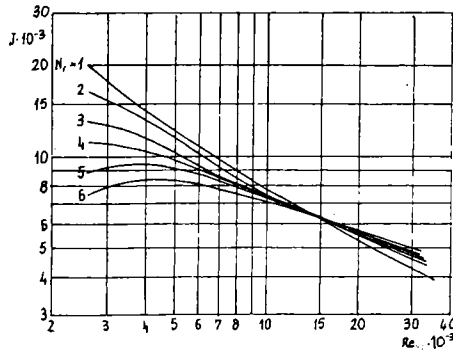


Figura 2.16

Cercetări mai aprofundate [43,44,45] au scos în evidență principalii factori care influențează schimbul de căldură la fasciculele de țevi aripate: dezvoltarea stratului limită la bordul de atac al aripioarelor și existența unei turbulențe puternice în fața țevilor.

La valori mici ale numărului Reynolds dezvoltarea stratului limită la bordul de atac al aripioarei este cel mai important factor și prin această prismă primul rând de țevi apare evident mai favorizat.

Cu creșterea numărului Reynolds turbulența devine mai importantă, astfel încât cu creșterea ordinului rândului de țevi coeficientul de convecție să crească. În concordanță cu cele menționate s-a constatat că la $Re=200$ primul rând de țevi schimbă 50% din fluxul termic total, al doilea 28%, iar al treilea 22%; în timp ce la $Re=1100$ contribuția celor trei rânduri este echivalentă [45].

Aceleași concluzii s-au desprins și din încercările efectuate pe o baterie cu țevi din alamă cu aripioare din aluminiu. Diametrul țevelor a fost de 16 mm, dispuse în șah cu pașii de 37 mm longitudinal și 35 mm transversal pe direcția de curgere a aerului. Aripioarele continue acoperă câte două rânduri de țevi având grosimea 0,5 mm și pasul 3,5 mm, după cum se arată în figura 2.17 [46].

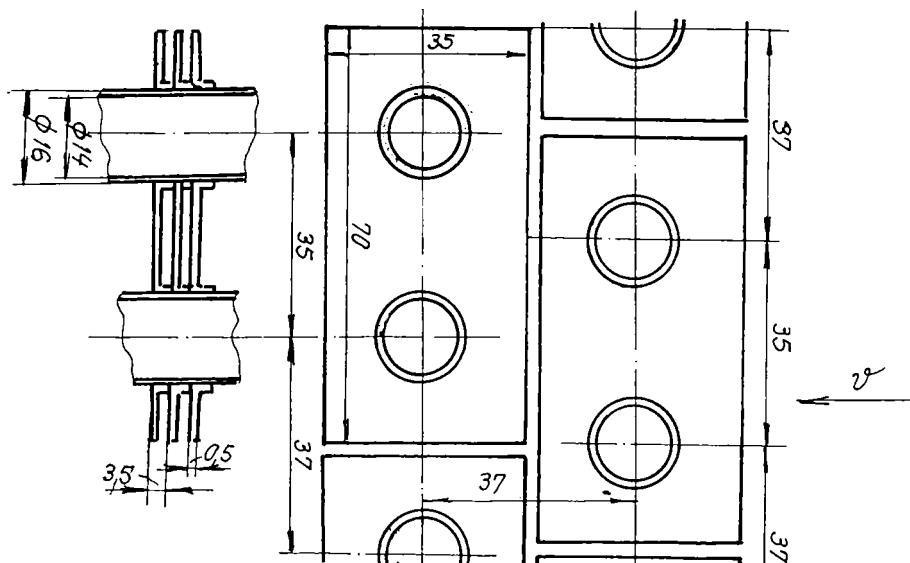


Figura 2.17

Astfel din reprezentarea grafică a factorului Colburn, considerând $dh=4,6$ mm pentru 2, 4, 6 și 10 rânduri de țevi și domeniul de cur-

gere până la $Re=1500$ se constată că schimbul de căldură se reduce cu creșterea numărului de rânduri, figura 2.18.

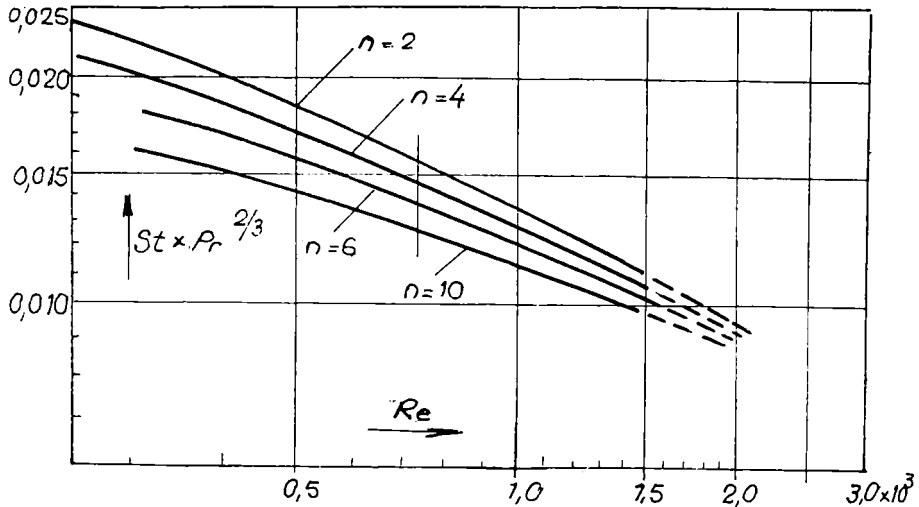


Figura 2.18

Această reducere este mai importantă în cazul numerelor Reynolds mai mici. Între 2 și 10 rânduri diferența este de cca. 50% pentru $Re=245$ și scade la cca. 17% la $Re=1500$. Cele patru curbe au tendința să se unească la valori mai mari ale numerelor Reynolds. Se observă deasemenea că în domeniul cercetat influența scade cu numărul de rânduri. Între rândurile 2 și 4 scăderea este mai mare decât între rândurile 4 și 6, iar reducerea corespunzătoare celor 4 rânduri, între 6 și 10, ajunge să fie aproape egală cu cea corespunzătoare celor două rânduri, între 2 și 4.

Pentru pachetul de 4 rânduri de țevi cu caracteristicile din figura 2.19, această influență s-a urmărit prin scoaterea a câte unui rând de țevi, începând cu rândul din spate [26].

În figura 2.20 este reprezentată funcția de trecere a căldurii,

$Nu/Pr^{1/3}$, pentru diferite valori ale lui Reynolds și diferite rânduri de țevi, unde numerele Reynolds și Nusselt s-au calculat cu diametrul exterior al țevilor $d=28$ mm dispuse în coridor cu pașii $s_1=s_c=54,5$ mm

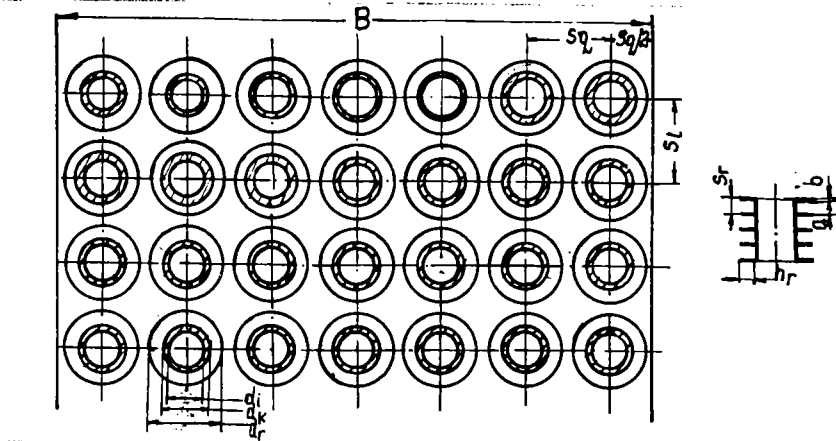


Figura 2.19

Se constată că funcția ajunge la valoarea asimptotică notată cu Nu_* după al patrulea rând de țevi.

Dacă se raportează Nu pentru un pachet cu un număr oarecare de rânduri de țevi la Nu_* și se reprezintă funcție de numărul Reynolds și de numărul de rânduri de țevi, figura 2.21, atunci se constată că devierile de la valoarea limită, $Nu/Nu_*=1$ sunt mai importante la numere Reynolds mici. Astfel la $Re=4000$ și un pachet format dintr-un singur rând, $Nu/Nu_*=2$. La valori mari ale numărului Reynolds, influența numărului de rânduri de țevi este relativ mică. Prin reprezentarea pe același grafic a raportului Nu/Nu_* pentru un pachet de țevi netede dispuse în coridor se constată majorarea cu cca. 40% a schimbului de căldură la rândurile din spate față de primul rând de țevi, observații care coincid cu cele prezentate anterior.

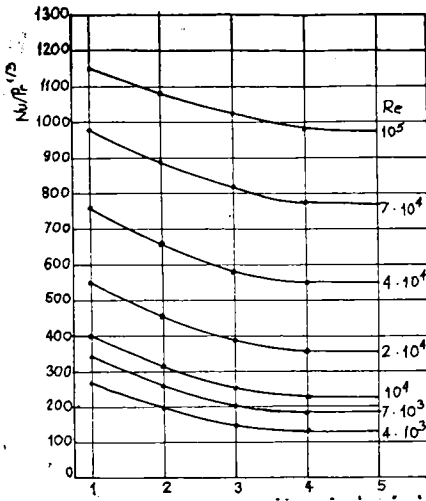


Figura 2.20

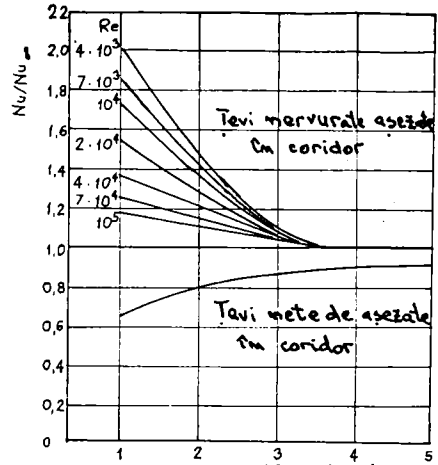


Figura 2.21

Căderile de presiune au fost ilustrate prin modificarea coeficientului de rezistență fluidodinamică ψ definit astfel:

$$\psi = \frac{\Delta p}{\rho \cdot \frac{w^2}{2}} \cdot \frac{1}{n_1}$$

unde: Δp - căderea de presiune măsurată,

ρ - densitatea aerului,

w - viteza aerului în secțiunea minimă marcată cu linie întreruptă în figura 2.19 (vezi desen baterie),

n_1 - numărul de rânduri de țevi în direcția curgerii.

În figura 2.22 este redată dependența lui ψ funcție de Re și numărul de rânduri de țevi. Dependența este asemănătoare cu cea a schimbului de căldură, la valoarea asimptotică ψ_* se ajunge practic după 5 rânduri de țevi.

Dacă se reprezintă raportul ψ/ψ_* , figura 2.23, se observă o dis-

persie a acestui raport în jurul curbei de egalizare cu o deviere maximă de $\pm 5\%$ datorată influenței numărului Reynolds. După 4 rânduri se poate considera că dispersia este neglijabilă, iar $\psi = 1,025\psi_0$.

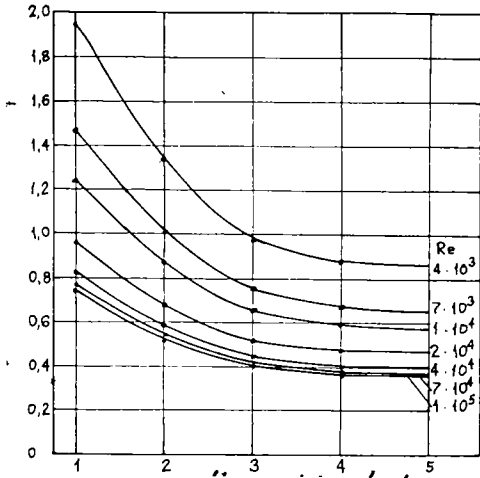


Figura 2.22

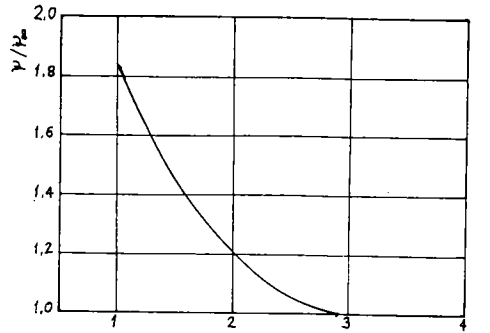


Figura 2.23

Micșorând cu cca. 50% gradul de nervurare, scade și influența nervurilor asupra schimbului de căldură. Această tendință este redată în figura 2.24 unde se observă că funcția de transfer termic ajunge la valoarea Nu_0 după un minim de 2 rânduri de țevi la valori mari ale lui Re și după maxim 3 rânduri la valoarea lui Reynolds de $Re=4000$.

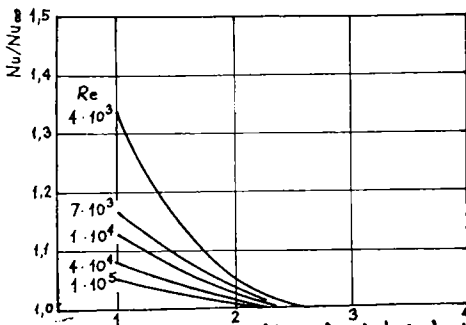


Figura 2.24

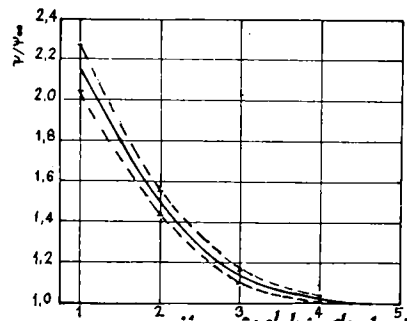


Figura 2.25

Influența numărului de rânduri de țevi este mult mai mică în acest caz și asupra coeficientului de rezistență. Astfel din figura 2.25 rezultă că valoarea acestuia se stabilizează după trei rânduri de țevi.

Curbele prezentate sunt valabile pentru dispunerea țevilor în coridor. Influența dispunerii în șah nu este mult diferită, astfel că din punctul de vedere calitativ concluziile sunt valabile și pentru dispunerea în șah a țevilor.

2.5.3 Influența înălțimii aripioarelor

Înălțimea aripioarelor depinde de mulți factori: natura fluidului, materialul nervurii, posibilitățile tehnologice de realizare a nervurii, etc.

Pentru nervuri circulare drepte din oțel, aluminiu, etc. și care schimbă căldură cu aerul, se poate calcula un optim al înălțimii h_n pe baza eficienței energetice. Astfel, dacă se stabilește necesarul de suprafață de schimb de căldură a țevii de bază A_p pentru a realiza o eficiență energetică $\varepsilon=1$ pentru pași între nervuri s_n de 2 și 4 mm, dependența acestei suprafețe de înălțimea nervurii este prezentată în figura 2.26 [26].

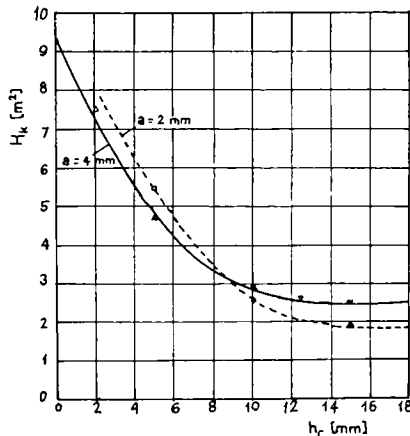


Figura 2.26

Se observă că pentru ambii pași ai aripioarelor minimul curbei reprezentate este la o înălțime $h_n=16$ mm. Minime asemănătoare s-au observat și la alte aripioare asemănătoare, fără a se putea preciza optimul pentru fiecare caz în parte.

2.6 Concluzii

1. Dimensiunea caracteristică de calcul a numerelor Reynolds, Nusselt și Colburn este în general diametrul hidraulic. Pentru a evidenția anumite influențe se iau în considerare diametrul țevilor, pasul longitudinal dintre țevi sau alt parametru geometric al fascicolului de țevi.
2. Dispunerea țevilor în șah conduce la o creștere a schimbului de căldură cu cca. 20% în comparație cu dispunerea în coridor.
3. La fascicolele de țevi lise, țevile din rândul întâi sunt favorizate în ceea ce privește schimbul de căldură.
4. La fascicolele de țevi aripate influența pasului aripioarelor asupra schimbului de căldură este cvasinegligabilă.
5. Schimbul de căldură superficial, prin coeficientul de convecție, este influențat de numărul de rânduri de țevi până la rândul al cincilea, după care este practic constant.
6. Viteza de curgere, prin numărul Reynolds, duce la modificarea influenței menționate anterior: la numere mici comportarea este aceeași cu a fascicolelor de țevi lise, iar la numere mari prin creșterea numărului rândului, schimbul de căldură se îmbunătățește.
7. Schimbul de căldură superficial al țevilor aripate este determinat de stratul limită de la bordul de atac al aripioarei și de turbulența curentului în fața țevilor.
8. Se poate determina o înălțime optimă a aripioarelor pe baza eficienței energetice a suprafeței nervurate. Înălțimea optimă este specifică fiecărui tip de aripare.

CAPITOLUL 3

TIPURI COSTRUCTIVE DE SUPRAFETE ARIPATE ȘI EFECTELE LOR **ASUPRA TRANSFERULUI TERMIC**

3.1 Soluții constructive relativ la aripioare pentru intensificarea **schimbului de căldură**

Nervurile se dispun fie de o singură parte a suprafeței, de exemplu la schimbătoarele de căldură gaz-lichid, fie pe ambele părți ale suprafeței de schimb de căldură, cazul transiterii căldurii între două gaze.

Suprafețele nervurate de ambele părți pot fi constituite fie din țevi, fie din plăci când se utilizează sistemul Sandwich.

În vederea măririi suprafeței exterioare a țevilor se folosesc nervuri longitudinale, nervuri transversale sau nervuri ace.

Țevile cu nervuri longitudinale din oțel se fabrică prin sudarea unor profile U pe suprafața exterioară a țevii sau prin extrudare, ambutisare sau sudarea simplă a profilelor pe tubul de bază(fig.3.1).

Nervurile transversale pot fi individuale sau continue și se pot atașa unor țevi rotunde sau ovale, respectiv aplatizate. În figura 3.2 patru moduri de nervurare a unei țevi circulare. Figura 3.2a reprezintă

o țevă a cărei nervură este formată dintr-o bandă înfășurată sub formă de elice pe țevă și lipită ulterior prin cositorire.

Soluția din figura 3.2b diferă de soluția anterioară prin faptul că nervura este introdusă într-un șanț elicoidal realizat în peretele țevii și fixat apoi prin deformare plastică. Un alt procedeu este prezentat în figura 3.2c unde nervurile ștanțate din tablă având marginea îndoită se montează individual pe țevă și se fixează prin cositorire. Soluția din figura 3.2d se obține prin procedeul extrudării nervurile formându-se în acest caz din materialul țevii. Există și țevi bimetalice cu nervuri extrudate. Țevile cu nervuri exterioare circulare se realizează pentru diametre de țevi începând cu 8 mm până la 220 mm cu înălțimi ale nervurilor de la 1,5 mm și grosimea nervurilor de la 0,4-6 mm.

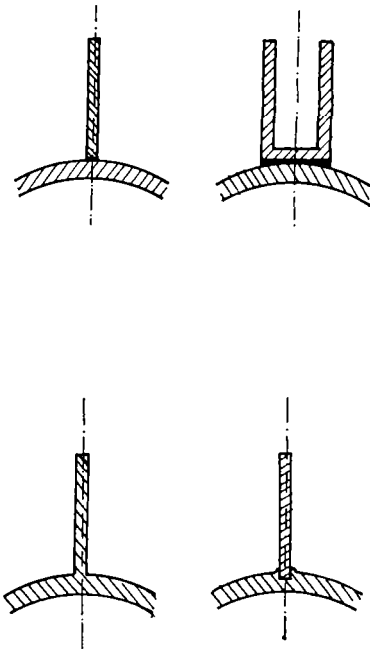


Figura 3.1

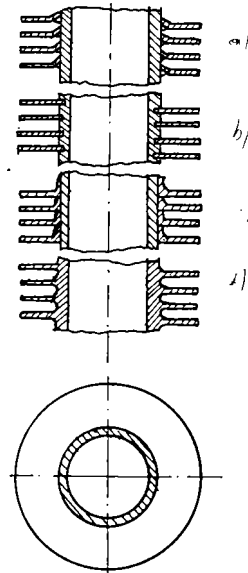


Figura 3.2

Pentru a turbiona curgerea fluidului și pentru a reduce grosimea stratului laminar aderent peretelui se folosesc nervuri cu tăieturi. Banda prevăzută cu tăieturi și îndoită la margine se înfășoară în formă de spirală pe țeavă și se sudează. Se realizează țevi cu diametre de 25-170 mm cu o înălțime a nervurilor până la 20 mm, la o grosime de 0,8-1,5 mm.

În figura 3.3 se arată o țeavă nervurată. După cum rezultă din cercetările lui Braurer [14], forma țevii are o influență foarte mică

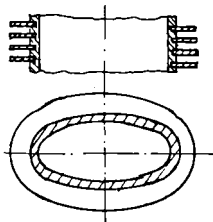


Figura 3.3

asupra coeficientului de
căldură a unui curent de
fluid ce curge perpendi-
cular peste fascicolul
de țevi, în timp ce re-
zistența hidraulică de-

pinde mult de forma țevii. Rezultă că schimbătorul de căldură din țevi ovale este cel mai avantajos.

Performanțe tehnice foarte bune prezintă țevile ale căror nervuri sunt formate dintr-o bandă ondulată, înfășurată în formă de spirală pe suprafața exterioară a țevii și fixată prin cositorire. Țeava se fabrică cu sau fără manta exterioară. Aceste țevi se folosesc în special în construcția de răcitoare de ulei, în industria frigorifică și de climatizare, având diametre între 8-30 mm și înălțimi ale aripoarelor de 9 mm.

În construcția economizoarelor agregatelor de cazane de abur și a recuperatoarelor de energie termică din gazele arse se folosesc țevi din oțel cu nervuri sudate (figura 3.4) sau țevi din oțel cu nervuri din fontă fixate prin lărgirea țevii (figura 3.5), cu diametre ale țevii cuprinse între 32 și 51 mm și pasul nervurilor între 10 și 30

mm, în funcție de combustibilul folosit.

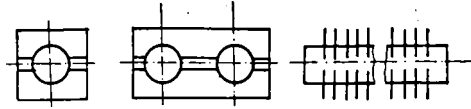


Figura 3.4



Figura 3.5

Față de schimbătorul de căldură cu țevi netede, aceste recuperatoare ocupă doar a treia parte ca volum.

În figura 3.6 se prezintă fascicule de țevi cu nervuri continue, cu țevi rotunde și cu țevi aplatisate, folosite în special în tehnica schimbătoarelor de căldură apă-aer (radiatoare de vehicule, tehnica climatizării, ș.a.). Soluția cu țevi aplatisate care este preferat se poate aplica doar la presiuni mici.



Figura 3.6

Mărirea suprafeței interioare a țevelor se realizează fie prin deformarea peretelui interior când se formează nervuri longitudinale (fig. 3.7a, 3.7b), fie prin introducerea în țevă a unor nervuri fixate prin cositorire (fig. 3.7c, 3.7d și 3.7e). Turbionarea curentului

se realizează cu nervuri tip Behr (fig. 3.7f) utilizate în tehnica frigului și a climatizării, pentru răcitoare de ulei și preîncălzitoare de apă [15,16,17,18,19,20].

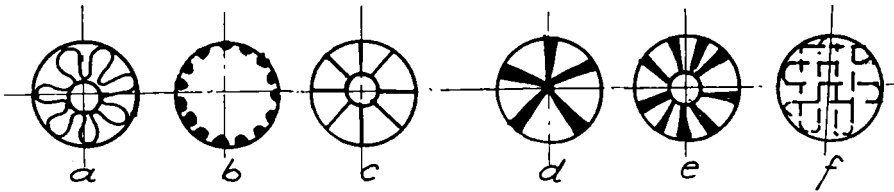


Figura 3.7

Tendința actuală este de a se realiza schimbătoare de căldură compacte din metale ușoare sub formă de table subțiri ondulate. Aceste construcții permit obținerea unor diametre hidraulice foarte mici și deplasarea limitei de curgere tranzitorie spre numere Reynolds mici [20].

În figura 3.8 se prezintă modul de ondulare al plăcilor constituente, iar în figura 3.9 modul de pliere al plăcilor în scopul realizării unui element de schimbător [21,22,23,24].

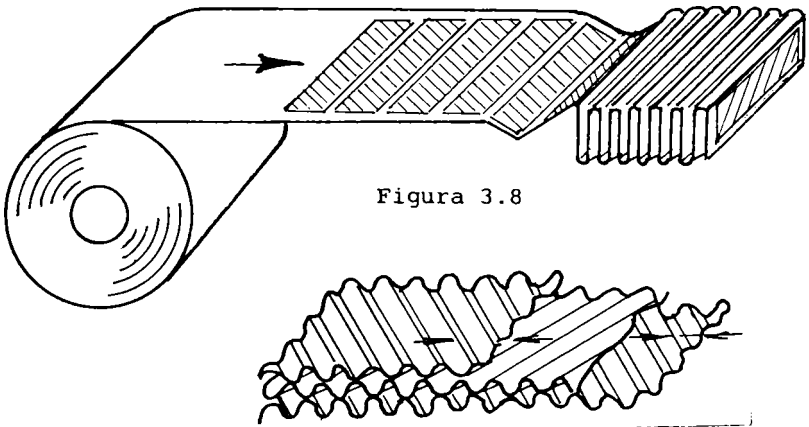


Figura 3.8

Figura 3.9

La un schimbător de căldură cu plăci nervurate suprafața de transfer termic se compune din plane paralele fixate prin lipire de nervuri (fig. 3.10).

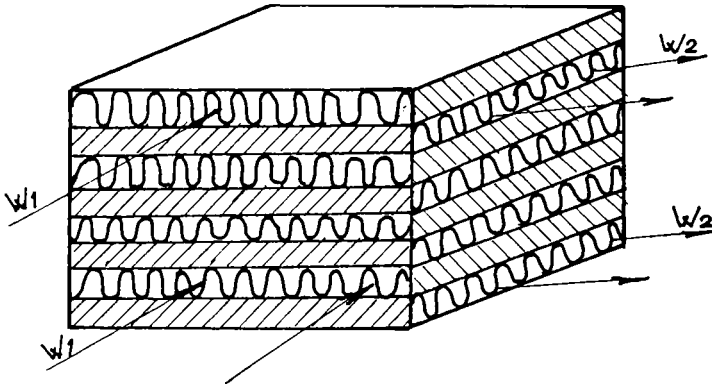


Figura 3.10

Spațiul interior al fiecărei perechi de plăci constituie un drum pentru câte un fluid. Drumurile alternante sunt legate în paralel în curent încrucișat la colectoare comune. Se obține astfel o structură foarte rigidă, compactă și ușoară, utilizându-se materiale ușoare, de grosimi foarte mici (0,1...0,5 mm). Aceste schimbătoare de căldură au un grad de compactitate superior tuturor tipurilor constructive prezentate.

Toate aceste rezultate au fost obținute în urma unor cercetări experimentale cu aparatura de mare finete după tehnici de măsurare a vitezelor, caderilor de presiune și parametrilor de stare ale fluidelor și utilizând un formalism matematic propriu evaluării prin similitudine a proceselor cercetate.

3.2 Tipuri constructive de schimbătoare de căldură cu suprafețe extinse realizate în țară și abilitate prin cercetari proprii

În cele ce urmează se prezintă tipuri constructive și rezultate de sinteză ale unei game extinse de răcitoare încercate cu contribuția autorului.

Schimbătoarele de căldură realizate în țară sub diverse licențe au fost utilizate în instalațiile termice ale:

- transformatoarelor electrice de mare putere,
- vagoanelor de călători,
- motoarelor electrice de mare putere,
- hidrogeneratoarelor,
- locomotivelor Diesel electrice,
- motoarelor cu ardere internă supraalimentate .

a) Răcitoarele de ulei de transformator s-au fabricat până în 1989 în două variante constructive, care după acest an au fost înlocuite cu o variantă modernă realizată din aluminiu prin brazare.

Răcitorul din figura 3.11 [28] s-a fabricat din tablă de oțel de 1 mm grosime. După ambutisarea tablelor se sudează câte două, formându-se 66 elemente de răcitor. Elementele de răcitor se scufundă în baia de zincare având între ele aripioare netede și ondulate sub forma Sandwich. Prin zincare se fixează aripioarele de elemente și se protejează răcitorul împotriva eroziunii. Uleiul de transformator circulă prin elemente între colectoare, iar aerul printre elemente spălând aripioarele.

La o suprafață de schimb de căldură de partea aerului de 126 m^2 , un debit de aer de $10 \text{ m}^3/\text{s}$ și de ulei de 18 l/s , cu o diferență de temperaturi la intrare de 30°C s-a realizat un flux termic de 79 kW . Căderile de presiune au fost de $30 \text{ mmH}_2\text{O}$ la o viteză de $13,3 \text{ m/s}$ de

element răcitor

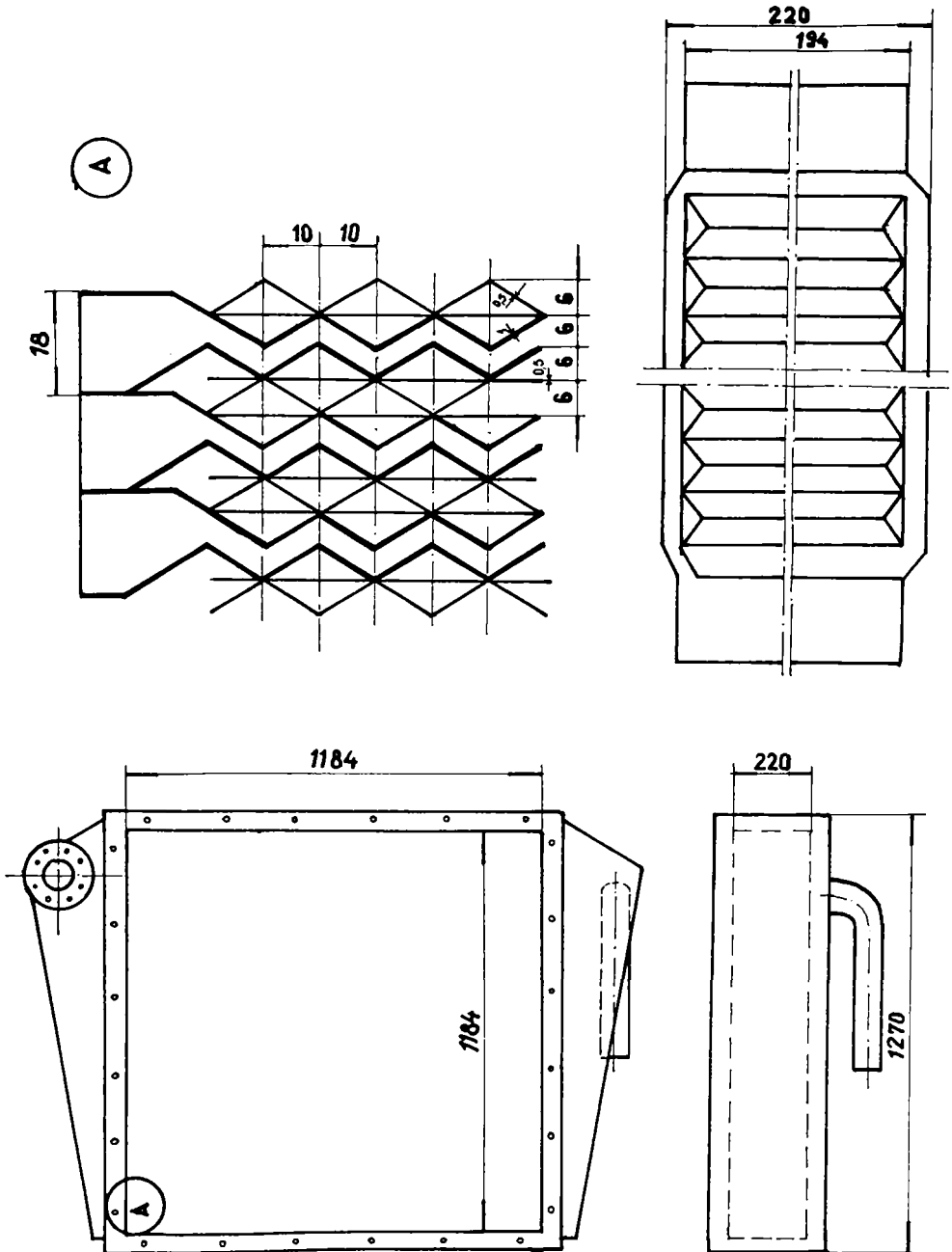


Fig. 3.11. Răcitor de ulei tip fagure

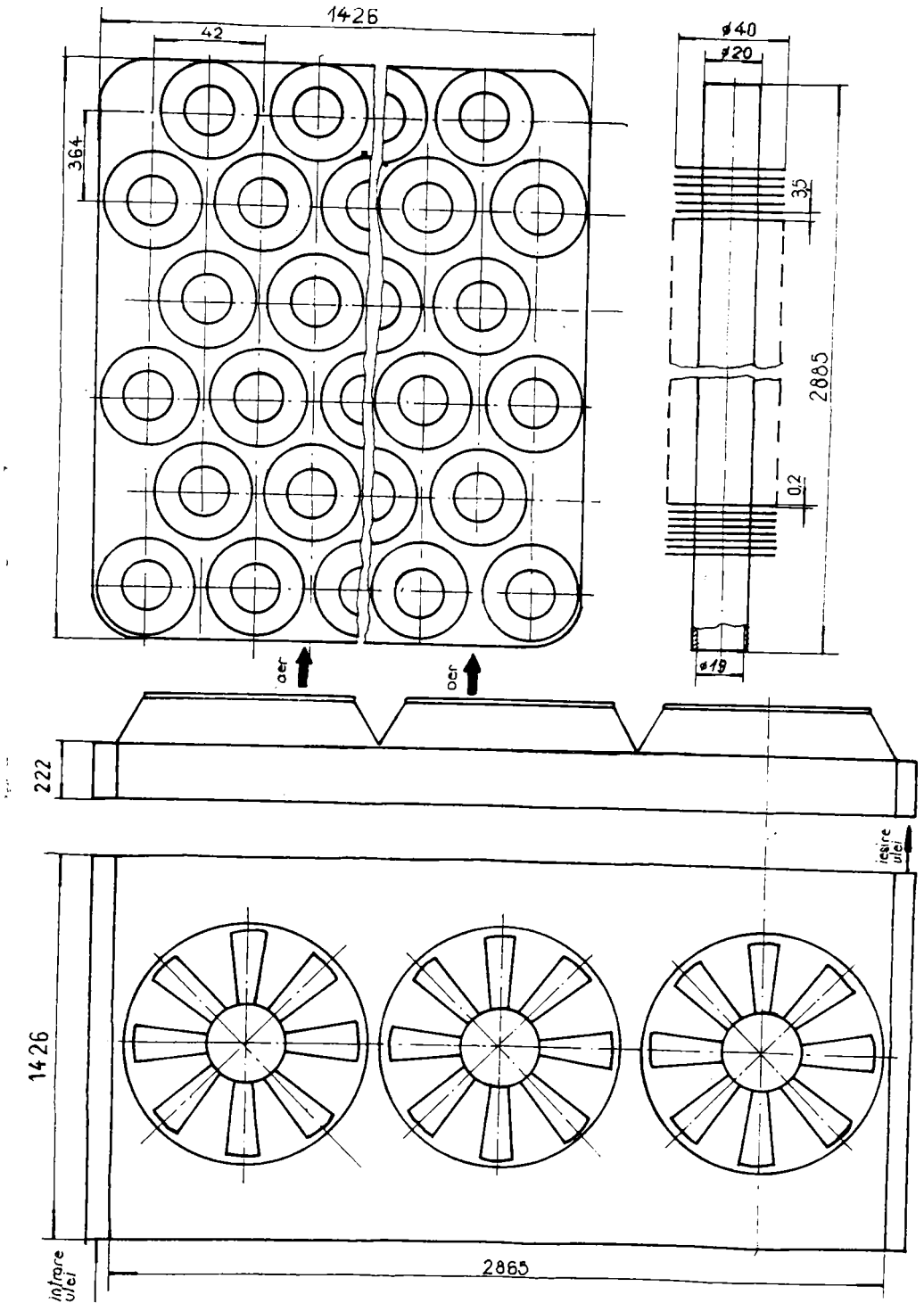


Fig. 3.12. Răcitor de ulei cu țevi aripate

partea aerului și de 2500 mmH₂O la o viteză de 0,34 m/s de partea uleiului. La regimul de bază menționat coeficientul de transfer termic total a fost de 22 W/m²K.

Răcitorul din figura 3.12 [29] este format din 201 țevi de oțel și aripioare din oțel protejate la interior cu lac, iar la exterior zincate. Uleiul circulă prin țevi, iar aerul peste țevile aripate.

La o suprafață de schimb de căldură de partea aerului de 356 m², un debit de aer de 40000 m³/h, un debit de ulei de 96 m³/h și o diferență de temperaturi la intrare de 45°C s-a obținut un flux de căldură prin răcitor de 310 kW cu un coeficient de transfer termic total de 26,7 W/m²K.

Răcitorul de ulei din aluminiu în construcție brazată are matricea de forma celei din figura 3.13 [30]. Brazarea constă în preîncălzirea, brazarea propriu-zisă și răcirea componentelor răcitorului [31]. Elementele componente: plăci plane și nervuri din aluminiu se montează în S.D.V.-uri speciale cu care se assemblează schimbătorul și astfel montate se preîncălzesc la 540°C până aproape de punctul de topire al fluxului utilizat. Ansamblul preîncălzit se scufundă în baie de săruri 2...3 minute. Fluxul topit are consistența apei și umezește perfect toată suprafața. Se elimină astfel posibilitatea apariției interstițiilor dintre nervuri și plăcile de bază [27],[32].

Răcirea pieselor are loc în aer liber și apoi în apă caldă (80°C). La o suprafață de schimb de căldură de partea aerului de 96 m² și pentru un debit de aer de 12,1 kg/s și de ulei de 10,4 kg/s și o diferență de temperaturi la intrare de 45°C s-a obținut un flux termic de 150 kW.

b) Bateria de încălzire a unui vagon de călători din figura 3.14 este confecționată din țevi și aripioare continue din cupru, fiind destinată încălzirii cu abur saturat a aerului ventilat în vagoane.

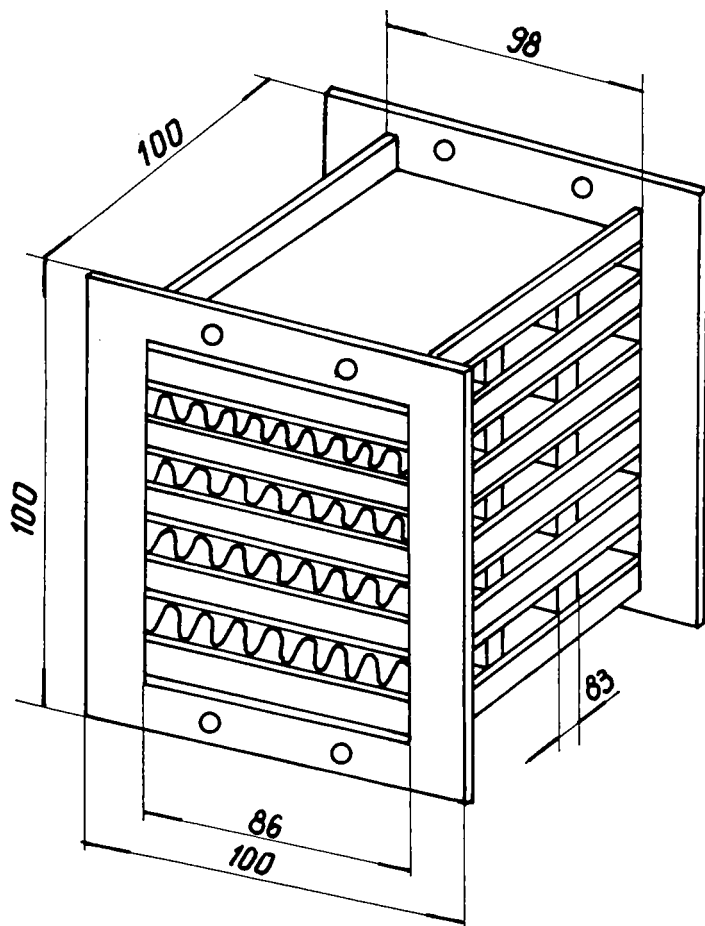


Fig. 3.13. Răcitor de ulei în construcție brațată din aluminiu

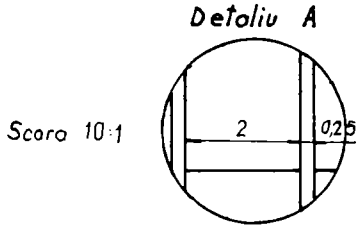
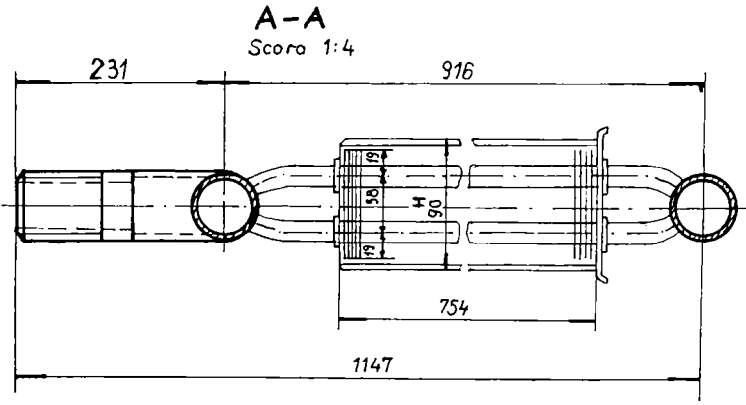
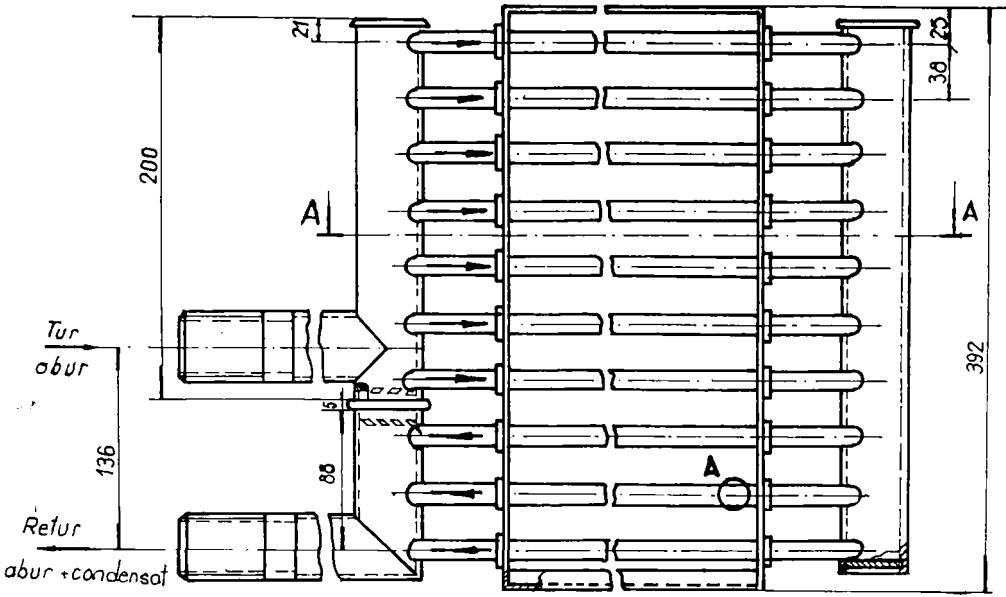


Fig. 3.14. Baterie de încălzire a vagoanelor

Aburul condensează în interiorul țevilor, iar aerul trece prin baterie de-a lungul aripioarelor.

La o suprafață de schimb de căldură de partea aerului de 38 m^2 și pentru un debit de aer de $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ cu temperatura de intrare de -20°C s-a obținut un flux de căldură în vagon de 60 kW cu un coeficient de transfer termic total raportat la suprafața de partea aerului de $36 \text{ W/m}^2\text{K}$ [33].

c) Din gama răcitoarelor de aer ale motoarelor electrice de mare putere care s-au studiat în cadrul catedrei, răcitorul de aer din figura 3.15 face parte din instalația de răcire cu apă a unui bloc de 330 MW de la I.E.Turceni. Răcitorul răcește aerul din înfășurările motorului asincron de 3200 kW , fiind realizat din 40 țevi din alamă cu aripioare refulate din aluminiu. Apa circulă prin țevi, iar aerul perpendicular peste țevile aripate. Răcirea este impusă de temperatura bobinajului care nu trebuie să depășească 60°C .

La o suprafață de transfer de partea aerului de 20 m^2 , pentru un debit de aer de $3600 \text{ m}^3/\text{h}$ și de apă de $7,5 \text{ m}^3/\text{h}$, la o diferență de temperatură de 40°C s-a obținut un flux de căldură pe răcitor de 20 kW cu un coeficient de transfer de $65 \text{ W/m}^2\text{K}$ [34].

d) Răcitorul de aer din figura 3.16 este destinat răcirii aerului din înfășurările hidrogenatoarelor [35]. Aparatul este realizat din țevi de cupru cu nervuri continue din tablă de aluminiu.

Printr-o suprafață de schimb de căldură de partea aerului de 19 m^2 , cu debit de $4,8 \text{ kg/s}$ apă și $1,4 \text{ kg/s}$ aer la o diferență de temperaturi de intrare de 25°C s-a transmis un flux de căldură de 17 kW cu un coeficient de transfer termic de $53,7 \text{ W/m}^2\text{K}$. Căderea de presiune de partea aerului a fost de $90 \text{ mmH}_2\text{O}$ la o viteză de 8 m/s a aerului în fața răcitorului.

e) Radiatorul din figura 3.17 face parte din instalația de răci-

Fig. 3.15 Radiatorul RA 20

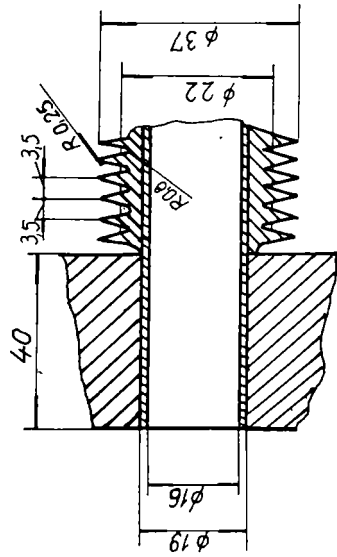
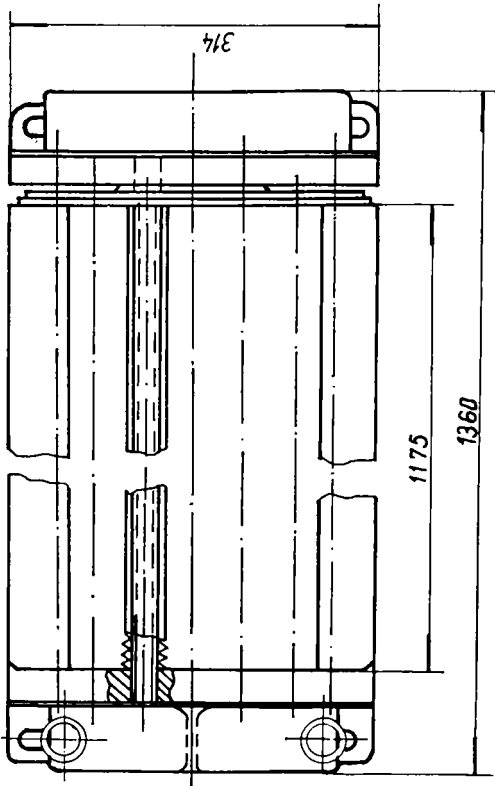
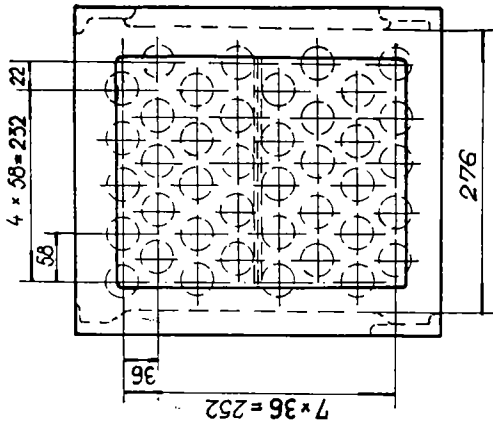
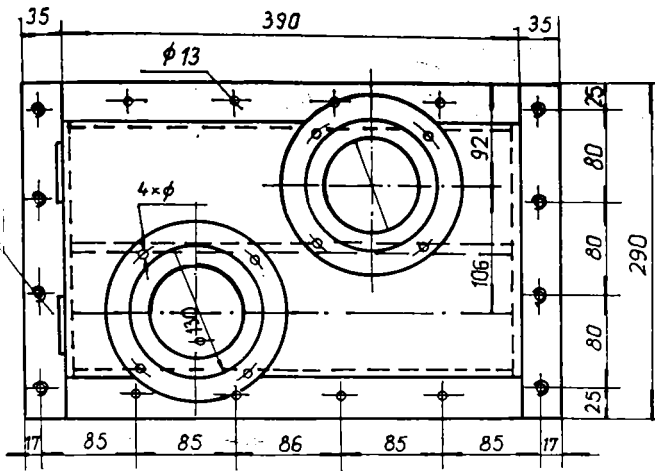
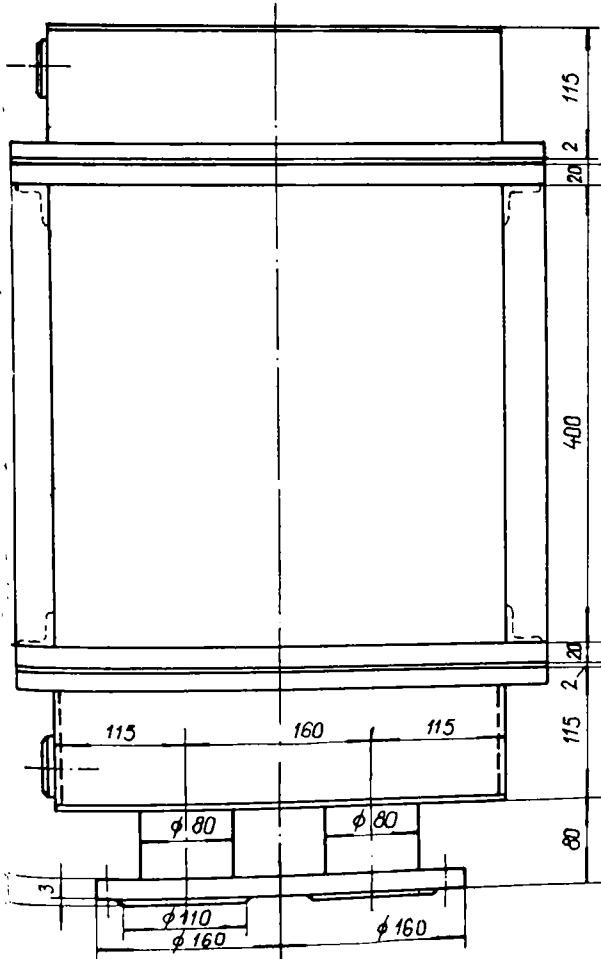
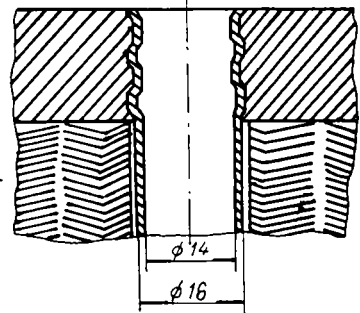


Fig. 3.16. Schița răcitorului de aer pentru hidrogenator

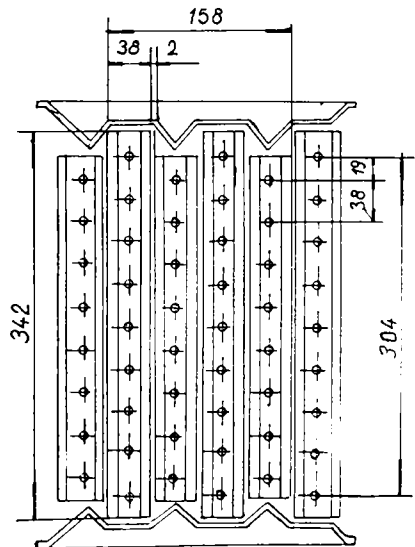


Scara 1:5

Scara 1:1



Scara 1:5



Scara 1:5

50

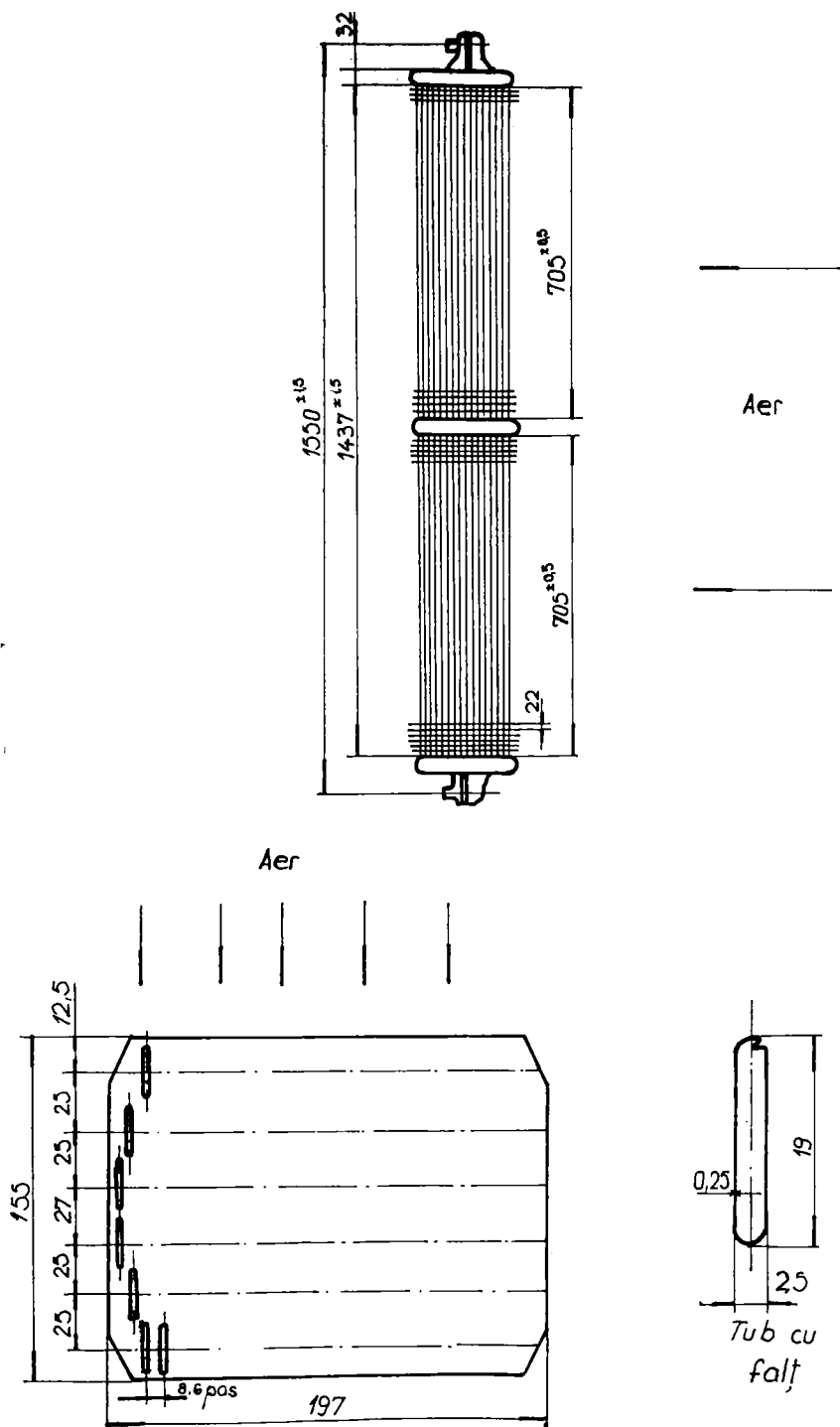


Fig. 3.17. Răcitor de aer pentru locomotive

re a locomotivelor Diesel electrice fabricate la "Electroputere" Craiova. Radiatorul este format din două corpuri, fiecare având 129 tuburi aplatizate din cupru prevăzute cu aripioare transversale continue din același material. Suprafața de schimb de căldură de partea aerului este de 32 m^2 prin care trece un flux de căldură de 60 kW pentru o viteză a aerului de 12 m/s și a apei de $0,5 \text{ m/s}$ la o diferență de temperaturi la intrare de 30°C . Coeficientul de transfer de termic total a fost de $129 \text{ W/m}^2\text{K}$, iar căderea de presiune de partea aerului de numai $48 \text{ mmH}_2\text{O}$ [36].

f) Aerul de supraalimentare al motoarelor cu ardere internă MB836 și MB820 este răcit de către răcitorul de aer din figura 3.18. Răcitorul are 108 tuburi aplatizate din cupru cu nervuri continue din alamă. La o suprafață de schimb de căldură de 14 m^2 s-a obținut un transfer termic de 70 kW la un debit de aer de $0,85 \text{ kg/s}$ și de apă de $5,55 \text{ kg/s}$ pentru o diferență de temperaturi la intrare de 105°C . Căderea de presiune de partea aerului a fost de $150 \text{ mmH}_2\text{O}$ la o viteză a aerului peste nervuri de 11 m/s [37].

Răcitorul de ulei al motoarelor cu ardere internă din instalația de răcire CHC 750.02 fabricată de "Hidromecanica" Brașov are în componență elemente de forma din figura 3.19. Materialul tuburilor aplatizate și al nervurilor continue este alama. Un element de radiator transmite 8 kW printr-o suprafață de 9 m^2 cu un coeficient de transfer termic de $37 \text{ W/m}^2\text{K}$ la o viteză a aerului de 8 m/s și a uleiului de $1,6 \text{ m/s}$ prin tuburile aplatizate. Căderea de presiune de partea aerului a fost de $18 \text{ mmH}_2\text{O}$ [38].

Radiatoarele de autovehicule fac parte din gama de schimbatoare tip baterii aripate cu tuburi aplatizate și nervuri continue. Astfel de baterii (figura 3.20) transmit aproximativ $80 \text{ W/m}^2\text{K}$ la o viteză a aerului de 6 m/s .

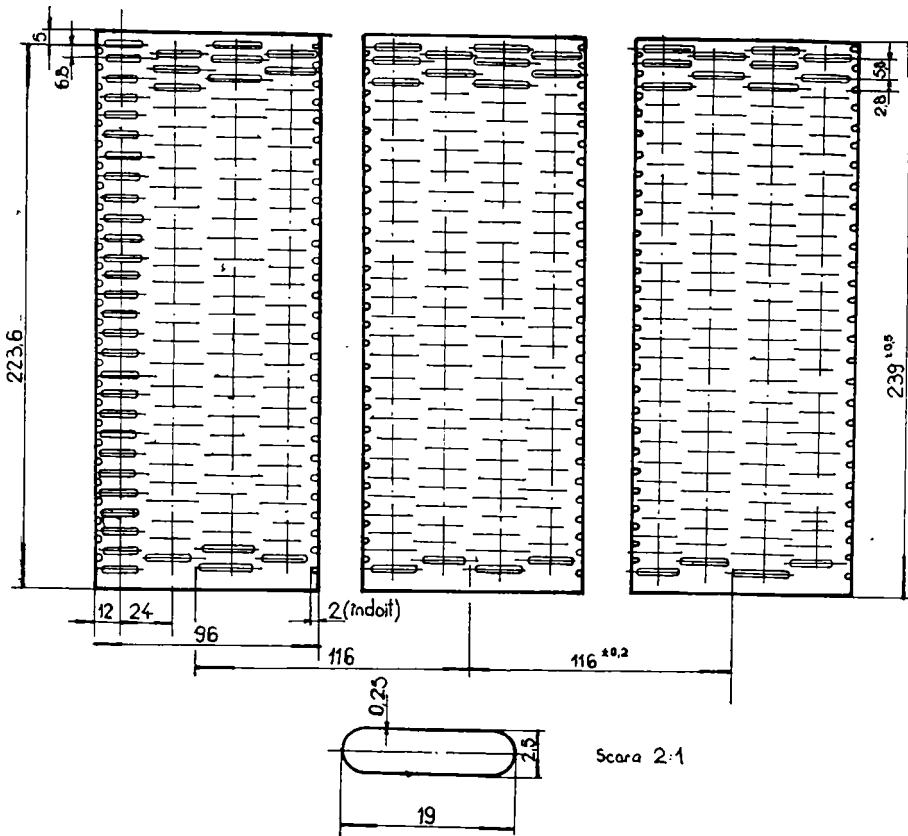


Fig. 3.18. Răcitor de aer pentru supraalimentare

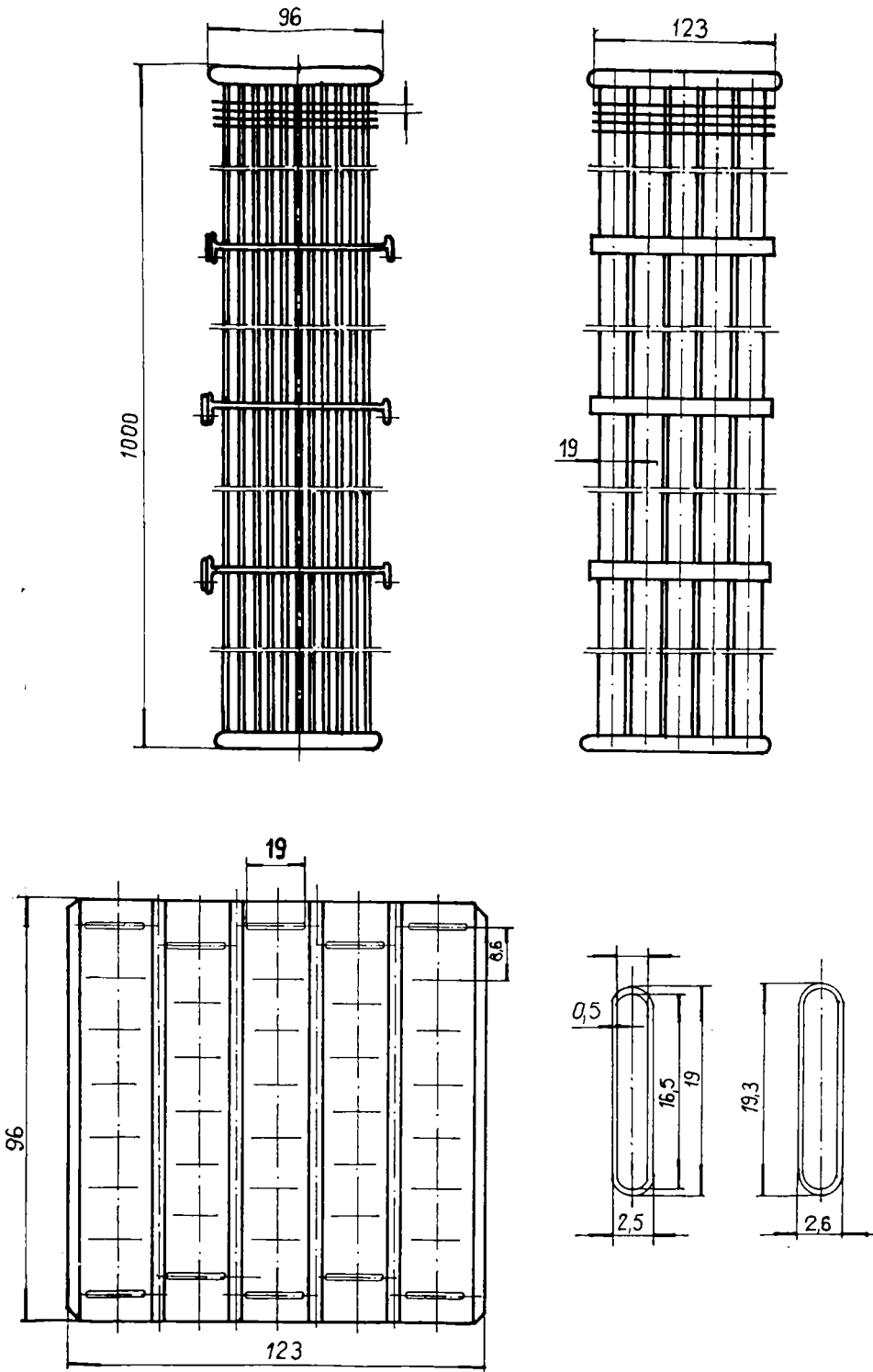
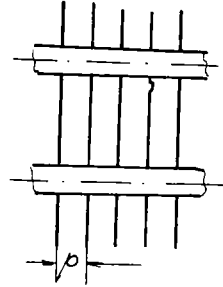
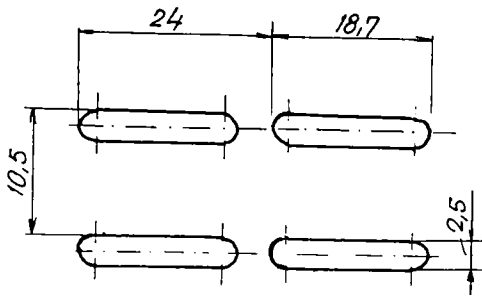


Fig. 3.19. Element de răcitor pentru motor cu ardere internă

Tuburi în coridor



Tuburi în esichier

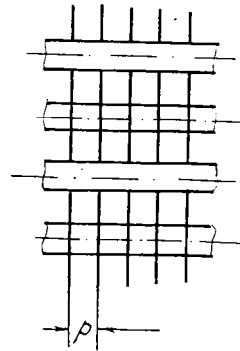
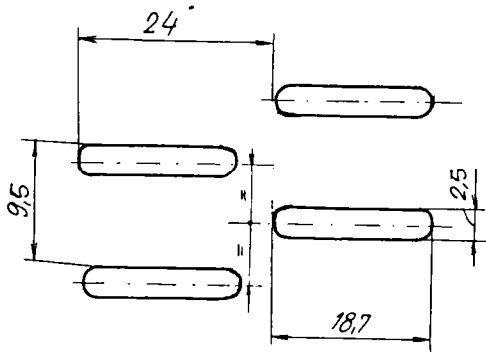


Figura 3.20. Caracteristici constructive ale radiatoarelor

3.3 Concluzii

1. Forma si dimensiunile aripioarelor tevilor depind de materialul si de diametrul exterior al tevilor precum si de fluidul care le spala.

2. Tehnologiile de rigidizare a aripioarelor pe tevi cuprind: extrudarea, ambutisarea, cositorirea, zincarea si sudarea.

3. Turbionarea suplimentara a fluidului poate fi facuta prin practicarea unor generatoare de turbulenta pe aripioare: taieturi, crestaturi, fante, etc.

4. Forma tevii nu are importanta in realizarea transferului termic fiind hotaratoare asupra rezistentelor hidraulice.

5. Tendinta actuala este de a se utiliza schimbatoare compacte din materiale usoare cu circulatia fluidelor prin canale nervurate.

6. Din gama schimbatoarelor de caldura cu tevi aripate fabricate la noi in tara si care au aplicatii in: energetica, transport feroviar si rutier, majoritatea au fost incercate si omologate la Catedra de termotehnica si masini termice de catre un colectiv din care face parte si autorul.

7. Cercetarile experimentale s-au efectuat pe standuri concepute si realizate la catedra sau beneficiar cu aparatura si tehnici de masurare de finete si utilizand algoritmi de calcul specifici transferului termic.

CAPITOLUL 4

CERCETĂRI PRIVIND MODELAREA PRIN SIMILITUDINE A TRANSFERULUI TERMIC PENTRU SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU ŢEVI ARIPATE

4.1 Similitudinea ca metodă de investigație în domeniul schimbătoarelor de căldură

4.1.1 Teoremele fundamentale ale similitudinii

Stabilirea ecuațiilor diferențiale care descriu un fenomen fizic este posibilă chiar în cazul fenomenelor foarte complexe. Rezolvarea analitică a acestor ecuații este în majoritatea cazurilor imposibilă. Din acest motiv, pentru stabilirea unor relații cantitative între mărimile care caracterizează fenomenul trebuie efectuate cercetări experimentale. Nu toate fenomenele fizice se pot studia experimental din cauza dimensiunilor prea mari ale instalației experimentale. Studiul se poate face, însă, pe modele de dimensiuni mai mici, rezultatele putând fi extinse și asupra originalului, dacă între model și original există similitudine [47,48].

Similitudinea implică în primul rând asemănarea geometrică între model și original. Asemănarea geometrică presupune egalitatea unghiurilor omoloage și raporturi egale între toate dimensiunile liniare de la original și de la model. Rezultatele obținute prin cercetarea pe modele asemenea geometric pot fi transpuse la original, dacă între

mărimile fizice care caracterizează fenomenul există rapoarte bine determinate. Aceste rapoarte, aceleași la model și la original, se numesc invarianți sau criterii de similitudine. Stabilirea lor se poate face pentru orice fenomen fizic dacă se cunoaște cel puțin relația analitică sub formă diferențială dintre mărimile care caracterizează fenomenul. Adimensionalitatea este proprietatea esențială a invarianților și servește la verificarea exactității definirii lor.

Similitudinea trebuie să respecte trei teoreme stabilite pe cale matematică.

Teorema I (teorema lui Newton): Pentru două sisteme fizice asemenea se pot deduce invarianți de aceeași valoare.

Numărul de invarianți independenți care pot fi stabiliți în cazul unei funcții între m variabile dintre care n sunt independente este $(m-n)$.

Teorema II (teorema π sau teorema Buckingham-Federman): Soluția integrală a ecuației diferențiale poate fi reprezentată ca o funcție de invarianți care caracterizează fenomenul.

Pe baza acestei teoreme orice dependență între variabilele care caracterizează un fenomen oarecare poate fi prezentată sub forma unei relații între invarianții independenți K_1, K_2, \dots, K_n care se pot stabili pentru fenomenul respectiv $f(K_1, K_2, \dots, K_n) = 0$.

Invarianții la fenomenele asemenea, fiind de aceeași valoare, ecuațiile de tipul celei de mai sus vor fi identice la aceste fenomene. Deci se pot obține relații generale între invarianți valabile pentru toate fenomenele fizice asemenea.

Teorema III (teorema Chirpicev sau Suchman): Condiția necesară și suficientă pentru ca două fenomene fizice să fie asemenea constă în asemănarea condițiilor de unicitate în care se desfășoară fenomenul și în identitatea invarianților deduși din condițiile de unicitate.

te la cele două fenomene.

Invarianții formați numai din mărimile care intră în condițiile de unicitate se numesc invarianți determinanți.

Legile similitudinii permit următoarele:

- să se extindă rezultatele unei singure experiențe asupra unui întreg grup de fenomene asemenea, grup determinat prin invarianța criteriilor de similitudine corespunzătoare;

- să se urmărească desfășurare fenomenelor prin relații criteriale, criteriile fiind în general complexe, conținând fiecare mai mulți parametri, relațiile criteriale vor fi mult mai simple și deci mai ușor de urmărit decât cele dintre parametri;

- să se determine parametri pentru fenomenele asemenea, deci să se rezolve probleme fizice pe bază de similitudine.

4.1.2 Ecuatiile analitice fundamentale ale convecției termice

În fenomenele de convecție termică un rol important îl joacă: curgerea fluidului, schimbul intern de substanță (prin impulsuri), transferul de căldură prin stratul limită din masa fluidului la pereți și condițiile de contur, astfel încât ecuațiile fundamentale vor fi:

1. Ecuatia de continuitate

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho w_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho w_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w_z) = 0 \quad (4.1)$$

sau scrisă vectorial:

$$\operatorname{div}(\rho w) = 0 \quad (4.2)$$

2. Ecuatiile Navier-Stockes

$$\begin{aligned}
 (w_x \cdot \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_x}{\partial z}) = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \nu [& (\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2}) \\
 + \frac{1}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x} (\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z})] & \quad (4.3a)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (w_x \cdot \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_y}{\partial z}) = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial y} + \nu [& (\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2}) \\
 + \frac{1}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial y} (\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z})] & \quad (4.3b)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (w_x \cdot \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z}) = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial z} + \nu [& (\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2}) \\
 + \frac{1}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z})] - g \beta \Delta t & \quad (4.3c)
 \end{aligned}$$

sau scrisă vectorial

$$(w \text{ grad } w) = -\frac{1}{\rho} \text{ grad } \rho + \nu (\nabla^2 w + \frac{1}{3} \text{ grad div } w) - g \beta \Delta t \quad (4.4)$$

În aceste ecuații s-au scris egalitățile dintre forțele de inerție care se exercită asupra fluidului și suma forțelor produse de variația de presiune (aceeași presiune pe toate axele), a celor produse de frecările interne (prin vâscozitatea cinematică ν) și a celor produse de dilatarea fluidului în sens contrar câmpului gravitațional.

3. Ecuatia de conservare a energiei termice în regim staționar

$$w_x \cdot \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial t}{\partial z} = a \cdot (\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}) \quad (4.5)$$

sau scrisă vectorial

$$w_{grad}t = a\nabla^2 t \quad (4.6)$$

Prin această ecuație se exprimă transferul de energie termic de la fluid la perete.

4. Ecuația de contur prin care se ia în considerare modul de re-

$$\alpha \Delta t = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_p \quad (4.7)$$

alizare a transferului termic de la fluid la perete prin stratul limită.

4.1.3 Invarianti și ecuațiile criteriale

Din ecuațiile fundamentale, utilizând factorii de scară de la original la model se obțin principalele criterii de similitudine ale convecției:

Reynolds:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$$

- raportul forțelor de inerție și al forțelor de frecare dintr-un fluid vâscos;

Prandtl:

$$\bar{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu}{\lambda}$$

- raportul dintre câmpul de temperaturi și cel de viteze;

Nusselt:

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$$

- raportul dintre densitatea fluxului de căldură transmis prin convecție și cel transmis prin conductivitate.

Ecuția criterială a convecției forțate se scrie uneori $Nu=f(Re,Pr)$ cu sensul: căldura transmisă (Nu) depinde de forma câmpului de viteze (Re) și de relația lui cu câmpul de temperaturi (Pr).

Stanton:

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha \cdot a}{\lambda \cdot w} = \frac{\alpha}{\rho \cdot c \cdot w}$$

- raportul dintre variația de temperatură pe lungimea tubului și diferența de temperatură dintre fluid și perete.

Colburn:

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{\frac{2}{3}}}$$

- semnificația fizică este aceeași cu a criteriului Stanton

Pe lângă tipul de ecuație prezentat anterior $Nu=f(Re,Pr)$, convecția forțată mai poate fi descrisă cu ecuații criteriale de forma:

$$St=f(Re,Pr) \text{ sau } j=f(Re,Pr) \quad (4.8)$$

4.2 Cercetări teoretice privind schimbul de căldură convectiv

în cazul țevilor aripate

Din observațiile privind liniile de curent la curgerea peste țevi lise singulare sau dispuse într-un singur rând se poate concluziona că la început în zona de contact a fluidului cu țeava se for-

mează un strat limită laminar care trece apoi în strat limită turbulent. În zona în care se face trecerea laminar-turbulent se produc desprinderi ale fluidului de pe periferia țevii. Unghiul la care are loc desprinderea este de 82° $Re \leq 9 \cdot 10^5$ și de 110° sau 120° pentru valori mai mari ale lui Reynolds [50].

Curentul principal spală deci 45% din periferia țevii în primul caz și 65% în cel de-al doilea.

Distribuția coeficienților locali de schimb de căldură este determinată de liniile de curent ale fluidului peste țevă (fig. 4.1).

Pentru aplicații tehnice, prezintă însă importanță valoarea medie a coeficientului de convecție pe periferia țevii.

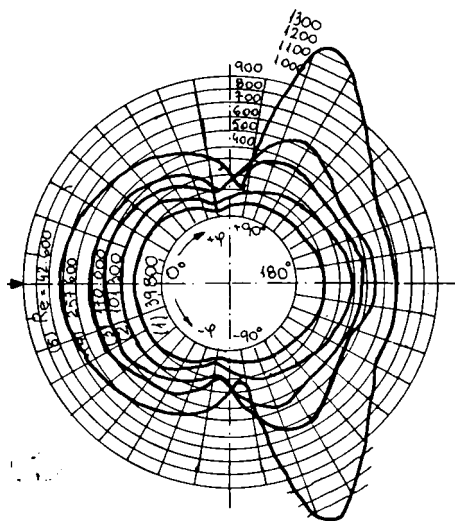


Figura 4.1

Pentru țevi singulare, Hilpert și Ulsamer au stabilit o relație experimentală de forma [47,49]:

$$Nu = 1,11 \cdot C \cdot Re^m \cdot Pr^{0,31} \cdot \left(0,785 \cdot \frac{T_p}{T_f}\right)^{\frac{m}{4}} \quad (4.9)$$

Proprietățile fluidului se consideră la temperatura medie între peretele conductei și fluid. Dimensiunea caracteristică din criteriile de similitudine este diametrul exterior al țevii, iar viteza de calcul este cea din fața țevii.

Valorile constantelor C și m sunt date în tabelul 4.1.

Pentru fascicule de țevi Jukauskas și colaboratorii [51], pentru Reynolds de la 5 la 1000 a propus relația:

$$Nu = 0,5 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,38} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_p}\right)^{0,25} \quad (4.10)$$

Tabelul 4.1 Valorile constantelor C și m din relația 4.9

Re de la	Re până la	C	m
0,4	4	0,891	0,330
4	40	0,821	0,385
40	4000	0,615	0,466
4000	40000	0,174	0,618
40000	400000	0,024	0,805

iar pentru Reynolds de la 10^3 la $2 \cdot 10^5$:

$$Nu = 0,25 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_p}\right)^{0,25} \quad (4.11)$$

Proprietățile fluidului fiind considerate la temperatura medie a acestuia, mai puțin cele notate indice p, măsurate la temperatura peretelui.

Pentru fascicole de țevi, Jukauskas recomandă formulele de calcul ilustrate în figurile 4.2 și 4.3.

$$K = \frac{Nu}{Pr_f^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_p}\right)^{0,25}} = C \cdot Re^m \quad (4.12)$$

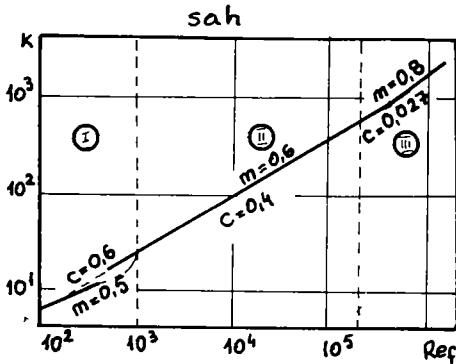


Figura 4.2

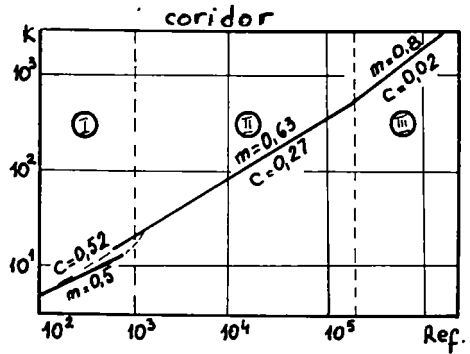


Figura 4.3

Temperatura determinantă este cea din fața fascicolului, lungimea caracteristică este diametrul țevii, iar viteza de calcul este cea din secțiunea minimă a fascicolului.

Pentru fascicole cu un număr de rânduri mai mic decât 20, valoarea lui Nu calculat anterior se corectează cu un factor de corecție c_2 obținut din figura 4.4.

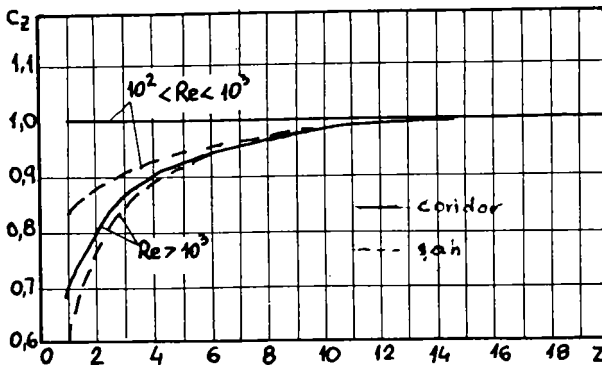


Figura 4.4

După Whitaker [52], viteza fluidului și lungimea caracteristică sunt deduse pornind de la cazul general al curgerii fluidului printr-un volum V în care se află N particole de formă oarecare, fiecare având volumul V_p și suprafața A_p . Se notează cu ψ raportul dintre volumul liber și volumul total al canalului de curgere și cu a_v aria totală de schimb de căldură raportată la volum:

$$a_v = A_p \cdot \frac{N}{V} = \left(\frac{A_p}{V_p} \right) \cdot (1 - \psi) \quad (4.13)$$

Diametrul hidraulic echivalent este:

$$\begin{aligned} d_h &= 4 \cdot (\text{secțiunea transversală} / \text{perimetrul udat}) = \\ &= 4 \cdot (\text{volumul ocupat de fluid în canal} / \text{aria udată}) \end{aligned}$$

Împărțind în ultimul raport atât numărătorul, cât și numitorul cu volumul total al canalului și folosind notațiile ψ și a_v , rezultă:

$$d_h = 4 \cdot \frac{\psi}{a_v} = 4 \cdot \left(\frac{V_p}{A_p} \right) \cdot \frac{\psi}{(1 - \psi)} \quad (4.14)$$

Ca lungime caracteristică se consideră:

$$l = \frac{3}{2} d_h = 6 \cdot \frac{V_p}{A_p} \cdot \frac{\psi}{1 - \psi} = d_p \cdot \frac{\psi}{1 - \psi} \quad (4.15)$$

Viteza de calcul a fluidului este definită astfel:

$$w = \frac{w_0}{\psi} \quad (4.16)$$

unde w_0 reprezintă viteza în fața fascicolului de țevi.

Criteriile de similitudine vor avea expresiile:

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{w_0 \cdot d_p \cdot \psi}{\nu \cdot (1 - \psi)} \quad (4.17a)$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = \frac{\alpha \cdot d_p \cdot \psi}{\lambda \cdot (1 - \psi)} \quad (4.17b)$$

Pentru un fascicol de țevi cu pasul transversal s_t și pasul longitudinal s_l și lungime l , se obține:

- diametrul particolei:

$$d_p = 6 \cdot \frac{V_p}{A_p} = \frac{6 \cdot \pi d^2 L}{\pi d L} = \frac{3}{2} d \quad (4.18)$$

- coeficientul volumic:

$$\psi = \frac{s_t \cdot s_l \cdot L - \frac{\pi d^2}{4}}{s_t \cdot s_l \cdot L} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a \cdot b} \quad (4.19)$$

unde $a = s_t/d$ și $b = s_l/d$ sunt pașii relativi respectivi.

Dacă fascicolul are peste 10 rânduri de țevi, dacă lungimea este mult mai mare ca diametrul și dacă sunt mai mult de 10 țevi pe rând, se pot neglija alte influențe asupra schimbului de căldură și ecuația criterială propusă este:

$$Nu = (0,4 \sqrt{Re} + 0,2 Re^{\frac{2}{3}}) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\eta_f}{\eta_p}\right)^{0,14} \quad (4.20)$$

valorile pentru:

$$Re = 1 \dots 40000$$

$$Pr = 0,7 \dots 763$$

$$\eta_f / \eta_p = 0,18 \dots 4,3$$

$$\psi = 0,42 \dots 0,65$$

Dacă fascicolul are mai puțin de 10 rânduri de țevi ($n < 10$), valoarea lui Nu se corectează cu $(n/10)^{0,18}$.

Tot pentru fascicule cu mai mult de 10 rânduri, Grimison [47] prezintă o ecuație de forma:

$$N = 0,32 \cdot f_A \cdot Re^{0,61} \cdot Pr^{0,31} \quad (4.21)$$

valabile pentru: $Re = 2000 \dots 40000$; $Pr = 0,5 \dots 500$

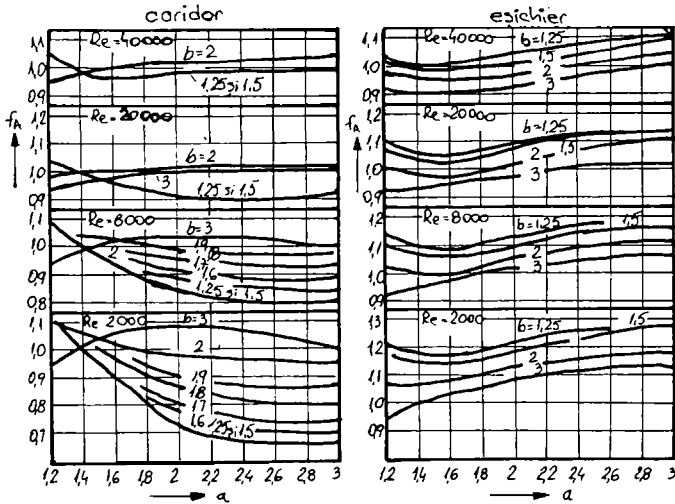


Figura 4.5

Valorile lui f_A sunt date în diagramele din fig. 4.5 în funcție de pașii relativi transversali a și longitudinali b și de numărul Re .

După Kirscher și după Kast [53] sunt valabile pentru calculul valorilor medii ale lui Nu la țevi singulare aceleași relații ca și pentru plăci plane. Ca lungime de referință în calculul lui Nu și Re se ia așa numita "lungime parcursă" care este distanța pe care o particulă de fluid o poate parcurge de-a lungul întregii suprafețe de schimb de căldură, figura 4.6.

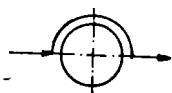


Figura 4.6

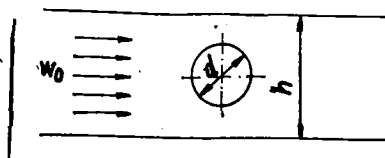
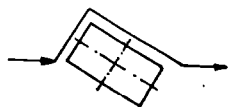


Figura 4.7

Pentru o țevă parcursă la exterior, cu diametrul d rezultă "lungimea parcursă" $l = \pi/2 \cdot d$, iar pentru Nu mediu Gnielinski [54] de relația:

$$Nu = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (4.22)$$

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (4.23)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (4.24)$$

Criteriul Nu mediu astfel calculat se apropie asimptotic de un minim $Nu_{min} \approx 0,3$.

Proprietățile fizice ale fluidului se iau la temperatura medie a acestuia.

Formula este valabilă pentru: $Re = 10 \dots 10^7$; $Pr = 0,6 \dots 1000$.

Dacă țeava este dispusă într-un canal de înălțime h , figura 4.7, pentru calculul lui Re se utilizează valoarea medie a vitezei obținută prin integrarea acesteia pe suprafața țevii:

$$w = \frac{w_0}{\psi} \quad (4.25)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi d}{4h} \quad (4.26)$$

Canalul poate fi unul imaginar obținut prin împărțirea distanței dintre țevile așezate într-un rând, cu pasul transversal s_t și pasul relativ corespunzător a . În acest caz $\psi=1-\pi/(4a)$, iar Nu_{mediu} al rândului de țevi se calculează la fel ca și pentru o țeavă singulară.

Pentru țevi așezate în fascicol, în coridor sau șah, Nu_{mediu} se obține corectând valoarea obținută pentru o singură țeavă conform celor prezentate, cu un factor de corecție f_a :

- pentru dispunerea în coridor, figura 4.8:

$$f_a = 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} \cdot \frac{\frac{b}{a} - 0,3}{\left(\frac{b}{a} + 0,7\right)^2}$$

- pentru dispunerea în șah, figura 4.9:

$$f_a = 1 + \frac{2}{3b}$$

unde b reprezintă pasul relativ longitudinal ($b=s_l/d$).

Dacă numărul de rânduri de țevi este mai mare de 10 nu se mai ia în considerare influența numărului de rânduri asupra schimbului de căldură.

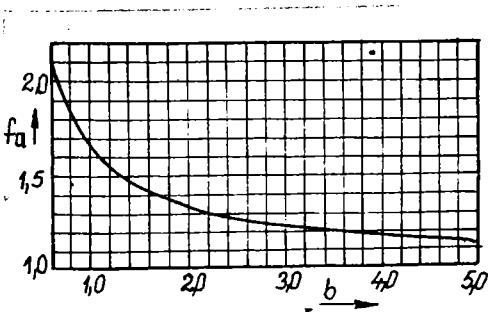


Figura 4.8

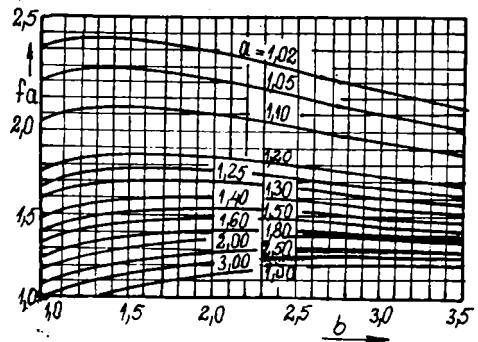


Figura 4.9

Pentru fascicole cu mai puțin de 10 rânduri se aplică o corecție la criteriul Nu_{mediu} calculat pentru o simplă țevă:

$$C_z = \frac{1 + (n_1 - 1) \cdot f_a}{n_1} \quad (4.27)$$

Direcția fluxului de căldură (încălzire sau răcire) influențează transmiterea căldurii în cazul în care proprietățile fizice ale agenților termici depind de temperatură. După Gnielinski [54] această influență este luată în considerare prin introducerea unui factor K în calculul lui Nu , astfel:

- pentru lichide, la încălzire:

$$K = \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25}$$

- pentru lichide, la răcire:

$$K = \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,11}$$

- pentru gaze:

$$K = \left(\frac{T_f}{T_p} \right)^n$$

unde indicii f și p se referă la parametrul luat la temperatura medie a fluidului, respectiv temperatura peretelui țevii, iar exponentul n depinde de gaz. În cazul răcirii unui gaz $n=0,26$.

Elmahdy și Briggs [55], efectuând o analiză matematică asupra performanțelor termice a 21 schimbătoare de căldură cu nervuri circulare și nervuri continue au obținut următoarea relație criterială:

$$j \cdot C_1 \cdot Re^{C_2} \quad (4.28)$$

Dimensiunea caracteristică a fost diametrul hidraulic, iar viteza de calcul cea din secțiunea minimă de curgere prin fascicol. Coeficienții C_1 și C_2 țin cont de parametrii geometrici cei mai semnificativi:

$$C_1 = 0,159 \cdot \left(\frac{\delta_n}{h_n}\right)^{0,141} \cdot \left(\frac{d_n}{\delta_n}\right)^{0,065} \quad (4.29a)$$

$$C_2 = 0,323 \cdot \left(\frac{\delta_n}{h_n}\right)^{0,049} \cdot \left(\frac{S_n}{\delta_n}\right)^{0,077} \cdot \left(\frac{d_n}{S_1}\right)^{0,545} \quad (4.29b)$$

Mc. Quiston, analizând 17 baterii de țevi aripate cu patru rânduri de țevi dispuse în șah a propus următoarea relație criterială [56]:

$$j = 0,0014 + 0,2618 \cdot Re^{-0,4} \cdot \left(\frac{A}{A_t}\right)^{-0,15} \quad (4.30)$$

unde dimensiunea caracteristică a fost diametrul interior al țevilor d_i , iar A și A_t sunt suprafețele de schimb de căldură totală, respectiv a țevilor fără nervuri.

Pentru un schimbător de căldură cu un număr de rânduri de țevi n_1 diferit de patru, Mc. Quiston recomandă un factor de corecție:

$$C_2 = \frac{1 \cdot 1280 \cdot n_1 \cdot Re^{-1,2}}{1 \cdot 5120 \cdot Re^{-1,2}} \quad (4.31)$$

Numărul Reynolds în acest caz este calculat cu pasul longitudinal al tuburilor.

După Canton și Fornasieri, folosind ca dimensiune caracteristică pasul longitudinal dintre țevi, schimbul de căldură superficial la aceeași baterie de țevi aripate experimentată de Mc. Quiston [52] este

dat de relația:

$$j = 0,202 \cdot n_1^{0,1} \cdot Re^{-0,37} \quad (4.32)$$

O relație asemănătoare recomandă Rich [58] pentru o baterie cu patru rânduri de țevi dispuse în șah, iar pentru mai multe rânduri relația se corectează cu factorul de corecție C_z , calculat cu relația(4.31):

$$j = 0,195 \cdot Re^{-0,35} \quad (4.33)$$

Făcând o comparație între relațiile (4.28), (4.30), (4.32) și (4.33) pe o baterie de țevi aripate cu geometria $d_i=10$ mm, $s_i=22$ mm, $s_t=25$ mm, $s_n=2,1$ mm și $\delta_n=0,12$ mm se constată că se obține o valoare mai mare a coeficientului de convecție termică cu relația lui Elmahdy urmată în ordine de relațiile Rich, Canton și Mc. Quiston.

4.3 Rezistențele fluidodinamice la fasciculele de țevi aripate

Calculul pierderilor fluidodinamice la curgerea peste fascicule de țevi aripate cu forme și dimensiuni diferite este foarte dificil din punct de vedere teoretic. Pentru determinarea pierderilor fluidodinamice se folosesc relații empirice stabilite experimental, de forma:

$$\Delta p = B \cdot (w \cdot \rho)^r \quad (4.34)$$

unde B și r sunt mărimi constante pentru fiecare tip de țevă și depind de forma, dimensiunile și materialul țevilor cu aripioare, precum și de dispoziția relativă a acestora în plăcile tubulare. Astfel, pentru țevi cu diametrul exterior al aripioarelor de 41 mm, pasul aripioarelor 35 mm, diametrul țevii 19 mm și dispoziție în șah cu pașii $s_1=37$ mm și $s_2=50$ mm, relația obținută a fost [59]:

$$\Delta p = 0,047 \cdot (w \cdot \rho)^2 \quad (4.35)$$

Rezistențele fluidodinamice se caracterizează mai bine utilizând coeficientul de frecare definit cu relația:

$$C_f = \frac{\Delta p}{\frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot \left(\frac{L}{dh} \right)} \quad (4.36)$$

unde: Δp - căderea de presiune;

L - lungimea fascicolului pe direcția de curgere;

w - viteza în secțiunea minimă;

ρ - densitatea gazului la temperatura medie.

Rich [60], efectuând încercări pe opt schimbătoare de aceeași

geometrie, dar cu pașii aripioarelor între 1,2 și 8 mm a considerat că pierderea totală de presiune este suma a două pierderi: prima dată de fascicolul de tuburi netede și calculată cu o relație specifică acestora și a doua datorată aripării tuburilor. Pentru cea de-a doua, el propune relația de calcul:

$$\Delta p = c_f \cdot \frac{A}{S} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad (4.37)$$

unde viteza a fost stabilită în secțiunea minimă de curgere S , A este suprafața totală de schimb de căldură, iar coeficientul de frecare

$$c_f = 1,7 \operatorname{Re}^{-0,5} \quad (4.38)$$

Pentru șapte baterii de tuburi aripate Mc. Quiston [61] a stabilit o relație pentru coeficientul de frecare:

$$c_f = 0,004904 + 1,382 \cdot (FP)^2 \quad (4.39)$$

$$FP = \operatorname{Re}^{-0,25} \cdot A^{0,25} \cdot B^{-0,4} \cdot \left(\frac{s_t}{d_i} A_* - 1 \right)^{-0,5} \quad (4.40)$$

$$A_* = \frac{\frac{A}{A_t}}{(s_t - d_i) \cdot \Gamma + 1}$$

$$B_* = \frac{(s_t - d_i) \cdot \Gamma}{4 \cdot (1 - \Gamma \cdot \delta_n)}$$

Γ este densitatea nervurilor pe metrul liniar de țevă.

4.4 Concluzii

1. Cercetarea transferului termic la schimbătoarele de căldură cu țevi aripate se poate face prin similitudine. Criteriile de similitudine se stabilesc pe baza ecuațiilor analitice fundamentale ale convecției termice: ecuația de continuitate, ecuațiile Navier-Stokes, ecuația de conservare a energiei termice și ecuații de contur.

2. Fenomenele similare pot fi descrise cu ajutorul relațiilor criteriale, mai simple și mai ușor de urmărit decât relațiile dintre parametri.

3. Transferul termic este foarte mult influențat de modul de curgere al fluidului peste țevi, forma liniilor de curent fiind determinantă în apariția și stabilirea stratului limită de lângă perețele țevii.

4. Dimensiunea caracteristică ce intră în componența invarianțelor este de regulă diametrul hidraulic calculat și acesta după diferite ipoteze: diametrul țevii de bază, suprafața spălată a țevii sau volumul ocupat de țevă în canalul de curgere. Aceste criterii urmăresc sublinierea unor anumite influențe. Pentru evidențierea influenței numărului de rânduri de țevi, diametrul hidraulic se calculează în funcție de pasul longitudinal dintre țevi pe direcția de curgere a fluidului.

5. Schimbul de căldură, sintetizat prin numărul Nusselt, diferă foarte mult pentru aceeași geometrie a țevii, dar calculat după diferite ecuații criteriale.

6. Rezistențele fluidodinamice ale fascicolelor de țevi aripate pot fi determinate cu precizie doar pe cale experimentală. Relațiile coeficientului de frecare pot fi aplicate doar cu titlu informativ pentru altă geometrie decât cea originală, deoarece ecuația Navier-

Stokes în domeniul vâscos nu este rezolvabilă decât pentru frontiere simple.

CAPITOLUL 5

METODICI DE CERCETARE ȘI INSTALAȚII EXPERIMENTALE

UTILIZATE

5.1. Metode experimentale consacrate

Determinarea experimentală a coeficientului de convecție este specifică tipului de suprafață nervurată. Elementul principal al oricărei instalații este un tunel aerodinamic de secțiune dreptunghiulară.

Schimbătorul de căldură cu suprafață experimentală este montat în acest tunel și funcționează în condițiile curentului încrucișat prin încălzirea curentului de aer de către suprafața nervurată.

Metodele de experimentare, în funcție de regimul termic, sunt de două tipuri: staționare și nestaționare. Metoda regimului termic staționar constă în condensarea aburului sau trecerea apei calde peste o parte a schimbătorului de căldură și în încălzirea aerului de cealaltă parte. Debitul de aer se măsoară cu ajutorul unor diafragme standardizate instalate în spatele elementului de analizat. Măsurarea temperaturii aerului la intrare și ieșire din schimbătorul de căldură și în fața diafragmei se face cu ajutorul termocuplurilor plasate în mai multe puncte ale secțiunii de curgere, diferența de presiune și

presiunea aerului în sectorul activ și pe diafragma se măsoară cu manometre cu apă. Presiunea aburului sau apei la interiorul elementului studiat se măsoară cu manometre cu mercur. Debitul este astfel ales încât să nu se formeze o peliculă de condensat care să constituie o rezistență termică considerabilă. Prin măsurarea cantității de condensat sau a debitului de apă caldă și a temperaturii de intrare și ieșire a acesteia, se poate verifica bilanțul termic al curentului de aer, eroarea relativă a fluxurilor de căldură pe partea condensatului sau apei calde și a aerului nu trebuie să depășească 3%.

Pentru obținerea rapidă a condițiilor de regim staționar este preferabilă instalarea ventilatorului de aer după elementul experimentat sau după sistemul de măsură astfel încât aerul să fie aspirat de acesta.

Metoda regimului termic nestaționar este folosită atât pentru studierea schimbului de căldură a țevilor lise și aripate cât și la suprafețe nervurate de altă geometrie. În cazul țevilor, una din țevile fascicolului este înlocuită cu o bară de alamă identică ca formă și dimensiuni în care este încorporat un termocuplu. Bara este încălzită cu aproximativ $16,5^{\circ}\text{C}$ peste temperatura curentului de aer, după care se instalează în locul convenit în fascicol, și se răcește înregistrându-se permanent temperatura barei. Precizia obținută cu această metodă este aceeași cu cea obținută prin metoda regimului termic staționar.

Pentru alte tipuri de suprafețe nervurate metoda regimului nestaționar constă în încălzirea matricei studiate până la o anumită temperatură cu ajutorul unui curent de aer fierbinte, după care se comută rapid pe un curent de aer rece. După înregistrarea modificării temperaturii, coeficientul de convecție se determină din mărimea înclinării maxime a curbei temperatură-timp. Se recomandă măsurarea temperaturilor cu termocupluri fier-constantan care de partea aerului să

fie conectate câte 8 în serie.

În cele ce urmează sunt inventariate tipuri de instalații consacrate în literatura de specialitate care au servit la realizarea stațiilor experimentale utilizate de autor și se expun sintetic rezultatele obținute cu aceste stațiuni de încercare.

5.2 Instalația experimentală pentru încercarea țevilor aripate la interior [62]

Instalația permite încercarea unor țevi cu lungimea de 1m. În fig.5.1 se prezintă elementul principal, schimbătorul de căldură ulei-abur.

Schimbătorul de căldură se compune din două piese de capăt (1) și (5), o flanșă intermediară (4) și două țevi concentrice (2) și (3). Țeava experimentală (7) este introdusă axial, etanșarea realizându-se prin strângerea prezoanelor (6) pe garniturile de cauciuc (14). Intrarea în piesa de capăt (1) se face prin confuzorul cu profil de lemniscată pentru uniformizarea câmpului de viteze înaintea prizei de presiune (10) și a termometrului (9) care măsoară temperatura la intrarea uleiului în țeavă. Temperatura de ieșire se măsoară cu termometrul (11) montat în piesa de capăt (5), iar presiunea de ieșire se măsoară în priza (12). Spațiul (I) dintre țevile concetrice este izolat termic cu praf de zgură. Aburul circulă prin spațiul (A) dintre țevile (3) și (7), intrând în schimbător prin ștuțul (15), iar condensatul se scurge spre colector prin ștuțul (16). Schimbătorul de căldură este izolat termic în exterior cu șnur de azbest și cu un strat gros de ampora.

În fig.5.2 se prezintă schema instalației în care este montat schimbătorul de căldură. Din rezervorul (10) uleiul preîncălzit prin termoplonjoanele (11) este refulat de către pompa cu angrenaje (14)

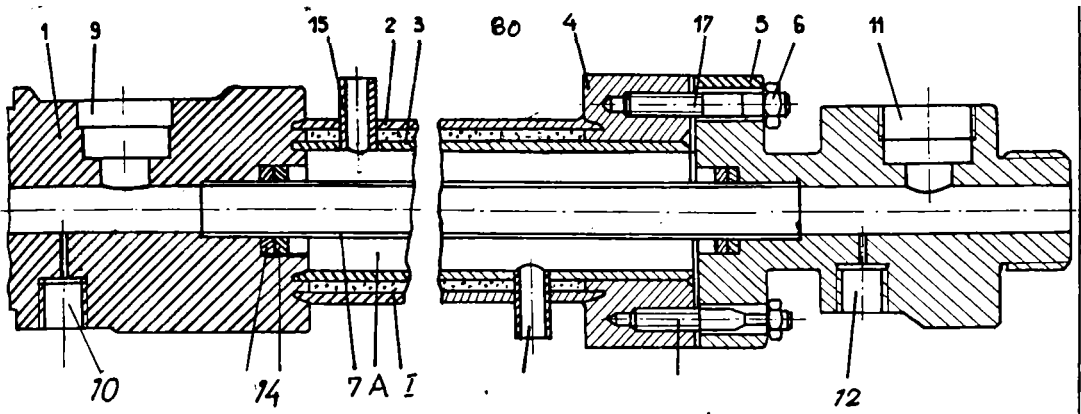


Fig. 5.1. Încălzitorul de ulei

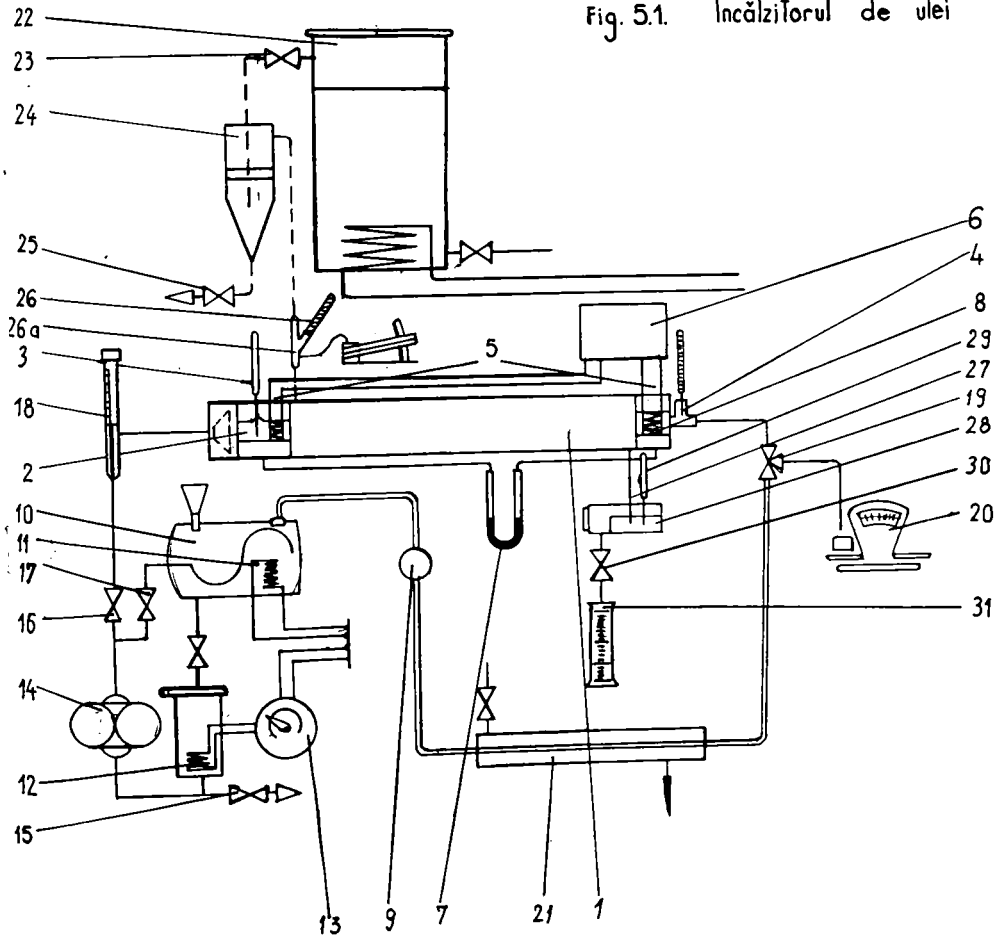


Fig. 5.2. Instalația experimentală pentru țevi aripate interior

spre schimbătorul de căldură (1) și readus în rezervor după ce a trecut prin răcitorul (21). Între rezervor și pompă este intercalat un încălzitor electric (12) pentru realizarea temperaturii dorite a uleiului la intrarea în schimbător. Comanda încălzirii este asigurată de către un termometru de contact (18) reglat în funcție de indicațiile termometrului (3). Prin robinetul cu trei căi (19) de pe conducta de retur la schimbător, uleiul poate fi derivat la balanța (20). Uleiul este răcit cu apă de la rețea în răcitorul (21).

Generatorul de abur (22) produce abur saturat care se folosește ca agent încălzitor al uleiului în schimbătorul de căldură (1). De la generator aburul trece printr-un separator (24) prevăzut cu un robinet de evacuare intermitentă a apei (25), spre schimbătorul de căldură. La ieșirea din schimbător, condensatul este captat într-un colector (28) cu perete deversor și indicator de nivel.

Măsurarea debitului de ulei se face prin cântărirea cu o balanță tip Berkel (20) cu o eroare de $\pm 2\%$. Temperaturile uleiului la intrare, respectiv ieșire din schimbătorul de căldură se măsoară cu termometrul de precizie cu mercur cu diviziuni de $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Temperatura aburului saturat se măsoară indirect prin presiunea corespunzătoare de saturație.

Căderea de presiune a uleiului de-a lungul țevii se măsoară cu un manometru diferențial cu mercur (7) racordat la camerele de la intrare și ieșire din schimbătorul de căldură.

În fig.5.3 se prezintă geometria țevii aripate, iar în tabelul 5.1 caracteristicile acesteia.

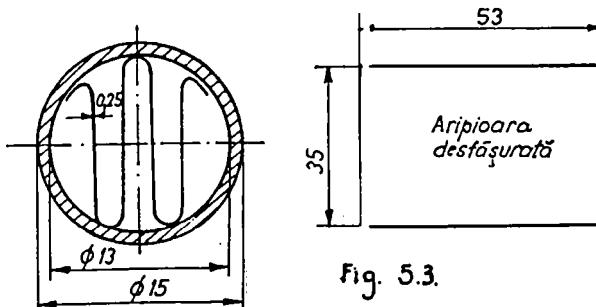


Fig. 5.3.

Tabelul5.1.

Nr. crt.	Caracteristici	U.M.	Valoare
----------	----------------	------	---------

Aripioara

1.	Material	-	Cupru
2.	Lungime pe ax țeavă	mm	35
3.	Grosime	mm	0,25
4.	Lungime desfășurată	mm	53

Țeava

1.	Material	-	Cupru
2.	Lungime	mm	1000
3.	Diametru exterior	mm	15
4.	Diametru interior	mm	13
5.	Diametrul hidraulic	mm	3,611

Țevile aripate au fost încercate în următoarele condiții:

-temperatura aburului	$t_{ab}=100^{\circ}\text{C}$
-temperatura intrare ulei	$t_{in}=57\dots 72^{\circ}\text{C}$
-numărul Reynolds ulei	$Re=23\dots 87$

În urma prelucrării datelor pentru 15 regimuri au rezultat următoarele ecuații criteriale valabile pe domeniul și tipul menționat.

$$Nu=2,46(RePr)^{0,404}(dh/l)^{0,33}(\rho/\rho_0)^{0,14} \quad \text{-pentru aripioare cositorite pe țeavă}$$

$$\text{Nu} = 2,117 (\text{RePr})^{0,38} (\text{dh}/1)^{0,33} (\rho/\rho_p)^{0,14} \quad \text{-pentru aripioare necositorite}$$

Comparând cele două ecuații a rezultat o diferență de 39% a schimbului de căldură pentru țeava cu aripioarele cositoare față de țeava cu aripioarele necositorite.

5.3 Instalația experimentală pentru încercarea unui răcitor de ulei de tip fagure [28]

Răcitorul, reprezentat în fig.3.11, destinat uleiului de transformator este confecționat din tablă de oțel de 1mm grosime. După ambutisarea tablelor se realizează, prin sudarea a câte două table, 66 de elemente de răcitor fixate prin sudare în colectorul superior și inferior al răcitorului. Între aceste elemente se dispun aripioare netede și ondulate fixate pe elementele răcitorului prin zincare.

Caracteristicile geometrice ale răcitorului sunt prezentate în tabelul 5.2.

În schema instalației experimentale prezentată în fig. 5.4, răcitorul de ulei(1) este montat pe canalul de ieșire al aerului din ventilatorul de aer (2) axial tip AMV debit 32000m³/h la 50 H₂O. Temperatura aerului t_a la intrare s-a considerat egală cu cea de la aspirația ventilatorului și s-a măsurat cu un termometru cu mercur cu diviziuni 1/10°C. Temperatura aerului la ieșire s-a determinat prin măsurarea vitezei cu anemometru tip morișcă în 16 puncte ale aceleiași secțiuni.

Căderea de presiune de partea aerului s-a măsurat cu ajutorul manometrului diferențial (8).

Circuitul de ulei se compune din rezervorul compartimentat (3) din care pompele de ulei (4) tip ERMOLE 100 montate în serie refulea-

Tabelul 5.2. Caracteristicile geometrice ale răcitorului

Nr. crt.	Marimea	U.M.	Valoarea
1	Semielement racitor	buc/mm	132/1226x220x1
2	Aripioara neteda	buc/mm	132/1140x220x0,5
3	Aripioara ondulata	buc/mm	134/1140x70x0,5
4	Lungimea desfașurata a aripioarei ondulate	mm	1230
5	Nr. elementelor racitorului	buc	66
6	Diametrul echivalent al canalului de ulei(2h)	mm	10,4
7	Înălțimea medie a aripioarelor	mm	8
8	Suprafata frontala a racitorului	m ²	1,4
9	Sectiunea de curgere a aerului	m ²	0,75
10	Sectiunea de curgere a uleiului	m ²	0,065
11	Suprafata de schimb de caldura de partea aerului	m ²	126,1
12	Suprafata aripioarelor	m ²	90,3
13	Suprafata de schimb de caldura de partea uleiului	m ²	35,8
14	Grosimea aripioarelor	mm	0,5
15	Grosimea peretelui	mm	1
16	Materialul peretelui si al aripioarelor	-	tabla otel

ză spre răcitor și încălzitorul (6). Se poate funcționa cu una sau două pompe. Debitul de ulei s-a determinat prin cronometrarea timpului în care nivelul din compartimentul (I) a scăzut între doua reperce ale sticlei de nivel (10).

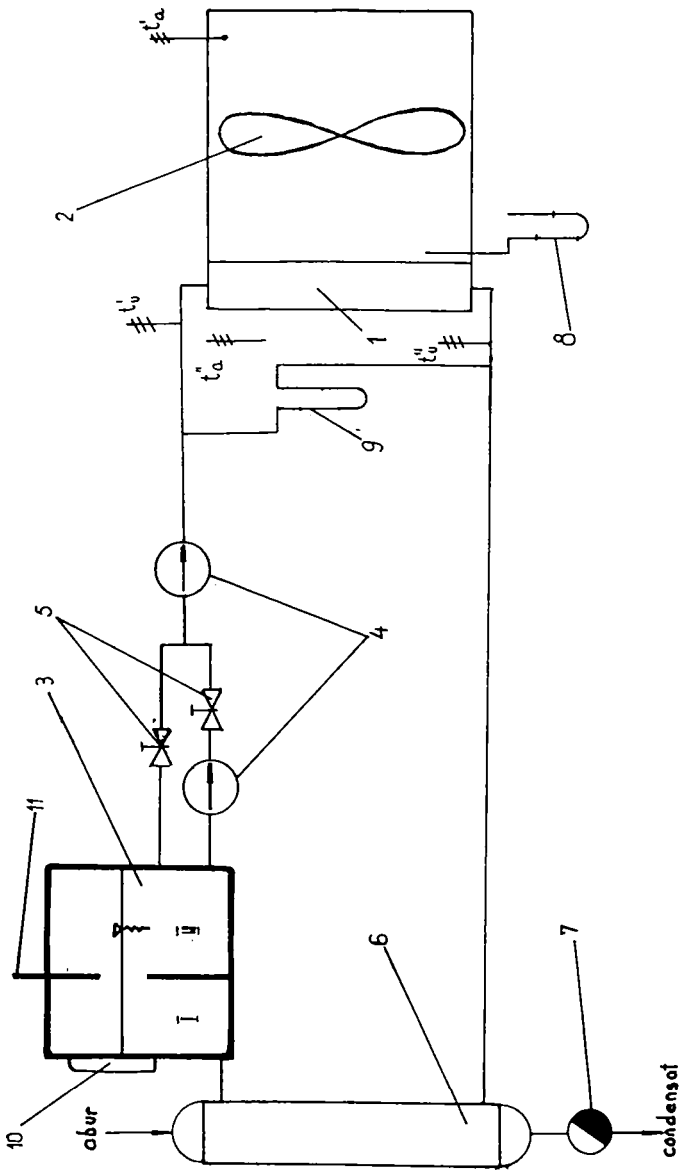


Fig. 5.4 Instalația experimentală a răcitorului tip focare

Încălzirea uleiului în instalație s-a făcut cu abur în încălzitorul (6) prevăzut cu oala de condensat (7).

Încercarea răcitorului de ulei s-a făcut astfel:

- temperatura de intrare ulei $t_{u_i}=65^{\circ}\text{C}$
- temperatura de intrare aer $t_{a_i}=10\dots 20^{\circ}\text{C}$
- viteza uleiului $w_u=0,1\dots 0,2 \text{ m/s}$
- viteza aerului $w_a=10\dots 20 \text{ m/s}$.

Încercările s-au făcut cu ulei de transformator Tr.30 STAS 811-83, pentru care s-au stabilit în laborator densitatea și vâscozitatea dinamică:

$$\rho_u=896,4-0,5535t_u \quad \text{kg/m}^3$$

$$\nu_u=0,4734t_u-1,08 \quad \text{kg/ms}$$

Pe baza prelucrării rezultatelor s-au trasat variațiile coeficientului de transfer termic de partea aerului funcție de debitul de aer în fig.5.5, funcție de temperatura de intrare a uleiului în fig. 5.6 și ecuația criterială a schimbului de căldură de partea uleiului în fig.5.7. În urma prelucrării datelor s-a stabilit pentru schimbul de căldura de partea uleiului ecuația criterială:

$$\text{Nu}=0,411\text{Re}^{0,7}\text{Pr}^{0,33}$$

În programul de calcul s-a folosit de partea aerului ecuația [2]:

$$\text{St}\cdot\text{Pr}=0,0028$$

5.4 Instalația pentru încercarea unor "elemente de apă" din sistemul de răcire al motoarelor cu ardere internă [36]

În schema standului prezentată în fig. 5.8, ventilatorul (1) antrenat de motorul electric (2) aspiră aer din exterior prin bateria de încălzire (3) și refulează aerul cu temperatura dorită pe conducta circulară (5). Debitul este măsurat cu ajutorul diafragmei (6). Șibărul

Fig. 5.5.

Variatia coeficientului de transfer termic k_a de partea aerului in functie de debitul de aer

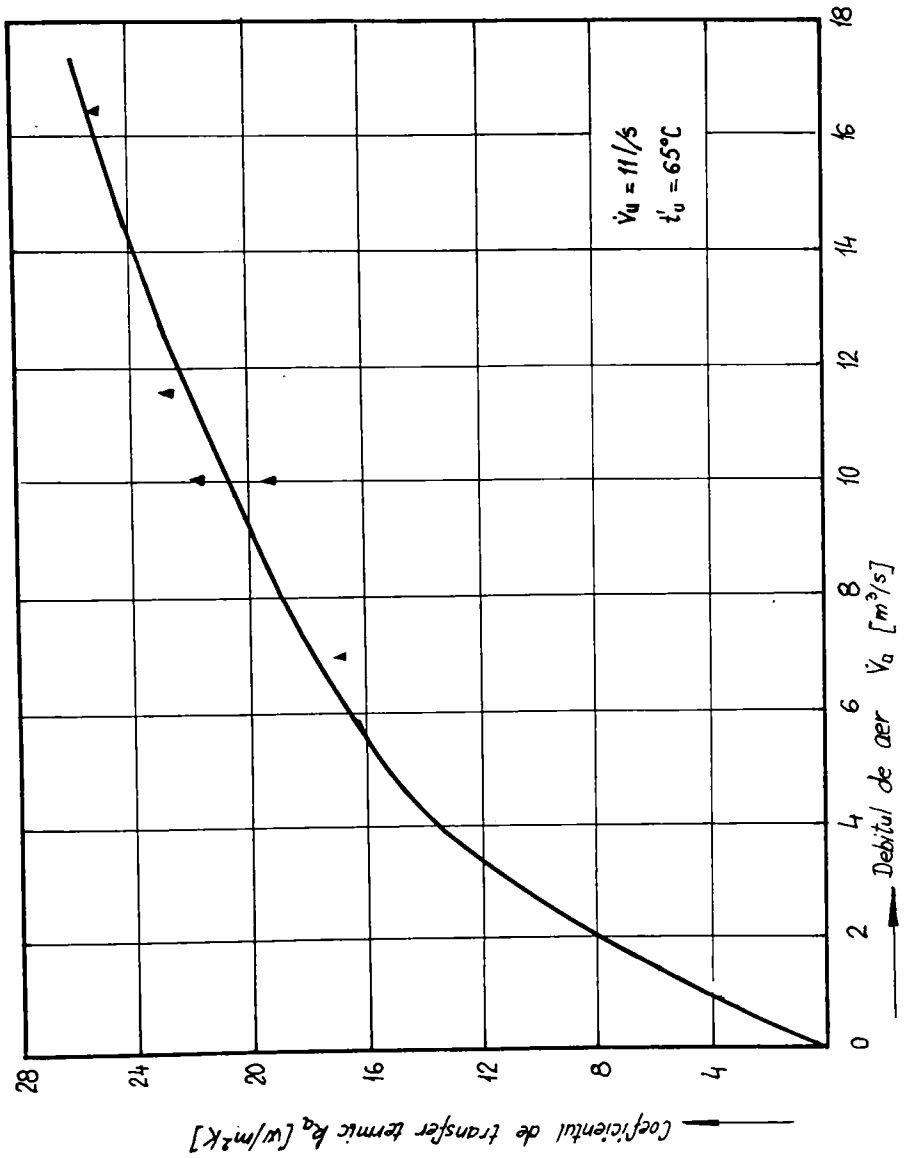


Fig. 5.6. Variația coeficientului de transfer termic k_a în funcție de temperatura uleiului

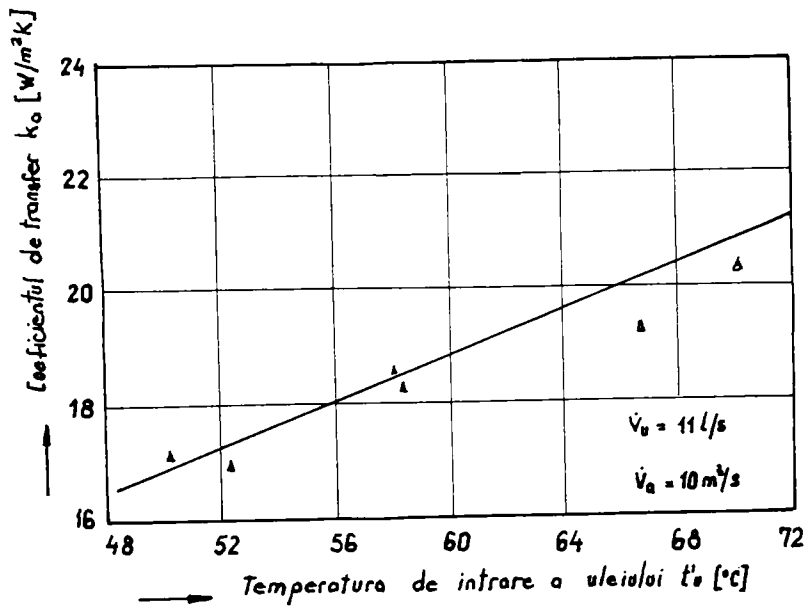
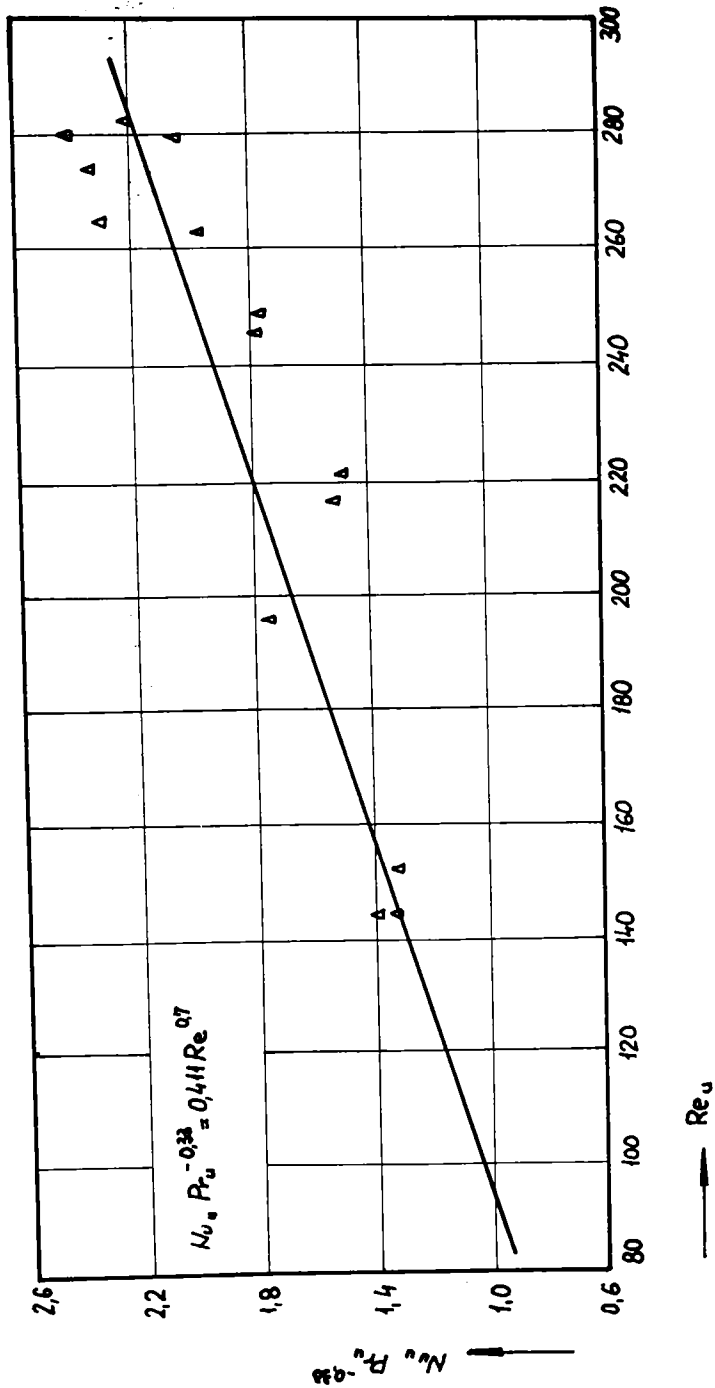


Fig. 5.7.

Dependenta $Nu \cdot Pr^{-0.33} = f(Re)$



(4) servește la reglarea debitului de aer. Conducta circulară se continuă după cot cu un canal de secțiune dreptunghilară (7) în care se montează elementul de apă (8). Măsurarea temperaturii aerului se face cu termometrul de sticlă cu mercur (9) și (10) de precizie $0,5^{\circ}\text{C}$, iar căderea de presiune se măsoară cu manometrul diferențial (11).

Apa aspirată de pompa (12) din rezervorul (13) trece prin debitmetrul electromagnetic (14) și prin încălzitorul (15), fiind refulată în elementul de încercat și returnată în rezervor. Debitmetrul electromagnetic FE 803 este cuplat cu aparatul înregistrator ELR 36. Diagrama de etalonare a debitmetrului s-a verificat pentru fiecare set de măsurători. Termometrele de partea apei (16) și (17) au precizia de $0,1^{\circ}\text{C}$.

Reglarea debitului de apă se face din robinetul (18), iar măsurarea căderii de presiune pe element cu manometrul diferențial (19).

Geometria tuburilor prin care circulă apa, precum și a aripioarelor este prezentată în fig.5.9, iar caracteristicile constructive sunt prezentate în tabelul 5.3.

În paranteze sunt trecute valorile pentru un element modificat având 6 rânduri de tuburi pe direcția de curgere a aerului față de 8 rânduri ale elementelor încercate la începutul programului.

Condițiile de încercare s-au caracterizat prin :

- | | |
|------------------------------------|--|
| - temperatura de intrare a aerului | $t_{a,} = 24 \dots 42^{\circ}\text{C}$ |
| - temperatura de intrare a apei | $t_{w,} = 65 \dots 75^{\circ}$ |
| - viteza aerului | $W_a = 3 \dots 16 \text{ m/s}$ |
| - viteza apei | $w_w = 0,2 \dots 0,5 \text{ m/s}$ |

În urma prelucrării datelor experimentale cu ajutorul unui program pe calculatorul electronic s-au obținut următoarele ecuații criteriale pentru schimbul de căldură de partea aerului:

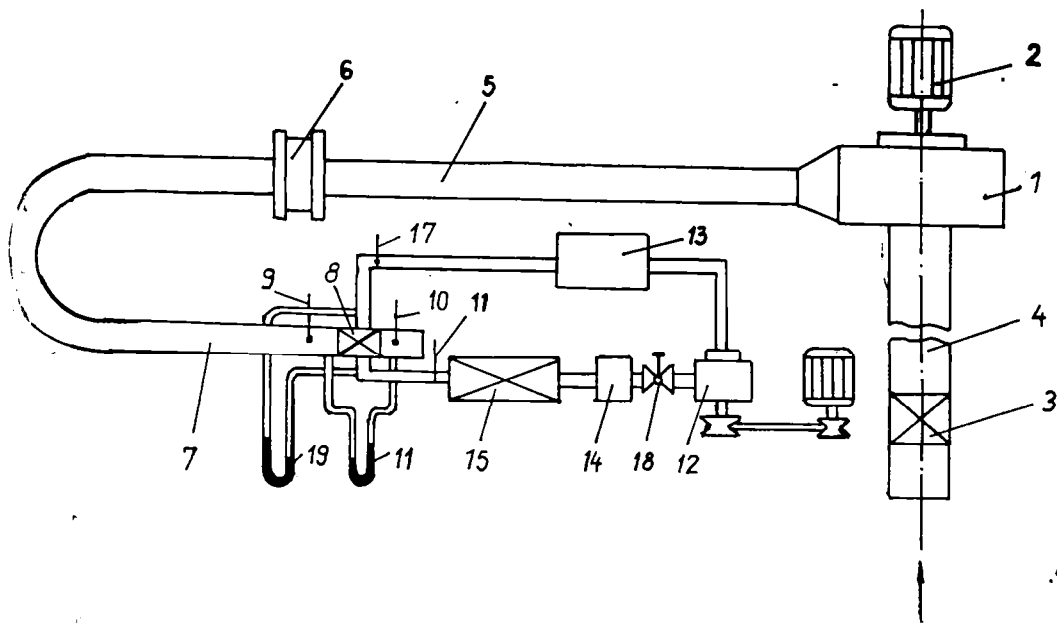


Fig. 5.8. Instalație experimentală pentru încercarea „tuburilor de apă”

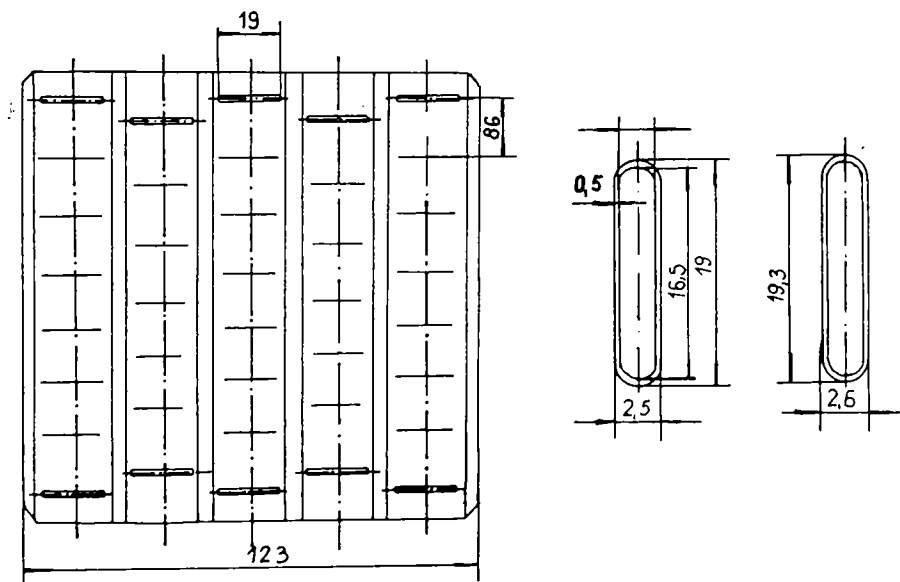


Fig. 5.9. Dispunerea tuburilor din „elementul de apă”

Tabelul 5.3. Caracteristicile constructive ale elementului de radiator 871 modificat (6 rânduri)

Nr. crt.	Caracteristica	U.M.	Valoarea	
			reala	proiectata
1	Dimensiunea tubului de apa	mm	19x2,5x0,25	
2	Lungimea tubului	mm	2x705=1410	
3	Materialul tubului	-	Cu	
4	Numarul de tuburi	-	2x129	
5	Dimensiunile aripioarelor	mm	155x197x0,07	
6	Materialul aripioarelor	-	Cu	
7	Pasul aripioarelor	mm	2,74	2,2
8	Numarul aripioarelor	-	254+260 2x315	
9	Înălțimea aripioarelor	mm	3,05	
10	Suprafața de schimb de caldura a aripioarelor	m ²	24,93	-
11	Suprafața totala de schimb de caldura de partea aerului	m ²	32,17	-
12	Secțiunea unui tub	m ²	36,14x10 ⁻⁶	
13	Secțiunea de trecere a apei	m ²	0,00466	
14	Secțiunea de trecere a aerului	m ²	0,197 0,196	
15	Suprafața de schimb de caldura de partea apei	m ²	7,145	
16	Diametrul echivalent de partea apei	mm	3,68	
17	Diametrul echivalent de partea aerului	mm	3,81	-
18	Secțiunea libera de trecere a aerului raportata la secțiunea frontala σ	-	0,71	-
19	Suprafața de schimb de caldura specifica	m ² /m ³	747	-

$Nu=0,452Re^{0,485}Pr^{0,33}$	-tub cu falt
$Nu=0,319Re^{0,526}Pr^{0,33}$	-tub fără falt
$Nu=0,113Re^{0,676}Pr^{0,33}$	-element modificat

Schimbul de căldură este mai bun cu 48% la tubul cu falt față de cel fără falt. Nu s-a putut preciza o influență a micșorării numărului de rânduri de țevi de la 8 la 6 asupra schimbului de căldură. În privința căderilor de presiune de partea aerului, acestea sunt mai mari la elementele cu 8 rânduri cu aproape 30% față de cele cu 6 rânduri de tuburi.

5.5 Instalația experimentală pentru încercarea unor răcitoare

ulei-aer [38]

În fig.5.10 este reprezentat schematic standul de încercare al unor răcitoare de ulei având ca volum activ tuburi plate din alamă cu aripioare continue din cupru sau alamă.

Ventilatorul (1) antrenat de motorul electric (2), refulează aer pe conducta de secțiune circulară (3) și canalul (4) de secțiune dreptunghiulară, spre elementul de răcitor (6), montat la capătul tronsonului (5) al canalului de aer.

Uleiul aspirat din rezervorul (7) prin intermediul pompei (8) antrenată de motorul electric (9), trece prin schimbătorul de căldură (11), după care intră prin conducta (12) în rezervorul de ulei.

Debitul de aer poate fi reglat cu ajutorul clapetei (14) montată în canalul de aer (15), iar debitul de ulei, cu ventilul de reglare (10). Diafragmele (16) și (17) montate pe conducta de aer, respectiv de ulei permit măsurarea debitelor de aer, respectiv ulei.

Temperaturile sunt măsurate cu termometrele (18), (19), (20) din sticla cu diviziuni de $0,1^{\circ}\text{C}$.

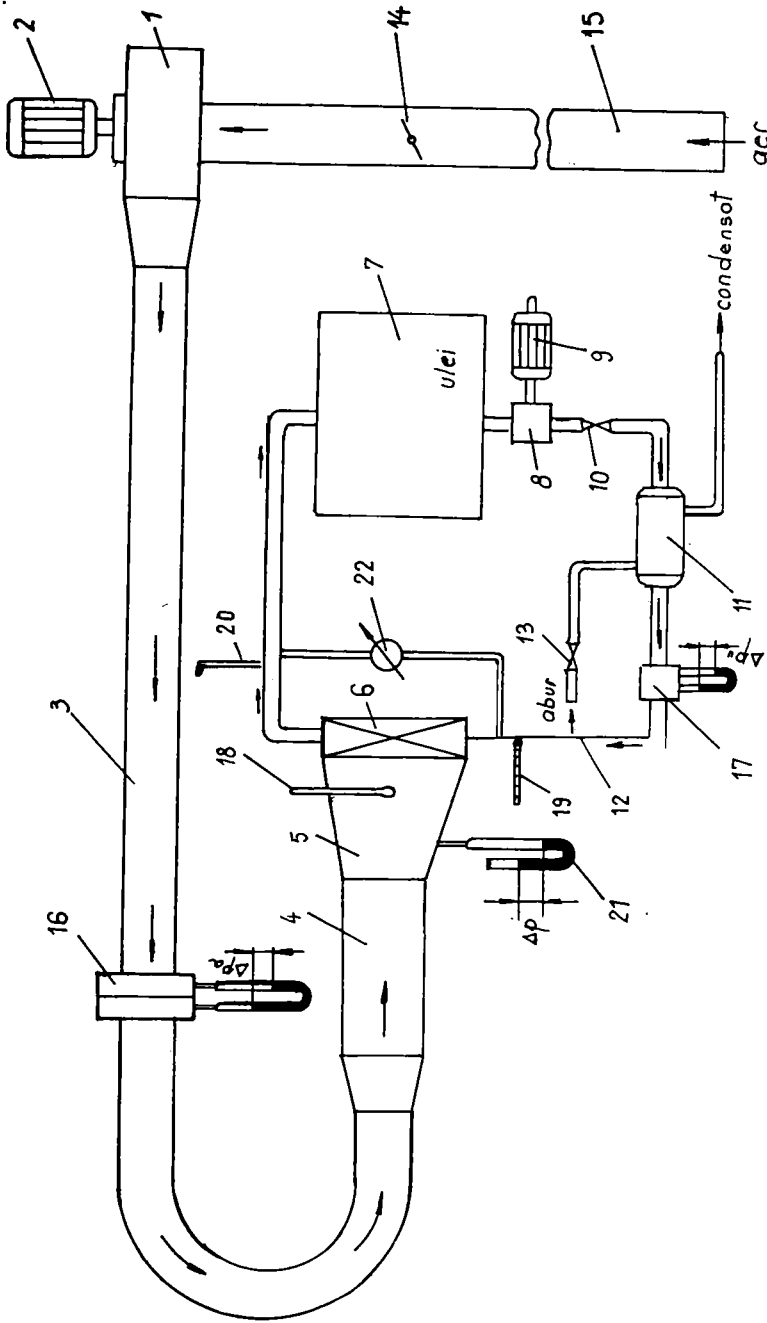


Fig. 5.10. Instalația experimentală pentru încercarea răcitoarelor de ulei

Căderile de presiune sunt măsurate cu manometrele diferențiale cu mercur (21) și (22).

Caracteristicile constructive ale răcitoarelor încercate sunt prezentate în fig. 3.19 și tabelul 5.4.

Tabelul 5.4 Caracteristicile constructive ale răcitoarelor.

Nr. crt.	Caracteristica	U.M.	Valoare
1.	Lungime tub	mm	1000
2.	Număr de tuburi	-	53
3.	Număr de aripioare	-	380
4.	Diametrul hidraulic ulei	mm	2,81
5.	Diametrul hidraulic aer	mm	3,6
6.	Număr rânduri de tuburi	-	5

Condițiile de încercare ale răcitoarelor au fost:

- temperatura de intrare ulei $t_{u,} = 70^{\circ}\text{C}$
- temperatura de intrare aer $t_{a,} = 36,5^{\circ}\text{C}$
- viteza uleiului $w_u = 0,2 \dots 1,6 \text{ m/s}$

Uleiul utilizat la încercări a fost ulei de motor.

Din prelucrarea măsurărilor experimentale s-a constatat că de partea aerului răcitorul este la saturație termică la o viteză de 20m/s (fig.5.11, când fluxul termic rămâne practic constant cu creșterea vitezei majorându-se în schimb căderile de presiune. Această saturație termică este mai evidentă în reprezentarea coeficientului global de trecere a căldurii funcție de viteza aerului, fig.5.12.

Căderea de presiune de partea aerului este redată sintetic în figura 5.13. Se observă că grosimea aripioarelor nu are nici o influență asupra

Fig. 5.11.

Variatia fluxului de căldură transmis în funcție de viteza aerului

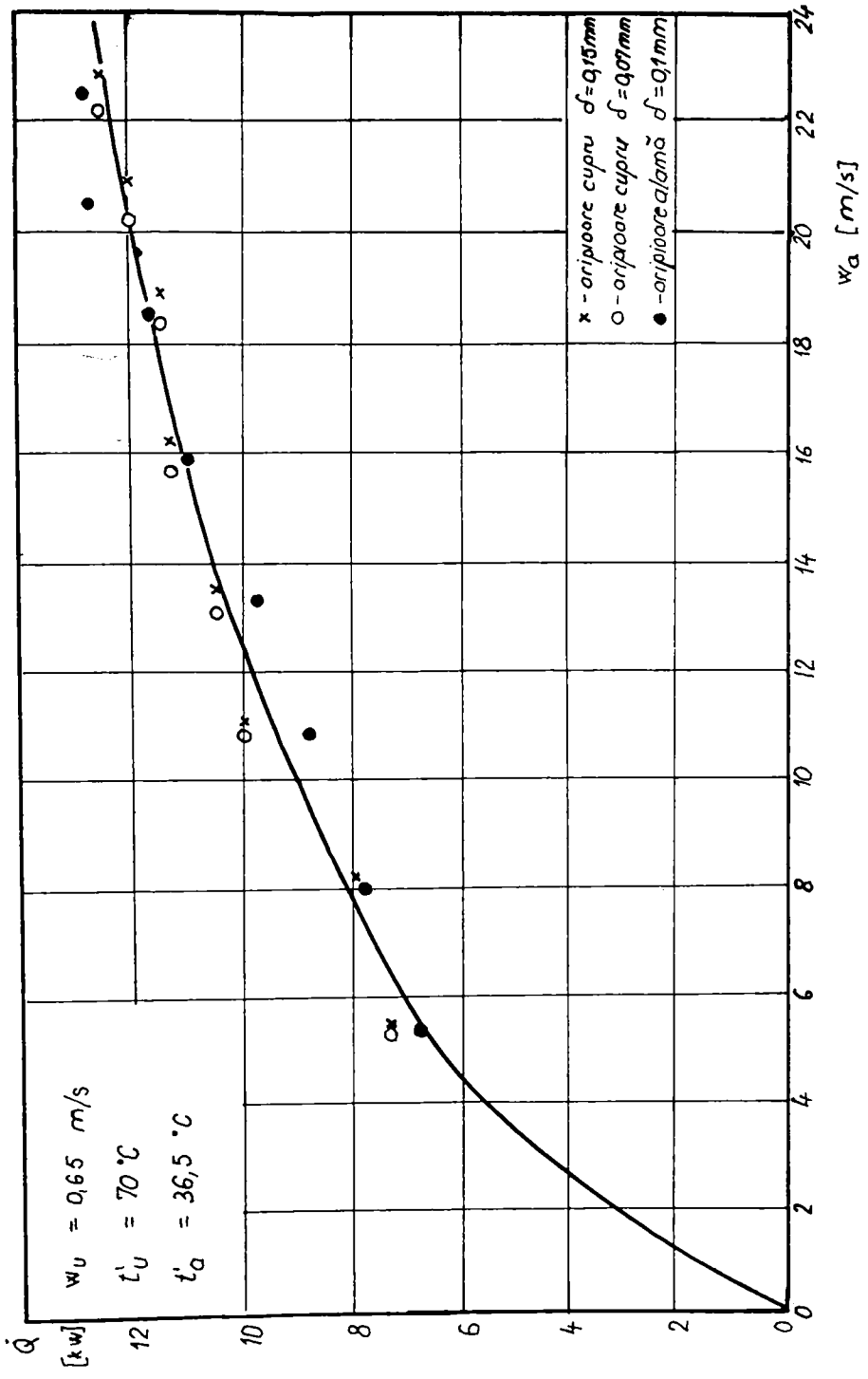


Fig. 5.42. Influența vitezei aerului asupra coeficientului global de trecere a căldurii

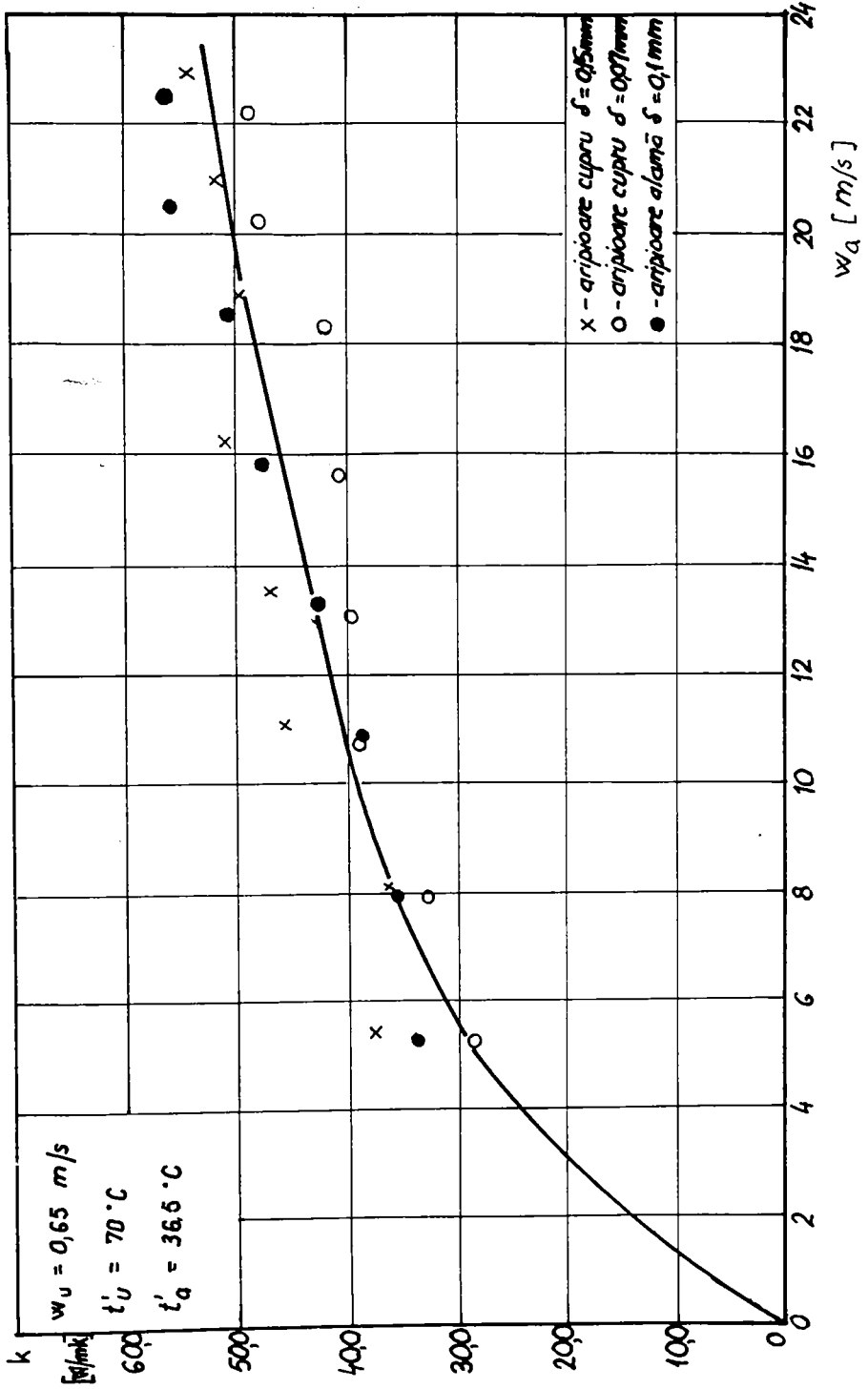
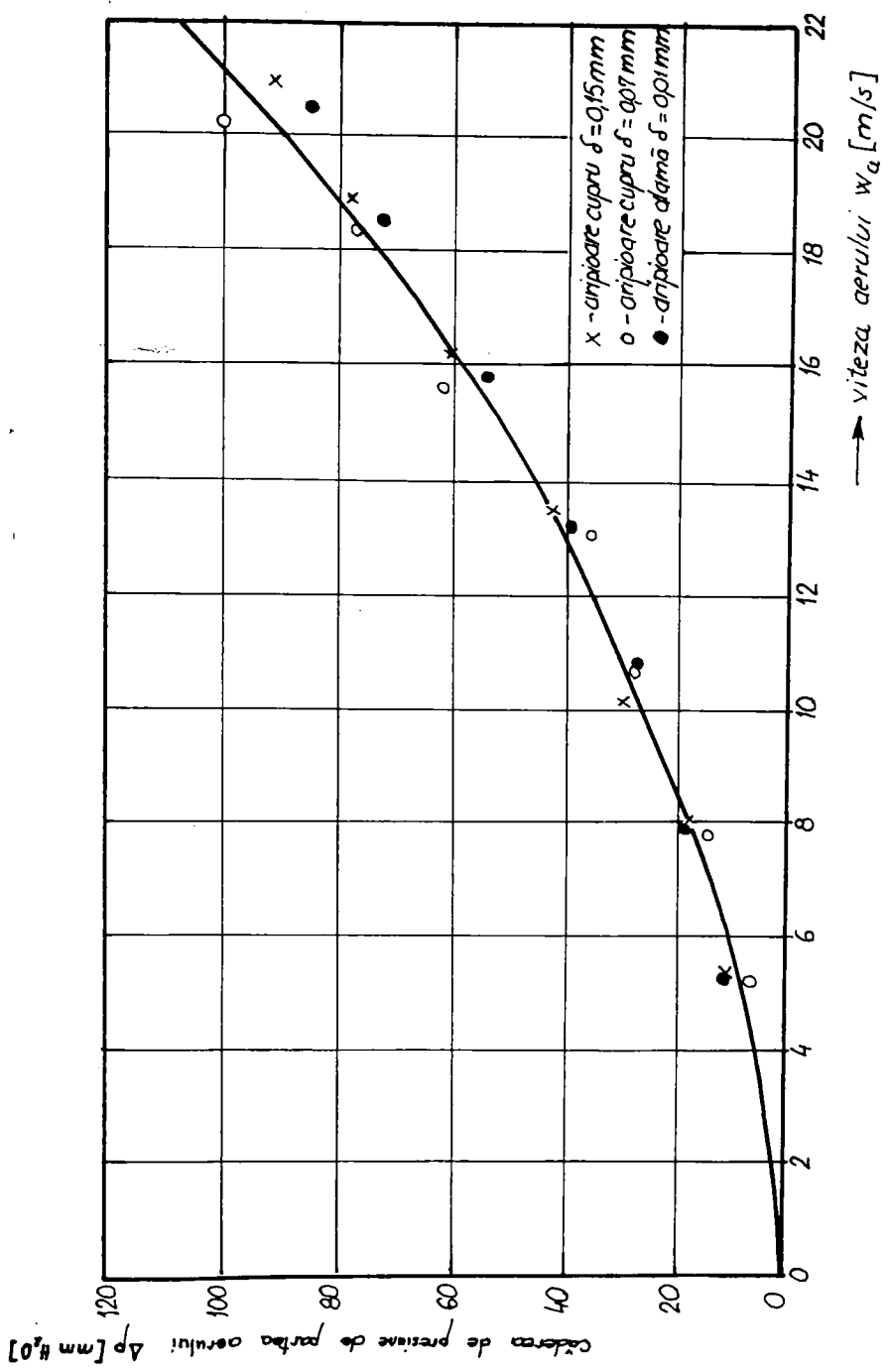


Fig. 5.13. Variația căderilor de presiune de parte aerului în funcție de viteza aerului



căderilor de presiune, iar majorarea vitezei de curgere duce la căderi mari de presiune, deci la consumuri energetice mari.

5.6 Instalație experimentală pentru încercarea răcitoarelor de aer ale hidrogeneratoarelor [35]

Instalația experimentală a fost concepută pentru a permite încercarea răcitorului de aer menționat, precum și a altor tipuri de dimensiuni convenabile, atât în regim de încălzire cât și în regim de răcire. Schema circuitului de aer este reprezentată în figura 5.14. Aerul de răcire este aspirat de ventilatorul centrifugal 2 tip VS7 cu debitul de 5000m³/h la o sarcină de 180 mm CA antrenat de motorul electric 1 de 1500 rot/min și 22KW și refulat prin confuzorul 3 și preîncălzitorul de aer 4 în răcitorul de aer 7.

Încălzitorul de aer dispus în fața răcitorului de aer are 12 rezistențe a câte 2KW dispuse astfel încât să asigure o încălzire uniformă pe secțiune cu căderi de presiune minime. Alimentarea cu energie electrică a rezistențelor se face la tensiunea de 380V prin 6 contactoare grupate în așa fel încât să se poată asigura grupaje de la 1 la 12 rezistențe în funcțiune. Pentru protecție au fost montate capace și apărători, iar cablurile de alimentare au fost trecute prin țevi izolatoare.

După trecerea prin răcitorul de aer, aerul prin canalul 8, confuzorul 12, conductele 14,17 și 20 și coturile 13,16,19 ajunge la clapetele de reglare a debitului de aer. O parte din debitul de aer este evacuat prin conductele 22 și 24 în mediul ambiant iar prin conductele 25 și 27 se aspiră aer rece care se amestecă cu aerul cald recirculat.

Se menține astfel o temperatură constantă în fața răcitorului de

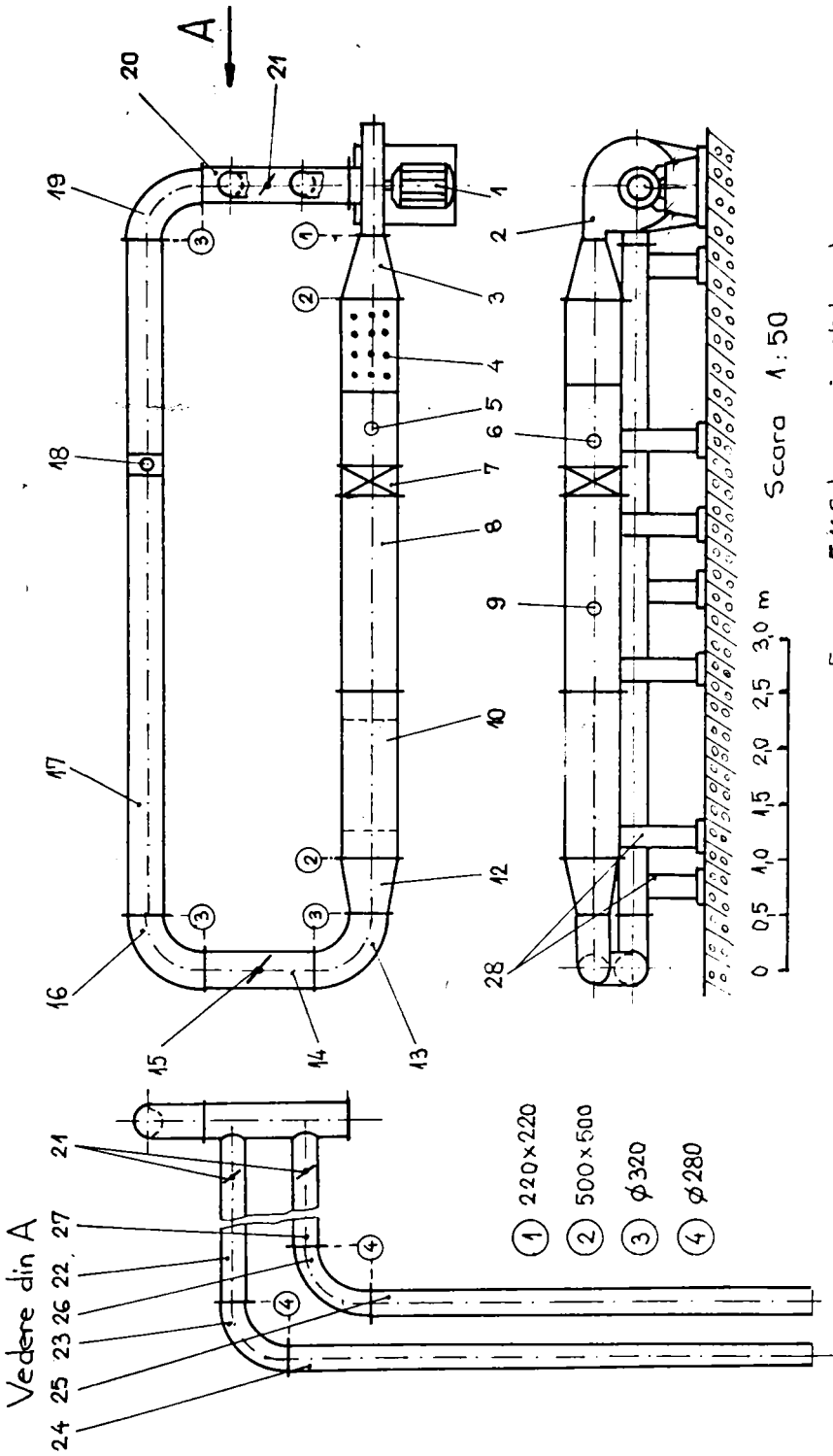


Figura 5.14. Schema circuitului de aer

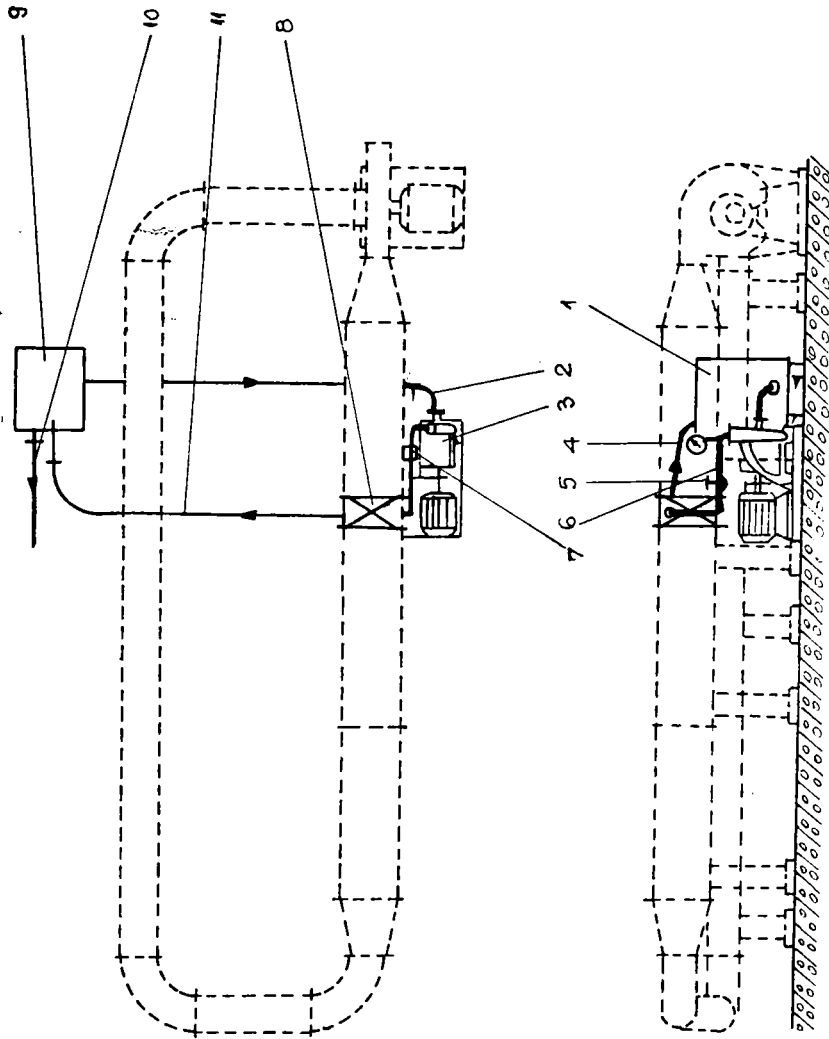


Figura 514. Schema circuitului de apă

aer. Debitul de aer se măsoară cu diafragma 18. Presiunea diferențială pe diafragmă și pe răcitorul de aer se măsoară cu micromanometrul cu apă de precizie $\pm 0,1$ mm CA.

Schema circuitului de apă este reprezentată în figura 5.14. Apa refulată de pompa de apă 3 trece prin debitmetrul electromagnetic 7, intră în răcitorul de aer 8 și ajunge în rezervorul de apă 9. În rezervor se amestecă cu apă rece din rețea, iar preaplinul este evacuat la canal, menținându-se constantă temperatura apei la intrarea în răcitor. Debitul de apă se reglează de la vana pompei de apă.

Pentru măsurarea temperaturilor de intrare și ieșire pentru aer și apă se folosesc termometre cu mercur de precizie $0,1^{\circ}\text{C}$. Bulbul termometrelor se află în contact nemijlocit cu agenții termici, fără teacă intermediară, înlăturând erorile pe care asemenea dispozitive le generează. Montajul direct este posibil, până la presiuni de 1 at fără periclitarea rezistenței mecanice a bulbului și fără erori de indicare.

Termometrele au fost în prealabil comparate într-un ultratermostat U2, neânregistrându-se diferențe pe tot domeniul de măsură.

Debitmetrul electromagnetic tip FE 803 dotat cu aparat înregistrator ELR 36 a fost etalonat la începutul măsurărilor. Ridicarea curbei de etalonare s-a făcut cronometrând timpul în care pompa refulează un volum de apă cunoscut. Curba de etalonare are ecuația unei drepte, argumentul fiind indicația înregistratorului.

Încercările experimentale s-au efectuat pe un răcitor realizat în două variante: cu șase și cu cinci rânduri de țevi din cupru $\phi 16 \times 1$ mm și lungime 400 mm. Țevile dintr-un rând sunt aripate cu 140 nervuri continue din tablă de aluminiu. Apa circulă prin țevi în două drumuri distribuită din capacele colectoare.

Schița răcitorului este redată în figura 3.16, iar tabelul 5.5 cuprinde caracteristicile constructive ale răcitorului.

Tabloul 5.5 Date constructive ale răcitoarelor de aer încercate

Nr. crt.	Denumirea	U.M.	racitor cu	
			6rânduri	5rânduri de tevi
1	Diametrul țevilor	mm	16x1	
2	Lungimea țevilor	mm	400	
3	Numarul total de țevi	mm	51	43
4	Numarul cailor de apa	-	2	
5	Numarul de țevi pe calea întâi	-	26	22
6	Numarul de țevi pe calea a doua	-	25	21
7	Pasul țevilor în direcția curentului de aer	mm	40	
8	Pasul țevilor transversal pe direcția curentului de aer	mm	38	
9	Materialul țevilor	-	Cu 96,9	
10	Dimensiunea aripioarelor	mm	38x0,23	
11	Materialul aripioarelor	-	Al 99,5	
12	Numarul de aripioare pe fascicol	-	140	
13	Înălțimea echivalentă a aripioarelor	mm	18,57	
14	Diametrul hidraulic de curgere de partea aerului	mm	4,69	
15	Secțiunea de curgere a aerului în fața racitorului	m ²	0,156	
16	Secțiunea minima de curgere a aerului prin racitor	m ²	45719x10 ⁻⁶	
17	Secțiunea minima de curgere a apei	m ²	3848x10 ⁻⁶	3233x10 ⁻⁶
18	Suprafața de schimb de caldura de partea aerului corespunzătoare unei țevi	m ²	0,3714	
19	Suprafața totală de schimb de caldura de partea aerului	m ²	18,94	15,97
20	Suprafața de schimb de caldura de partea apei	m ²	0,8972	0,7565

Încercările s-au efectuat în următoarele condiții:

- temperatura de intrare a apei: $t_w=25^\circ\text{C}$
- temperatura de intrare a aerului: $t_a=50^\circ\text{C}$
- viteza apei: $w_w=0,98\div 1,25\text{ m/s}$
- viteza aerului în fața răcitorului: $w_a=1,7\div 8,0\text{ m/s}$

În figura 5.15 s-au reprezentat ecuațiile criteriale ale schimbului de căldură rezultate în urma măsurărilor și calculelor efectuate. Se constată că schimbul de căldură este mai bun în cazul răcitorului cu cinci rânduri de țevi față de cel cu șase rânduri de țevi.

Căderile de presiune au fost reprezentate în figura 5.16 funcție de viteza aerului în fața răcitorului.

Fig. 5.15. Dependenta funcțională $(Nu \cdot Pr^{-\frac{1}{3}})_L = f(Re_L)$

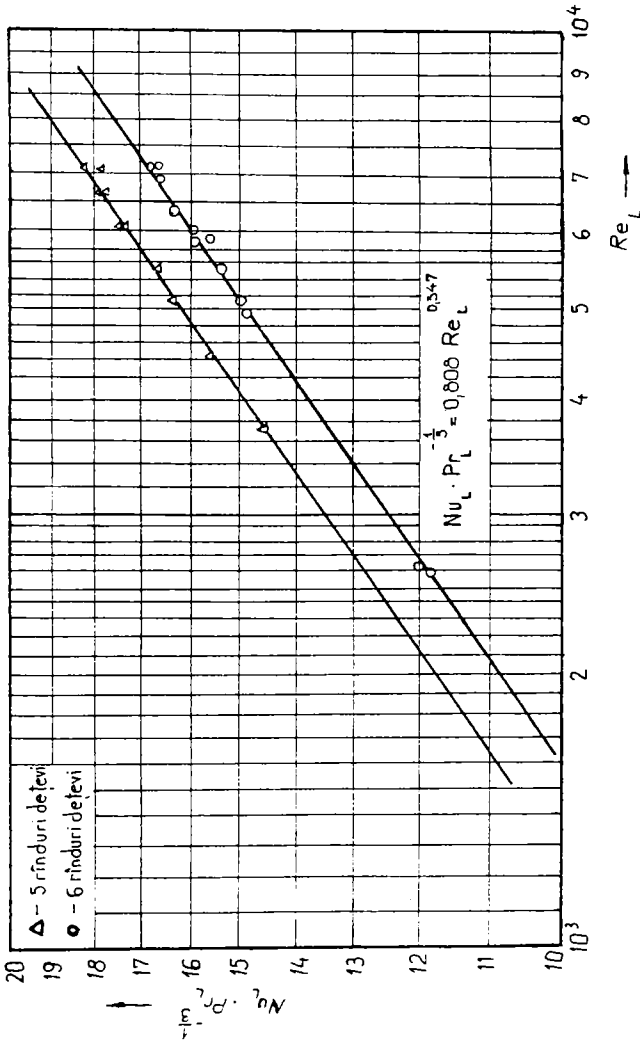
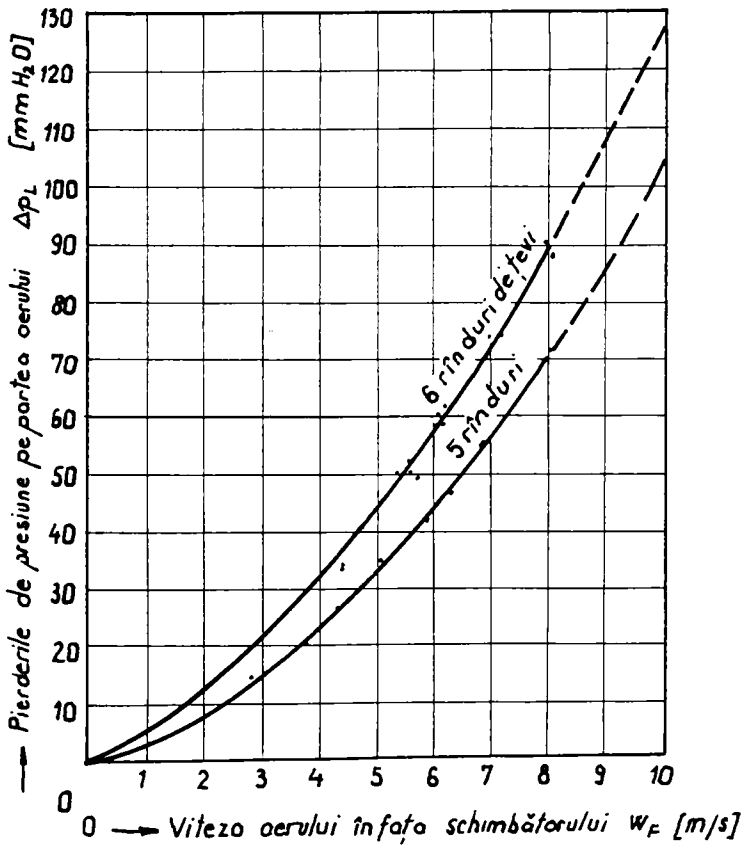


Fig. 5.16. Căderea de presiune pe răcitor de partea aerului funcție de viteza aerului în fața răcitorului



5.7 Stabilirea ecuației criteriale în scopul generalizării rezultatelor experimentale

Din cercetările experimentale se cunosc pentru fiecare regim de încercare temperaturile de intrare t_1' , t_2' , temperaturile de ieșire t_1'' , t_2'' și debitele m_1 și m_2 ale celor două fluide.

Se calculează fluxurile termice:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot (t_1' - t_2'') - \dot{c}_1 \cdot (t_1' - t_1'') \quad [W] \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2') - \dot{c}_2 \cdot (t_2'' - t_2') \quad [W] \quad (5.2)$$

Dacă:
$$\frac{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2}{\dot{Q}_2} \cdot 100 \leq 5,$$

atunci se calculează valoarea medie a fluxului de căldură:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{2} \quad [W] \quad (5.3)$$

Dacă eroarea relativă este prea mare, atunci drept valoare medie se consideră fluxul de căldură de partea agentului termic cu diferența de temperatură cea mai mare.

Se determină coeficientul de trecere a căldurii din ecuația criterială a schimbătorului de căldură, care pentru cazul curgerii în curent încrucișat pur (ambele fluide neamestecate) este [1]:

$$\phi = \frac{1}{\mu \cdot X} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \left[1 - e^{-n} \sum_{m=0}^n \frac{X^m}{m!} \right] \cdot \left[1 - e^{-\mu X} \sum_{m=0}^n (\mu X)^m \frac{1}{m!} \right] \right\} \quad (5.4)$$

unde

$$\phi = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'} = \frac{\dot{Q}}{\dot{c}_1 \cdot (t_1' - t_2')} \quad (5.5)$$

reprezintă eficiența schimbătorului de căldură,

$$\mu = \frac{\dot{c}_1}{\dot{c}_2} \quad (5.6)$$

reprezintă raportul fluxurilor capacităților termice masice,

$$\chi = \frac{kA}{\dot{c}_1} \quad (5.7)$$

reprezintă criteriul adimensional în care A este suprafața de schimb de căldură.

Se calculează ϕ și μ cu ajutorul relațiilor (5.5) și (5.6) după care din relația (5.4) rezultă μ . Rezolvarea ecuației se face cu metoda Stivens pe baza unui program de calcul pe calculatorul electronic. Se obțin valori cu 6 zecimale exacte dacă se ia $n=16$. Cu ajutorul relației (5.7) se calculează coeficientul de trecere a căldurii k .

Expresia acestei mărimi pentru schimbătoare de căldură cu suprafața nervurată doar pe partea fluidului 1 are forma:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\eta_1 \alpha_1} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} \right) \quad (5.8)$$

unde: α_1, α_2 [W/m²·grd] - coeficienții de corecție de partea fluidului 1, respectiv 2;

A_1, A_2 [m²] - suprafețele de schimb de căldură de partea fluidului 1, respectiv 2;

$$\eta_1 = 1 - (1 - \eta_n) \cdot \frac{A_{n1}}{A_1}$$

- randamentul suprafeței nervurate de partea fluidului 1;

$$\eta_n = \frac{th \sqrt{\frac{2\alpha_1}{\lambda_n \cdot \delta_n}} \cdot h}{\sqrt{\frac{2\alpha_1}{\lambda_n \cdot \delta_n}} \cdot h}$$

- randamentul aripioarei;

A_{n1} [m²] - suprafața nervurilor;

λ_n, λ_p [W/m·grd] - conductivitatea termică pentru nervuri, respectiv perete;

δ_n, δ_p [m] - grosimea nervurii, respectiv peretelui;

h [m] - înălțimea nervurilor.

Coefficientul de convecție α_2 de partea suprafeței fără nervuri se calculează cu o relație criterială funcție de regimul de curgere al fluidului 2 prin conducte sau canale [64].

Cu ajutorul relației (5.8) se determină valoarea α_1 și în continuare valorile criteriilor de similitudine:

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_{e1}}{\lambda_1}; \quad Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{e1}}{\nu_1}; \quad Pr_1 = \frac{\nu_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p1}}{\lambda_1}; \quad St = \frac{Nu_1}{Re_1 \cdot Pr_1} \quad (5.9)$$

unde: d_{e1} [m] - diametrul echivalent al canalului de curgere pentru suprafața nervurată;

w_1 [m/s] - viteza medie în secțiunea minimă de curgere a suprafeței nervurate.

Rezultatele calculului se prezintă grafic în coordonate dublu logaritmice sub forma:

$$\log(Nu \cdot Pr^{-\frac{1}{3}}) = f(\log Re) \quad \text{sau} \quad \log(St^3 \cdot Pr^{\frac{2}{3}}) = f(\log Re) \quad (5.10)$$

Pentru determinarea expresiei analitice $Nu=f(Re \cdot Pr)$, s-a întocmit un program de calcul ce permite construirea curbei de regresie polinomială în variabila $Re \cdot Pr$ a variabilei Nu . [78]

Programul de calcul se inițializează prin furnizarea gradului N al polinomului care se presupune că aproximează cel mai bine valorile funcției Nu și a numărului de puncte experimentale de care se dispune. Coeficienții polinomului de grad N se determină prin metoda celor mai mici pătrate. Această metodă conduce la formarea unui sistem de $N+1$ ecuații cu $N+1$ necunoscute.

Rezolvarea sistemului se face matriceal. [79,80,81]

Pentru domenii restrânse, orice curbă carecteristica schimbului de caldura poate fi redată sub formă de funcție exponențială și prin urmare relația (5.10) poate fi pusă sub forma:

$$Nu \cdot Pr^{-\frac{1}{3}} = C \cdot Re^m \quad (5.11)$$

Prin reprezentarea în coordonate logaritmice, curbele exponențiale se liniarizează, ecuația (5.11) devenind:

$$\log(Nu \cdot Pr^{-\frac{1}{3}}) = m \cdot \log Re + \log C \quad (5.12)$$

adică de forma:

$$y = m \cdot x + n \quad (5.13)$$

Prin urmare:

$$m = \frac{Y_1 - Y_2}{X_2 - X_1} \quad \text{și} \quad n = \frac{Y_1 \cdot X_2 - Y_2 \cdot X_1}{X_2 - X_1}$$

respectiv: $C = 10^n$

unde (x_1, y_1) și (x_2, y_2) sunt coordonatele logaritmice a două puncte de pe dreaptă.

Prin determinarea constantei C și a exponentului m , ecuația criterială a schimbului convectiv de căldură de partea suprafeței nervurate este stabilită.

Relații de calcul pentru parametri fizici ai agenților termici

În vederea efectuării calculelor cu ajutorul unui program pe calculatorul electronic, parametri fizici ai agenților termici sunt dați sub forma unor expresii analitice având ca argument temperatura medie a agentului termic [65].

Aer

Temperatura medie a aerului:
$$t_{m_2} = \frac{t_2'' + t_2''}{2} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Conductivitatea termică a aerului:

$$\lambda_2 = 0,0244 + 0,000076 \cdot t_{m_2} \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{grad}} \right] \quad (5.14)$$

Vâscozitatea cinematică a aerului:

$$\nu_2 = (13,28 + 0,08833 \cdot t_{m_2} + 0,000102 \cdot t_{m_2}^2) \cdot 10^{-6} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] \quad (5.15)$$

Densitatea aerului:

$$\rho_2 = \frac{353}{273 + t_{m_2}} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (5.16)$$

Numărul Prandtl pentru aer:

$$Pr_2 = \frac{v_2 \cdot \rho_2 \cdot c_{p2}}{\lambda_2} \quad (5.17)$$

Relațiile sunt valabile pentru presiunea de 760 torr în domeniul temperaturilor 0...100°C.

Apa

Temperatura medie a apei:

$$t_{m'} = \frac{t_v' + t_v''}{2} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Temperatura medie redusă a apei:

$$T_R = \frac{T_{m'}}{T_K} = \frac{t_{m'} - 273}{647,3} \quad [\text{K}] \quad (5.18)$$

Vâscozitatea dinamică a apei:

$$\eta_v = 0,00002414 \cdot 10^{\frac{0,38382}{T_R - 2,21622}} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}} \right] \quad (5.19)$$

Vâscozitatea cinematică a apei:

$$\nu_v = \frac{\eta_v}{\rho_v} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] \quad (5.20)$$

Conductivitatea termică a apei:

$$\lambda_v = -0,92247 + 6,72893 T_R - 10,1123 T_R^2 + 6,9969 T_R^3 - 2,31606 T_R^4 \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \right] \quad (5.21)$$

Numărul Prandtl pentru apă:

$$Pr_v = \frac{\eta_v \cdot Re_v}{\lambda_v}$$

Ulei

Pot fi calculate: densitatea, căldura specifică și conductivitatea termică dacă se cunoaște densitatea uleiului la 15°C.

Densitatea uleiului:

$$\rho_u = \rho_{15^\circ} - 0,64 \cdot t_{m_u} \quad \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (5.22)$$

Căldura specifică:

$$c_u = \frac{53,4 + 0,1071 \cdot t_{m_u}}{\sqrt{\rho_{15^\circ}}} \quad \left[\frac{kJ}{kg \cdot grad} \right] \quad (5.23)$$

Conductivitatea termică:

$$\lambda_u = \frac{3,71 - 0,002 \cdot t_{m_u}}{\sqrt{\rho_{15^\circ}}} \quad \text{sau} \quad \lambda_u = \frac{117 - 0,0626 \cdot t_{m_u}}{\rho_{15^\circ}} \quad \left[\frac{W}{m \cdot grad} \right] \quad (5.24)$$

Vâscozitatea cinematică:

$$\nu_u = e^{\frac{3,99 \cdot 10^{-10}}{T_{m_u} - 3,972}} \quad \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (5.25)$$

Vâscozitatea dinamică a uleiului:

$$\eta_u = \rho_u \cdot \nu_u \quad (5.26)$$

5.8 Concluzii privind cercetarea experimentală a schimbătoarelor de căldură cu țevi aripate

1. Metodele experimentale de studiu al schimbului de căldură convectiv sunt metode staționare sau nestaționare, în funcție de regimul termic. Ambele metode permit determinarea coeficientului de convecție termică, cu aceeași precizie.

Metoda regimului termic staționar este indicată în aplicațiile industriale în care nu este posibilă înlocuirea unei țevi din fascicolul de țevi cu o bară de aceleași dimensiuni și nici comutarea curenților de aer cald-rece peste suprafața nervurată.

2. În cazul aripării interioare, instalația experimentală se construiește astfel încât aburul să condenseze pe suprafața interioară a țevii, într-o peliculă suficient de subțire pentru a nu se constitui o rezistență termică suplimentară.

3. Pentru validarea suplimentară a rezultatelor s-a verificat bilanțul termic între cei doi agenți termici, eroarea relativă trebuind să fie sub 5%. Dacă această eroare este mai mare, s-a renunțat la măsurătorile de partea agentului cu diferența de temperatură intrare-ieșire mai mică (de regulă a apei, unde $\Delta t = 1 \pm 2^\circ$).

4. În programul încercărilor s-a ținut cont de condițiile impuse de tema de cercetare. Totuși, pentru stabilirea cu precizie a ecuațiilor criteriale și a parametrilor care influențează performanțele termice ale unui schimbător de căldură, domeniul de variație al mărimilor de intrare (debite, temperaturi) a fost mărit până la clarificarea completă a posibilităților schimbătorului în orice regim de funcționare.

5. La prelucrarea datelor experimentale, în scopul generalizării rezultatelor, s-a admis din literatura de specialitate o ecuație crite-

rială pentru schimbul de căldură de partea apei sau uleiului, urmând a fi determinată ecuația de partea aerului. Acest lucru poate fi evitat dacă în locul acestor agenți se folosește abur saturat.

6. Ecuațiile criteriale stabilite sunt date sub forma celor furnizate de către alți autori: $Nu=f(Re, Pr)$ sau $j=f(Re)$, în scopul comparării rezultatelor.

CAPITOLUL 6

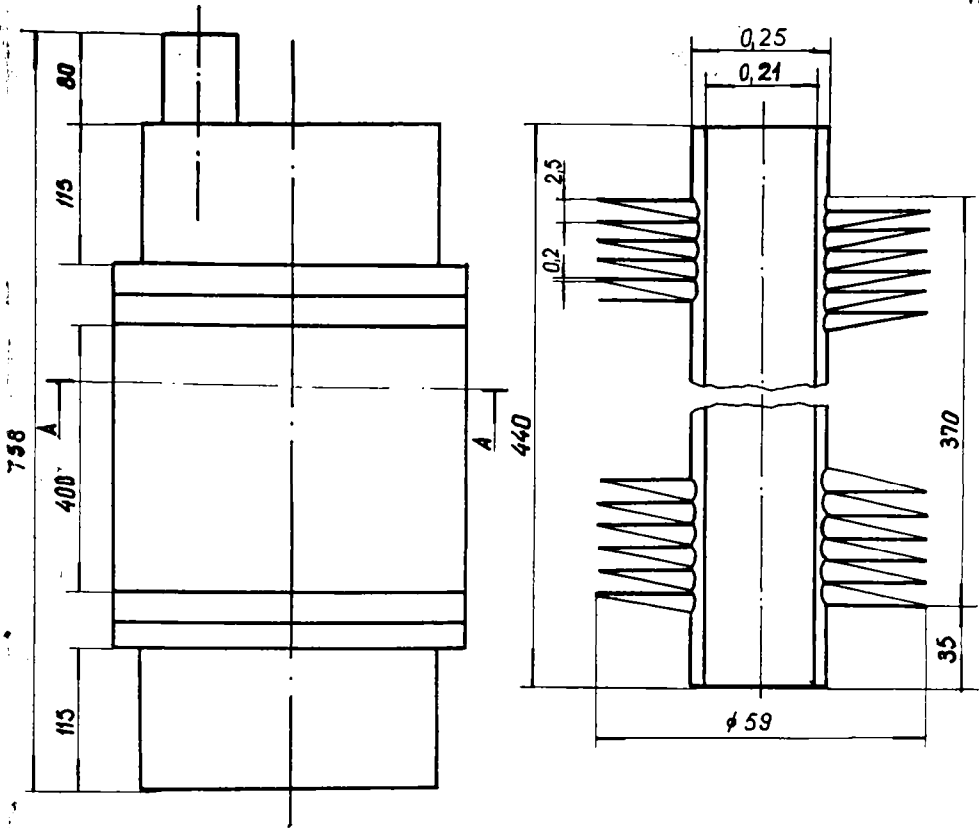
INTERPRETAREA REZULTATELOR CERCETĂRIILOR TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PENTRU SCHIMBĂTOARELE DE CĂLDURĂ ÎNCERCATE

6.1. Performanțele termice ale răcitoarelor și metoda de extrapolare în stabilirea coeficientului de convecție la un răcitor

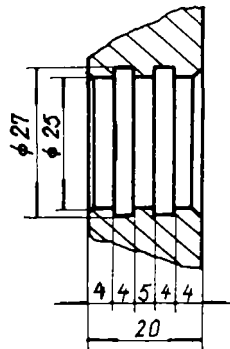
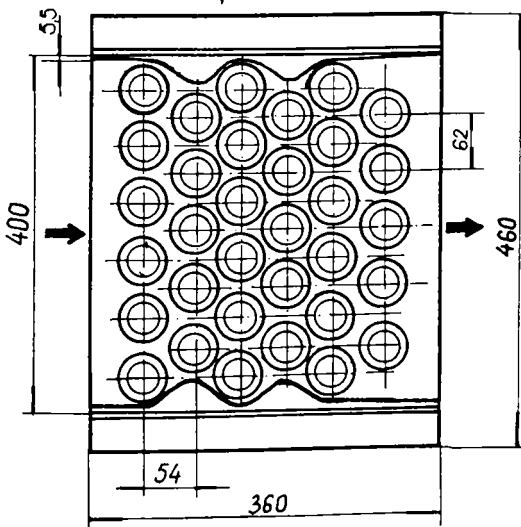
Pentru un răcitor de aer al hidrogenatoarelor s-au stabilit pe bază de calcul performanțele termice și fluidodinamice. Răcitorul cercetat este din familia răcitoarelor care echipează hidrogenatoarele, fig.6.1, fiind format din 33 de țevi din oțel cu aripioare circulare din aluminiu și având caracteristicile geometrice conform tabelului 6.1 [68][69].

Fig. 5.1 Răcitor de aer pentru hidrogeneratoare

117



SECȚIUNEA A-A



Tabelul 6.1. Caracteristicile geometrice ale racitorului.

Nr. crt.	Caracteristica	Simbol	U.M.	Val
1	Diametrul exterior al tevii	d	mm	25
2	Grosimea peretelui tevii	δ_e	mm	2
3	Lungimea tevii	L	mm	440
4	Materialul tevii	-	-	OLT45
5	Pasul tevii	s_t/s_1	mm	62/54
6	Numarul tevilor	-	-	33
7	Diametrul aripioarelor	D	mm	59
8	Pasul aripioarelor	p	mm	2,5
9	Numarul aripioarelor	-	-	149
10	Materialul aripioarelor	-	-	A1
11	Suprafata de schimb de aldura de partea aerului	A_a	m ²	23,02
12	Suprafata aripioarelor	A_n	m ²	22,06
13	Suprafata de partea apei minima	A_w	m ²	0,87
14	Sectiunea de curgere a aerului	S_a	m ²	0,0919
15	Sectiunea de curgere a apei	S_w	m ²	0,0057
16	Diametrul echivalent de partea aerului	$de_a = 4\sigma/\Psi$	mm	5,39
17	Diametrul echivalent de partea apei	de_w	mm	21
18	Raportul dintre sectiunea aerului si sectiunea frontala	σ	-	0,59
19	Suprafata specifica a aerului	Ψ	m ² /m ³	436

Performanțele termice și fluidodinamice s-au calculat pentru viteze ale aerului la intrarea în răcitor până la 10m/s și viteze ale apei între 0,5 și 3m/s. Temperatura medie a apei s-a considerat 25°C.

Coeficientul de transfer termic total depinde de cei doi

coeficienți de convecție, de partea apei și de partea aerului în curgerea lui peste suprafața cu aripioare conform relației 5.8.

Coeficientul de convecție de partea apei se adoptă pe baza ecuației criteriale a curgerii turbulente în țevi[64]:

$$Nu = 0,012 (Re^{0,87} - 280) Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_{ew}}{L} \right)^{0,66} \left[\frac{Pr}{Pr_p} \right]^{0,11} \right] \quad (6.1)$$

Din care coeficientul de convecție de partea apei este:

$$\alpha_w = \frac{Nu \lambda_w}{d_{ew}} \quad (6.2)$$

Pentru coeficientul de convecție la o țeavă cu aripioare circulare având diametrul exterior al aripioarelor $D=59\text{mm}$, literatura de specialitate nu oferă date, astfel încât a fost necesară extrapolarea datelor disponibile pentru țevi cu aripioare circulare de diametre mai mici.

În acest scop în figura 6.2 s-a reprezentat dependența criterială $NuPr^{-\frac{1}{3}} = f(Re)$ obținută prin prelucrarea pe calculator a peste 100 de regimuri de funcționare pentru 4 țevi cu nervuri circulare $D=30;38;42,5$ și 49mm cercetate pe standul prezentat în 5.6, pentru 3 țevi $D=32;38$ și 58mm după Mannesmann[26] și pentru 2 țevi $D=29$ și 44mm după Kays și London[2]. Se constată intensificarea schimbului de căldură odată cu scăderea diametrului aripioarelor indiferent de sursa de date. Acest lucru demonstrează acuratețea măsurătorilor efectuate pe standul catedrei și este de altfel în concordanță cu studiile teoretice. Nu se poate preciza un optim al înălțimii nervurii.

Valorile au fost transpuse în figura 6.3 în funcție de

diametrul aripioarelor. Din reprezentarea grafică se poate stabili funcția $NuPr^{-\frac{1}{3}} = f(Re)$

pentru țeava cu aripioare circulare $D=59\text{mm}$ și în continuare calculul coeficientului de convecție de partea aerului se efectuează conform 5.8. Rezultatele calculelor efectuate la diferite viteze sunt prezentate în tabelul 6.2.

Tabelul 6.2. Valorile coeficientului de convecție și a randamentului suprafeței nervurate ale racitorului studiat

w_0	$w=w_0/\sigma$	Re_a	$NuPr^{-1/3}$	α_a	mh'	η_u	η_a
2	3,4	1047	3,8	17,4	0,644	0,88	0,89
4	6,8	2094	6,8	31,2	0,862	0,81	0,82
6	10,2	3142	9,0	41,3	0,992	0,76	0,77
8	13,6	4490	11,5	52,7	1,12	0,72	0,73
10	17,0	5236	13,2	60,5	1,2	0,69	0,703

Randamentul suprafeței aripate s-a determinat din [47]:

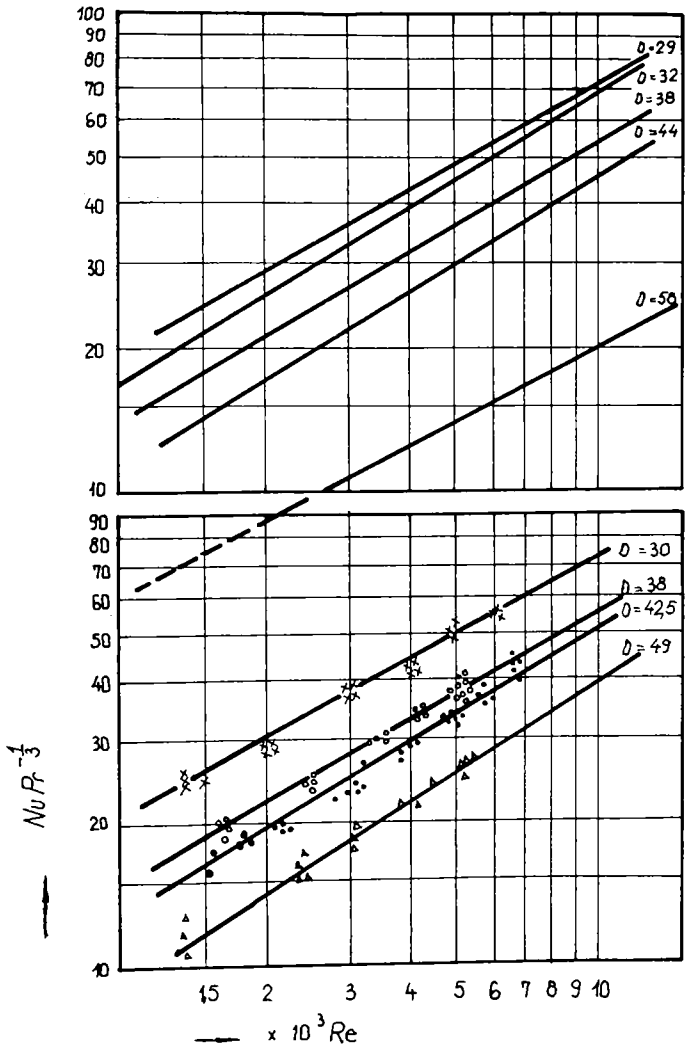
$$\eta_a = 1 - \frac{A_n}{A_a} (1 - \eta_n) \quad (6.3)$$

$$\eta_n = \frac{t \cdot n (mh')}{mh'} \quad (6.4)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \alpha_a}{\delta_n \cdot \lambda_n}} \quad (6.5)$$

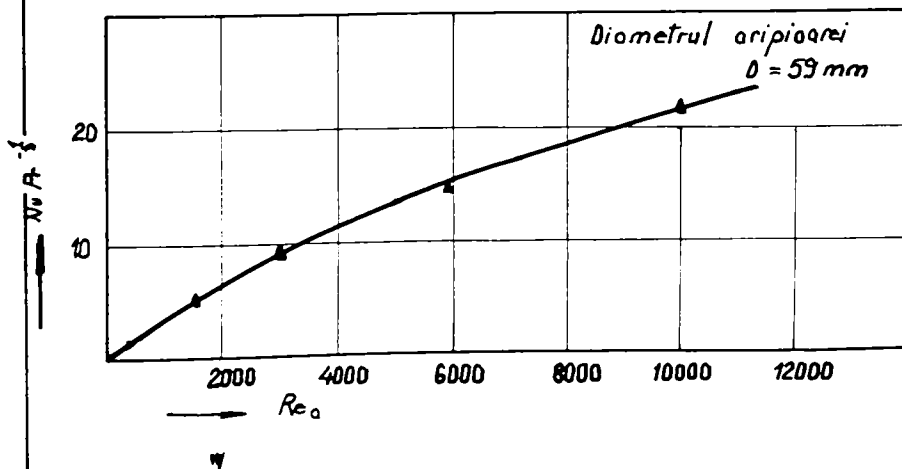
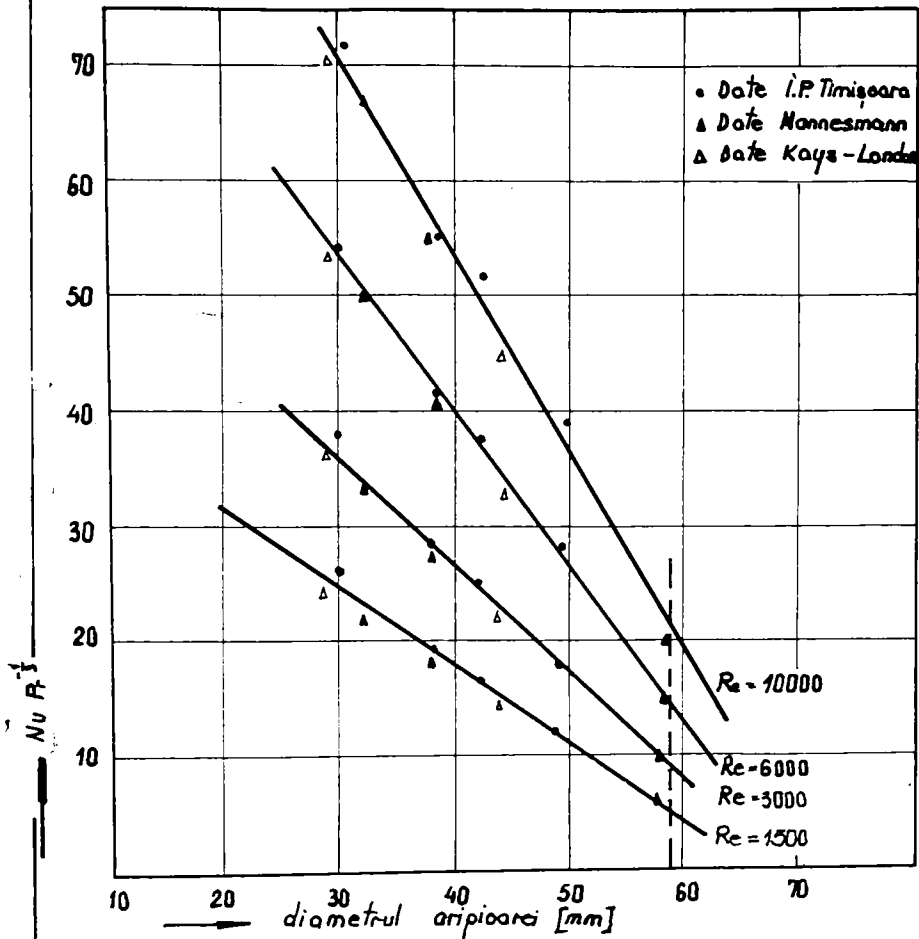
$$h' = h(1 + 0,35 \cdot \ln) = 22,1 [\text{mm}] ; h = (D-d)/2 = 17 [\text{mm}] ; g = D/d = 2,35 \quad (6.6)$$

Fig. 6.2 Variația criteriului $Nu Pr^{-\frac{1}{3}}$ în funcție de criteriul Reynolds pt. 9 tipuri de țevi cu arștoare circulare



Obs: D - diametrul arștoarei circulare în mm

Fig. 6.3 Variația criteriului $Nu Pr^{-\frac{1}{3}}$ în funcție de diametrul aripioarei și de criteriul Reynolds



Pentru $\delta_n = 0,210^{-3}m$ și $\lambda_n = 205 \frac{W}{m^2K}$ rezultă $mh = 0,1544$

În tabelul 6.3 sunt date valorile obținute coeficientul de transfer termic total k_a pentru 5 viteze ale aerului la intrare în răcitor și 7 viteze ale apei cuprinse între 0,5 și 3 m/s.

Tabelul 6.3. Valorile coeficientului de transfer termic total k_a pentru diferite viteze ale apei și aerului

$\frac{A_s}{A_w} \left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_f}{\lambda_f} \right)$	w_o w_w	k_a W/m ² K				
		2	4	6	8	10
0,010356	0,5	13,4	20,2	23,9	27,5	29,6
0,00744	0,75	13,9	21,5	25,7	29,9	32,3
0,00547	1,0	14,2	22,2	26,7	31,3	33,9
0,00447	1,5	14,5	23,0	27,8	32,8	35,7
0,00370	2,0	14,7	23,4	28,5	33,7	36,8
0,00322	2,5	14,8	23,6	28,8	34,2	37,4
0,00290	3,0	14,8	23,8	29,1	34,6	37,9

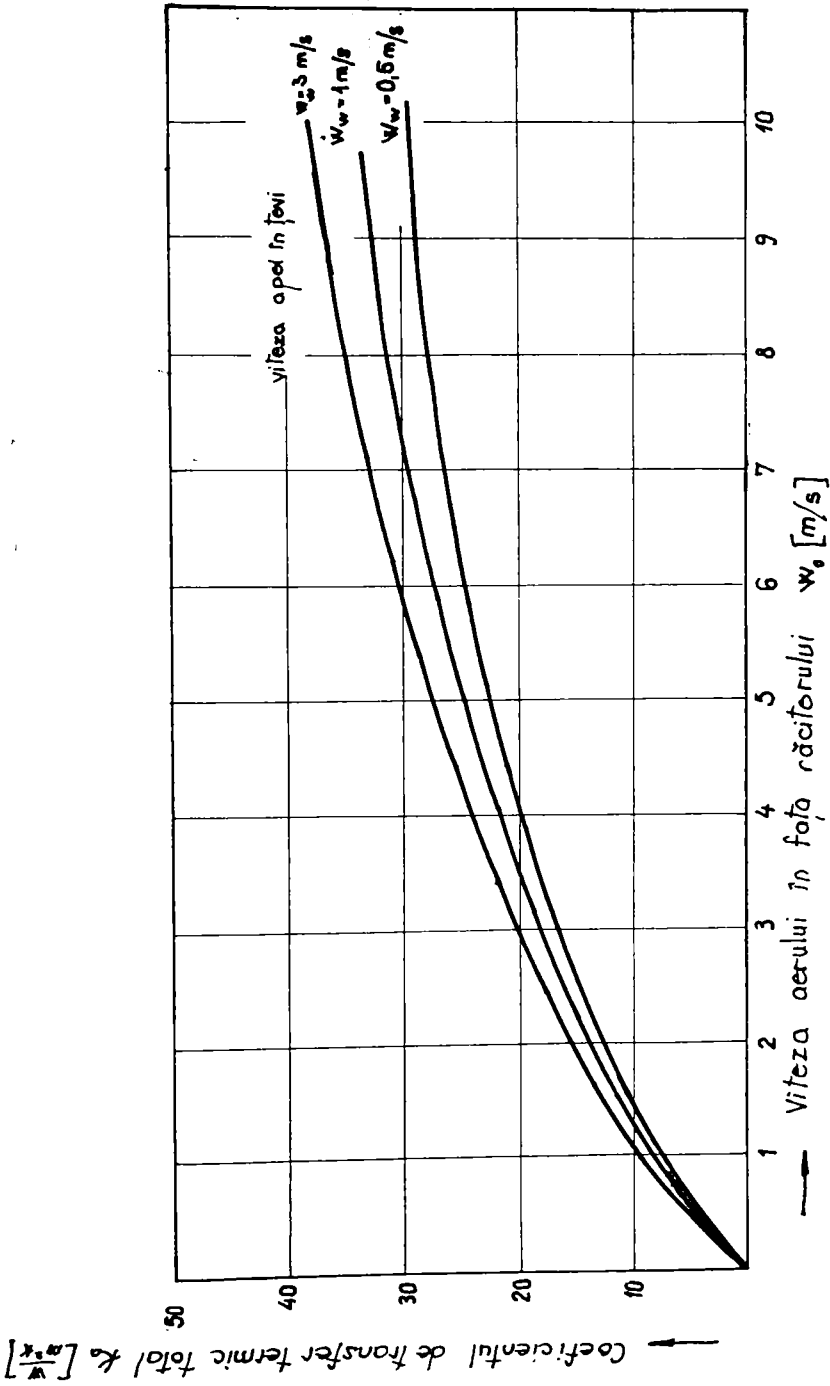
Aceste valori sunt trasate în figura 6.4 pentru trei viteze de curgere a apei (0,5;1 și 3 m/s).

Calculul pierderilor de presiune de partea aerului a fost

efectuat după Idelcik [69].cu relația: $\Delta p = \xi \frac{w^2}{2} \cdot \rho$ (6.7)

Fig. 6.4

Variatia coeficientului de transfer termic total de partea aerului K_a in functie de viteza aerului in fata racitorului w_a



Coeficientul de rezistență al fascicolului este:

$$\xi = C_s R_e^{-0,25} (z+1) \quad (6.8)$$

în care: $Re = \frac{w_0 dh}{\nu}$ cu $dh = \frac{2[p(p_t - d) - 2\delta_n h]}{2h + p}$ (6.9)

iar $C_s = 5,4 \left(\frac{1}{dh} \right)^{0,3}$ (6.10)

unde $I = \frac{D^2 - d^2}{2p\beta}$ cu $\beta = \frac{A_a}{A_a - A_n}$ (6.11)

$z=6$ numărul de rânduri de țevi.

În vederea comparării rezultatelor obținute cu această relație cu rezultatele experimentale din încercările menționate, s-au reprezentat comparativ căderile de presiune pentru țevile cu $D=30;42,5$ și 49mm încercate pe standul catedrei în figura 6.5, iar figura 6.6 conține date pentru un fascicol cu $D=32\text{mm}$ după Mannesmann[26] și un fascicol cu $D=44\text{mm}$ după Kays și London[2].

Abaterile maxime date de relația lui Idelcik față de valorile măsurate nu depășesc $\pm 25\%$. Pe baza acestei observații s-au considerat căderile de presiune pe fascicolul cu țevi aripate cu $D=59\text{mm}$, ca fiind cele calculate cu relația lui Idelcik și majorate cu 25% pentru a avea un coeficient de siguranță și s-au reprezentat în figura 6.7.

Cercetările prezentate mai sus demonstrează cu toată complexitatea caracteristica transferului termic în regim turbulent de curgere a fluidelor și prin secțiuni cu discontinuități complicate că există

Fig. 6.5 Căderea de presiune de partea aerului în funcție de viteza aerului w_0 pentru trei tipuri de țevi

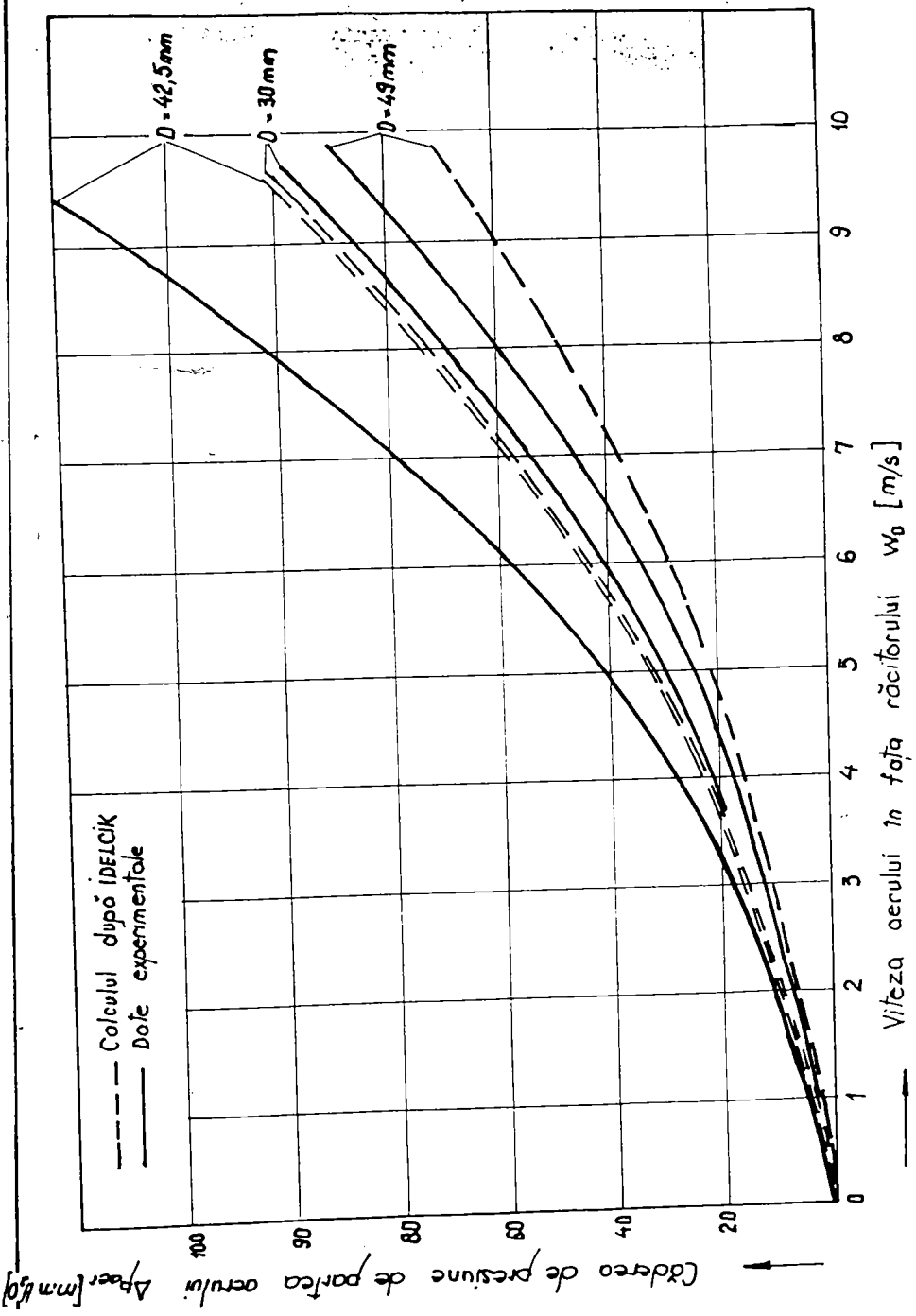


Fig. 6.6 Căderea de presiune de partea aerului în funcție de viteza aerului w_0 pentru două tipuri de țevi

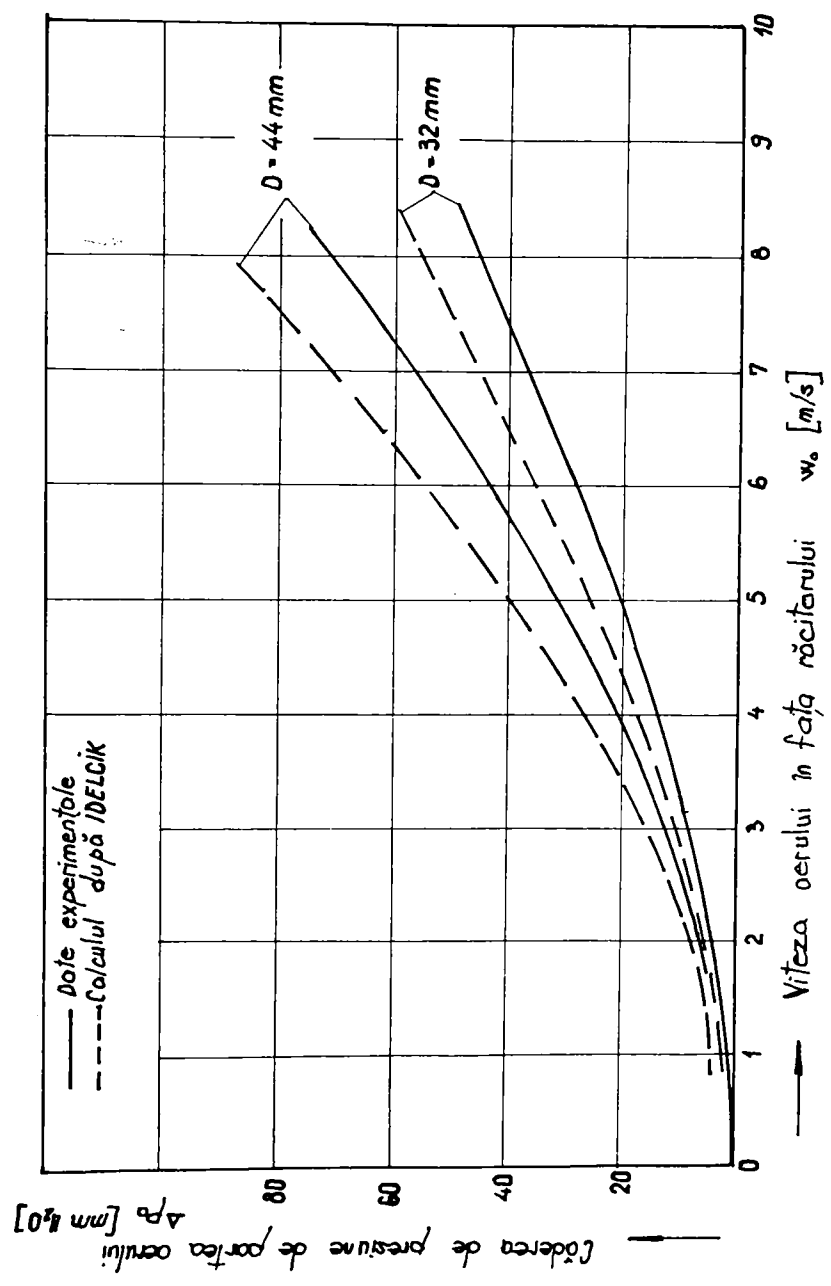
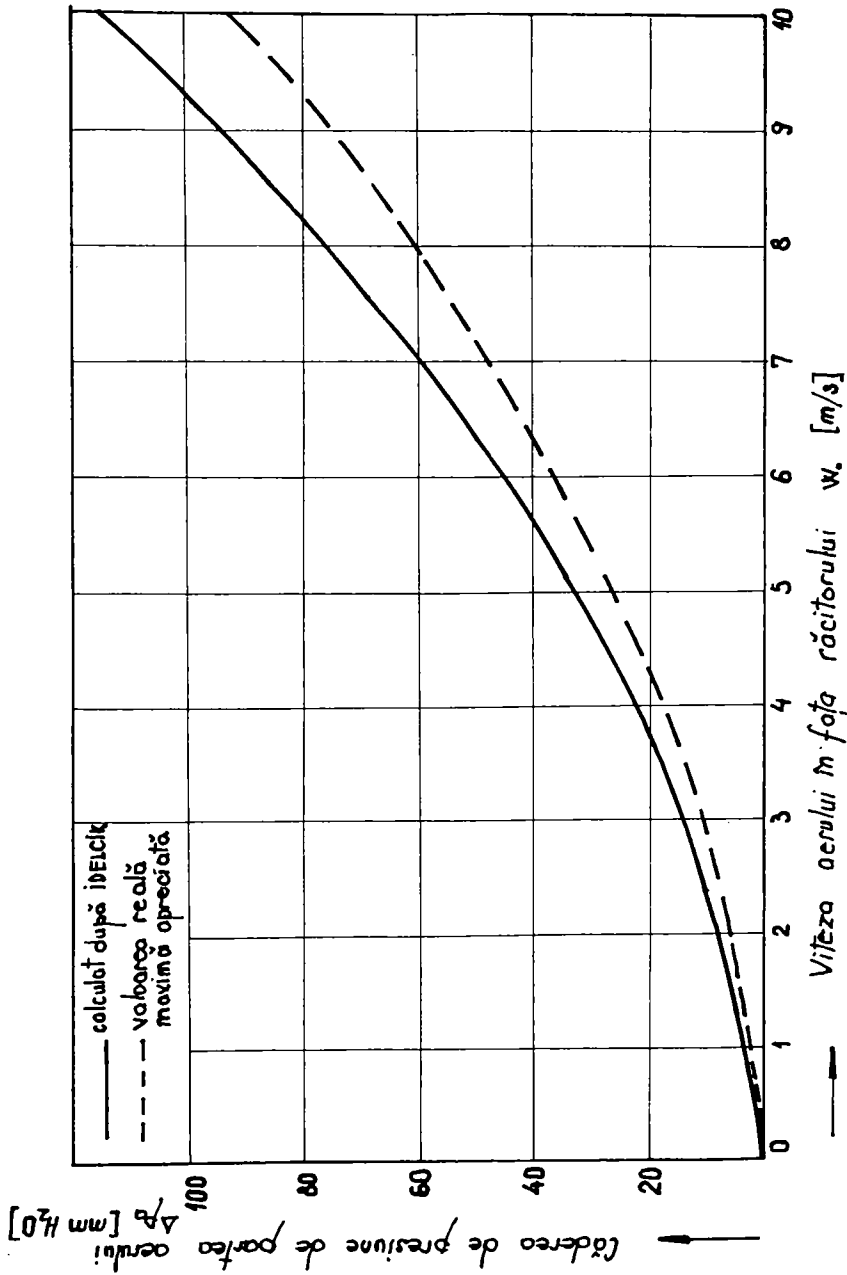


Fig. 6.7 Căderea de presiune de partea aerului în funcție de viteza aerului w , pentru răcitorul de aer pentru hidrogenerator



posibilitatea ca pornind de la date experimentale și exploatănd ecuațiile criteriale să se anticipeze încă din faza de proiectare performanțele unor răcitoare din familia celor pentru care se dispune de date experimentale chiar și în domenii diferite de domeniile pentru care au fost ele concepute.

6.2 Procedeu de abilitare a performanțelor unui răcitor de aer cu țevi cu aripioare extrudate

Pentru răcitoare care au ca agent de lucru aerul au fost construite nomograme cu un pregnant caracter de originalitate care asigură o reprezentare intuitivă a datelor experimentale și posibilități de extrapolare și generalizare a acestor rezultate pentru clasa de răcitoare în care se înscrie răcitorul încercat.

Răcitorul de aer cu aripioare extrudate R.A.-20 face parte din însta-lația de răcire a motorului asincron trifazat TISV 1900/750 de 3200KW și are caracteristicile constructive prezentate în tabelul 6.4. Țeava nervurată este prezentată în figura 6.8, iar răcitorul în figura 6.9.

TABELUL 6.4 Caracteristicile constructive ale racitotului R.A.-20

Nr. crt.	Caracteristica constructivă	Simbol	u.m.	Valoare
1	Diametrul inteior al țevii	di	mm	16
2	Diametrul exterior al țevii	de	mm	19
3	Materialul țevii	CuZn 37 (alamă)		
4	Diametrul la baza nervurii	db	mm	22
5	Diametrul la vârful nervurii	da	mm	37
6	Materialul nervurii	Al 99,5		
7	Grosimea nervurii	δ_n	mm	1,2
8	Pasul nervurilor	p	mm	3,2
9	Lungimea țevii	L	mm	352
10	Numărul de țevi	n	-	40
12	Pasul transversal	s_n	mm	58
13	Pasul longitudinal	s_l	mm	36
14	Diametrul echivalent pentru aer	d_n	mm	7

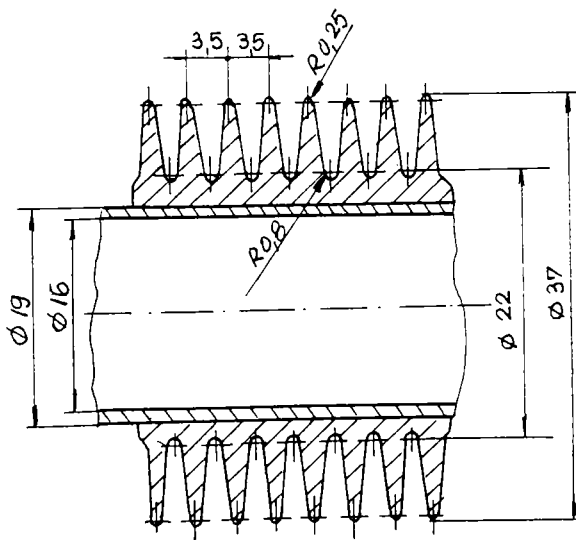


Figura 6.8 Teavă nervurată

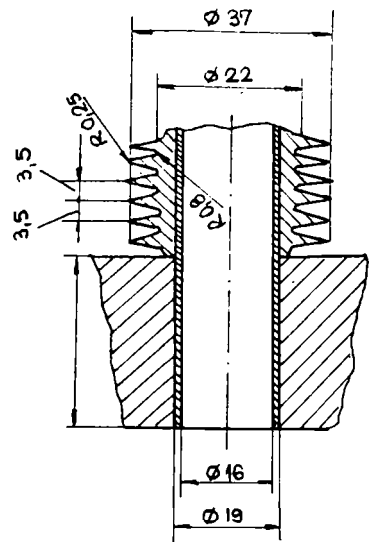
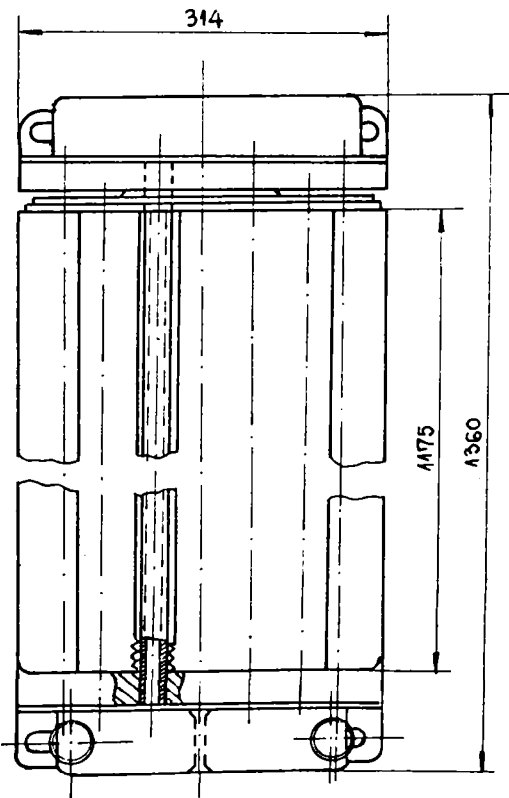
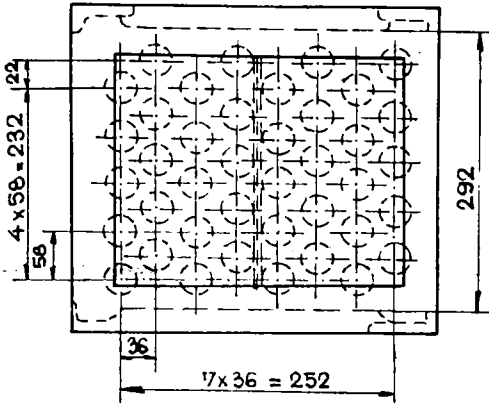


Figura 6.9 Radiatorul RA-20

15 Suprafața de partea aerului	A_L	m^2	20,15
16 Suprafața de partea apei	A_w	m^2	2,51
17 Secțiunea de curgere de partea aerului	S_L	m^2	0,17
18 Secțiunea de curgere de partea apei	S_w	m^2	$4,57 \cdot 10^{-3}$
19 Secțiunea liberă de curgere de a aerului	AxB	mm	258x355

S-au făcut măsurători privind fluxul de căldură transmis de la aerul cald la apa de răcire precum și căderile de presiune de partea ambilor agenți.

Regimurile de funcționare s-au caracterizat prin următoarele valori:

- temperatura aerului la intrare $t'_L=45...60^\circ C$
- temperatura apei la intrare $t'_w=20...30^\circ C$
- viteza de curgere a aerului $w_L=1...6,5$ m/s
- viteza de curgere a apei $w_w=0,5...2$ m/s

Pentru diferite regimuri de funcționare cu debitele și temperaturile variind în domeniile prezentate s-au făcut măsurători privind performanțele termice și fluidodinamice. Valorile obținute prin încercări au fost prelucrate conform procedurii descrise în paragraful 5.7 și s-au obținut:

- dependența coeficientului total de transfer termic raportat la suprafața de partea aerului k_L în funcție de viteza aerului în secțiunea minimă de curgere w_L , reprezentată în figura 6.10.

- dependența criteriului Colborn j în funcție de criteriul Reynolds reprezentată în figura 6.11 comparativ cu un radiator cu caracteristici geometrice asemănătoare.

- căderea de presiune de partea aerului Δp_L funcție de viteza aerului w_L , reprezentată în figura 6.12.

- coeficientul de rezistență ξ la curgerea aerului prin răcitor funcție de criteriul Reynolds este reprezentat în figura 6.13.

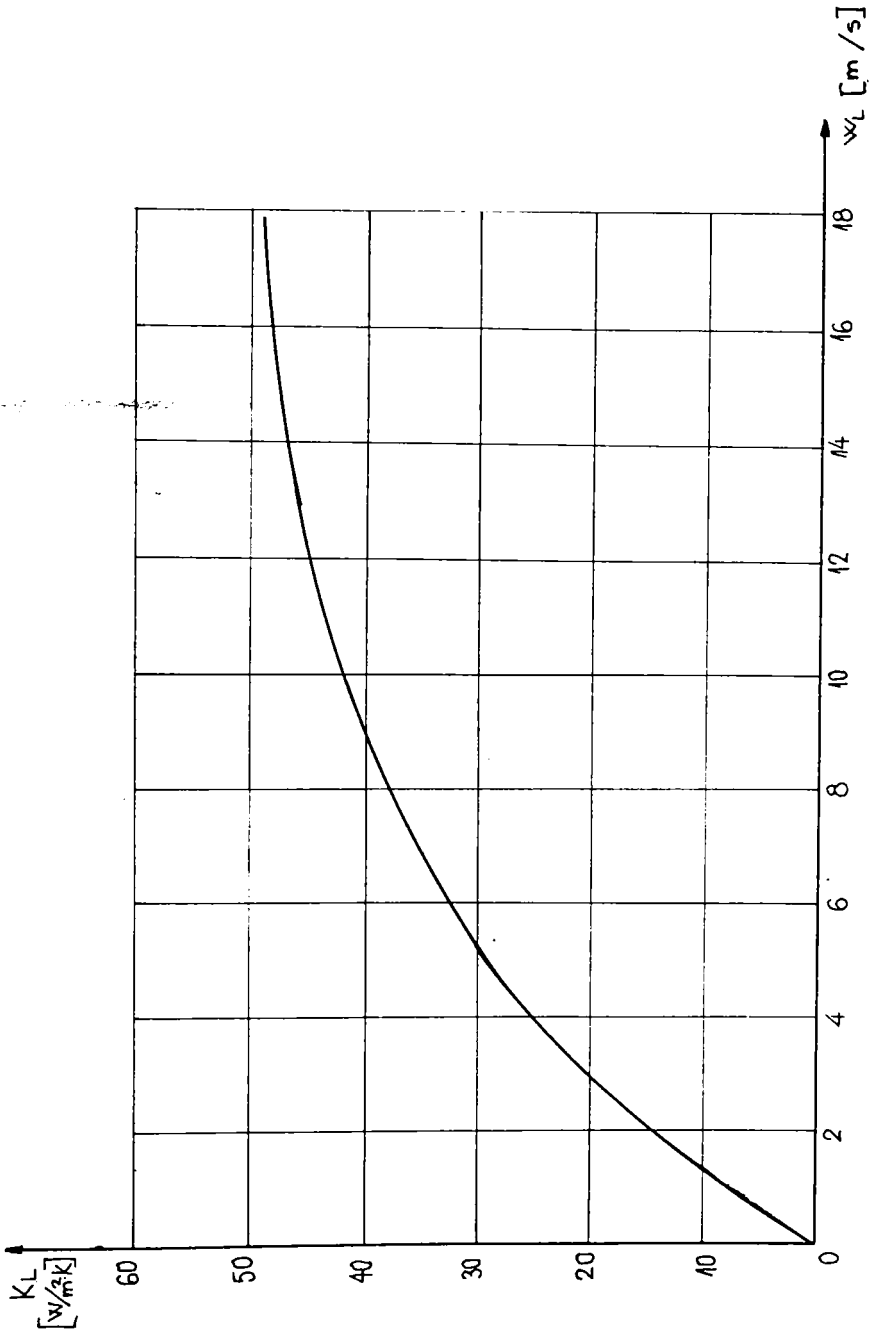


Figura 6.10 Coeficientul de transfer termic K_L functie de viteza aerului w_L

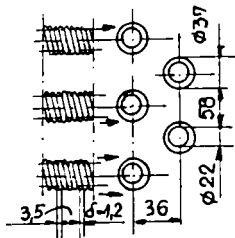
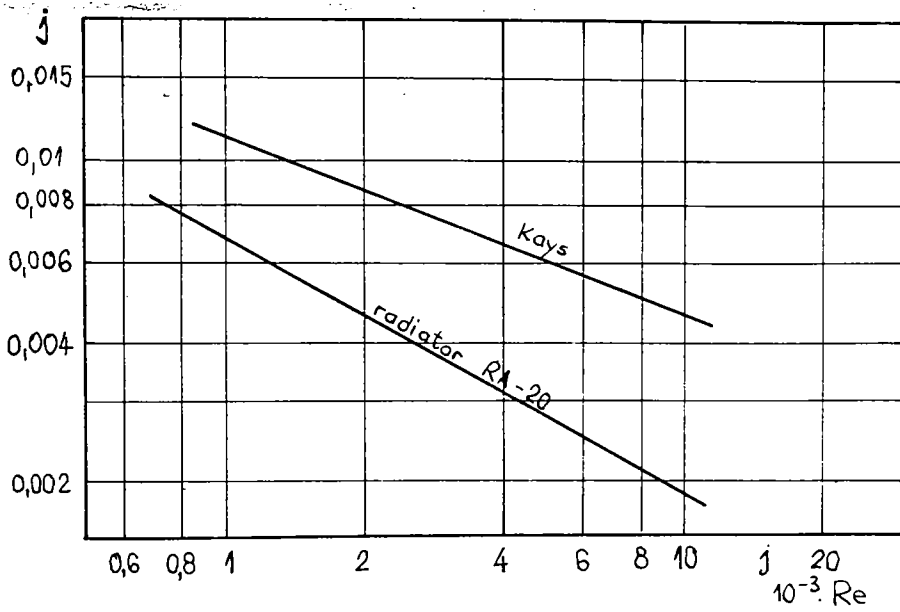


Figura 6.11 Dependenta $j = j(Re)$

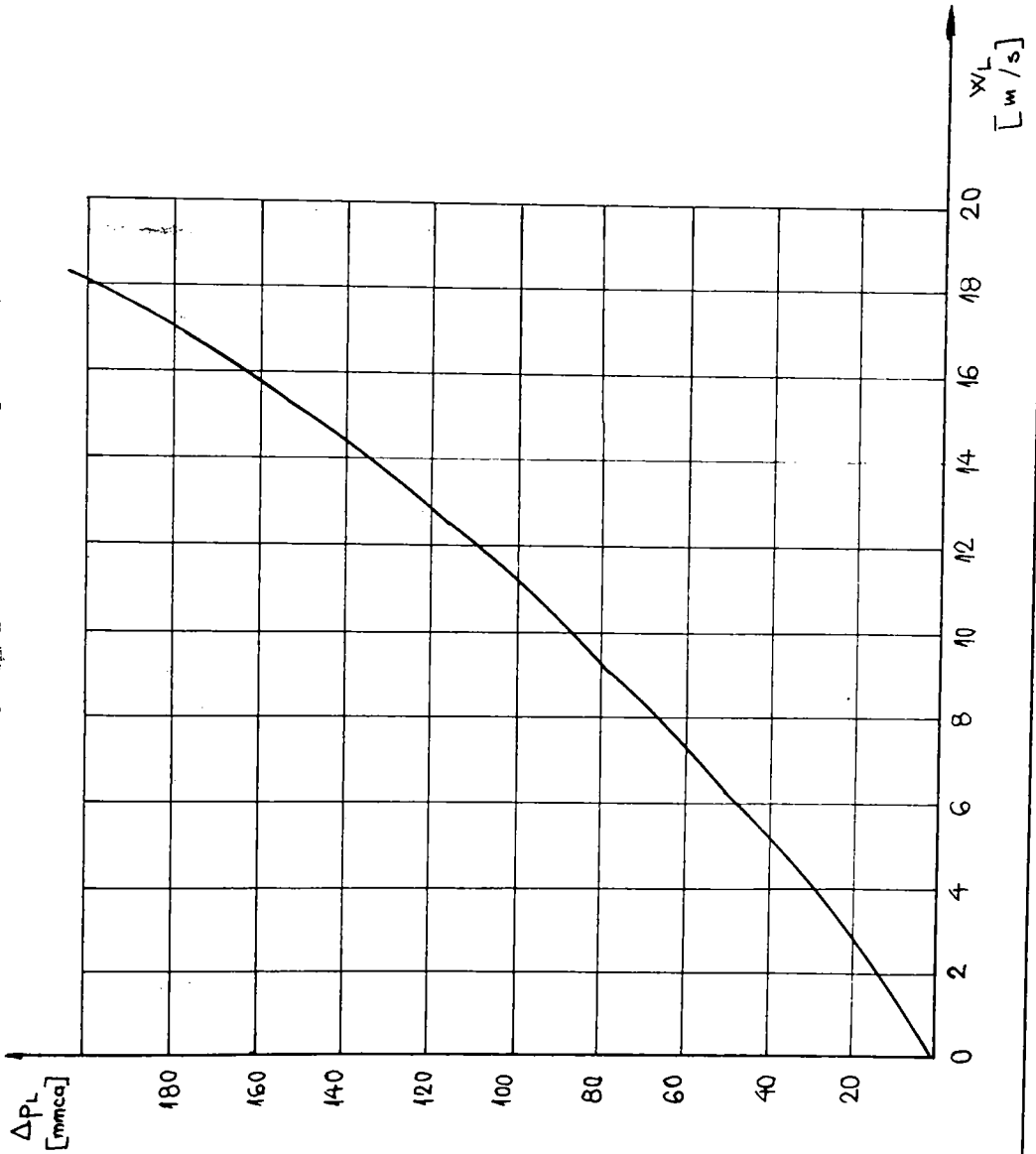


Figura 6.12 Căderea de presiune ΔP_L funcție de viteza aerului w_L .

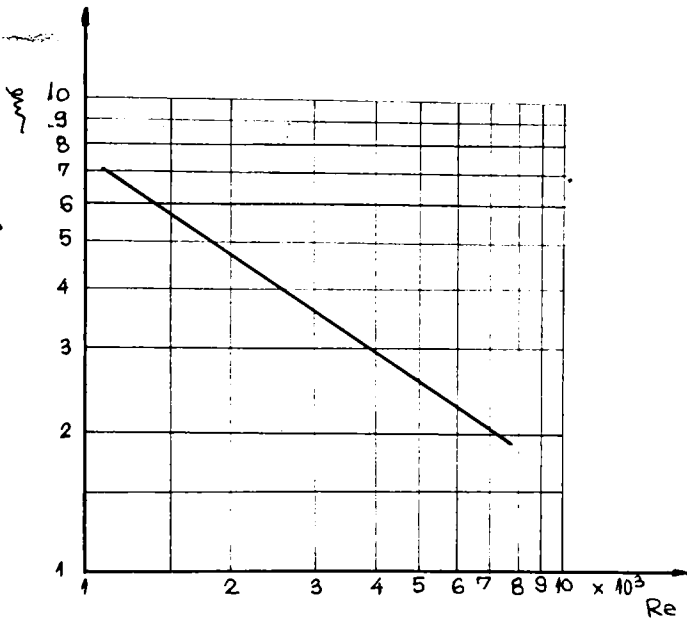


Figura 6.13 Coeficientul de rezistență hidraulică ξ

-nomograma performanțelor termice ale răcitorului de aer RA-20, în figura 6.14.

Se constată că răcitorul ajunge la saturație termică de partea aerului la o viteză a acestuia de 16 m/s peste care coeficientul de transfer termic rămâne constant (figura 6.10).

Dependența $j=j(\text{Re})$ este comparabilă cu cea a radiatorului menționat diferența datorându-se geometriei nervurilor: nervură extrudată la RA-20 față de nervură din tablă sudată pe țevă la răcitorul Kays (figura 6.11).

Soluția cea mai convenabilă pentru determinarea performanțelor ale unui schimbător de căldură în orice condiții de funcționare constă în trasarea unei nomograme. Dacă nomograma performanțelor termice este raportată la unitatea de volum a unui tip constructiv de schimbător de căldură, atunci această nomogramă poate fi generalizată pentru întreaga familie de acest tip [74][75][76].

În urma încercărilor efectuate pe stand și a utilizării relațiilor de calcul (5.1)...(5.7), pentru diferite valori ale lui μ și pentru o valoare Φ adoptată, se calculează:

$$t_1 = t_1 - \Phi(t_1 - t_2) \quad (6.12)$$

$$t_2 = t_2 + \mu\Phi(t_1 - t_2) \quad (6.13)$$

Se calculează coeficientul k pe baza vitezelor fluidelor și a coeficienților de convecție cu ecuațiile criteriale din literatură sau stabilite experimental după care se calculează μ cu relația (5.7) și în final funcția Φ care se compară cu cea adoptată inițial.

Cu funcția Φ determinată iterativ se recalculează fluxul termic și temperaturile de ieșire ale fluidelor.

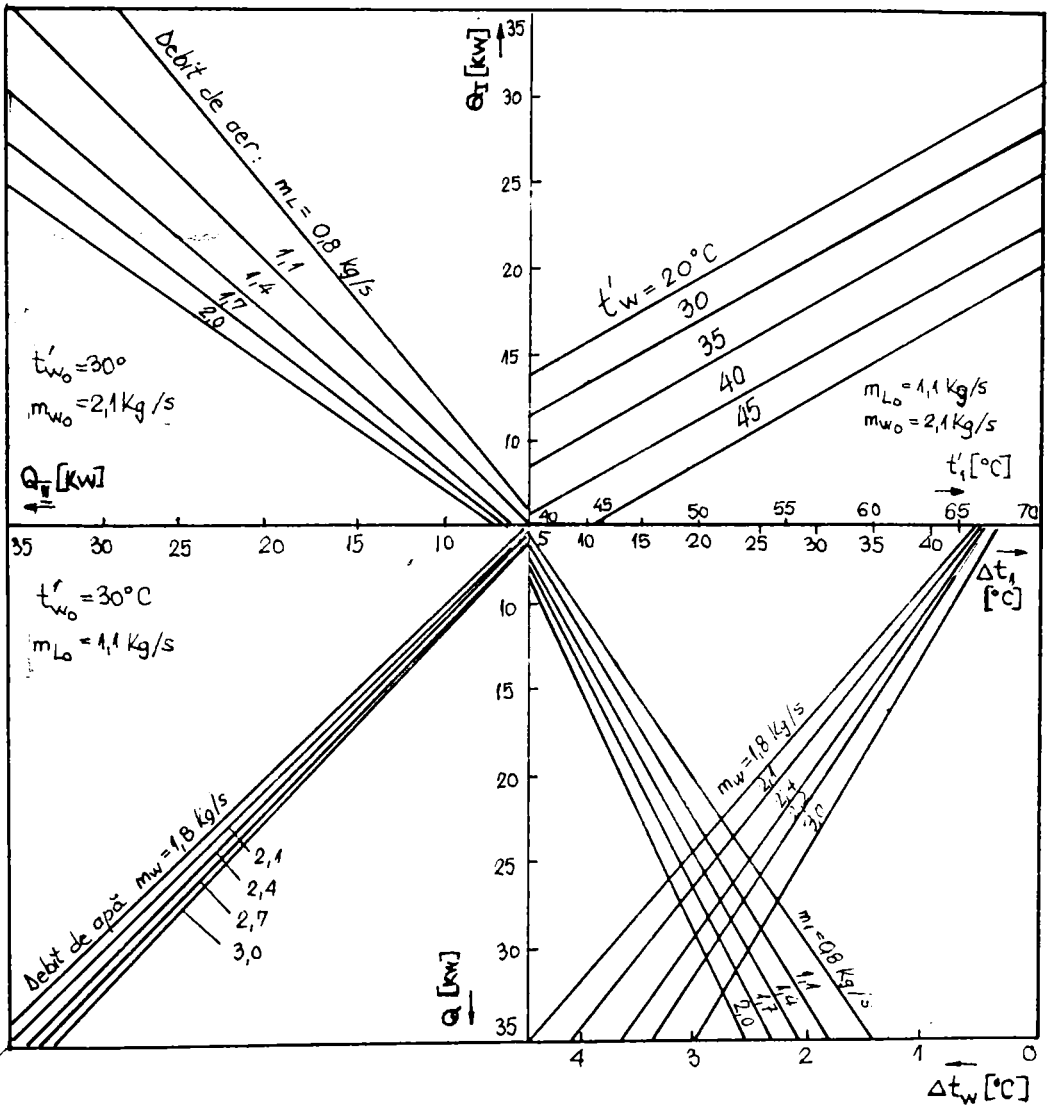


Figura 6.14 Caracteristicile performanțelor servise
ale radiatorului RA-20

Se raportează fluxul termic la volumul util al schimbătorului de căldură și se obține dependența:

$$q_v = \frac{Q'}{V} = f(w_1, w_2, t_1, t_2) \quad (6.14)$$

Pentru reprezentarea acestora se construiește o nomogramă cu trei câmpuri, figura 6.14.

Se alege pentru câmpul I drept variabilă independentă temperatura drept parametru temperatura t'_1 , și se consideră celelalte două variabile ca fiind constante și egale cu două valori oarecare din domeniul de variație al lor: $w_1 = w_{10}$, $w_2 = w_{20}$.

Se consideră în continuare valorile funcției (6.14) pentru t'_1 variabil, w_1 ca parametru și $w_2 = w_{20}$ respectiv $t'_2 = t'_{20}$ drept constante. Punctele curbelor având pe w_1 ca parametru se obțin în câmpul II la intersecția absciselor $q'_v = f(t'_1, t'_{20}, w_{10}, w_{20})$ și a ordonatelor $q'_v = f(t'_1, t'_{20}, w_1, w_{20})$.

Pentru câmpul III se calculează funcția q'_v pentru t'_1 variabil, w_2 parametru și $w_1 = w_{10}$ respectiv $t'_2 = t'_{20}$ drept constante.

Punctele curbelor de parametru w_2 rezultă la intersecția absciselor $q'_v = f(t'_1, t'_{20}, w_{10}, w_{20})$ cu ordonatele $q'_v = f(t'_1, t'_{20}, w_{10}, w_2)$.

În câmpul IV se pot reprezenta diferențele de temperatură

$$\Delta t_1 = f(q_v, w_1)$$

$$\Delta t_2 = f(q_v, w_2)$$

Astfel rezultă pentru un regim de funcționare dat prin debite și temperaturi de introducere, fluxul termic pe unitatea de volum transmis, gradul de răcire al fluxului cald respectiv cel de încălzire al fluidului rece.

Ridicarea nomogramei permite utilizatorului schimbătorului de căldură de a ști care sunt performanțele termice ale acestuia la schimbarea regimului de funcționare.

Ea permite economii însemnate de energie și de timp prin aceea că se reduce numărul de încercări ale schimbătorului de căldură pe standul de încercări. În anumite condiții nomograma poate fi utilizată pentru toată familia din care face parte schimbătorul încercat: același tip de suprafețe de transfer termic; raportare la unitatea de volum, etc.

6.3 Model experimental de schimbător de căldură cu aripioare extrudate și încercări privind influența numărului de rânduri asupra performanțelor termice și fluidodinamice

Răcitorul de aer a fost astfel construit încât să se poată modifica numărul de rânduri de țevi aripate în sensul de curgere al aerului prin răcitor în scopul stabilirii influenței numărului de rânduri de țevi asupra schimbului de căldură și a caderilor de presiune.

Fiecare rând are patru țevi, răcitorul putând funcționa cu două până la nouă rânduri de țevi dispuse în eșichier.

Modificarea răcitorului în scopurile menționate s-a făcut prin montarea unor dopuri filetate în plăcile tubulare după scoaterea unor rânduri de țevi din acestea, păstrând aceleași capace pentru intrarea și ieșirea apei. Debitul de apă s-a modificat corespunzător numărului de rânduri scoase din fascicol astfel încât să se mențină constantă viteza de curgere a apei prin țevi. Etanșarea țevelor rămase în fascicol se face prin piuliță presetupă în ambele capace.

Pe răcitorul de aer RA-20 modificat s-au făcut măsurători în aceleași condiții funcționale ca și pe răcitorul RA-20, avându-se posibilitatea modificării numărului de rânduri de țevi. Pe baza măsurătorilor efectuate s-a calculat coeficientul de convecție de partea aerului α_L din ecuația:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_L} + \frac{A_L}{A_w} \left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right) \quad (6.15)$$

unde α_w [W/m²·grad]- coeficientul de convecție de partea apei calculat dintr-o ecuație criterială adoptată și având valoarea practic constantă

A_L, A_w [m²] - suprafețele de schimb de căldură de parte aerului și de partea apei.

δ_1, δ_2 [m] - grosimea peretelui din alamă respectiv din aluminiu.

λ_1, λ_2 [W/m²·grd] - conductivitățile termice ale celor doi pereți.

Deoarece s-a urmărit influența numărului de rânduri de țevi nu s-a ținut cont de randamentul aripării, coeficientul α_L fiind al suprafeței nervurate.

Proprietățile fizice ale aerului λ, ρ, ν și c_p s-au introdus pentru temperatura medie a aerului, iar viteza este cea din secțiunea minimă de curgere prin răcitor.

Pentru a putea compara rezultatele cu cele din literatură de specialitate s-a lucrat cu același diametru echivalent de partea aerului d_L calculat atât pentru cercetările experimentale cât și pentru literatură cu relația:

$$d_L = 4 \frac{f_L}{U} \quad (6.16)$$

Secțiunea frontală f_L este cea minimă de curgere a aerului printre țevi și aripioare.

Perimetrul U se determină cu relația:

$$U = \frac{A_L}{l} \quad (6.17)$$

unde l este lungimea pe direcția de curgere a aerului, de la bordul de atac al aripioarelor din primul rând de țevi, până la bordul de atac al aripioarelor dintr-un rând suplimentar imaginat ca existând după ultimul rând de țevi al răcitorului (pentru un canal circular: $U = \text{perimetrul canalului}$).

Astfel calculat diametrul echivalent nu depinde de numărul de rânduri de țevi, având valorile:

$d_L=0,007\text{m}$ pentru măsurătorile efectuate de către autor

$d_L=0,005\text{m}$ [32]

$d_L=0,0046\text{m}$ [46]

$d_L=0,005\text{m}$ [26]

Toate rezultatele au fost reprezentate grafic în coordonate dublu logaritmice pe aceeași diagramă în figura 6.15.

Reprezentarea permite stabilirea unei ecuații criteriale de tipul

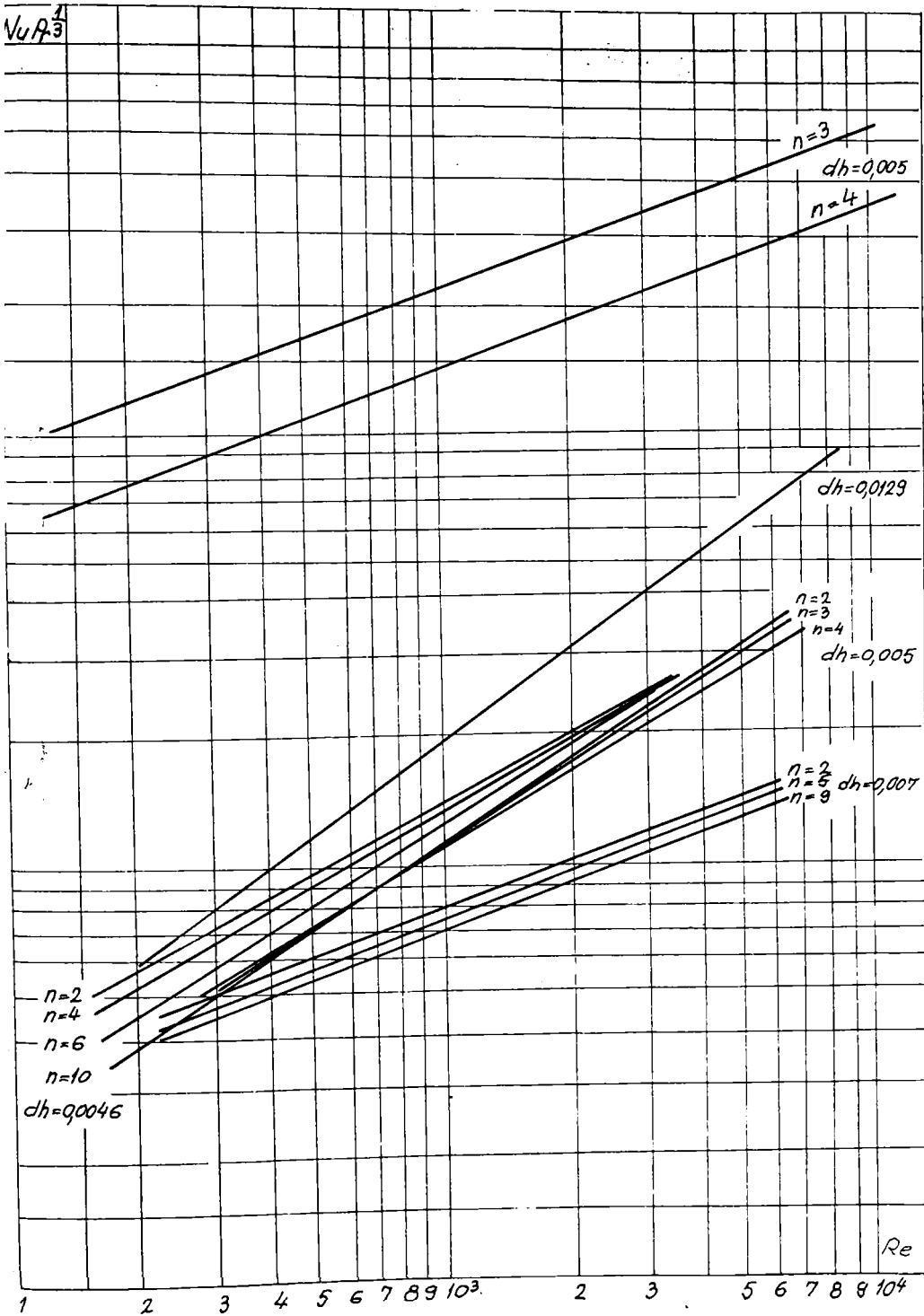
$$Nu = c \times Re^m \times Pr^{.33}$$

Se constată o aceeași relație pentru schimbul de căldură la toate răcitoarele. Diferă doar panta dreptelor datorită geometriei diferite a tuburilor: nervuri spirale în cazul cercetării experimentale; nervuri continue și tuburi applatizate[32]; nervuri continue și țevi cu nervuri spirale[46]; țevi cu nervuri circulare de grosime constantă[26].

Influența numărului de rânduri se manifestă prin reducerea transferului termic cu creșterea acestora. Această reducere este mai importantă în cazul numerelor Reynolds mici[46], iar după unii autori[58] influența scade prin creșterea lui Reynolds putând deveni în domeniul turbulent de sens contrar celui din domeniul laminar.

Pierderile de presiune ilustrate prin variația coeficientului de rezistență hidraulică funcție de Reynolds și având numărul de rânduri ca parametru sunt prezentate în figura 6.16. Modificarea acestui coeficient cu numărul de rânduri este nesemnificativă de la 5 rânduri în sus. Diferența este semnificativă între rândurile unu și trei datorită dispunerii țevilor în eșichier. Față de alte radiatoare variația coeficientului de rezistență hidraulică cu numărul de rânduri este diferită datorită geometriei aripioarelor: spirale obținute prin extrudare care favorizează formarea turbioanelor și prin aceasta crescând vâscozitatea aparentă a aerului.

Fig. 6.15 $Nu Pr^{-1/3} = f(Re)$ experimental și literatură



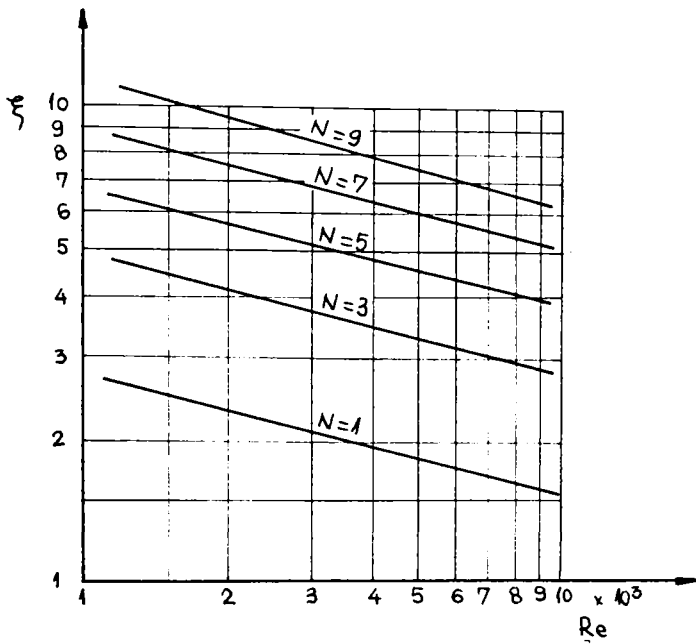


Figura 6.16 Coeficientul de rezistență hidraulică ξ funcție de numărul de rînduri de țevi.

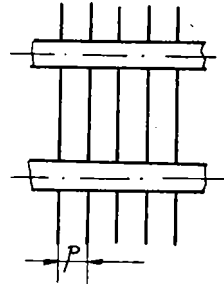
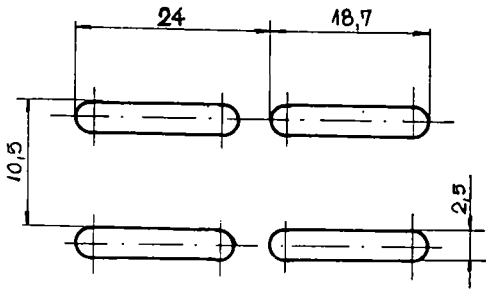
6.4 Procedeu și rezultate privind stabilirea influenței
numărului de rânduri de tuburi și a pasului dintre
aripioare asupra performanțelor termice și fluidodinamice
la bateriile de țevi aripate [71,72]

În cadrul încercărilor efectuate s-a studiat comportarea a 15 tipuri de radiatoare cu tuburi aplatizate din alamă ($\delta_t=0,15$ mm) și nervuri continue din cupru ($\delta_n=0,1$ mm). Tuburile sunt dispuse în sensul curentului de aer pe două, trei și patru rânduri la nouă tipuri în eșichier și la șase tipuri în coridor. Dimensiunile tuburilor și pasurile rezultă din figura 6.16 iar principalele caracteristici din tabelul 6.5

TABELUL 6.5 Caracteristicile geometrice ale bateriilor aripate

Nr. crt.tuburilor	Dispoziția rânduri de tuburi	Nr. pas aripioare mm	Nr. aripioare mm	Dimensiuni aripioare mm	Diametrul echivalent mm
1	eșichier	2	145	237x51x0.1	2.98
2	eșichier	2	97	240x50x0.1	4.1
3	eșichier	2	73	237x50x0.1	5
4	eșichier	3	145	240x70x0.1	2.98
5	eșichier	3	97	240x70x0.1	4.1
6	eșichier	3	73	238x71x0.1	5
7	eșichier	4	145	237x95x0.1	2.98
8	eșichier	4	97	237x96x0.1	4.1
9	eșichier	4	73	238x95x0.1	5
10	coridor	2	99	242x51x0.1	4.26
11	coridor	2	73	240x50x0.1	5.24
12	coridor	3	97	241x72x0.1	4.26
13	coridor	3	73	240x72x0.1	5.24
14	coridor	4	96	241x27x0.1	4.26
15	coridor	4	73	240x95x0.1	5.24

Tuburi în coridor



Tuburi în eşichier

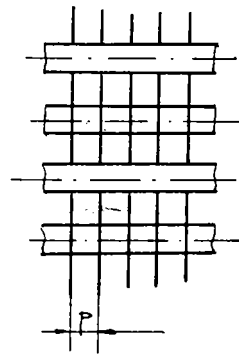
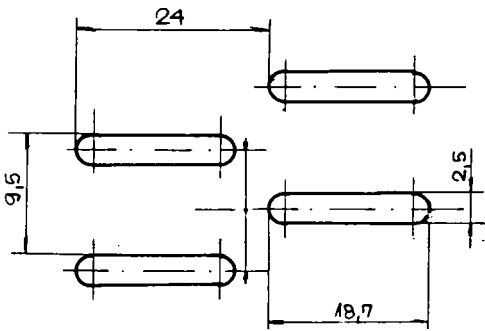


Figura 6.17 Caracteristici constructive ale radiatoarelor

S-a urmărit influența condițiilor de funcționare: temperatura de intrare a aerului și a apei precum și viteza aerului și a apei; pe de altă parte s-a urmărit și influența caracteristicilor constructive: pasul aripioarelor, dispoziția tuburilor în eșichier și coridor și numărul rândurilor de tuburi în direcția curgerii aerului asupra performanțelor termice și fluidodinamice.

Regimul de încercare considerat de bază s-a caracterizat prin următoarele valori:

- temperatura de intrare a aerului $t'_l=31^\circ\text{C}$
- temperatura de intrare a apei $t'_w=80^\circ\text{C}$
- viteza aerului în fața radiatorului $w_l=5,75\text{ m/s}$
- viteza apei în tuburi $w_w=0,135\text{ m/s}$

Pentru generalizarea rezultatelor experimentale s-a calculat coeficientul de transmitere a căldurii prin convecție de partea aerului α_l și s-au redat aceste valori sub formă de ecuații criteriale:

$$\text{Nu} \cdot \text{Pr}^{-1/3} = f(\text{Re})$$

În coordonate dublu logaritmice: figurile 6.18, 6.19 și 6.20.

Se constată că schimbul de căldură la dispunerea tuburilor în eșichier este superior cu circa 20% în comparație cu dispunerea în coridor. În ambele dispuneri majorarea pasului aripioarelor îmbunătățește schimbul de căldură. Influența este mai puternică la primele 2,3 rânduri de tuburi, mai ales la modificarea pasului de la 2 la 3 mm. Această manifestare a influenței este în concordanță cu cele prezentate în subcapitolul 2.5: dintre două schimbătoare cu același număr de tuburi, aceeași dispoziție a tuburilor și aceeași suprafață, cel cu pasul aripioarelor mai mare transmite mai multă căldură și are o rezistență hidraulică mai mică, dar are dezavantajul că ocupă volum mai mare. Un pas al aripioarelor mai mare este mai avantajos din punct de vedere al economiei de material cu toate că gabaritele cresc.

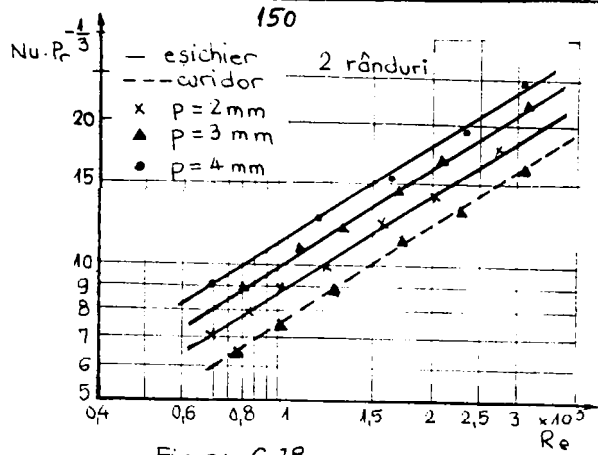


Figura 6.18
 $Nu \cdot Pr^{-1/3} = f(Re)$ pentru 2 rânduri de tuburi

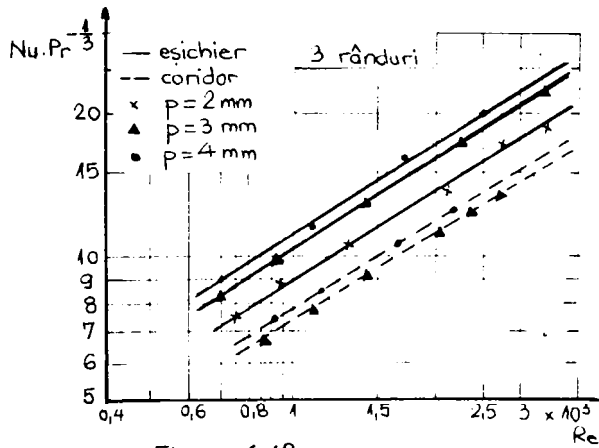


Figura 6.19
 $Nu \cdot Pr^{-1/3} = f(Re)$ pentru 3 rânduri de tuburi

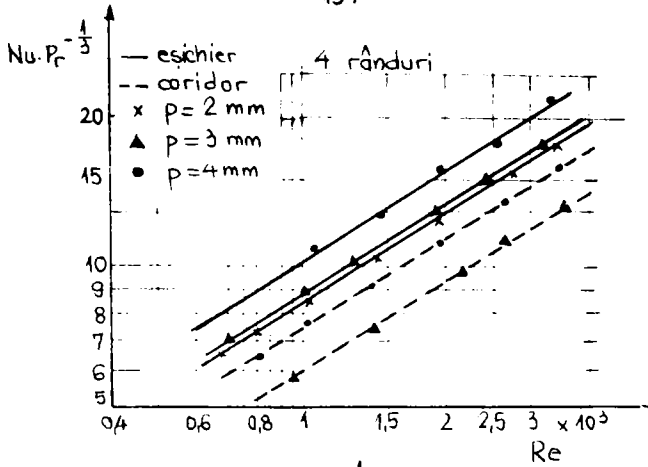


Figura 6.20 $Nu \cdot Pr^{-1/3} = f(Re)$ pentru 4 rânduri de tuburi

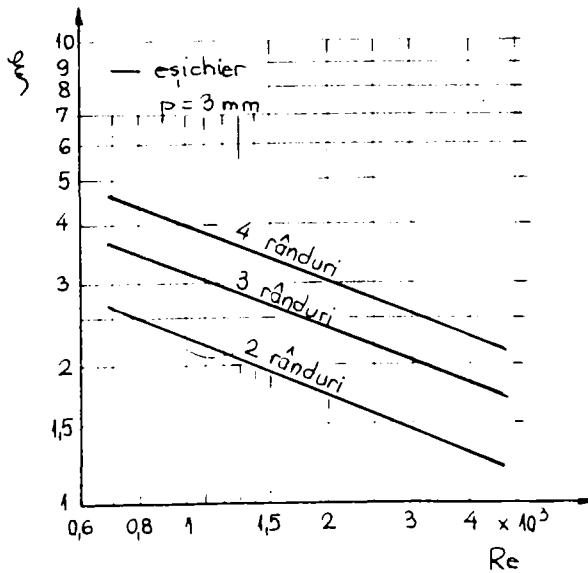


Figura 6.21 Coeficientul de rezistență hidraulică funcție de numărul de rânduri de tuburi

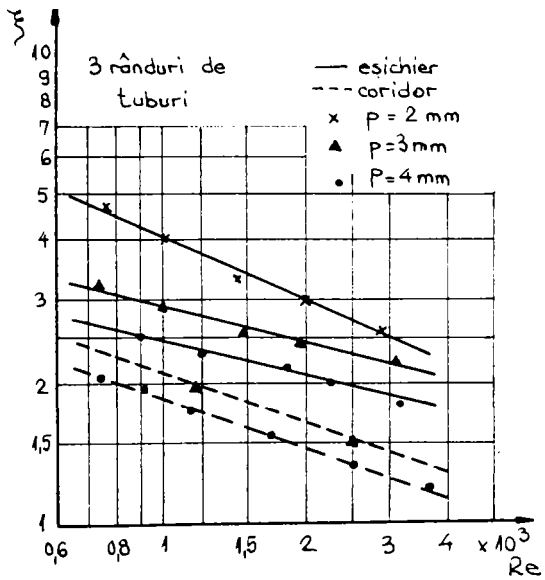


Figura 6.12 Coeficientul ξ funcție de pasul aripioarelor și dispunerea tuburilor.

Fluxul de căldură raportat la suprafața frontală crește prin majorarea numărului de rânduri de tuburi, în timp ce fluxul de căldură raportat la suprafața de partea aerului se micșorează, deci eficacitatea termică a rândurilor de tuburi scade în direcția de curgere a aerului.

Pentru reprezentarea adimensională a pierderilor de presiune măsurate de partea aerului Δp_L , s-a folosit coeficientul de rezistență hidraulică:

$$\zeta = \frac{\Delta p_L}{\frac{w_L^2}{2} \rho}$$

Rezultatele obținute sunt redată în figura 6.21 în funcție de cifra Reynolds.

Creșterea numărului de rânduri de tuburi de la doi la trei conduce la o majorare a pierderilor de presiune cu circa 43%. În cazul dublării numărului de rânduri de la doi la patru pierderile de presiune cresc în medie cu circa 85%. Creșterea relativă de presiune este deci mai mică decât creșterea relativă a mărimii radiatorului, ceea ce se explică prin faptul că pierderile locale de intrare și ieșire nu variază cu numărul rândurilor de tuburi.

În figura 6.22 este reprezentat coeficientul de rezistență hidraulică pentru pași ai aripioarelor de 2,3 și 4 mm la radiatoarele cu 3 rânduri de tuburi în eșichier și coridor. Pierderile de presiune sunt mai mari la dispunerea în eșichier și cresc cu scăderea pasului aripioarelor. Influența numărului de rânduri de tuburi se manifestă prin reducerea schimbului de căldură cu creșterea acestuia. Această reducere este mai importantă în cazul vitezelor respectiv a cifrelor Re mici. [40,55,56,57,58,59,60,61].

6.5 Modelarea numerică a câmpurilor de temperaturi și viteze, la o baterie de tuburi aripate, prin metoda diferențelor finite

Descrierea matematică a regimului dezvoltat periodic

În cazul curgerii prin secțiuni de curgere cu o geometrie care se repetă într-o anumită ordine, după o porțiune de intrare, profilul de viteze respectiv temperaturi, are aceeași formă în fiecare dintre secțiunile caracteristice. Regimul de curgere obținut este un regim stabilizat periodic. Prin urmare exceptând porțiunea de intrare cercetările arată că după 3-4 secțiuni caracteristice este suficientă analiza numai într-o astfel de secțiune pentru a obține performanțele termice și fluidodinamice pentru spațiu cercetat în ansamblu.

Câmpul de viteze

În continuare, pentru a descrie un astfel de regim, se va lua în considerare exemplul curgerii printr-un canal dintre două nervuri continui ale unei baterii de tuburi aripate (fig.6.23). Dacă se admit două limite Y_1 și Y_2 , și anume $Y_1 < y < Y_2$ pentru un canal cu o secțiune care variază în mod periodic, se poate scrie:

$$Y_1(x) = Y_1(x+L) = Y_1(x+2L) = \dots = Y_1(x+nL) \quad (6.18)$$

$$Y_2(x) = Y_2(x+L) = Y_2(x+2L) = \dots = Y_2(x+nL) \quad (6.19)$$

La o distanță suficient de mare de la intrare în canal, câmpul de viteză pentru două secțiuni succesive care sunt la o distanță L una față de alta are următoarea formă:

$$u(x, y) = u(x+L, y) = u(x+2L, y) = \dots = u(x+nL, y) \quad (6.20)$$

$$v(x,y) = v(x+L,y) = v(x+2L,y) = \dots = v(x+nL,y) \quad (6.21)$$

Pentru calculul câmpului de presiuni, considerând secțiunile la o distanță $x, x+L, x+2L, \dots, x+nL$, alura curbei de variație a presiunii $p(x,y) = f(y)$, în secțiunile respective este aceeași. Unica diferență constă în dispunerea acestora, una față de alta, la o aceeași distanță. Prin urmare se poate scrie:

$$p(x,y) - p(x+L,y) = p(x+L,y) - p(x+2L,y) = \dots \quad (6.22)$$

Sau raportat la lungimea canalului:

$$\frac{p(x,y) - p(x+L,y)}{L} = \beta \quad (6.23)$$

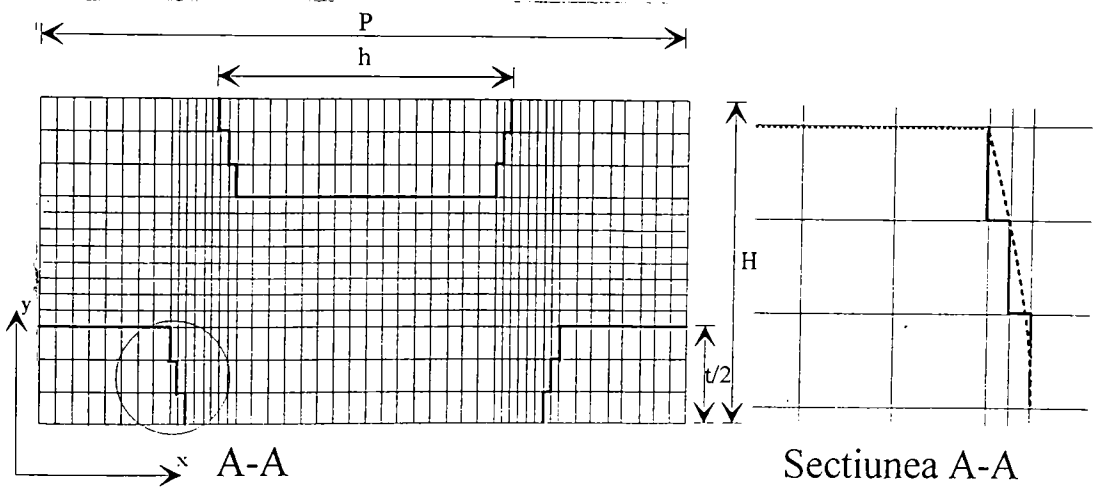


Figura 6.23 Grila pentru canalul dintre nervuri

Prin divizarea câmpului de presiune în două componente se obține:

$$p(x,y) = \beta x + P(x,y) \quad (6.24)$$

Termenul βx reprezintă gradientul de presiune axial, iar $P(x,y)$ este o variație locală a presiunii. Această variație din urmă se repetă

în mod periodic în fiecare dintre secțiuni caracteristice, și anume:

$$P(x, y) = P(x+L, y) = P(x+2L, y) = \dots \quad (6.25)$$

Conform prezentării anterioare, ecuația de continuitate, respectiv ecuațiile de mișcare a fluidelor vâscoase devin:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (6.26)$$

$$\rho \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = \beta - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (6.27)$$

$$\rho \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (6.28)$$

Câmpul de temperaturi

Regimul dezvoltat în mod periodic din punctul de vedere termic, pentru o condiție limită termică care se repetă modular, se poate urmări prin câmpul de temperaturi într-o succesiune de secțiuni x , $x+L$, $x+2L$, Profilurile variațiilor de temperaturi sunt aceleași și dispuse una față de alta la o aceeași distanță. Prin urmare rezultă:

$$T(x+L, y) - T(x, y) = T(x+2L, y) - T(x+L, y) = \dots \quad (6.29)$$

Cu acestea, se poate scrie:

$$\frac{T(x+L, y) - T(x, y)}{L} = \gamma \quad (6.30)$$

Iar pe de altă parte:

$$\gamma = \frac{Q}{mc_p L} \quad (6.31)$$

unde Q este fluxul termic transmis fluidului într-o secțiune caracteristică de lungime L . Prin urmare câmpul de temperaturi poate fi descompus în două componente, și anume:

$$T(x, y) = \gamma x + T'(x, y) \quad (6.32)$$

Mai departe T' se repetă în mod periodic:

$$T'(x, y) = T'(x+L, y) = T'(x+2L, y) = \dots \quad (6.33)$$

Ecuția de conservare a energiei termice devine:

$$\rho c_p \left[u \frac{\partial T'}{\partial x} + v \frac{\partial T'}{\partial y} \right] = -\rho c_p u \gamma + \lambda \left[\frac{\partial^2 T'}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T'}{\partial y^2} \right] \quad (6.34)$$

Dacă q este densitatea fluxului termic local condiția limită termică este:

$$\frac{\partial T}{\partial n} = \gamma \frac{\partial x}{\partial n} + \frac{\partial T'}{\partial n} = -\frac{q}{k} \quad (6.35)$$

unde n este vectorul perpendicular pe suprafața canalului, iar în cazul suprafețelor de simetrie:

$$\frac{\partial T}{\partial n} = \gamma \frac{\partial x}{\partial n} + \frac{\partial T'}{\partial n} = 0 \quad (6.36)$$

Ecuția (6.34) cu condițiile limită termice (6.35) și (6.36) reprezintă, din punctul de vedere matematic o problemă bine definită.

Performanțele hidrodinamice

Coeficientul de rezistență hidraulică este definit:

$$f = \frac{-\frac{dp}{dx} D_h}{\frac{1}{2} \rho u_{med}^2} \quad (6.37)$$

iar luând în considerare, gradientul de presiune pe secțiune B , relația (6.37) devine:

$$fRe = \frac{2\beta D_h^2}{\mu u_{med}} \quad (6.38)$$

unde numărul Reynolds este:

$$Re = \frac{\rho u_{med} D_h}{\mu} \quad (6.39)$$

iar diametrul hidraulic este definit prin:

$$D_h = 2H \quad (6.40)$$

In figurile 6.24, 6.25 și 6.26 s-a prezentat influența numărului Re asupra câmpului de viteză, sub forma liniilor de curent, pentru o valoare a pasului relativ $P^* = 2$ și a înălțimii relative $H^* = 0,2$ definite prin relația:

$$\Psi = \int_0^H u dy \quad (6.41)$$

Performantele termice

Determinarea coeficientului de convecție de partea suprafeței nervurate se face pe baza numărului Stanton:

$$St = \frac{\alpha}{\rho C_p u_{med}} \quad (6.42)$$

Totodată valoarea coeficientului de convecție se poate calcula din:

$$\alpha = \frac{Q}{A(T_w - T_b)} \quad (6.43)$$

unde Q este cantitatea de căldură transmisă fluidului într-o secțiune caracteristică. Temperatura medie masică se definește ca:

$$T_b = \frac{\int_0^h T |u| dy}{\int_0^h |u| dy} \quad (6.44)$$

Pentru calcularea diferentei de temperatură $T_w - T_b$ s-a folosit secțiunea $x = L/2$, cu toate ca s-a observat ca valoarea acestei diferente variaza foarte puțin cu x .

Cantitatea de caldura Q se poate exprima prin gradientul de temperatura γ , si anume:

$$Q = (\rho u_{med})(H-t)c_p \gamma P \quad (6.45)$$

Din relațiile 6.42-6.45 rezultă relația adimensională pentru Nu :

$$Nu = -\frac{RePr}{T_b} \left(\frac{1}{D^*} - D^* \right) (1 - D^*) \quad (6.46)$$

unde γP este creșterea temperaturii medii de-a lungul unei secțiuni caracteristice, ceea ce este egal cu măjoararea temperaturii peretelui de-a lungul secțiunii. Pentru suprafața fara nervuri diferența de temperatura $T_w - T_b$ devine independentă de distanța x .

În figurile 6.27, 6.28 și 6.29 s-au prezentat izotermele pentru trei valori ale lui Re : $Re=100$; $Re=300$; $Re=600$, pentru Prandtl, $Pr=0,7$ și $P^*=H/L=2$ $H^*=t/H=0,25$.

Detalii de programare

Secțiunea caracteristică a fost aleasă conform analizei prezentate și este redată în figura 6.23.

Această secțiune este secțiune de curgere a aerului printre două nervuri continue succesive ale unei baterii de tuburi aplatizate aripate. În cadrul secțiunii caracteristice peretele nervurii continue a fost considerat ca perete al suprafeței de bază de schimb de caldura iar tuburile aplatizate sunt pe post de nervuri sau generatori de

turbulenta in aceasta sectiune. Tuburile aplatizate au fost delimitate in cadrul sectiunii caracteristice ca zone cu viscozitate si conductivitate termica foarte mare: 10^{30} Aceasta metoda de a include regiunile solide in sectiune ca fiind zone ale fluidului cu viscozitate si conductivitate foarte mare este descrisa in [82]

In urma testarii mai multor variante pentru grila de noduri ale retelei s-a ajuns la o varianta optima de 45 noduri pe directie axiala a curgerii si 18 noduri pe directie radiala. Aceasta varianta ofera un echilibru intre precizia rezultatelor si timpul necesar rularii programului.

Discretizarea ecuatiei fundamentale s-a realizat prin metoda "power-law" iar solutionarea cimpului de presiune s-a obtinut prin metoda Simpler[83]. Solutionarea ecuatiei algebrice s-a facut cu metoda TDMA-circular. Cu grila mentionata au fost necesare pina la 300 de iteratii pentru cimpul de viteze si aproximativ 100 de iteratii pentru cimpul de temperatura.

In urma rularii programului de calcul s-au reprezentat criteriile Colburn j si factorul de rezistenta c_f functie de numarul Reynolds in figura 6.30 ; liniile de curent in figurile 6.24, 6.25 si 6.26 precum si cimpul de temperaturi in figurile 6.27, 6.28 SI 6.29 pentru $Re=100;300;600$.

Relatia criteriala $j=f(Re)$ s-a comparat cu relatia obtinuta pe cale experimentală si cea obtinuta de Kays[2] pentru o baterie aripata cu o geometrii simiilara. Se constata ca valorile obtinute prin calcul sunt comparabile cu cele ale lui Kays si cu cele obtinute experimental. Aceeasi observatie este valabila si in cazul comparatiei dintre factorii de rezistenta hidraulica, ceea ce inseamna ca programul de calcul permite obtinerea cu o buna precizie a performantelor termice si fluidodinamice a bateriilor de tuburi aplatizate aripate cu nervuri

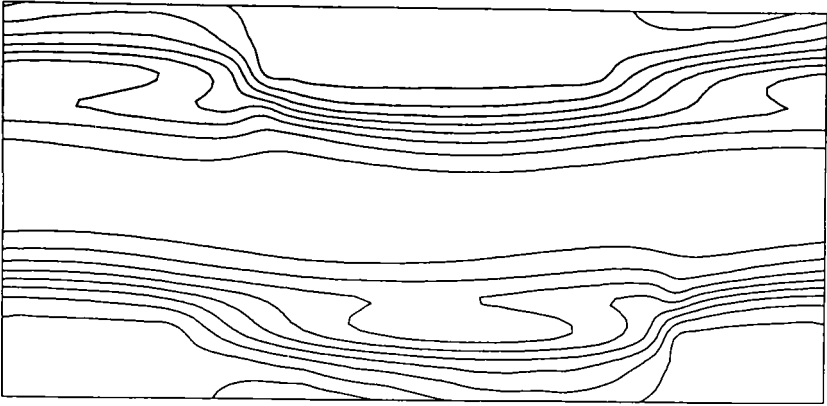


Fig. 6.24 Linii de curent pentru $Re=100$

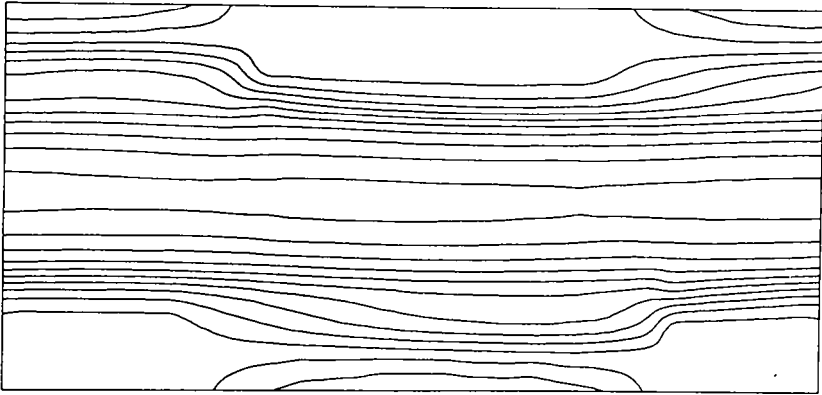


Fig. 6.25 Linii de curent pentru $Re=300$

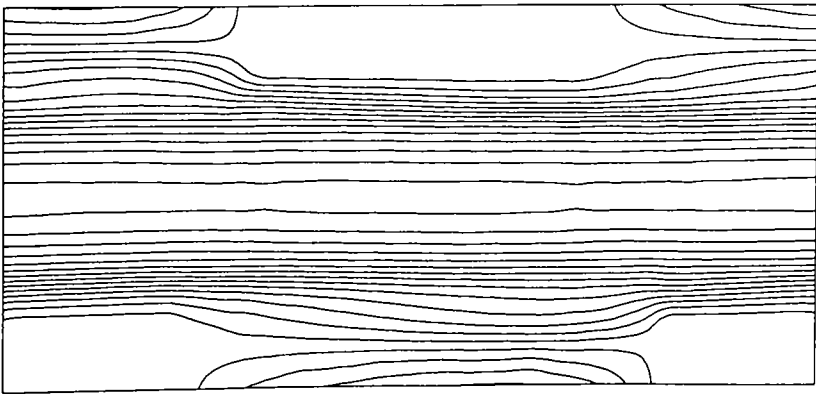


Fig. 6.26 Linii de curent pentru $Re=600$

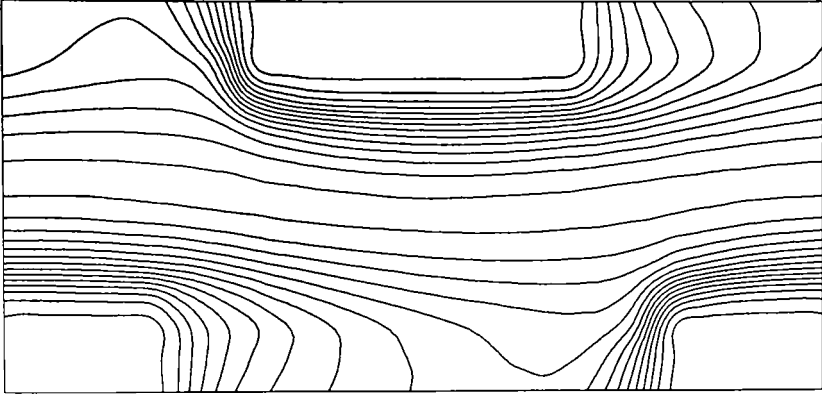


Fig. 6.27 Cîmpul de temperaturi pentru $Re=100$

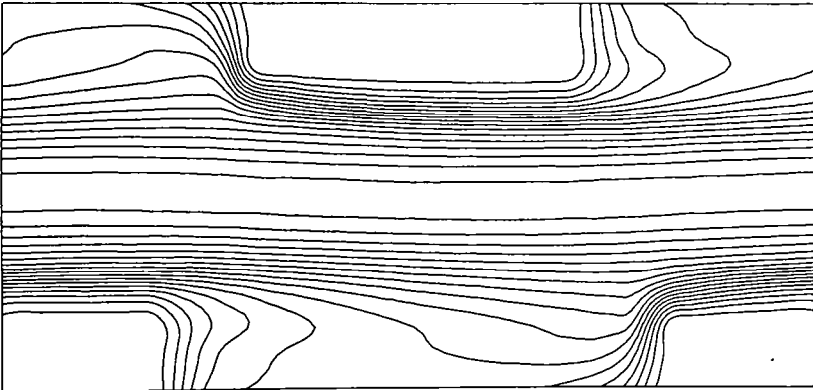


Fig. 6.28 Cîmpul de temperaturi pentru $Re=300$

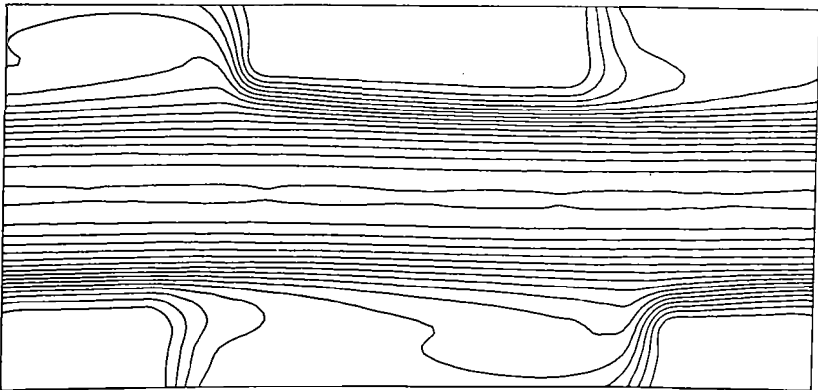


Fig. 6.29 Cîmpul de temperaturi pentru $Re=600$

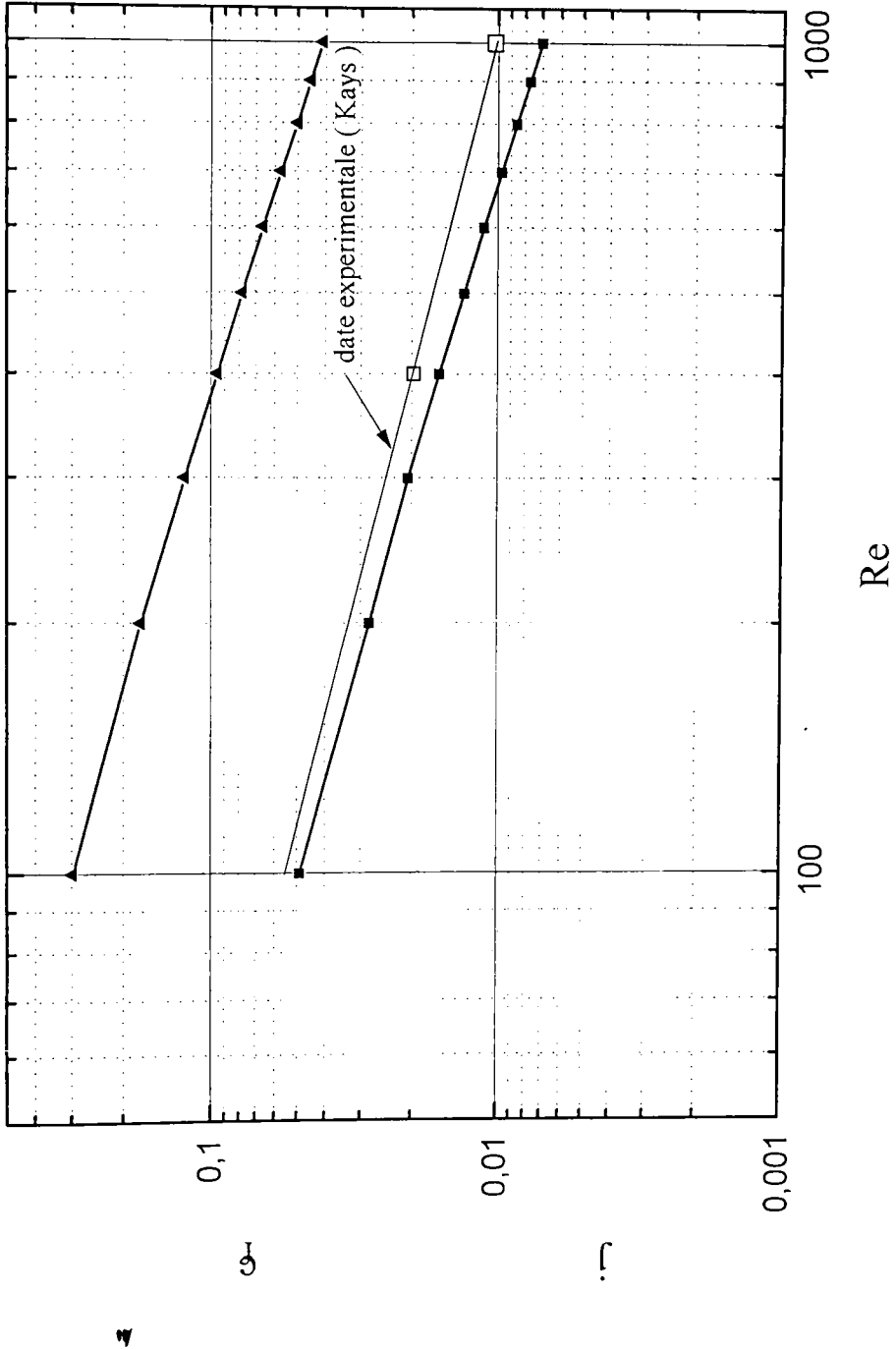


Fig. 6.30 Colborn și coeficientul de trecere funcție de Reynolds

continue.

Din reprezentarea grafica a liniilor de curent pentru 3 regimuri de curgere caracterizate prin valori ale lui $Re=100;200;300$ se constata existenta zonelor de recirculare in spatiul dintre doua tuburi / figura 6.23. Aceste zone sunt mai extinse la $Re=100$ micșorindu-se cu cresterea lui Reynolds.

Forma cimpurilor de temperaturi in sectiunea caracteristica figura 6.23 reflecta influenta zonelor de recirculare, inactive dintre tuburi si arata preponderenta schimbului de caldura conductiv in defavoarea celui convectiv la regimurile de curgere considerate din domeniul laminar.

Aceleasi concluzii au fost trase si prin studiul curgerii fluidelor prin sectiuni cu generatori de turbulenta de alte forme decit cea dreptunghiulara.

6.6 Studiul erorilor înregistrate în cercetarea experimentală

a. Abaterile mărimilor măsurate direct

Mărimile măsurate direct în cursul încercărilor pot fi stabilite cu următoarele abateri: după clasele de precizie ale mijloacelor de măsurare utilizate:

- temperaturile de partea aerului și apei, cu ajutorul termometrelor cu mercur, cu o eroare de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$;

- presiunea diferențială la diafragma de pe circuitul de aer și căderea de presiune în schimbător, cu ajutorul manometrelor, cu o eroare de $\pm 0,1 \text{ mm CA}$;

- presiunea diferențială de partea apei, cu ajutorul unui tub U inversat, cu o eroare de $\pm 2 \text{ mm CA}$;

- presiunea barometrică cu o eroare de 1 mm Hg .

În cazul repetării măsurătorilor în aceleași condiții de minimum 10 ori se vor tolera rezultatele prin eroarea limită.

b. Propagarea erorilor întâmplătoare

În cazul unei mărimi determinate prin calcul, pe baza altor mărimi măsurate direct, eroarea mărimii măsurate indirect f depinde de erorile parametrilor măsurăți direct x, y, z, \dots

Considerând o mărime de mai multe variabile:

$$f(x, y, z, \dots) \quad (6.47)$$

se poate demonstra [66], [67] că eroarea probabilă a mărimii f are expresia:

$$\delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 \cdot \delta x^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 \cdot \delta y^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2 \cdot \delta z^2 + \dots} \quad (6.48)$$

unde δf este eroarea probabilă a mărimii f , iar $\delta x, \delta y, \delta z, \dots$ sunt erorile parametrilor compuse din clasa de precizie și eroarea de citire corectă. Relația de calcul este pătratică deoarece semnul erorilor probabile este necunoscut.

Cazul unei dependențe de tip sumă

Aplicând relația (6.48) în cazul sumei: $f=x+y$ și efectuând derivatele parțiale se obține:

$$\delta f = \sqrt{\delta x^2 + \delta y^2}$$

respectiv eroarea relativă:

$$\frac{\delta f}{f} = \frac{\sqrt{\delta x^2 + \delta y^2}}{x+y} \quad (6.49)$$

Cazul unei dependențe de tip produs sau cât

Pentru $f=(x \cdot y)/z$ ținând cont de expresia derivatelor parțiale, relația (6.48) devine:

$$\frac{\delta f}{f} = \sqrt{\left(\frac{\delta x}{x}\right)^2 + \left(\frac{\delta y}{y}\right)^2 + \left(\frac{\delta z}{z}\right)^2} \quad (6.50)$$

Cazul care comportă constante multiplicative și puteri constante

Dacă $f=A \cdot x^\alpha$, expresia (6.48) devine:

$$\frac{\delta f}{f} = \alpha \cdot \frac{\delta x}{x} \quad (6.51)$$

Spre exemplificare se prezintă calculul erorilor relative la încercarea răcitorului de aer R.A.-20, valorile mărimilor caracteristice regimului de încercare fiind: $t_2'=90^\circ\text{C}$ $\Delta t_2'=15^\circ\text{C}$; $t_w'=25^\circ\text{C}$ $m_2'=1\text{kg/s}$ și $m_w'=4,75\text{ kg/s}$ [35]

c. Abaterile diferențelor de temperatură

Notând $\Delta t = t' - t$ diferența de temperatură dintre temperatura de la intrarea și ieșirea unui agent și cunoscând erorile de măsură pentru fiecare, din relația (6.49) rezultă:

$$\frac{\Delta \delta t}{\delta t} = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,1^2}}{\Delta t} = \frac{14}{\Delta t} \cdot 100 \quad (6.52)$$

iar pentru aer

$$\frac{\Delta \delta t_2}{\delta t_2} = \frac{14}{15} = 0,93\%$$

d. Abaterile debitelor agentilor termici

Se consideră expresia pentru calculul debitului masic:

$$\dot{m} = \frac{\pi}{4} \alpha c K_t \alpha^2 \sqrt{2 \rho_1 \Delta p_d} \quad (6.53)$$

unde: $\alpha \approx \alpha_N \cdot B_r \cdot B_m$;

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$$

$$\text{cu: } p_1 = p_1' + p_b$$

Aplicând relațiile (6.49)....(6.51) se obține:

$$\frac{\delta \alpha}{\alpha} = \sqrt{\left(\frac{\delta \alpha_N}{\alpha_N}\right)^2 + \left(\frac{\delta B_r}{B_r}\right)^2 + \left(\frac{\delta B_m}{B_m}\right)^2}$$

$$\frac{\delta \rho_1}{\rho_1} = \sqrt{\left(\frac{\delta P_1}{P_1}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_1}{T_1}\right)^2} \quad (6.54)$$

$$\frac{\delta p_1}{p_1} = \frac{\sqrt{(\delta p_1')^2 + (\delta p_b)^2}}{p_1}$$

Erorile pentru coeficienții α_n, β_r și β_m se vor calcula în funcție de eroarea calculată pentru coeficientul de strângulare $m = (d/D)^2$. Această eroare, conform relațiilor (6.50) și (6.51) va fi:

$$\frac{\delta m}{m} = 2 \sqrt{\left(\frac{\delta d}{d}\right)^2 + \left(\frac{\delta D}{D}\right)^2} \quad (6.55)$$

Eroarea absolută a lui m rezultă:

$$\delta m = m \cdot \frac{\delta m}{m} \quad (6.56)$$

Cum coeficienții α_n, β_r și β_m sunt dați sub formă de grafice în funcție de m , se înmulțește δm cu coeficientul unghiular al curbei în punctele corespunzătoare valorilor α_n, β_r și β_m și se obțin erorile absolute $\delta \alpha_n, \delta \beta_r$ și $\delta \beta_m$.

Pentru răcitorul considerat ținând cont de abaterile cu care au fost măsurate presiunile diferențiale precum și din celelalte elemente prezentate anterior se obține:

$$\frac{\delta m}{m_L} = 0,7\%$$

respectiv:

$$\frac{\delta m_w}{m_w} = 1\%$$

e. Abaterile fluxurilor de căldură

Pentru fluxurile de căldură calculate cu formula,

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot \Delta t_L$$

și

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta t_w$$

se aplică relația (6.50):

$$\frac{\delta \dot{Q}}{\dot{Q}} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta t}{\Delta t}\right)^2} \quad (6.57)$$

și se obține:

$$\frac{dQ}{Q} = \sqrt{(0,7)^2 + (0,93)^2} = 1,16\%$$

f. Abaterile funcției ϕ

$$\phi = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot (t'_L - t'_w)} \quad (6.58)$$

Aplicând relația (6.50) cu notația $\Delta t_{Lw} = t'_L - t'_w$, se obține:

$$\frac{\delta \phi}{\phi} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{Q}}{\dot{Q}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{m}_L}{\dot{m}_L}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta t_{Lw}}{\Delta t_{Lw}}\right)^2} \quad (6.59)$$

capacitatea termică masică fiind considerată constantă pe domeniul de temperatură al măsurărilor (30...100°C).

Pentru regimul considerat: $\frac{\delta \phi}{\phi} = \sqrt{(1,16)^2 + (0,7)^2 + \left(\frac{14}{50-25}\right)^2} = 1,46\%$

g. Abaterile raportului μ

$$\mu = \frac{\dot{m}_L \cdot c_{pL}}{\dot{m}_w \cdot c_{pw}} \quad (6.60)$$

Eroarea relativă se obține aplicând relația (6.50) și considerând c_{pL} și c_{pw} constante:

$$\frac{\delta\mu}{\mu} = \sqrt{\left(\frac{\delta\dot{m}_L}{\dot{m}_L}\right)^2 + \left(\frac{\delta\dot{m}_w}{\dot{m}_w}\right)^2} \quad (6.61)$$

concret:

$$\frac{\delta\mu}{\mu} = \sqrt{(0,7)^2 + 1^2} = 1,22\%$$

h. Abaterile criteriului χ

Criteriul de similitudine χ se determină pe baza criteriilor μ și ϕ din relația criterială a schimbului de căldură.

Se consideră schimbul de căldură ca fiind în contracurent și atunci:

$$\chi = \frac{1}{1-\chi} \cdot \ln \frac{1-\chi\phi}{1-\phi} \quad (6.62)$$

În vederea aplicării relației (6.48) se efectuează derivatele lui χ în raport cu ϕ și μ :

$$\frac{\delta\chi}{\delta\phi} = \frac{1}{(1-\mu\phi)(1-\phi)} \quad (6.63)$$

$$\frac{\delta\chi}{\delta\mu} = \frac{1}{1-\mu} \left[\frac{\phi}{1-\mu\phi} - \frac{1}{1-\mu} \cdot \ln \frac{1-\mu\phi}{1-\phi} \right] \quad (6.64)$$

Astfel că relația (6.48) devine:

$$\frac{\delta\chi}{\chi} = \sqrt{\left(\frac{\delta\chi}{\delta\phi} \cdot \frac{\phi}{\chi} \cdot \frac{\delta\phi}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{\delta\chi}{\delta\mu} \cdot \frac{\mu}{\chi} \cdot \frac{\delta\mu}{\mu}\right)^2} \quad (6.65)$$

Notând cu:

$$A = \frac{\delta\chi}{\delta\phi} \cdot \frac{\phi}{\chi} \quad \text{și} \quad B = \frac{\delta\chi}{\delta\mu} \cdot \frac{\mu}{\chi} \quad \text{în relația (6.65):}$$

$$\frac{\delta\chi}{\chi} = \sqrt{A^2 \left(\frac{\delta\phi}{\phi}\right)^2 + B^2 \left(\frac{\delta\mu}{\mu}\right)^2} \quad (6.66)$$

Se observă că eroarea relativă a criteriului χ este în funcție numai de μ și ϕ și erorile acestora, deoarece A și B sunt și ele funcție de μ și ϕ .

Pentru regimul de încercare luat în calcul la care $\mu=0,05$ și $\phi=0,6$ rezultă $A=1,65$ și $B=-0,02$ cu care:

$$\frac{\delta\chi}{\chi} = \sqrt{1,65^2 \cdot 1,46^2 + (-0,02)^2 \cdot 1,22^2} = 2,41\%$$

i. Abaterile coeficientului de transfer termic k

Din relația de definiție a criteriului χ :

$$\chi = \frac{k \cdot A}{\dot{m}_L \cdot c_{pL}} \quad (6.67)$$

rezultă valoarea coeficientului de transfer termic:

$$k = \frac{\dot{m}_L \cdot c_{pL}}{A} \cdot \chi \quad (6.68)$$

unde A_L [m^2] - suprafața de schimb de căldură de partea aerului.

Eroarea relativă pentru coeficientul de transfer termic, conform relației (6.50) este:

$$\frac{\delta k}{k} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}_L}{\dot{m}_L}\right)^2 + \left(\frac{\delta \chi}{\chi}\right)^2} \quad (6.69)$$

și pentru exemplul practic: $\frac{\delta k}{k} = \sqrt{0,7^2 + 2,41^2} = 2,51\%$

i. Abaterile valorilor coeficientului de convecție de partea aerului α_L

Coeficientul de convecție de partea aerului se calculează din relația (5.8) considerând aerul drept fluid 1 și apa fluidul 2:

$$\eta_1 \alpha_1 = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{A_1}{A_2} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_p}{\lambda_p}\right)} \quad (6.70)$$

Conform celor prezentate în paragraful 5.7 referitor la stabilirea ecuației criteriale a schimbului de căldură, membrul stâng al relației (6.70) reprezintă coeficientul aparent de convecție de partea aerului. Trecând la notațiile $A_1 = A_L$, $A_2 = A_w$ și $\alpha_2 = \alpha_w$, ecuația (6.70) devine:

$$\alpha_L = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{A_L}{A_w} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_p}{\lambda_p}\right)} = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{A_L}{A_w} \cdot \frac{1}{\alpha_w} - \frac{A_L}{A_w} \cdot \frac{\delta_p}{\lambda_p}} \quad (6.71)$$

Se observă $\alpha_L = \alpha_L(k_1, \alpha_w)$ și atunci:

$$\delta\alpha_L = \sqrt{\left(\frac{\partial\alpha_L}{\partial k} \cdot \delta k\right)^2 + \left(\frac{\partial\alpha_L}{\partial\alpha_w} \cdot \delta\alpha_w\right)^2} \quad (6.72)$$

$$\frac{\partial\alpha_L}{\partial k} = \frac{1}{k^2 \left[\frac{1}{k} - \frac{A_L}{A_w} \left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_P}{\lambda_P} \right) \right]^2} = \frac{\alpha_L^2}{k^2} \quad (6.73)$$

$$\frac{\partial\alpha_L}{\partial\alpha_w} = \frac{A_L}{A_w} \cdot \frac{1}{\alpha_w^2 \cdot k^2} \quad (6.74)$$

Înlocuind (6.73) și (6.74) în (6.72) rezultă eroarea relativă a valorilor lui α_L :

$$\frac{\delta\alpha_L}{\alpha_L} = \sqrt{\left(\frac{\alpha_L}{k}\right)^2 \cdot \left(\frac{\delta k}{k}\right)^2 + \left(\frac{A_L}{A_w \alpha_L \alpha_w \cdot k^2}\right)^2 \cdot \left(\frac{\delta\alpha_w}{\alpha_w}\right)^2} \quad (6.75)$$

Calculul erorii relative a coeficientului de convecție de partea apei α_w se face adaptând o ecuație criterială pentru schimbul de căldură funcție de regimul de curgere al apei. Se explicitizează relația adoptată sub forma: $\alpha_w = \alpha_w(m_w, t_{wm})$ și se aplică relația (6.38) după care se iau în considerare abaterile mărimilor care intervin conform celor prezentate, în final pentru exemplul considerat rezultă:

$$\frac{\delta\alpha_w}{\alpha_w} = 0,65\%$$

și atunci:

$$\frac{\delta\alpha_L}{\alpha_L} = \sqrt{\left(\frac{81,2}{50,8}\right)^2 \cdot 2,51^2 + \left(\frac{18,94}{0,9 \cdot 81,2 \cdot 6032 \cdot 50,8^2}\right)^2 \cdot 0,65^2} = 4\%$$

6.7 Optimizarea regimului de funcționare al

unui schimbator de caldura

Prin regim optim de funcționare al schimbatorului de caldura se va înțelege în cele ce urmează regimul care necesită cheltuieli anuale minime.

Se vor analiza cheltuielile anuale legate de functionarea unui condensator de abur al unei turbine, cheltuieli cauzate de:

- amortizarea investiției si cheltuieli de intretinere;
- consumul de energie electrică pentru antrenarea pompei de apă de răcire;
- contravaloarea energiei electrice neproduse ca urmare a diferenței de temperatură din condensator între abur și apa de răcire.

Cheltuielile anuale pot fi exprimate în funcție de următorii parametri principali:

- viteza apei de răcire în țevile condensatorului: $w[m/s]$;
- diferența medie de temperatura dintre abur si apa de răcire din condensator $\Delta t_m[K]$;
- costul amortismentului și a întreținerii condensatorului $\lambda_1[lei/m^2an]$;
- randamentul pompei de apa η ;
- costul energiei electrice $e[lei/kWh]$;
- numărul de ore de funcționare anual al condensatorului $j[ore/an]$;
- încărcarea medie anuală a condensatorului exprimată prin rapoartele λ_2 si λ_3 .

Relația care exprimă cheltuielile anuale în funcție de acești parametri permite stabilirea vitezei optime a apei de răcire și a diferenței medii de temperatură optimă în condensator pentru care cheltuielile devin minime.

În vederea stabilirii cheltuielilor cauzate de amortizarea investiției și de întreținerea condensatorului se notează cu λ_1 [lei/m²an] cheltuielile anuale corespunzătoare unui metru pătrat de suprafața de schimb de caldură a condensatorului, care se pot calcula cunoscând prețul condensatorului, cota de amortizare și cota pentru întreținerea aparatului.

Cheltuielile anuale cauzate de existența condensatorului vor fi în acest caz:

$$\lambda_1 = \lambda_1 A \quad [\text{lei/an}] \quad (6.76)$$

Suprafața de schimb de caldură A poate fi exprimată în funcție de fluxul termic transmis Q, coeficientul de transfer termic total k și de diferența medie de temperatură Δt_m :

$$A = Q/k\Delta t_m \quad (6.77)$$

Coeficientul de transfer termic total are pentru cazul condensatorului cu țevi expresia:

$$\frac{1}{k_1} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 d_2} \quad (6.78)$$

Întrucât folosirea acestei relații complicate ar conduce în final la ecuații nerezolvabile pe cale explicită, se folosește o expresie simplificată funcție numai de viteza apei care determină în fond valoarea lui k, având în vedere ca de partea aburului coeficientul de convecție α_2 este constant [1], [85]:

$$k \approx B \cdot w^n \quad (6.79)$$

unde

$$B = \frac{\alpha_{11} w^{m-n}}{\alpha_{11} D w^{m+1}} \quad (6.80)$$

și

$$n = \frac{m}{\alpha_{11} D w^{m+1}} \quad (6.81)$$

cu

$$D = \frac{d_1}{\alpha \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 d_2} \quad (6.82)$$

-m exponentul numărului lui Reynolds din ecuația criterială a convecției termice pentru curgerea apei,

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^p \quad (6.83)$$

și

$-\alpha_{11}$ valoarea lui α_1 din relația (6.82) pentru $w=1\text{m/s}$.

Cu aceste notații relația (6.76) ia forma:

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_1 Q}{B w^n \Delta t_m} \quad (6.84)$$

Cheltuielile cauzate de consumul de energie electrică pentru antrenarea pompei de apă se exprimă sub forma :

$$\lambda_2 = \frac{Q 10^{-3} k e j \lambda_2 w^{3-r-n}}{B \Delta t_m 4 \eta} \quad (6.85)$$

Contravaloarea energiei electrice neproduse ca urmare a diferenței de temperatură din condensator se poate scrie :

$$\lambda_3 = \exp Q 10^{-3} \Delta t_m e j \lambda_3 \quad (6.86)$$

unde:

$$k = C_1 \frac{v^r \rho}{d^r 2} \quad (6.87)$$

cu C_1 și r cele două constante din expresia coeficientului de rezistență $\xi = C_1 \cdot Re^{-r}$;

$-ex_p$ [kJ/kJK] reprezintă partea de energie transformată în energie corespunzătoare unei energii transmise de 1kJ la o diferență de temperatură de un grad.

Cheltuielile totale anuale vor fi:

$$\Lambda = \Lambda_1 + \Lambda_2 + \Lambda_3 \quad (6.88)$$

Prin viteza optimă a apei și diferența medie optimă de temperatură se înțeleg acele valori ale lui w și Δt_m pentru care funcția (6.88) prezintă un minim. Aceste valori se găsesc prin anularea derivatelor parțiale ale funcției în raport cu w respectiv cu Δt_m :

$$\frac{\partial \Lambda}{\partial w} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial \Lambda}{\partial \Delta t_m} = 0$$

Pe această cale rezultă:

$$w_{opt} = \left[\frac{n}{3-r-n} \frac{4\eta\lambda_1}{kej\lambda_2 \cdot 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{3-r}} \quad (6.89)$$

$$\Delta t_{mopt} = \left[\frac{3-r}{3-r-m} \frac{\lambda_1}{B w_{opt}^n \cdot ex_p \cdot e \cdot j \cdot \lambda_3 \cdot 10^{-3}} \right]^{0,5} \quad (6.90)$$

Cu ajutorul relațiilor (6.89) și (6.90) se pot trasa nomograme din care rezultă viteza apei respectiv diferența de temperatură optimă pentru un anumit condensator în condiții de exploatare impuse.

Astfel, dacă se consideră un condensator cu țevi din alamă $\varnothing 18 \times 1 \text{ mm}$, pentru $\alpha_2 = 13100$ [W/m²K] rezultă $D = 8 \cdot 10^{-3}$ [m²K/W]. Din relația criterială

[86]:

$$\text{Nu}=0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} (\text{Pr}/\text{Pr}_p)^{0,25} \quad (6.91)$$

pentru o temperatură medie a apei de răcire de 25°C se obține $\alpha_{11}=4520[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ și $m=0,8$.

Dacă se admite relația lui Blasius $\xi=0,316\text{Re}^{-0,25}$ rezultă $C_1=0,316$, $r=0,25$ și $K=13,64$. Pierderea de exergie este de $ex_p=0,00171[\text{kJ}/\text{kJK}]$.

Cu aceste date s-a calculat viteza optimă și diferența de temperatură optimă pentru următoarele valori ale parametrilor:

- prețul energiei electrice $e=400\dots1200$ lei/kWh;
- numărul orelor de funcționare anual $j=4000\dots8000$ h/an;
- randamentul pompei $\eta=0,6\dots0,8$;
- costul specific al condensatorului $\lambda_1=200000\dots300000$ lei/m²an;
- coeficienții de încărcare medie anuală $\lambda_2=\lambda_3=0,1\dots0,9$;
- viteza optimă a apei $w_{opt}=0,5\dots2,5$ m/s.

Cu datele obținute s-au trasat nomogramele 6.31 și 6.32 .

Coeficienții de încărcare medie anuală ai condensatorului sunt dați de expresiile:

$$\lambda_2 = \int_0^1 \omega^{3-r} d\tau; \quad \lambda_3 = \int_0^1 \omega^{2-n} d\tau$$

unde ω este raportul dintre sarcină condensatorului într-o anumită perioadă de timp $\Delta\tau$ și sarcină nominală. Astfel, de exemplu pentru un condensator care funcționează jumătate din timp la sarcină plină și jumătate din timp la 50% din sarcină plină cu $\eta=0,5$:

$$\lambda_2 = 0,5(1^{2,75} + 0,5^{2,75}) = 0,574 \text{ și } \lambda_3 = 0,5(1^{1,5} + 0,5^{1,5}) = 0,68.$$

Cheltuielile cauzate de existența și funcționarea condensatorului unei turbine cu abur pot fi aduse la o valoare minimă, dacă viteza apei de răcire în țevile condensatorului și diferența de temperatură dintre abur și apa de răcire sunt menținute la anumite valori optime. Aceste

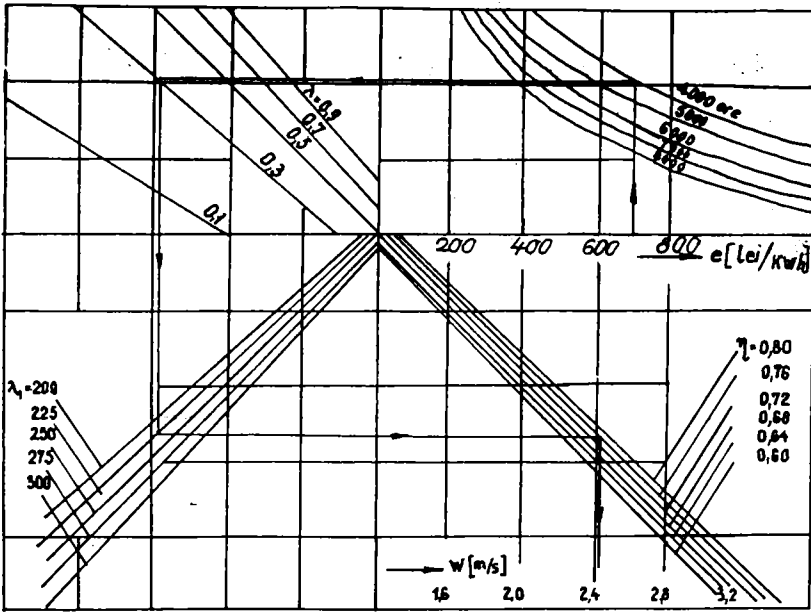


Fig. 6.31 Nomograma vitezei optime

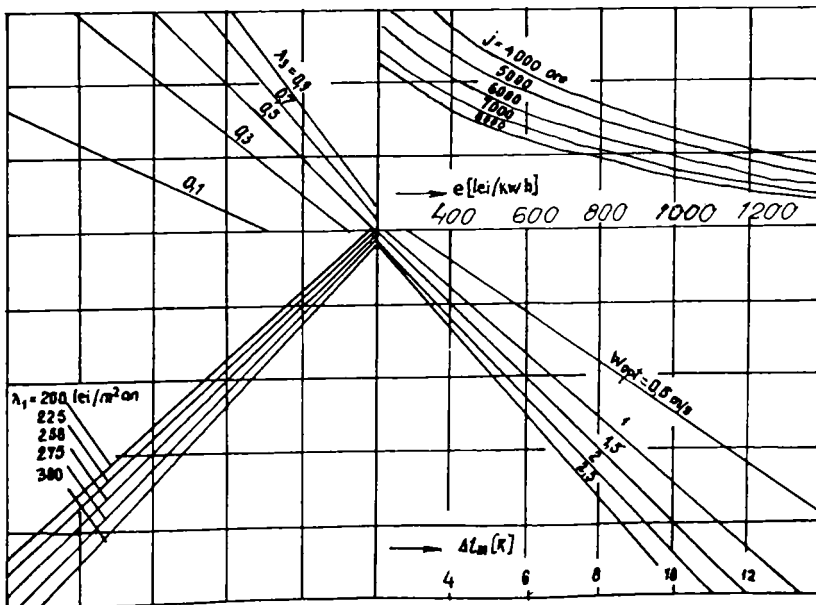


Fig. 6.32 Nomograma diferenței de temperaturi medii optime

valori optime se pot calcula sau se pot determina din nomograma special construită pentru condensatorul în cauză și depind de costul energiei electrice, de numărul de ore de funcționare anuală, de costul specific al condensatorului, de randamentul pompei și de doi coeficienți de încărcare medie anuală a condensatorului.

Se constată că viteza optimă și diferența de temperatură optimă crește odată cu creșterea costului specific al condensatorului și scade dacă crește costul energiei electrice, numărul orelor de funcționare și valoarea coeficienților de încărcare medie anuală a condensatorului. Viteza optimă crește de asemenea odată cu mărirea randamentului pompei, iar diferența optimă de temperatură scade dacă crește valoarea vitezei optime.

6.8 Concluzii

1. Performanțele termice ale unui răcitor de aer pot fi obținute prin calcul dacă se cunosc ecuațiile criteriale ale schimbului de căldură de partea aripioarelor pentru un număr de țevi aripate din familia respectivă. Din reprezentarea grafică a ecuațiilor criteriale având ca parametru o caracteristică geometrică, de exemplu diametrul exterior al aripioarelor, se poate aprecia ecuația criterială a transferului termic exterior pentru țeava aripată din componența răcitorului analizat.

2. Rezistențele fluidodinamice pot fi și ele stabilite prin calcul, comparativ cu țevi aripate din aceeași familie, iar pentru siguranță valorile calculate se recomandă să fie majorate cu 25%.

3. În legătură cu influența numărului de rânduri de tuburi și a pasului dintre nervuri asupra schimbului de căldură la bateriile aripate se recomandă proiectarea unor baterii cu suprafața frontală maxim posibilă.

4. Prin mărirea numărului de rânduri de tuburi și prin micșorarea pasului aripioarelor schimbătorul de căldură devine mai compact dar este scump atât ca investiție cât și ca exploatare.

5. Interpretarea datelor experimentale sub forma unor nomograme care au la bază ecuațiile criteriale permite generalizarea rezultatelor încercărilor, în sensul oferirii posibilității de aplicare a acestora pentru toate răcitoarele din clasa celui încercat, cu toate că influențele parametrilor constructiv-funcționali ale acestora asupra transferului de căldură sunt extrem de complexe. Se oferă astfel constructorului o posibilitate certă de anticipare a performanțelor răcitorului din familia dată încă din faza de proiectare.

6. Influența numărului de rânduri de țevi pe direcția de curgere a aerului asupra transferului termic depinde de așezarea țevilor în fascicol dar și de tipul curgerii: laminar sau turbulent.

Influența așezării contează mai mult pentru rândul al doilea din fascicolul în șah datorită turbionării produse de rândul întâi.

Prin majorarea numărului de rânduri pe direcția de curgere schimbul de căldură se înrăutățește iar căderile de presiune cresc în domeniul turbulent. În domeniul laminar variația schimbului de căldură cu numărul de rânduri este inversă, deci țevile au și rol de generator de turbulență pe lângă acela de extindere a suprafeței de schimb de căldură.

7. Prin metoda diferențelor finite s-au modelat numeric câmpurile de temperaturi și viteze într-o secțiune a unei baterii de tuburi aplatizate cu nervuri continue. Valorile criteriului Colburn și ale factorului de rezistență hidraulică corespunzătoare curgerii aerului prin secțiunea bateriei sunt comparabile cu valori obținute experimental la aceeași baterie și cu cele de la o baterie similară experimentată de Kays.

Reprezentarea liniilor de curent și a câmpului de temperaturi evidențiază zonele inactive dintre două tuburi succesive și modificarea extinderii acestora cu numărul Reynolds.

Câmpurile obținute prin rularea programului de calcul permit obținerea aceluiași concluzii privind curgerea aerului printr-un fascicol de țevi ca și în paragraful 2.4 unde liniile de curent au fost vizualizate prin fotografiere.

8. Abaterile tuturor mărimilor măsurate s-au încadrat într-o toleranță de 5% considerată satisfăcătoare din punct de vedere tehnic pentru astfel de încercări, fiind la același nivel cu cele garantate de alți cercetători [2].

9. Se constată că viteza optimă și diferența de temperatură optimă crește odată cu creșterea costului specific al unui condensator și scade dacă crește costul energiei electrice, numărul orelor de funcționare și valoarea coeficienților de încărcare medie anuală a condensatorului. Viteza optimă crește de asemenea odată cu mărirea randamentului pompei, iar diferența optimă de temperatură scade dacă crește valoarea vitezei optime.

CAPITOLUL 7

CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Prezenta lucrare sintetizează experiența acumulată de către autor pe parcursul a peste doisprezece ani de cercetări teoretice și experimentale în domeniul schimbătoarelor de căldură, în special a celor cu fascicole de țevi sau tuburi aripate.

7.1 Sinteza rezultatelor cercetărilor privind schimbătoarele de căldură

cu țevi aripate

Dimensiunea caracteristică ce intră în relația de definiție a invarianților Reynolds, Nusselt, etc. este de regulă diametrul hidraulic, dar pentru a evidenția influențele unor factori constructivi ai fascicolelor de țevi aripate, această dimensiune poate diferi de diametrul hidraulic putând fi de exemplu, pasul longitudinal dintre țevi în cazul studiului influenței numărului de rânduri de țevi pe direcția de curgere asupra transferului termic și al căderilor de presiune.

Schimbul de căldură superficial al țevilor aripate este determinat de stratul limită de la bordul de atac al aripioarei și de turbulența curentului din fața țevilor.

La fascicolele de țevi lise absența generatorului de turbulență face ca primul rând să fie favorizat în ceea ce privește schimbul de căldură, iar la celelalte efectul de umbrire să fie din ce în ce mai pregnant. Acest efect este diminuat prin dispunerea în șah atât a țevilor lise, cât și a celor aripate. Dispunerea în șah poate conduce

la o intensificare a transferului termic cu cca 20% față de dispunerea în coridor. Poziția rândului de țevi pe direcția de curgere este importantă pentru schimbul de căldură și pentru căderile de presiune până la primele 4+5 rânduri pe direcția de curgere. În domeniul curgerii turbulente influența este mult mai mică decât în cel laminar, iar la numere Reynolds peste 15000 schimbul de căldură la rândurile din spate devine chiar mai bun decât la primele rânduri de țevi. În domeniul laminar schimbul de căldură este mai bun la primele rânduri de țevi, după care rămâne practic constant la următoarele.

În ceea ce privește forma și dimensiunile țevilor și aripioarelor, acestea depind de materialul de construcție, de modul de rigidizare țevă-aripioară, precum și de proprietățile fizice ale fluidului care le spală și de gradul lui de curățenie. Forma țevii nu are importanță deosebită pentru schimbul de căldură, dar are o mare influență asupra rezistențelor hidrodinamice, de aceea este recomandabilă forma eliptică sau aplatizată a tuburilor.

Metoda experimentală de investigare a influențelor factorilor constructivi și funcționali asupra schimbului de căldură este cea a regimului termic staționar. Ea poate fi aplicată atât pe schimbătorul de căldură funcționând în instalația industrială, cu greutatea inerentă menținerii regimului stabilizat, cât și pe standul de încercare special construit. Metoda regimului termic nestaționar, deși oferă aceeași precizie de măsurare, este rar folosită datorită complicațiilor constructive.

Programul încercărilor experimentale se stabilește astfel încât performanțele schimbătorului de căldură încercat pe stand să poată fi cunoscute în orice condiții reale de exploatare, nu numai pentru un domeniu restrâns. Pentru generalizarea rezultatelor experimentale se stabilesc ecuații criteriale de forma $Nu=f(Re \cdot Pr)$ sau $j=f(Re)$ care să

caracterizeze schimbul de căldură de partea suprafeței extinse. Aceste ecuații criteriale pot fi stabilite dacă se presupune cunoscută ecuația criterială la curgerea apei sau uleiului prin țevile, tuburile sau în general canalele schimbătorului de căldură.

Ținând cont de influența numărului de rânduri de țevi pe direcția de curgere la o baterie de țevi aripate s-a desprins concluzia că bateria trebuie construită cu suprafața frontală maxim posibilă, limitarea fiind dată de viteza de curgere, precum și de spațiul disponibil.

O baterie aripată devine mai compactă prin mărirea numărului de tuburi și prin micșorarea pasului aripioarelor, dar prin aceasta bateria este mai scumpă atât ca investiție, cât și ca exploatare datorită consumurilor energetice mai mari pentru acoperirea pierderilor fluidodinamice.

7.2 Contribuții originale

Lucrarea se constituie ca o sinteză a unor cercetări laborioase în domeniul schimbătoarelor de căldură cu țevi aripate, într-o varietate de soluții constructiv-funcționale, principalele contribuții personale constând în următoarele:

1° Stabilirea valorii coeficientului de convecție pentru o țevă aripată în faza de proiectare s-a făcut până în prezent în mod obișnuit într-un domeniu larg de valori cu mare aproximație.

Construirea schimbătorului pe baza acestei valori și determinarea ulterioară a mărimii reale a coeficientului de convecție necesită importante investiții financiare și risipă de timp pentru constructor.

Autorul, pe baza experienței acumulate la încercarea unor elemente cu țevi aripate și pe baza rezultatelor oferite de literatură pentru acele elemente, a elaborat o metodă de extrapolare a coeficientului de convecție pentru țevă aripată aleasă de proiectant furnizând acestuia date complete privind performanțele termice și fluidodinamice ale

schimbătorului de căldură având o astfel de țevă. Se restrânge astfel consistent domeniul de valori adoptate pentru coeficientul de convecție înca din faza de proiectare (subcap. 6.1)[29,82].

2° Asigurarea răcirii uleiului din transformatoarele de mare putere în condiții de funcționare deosebit de grele a acestora, condiții specifice zonelor tropicale, este o problemă dificilă pentru constructorul și exportatorul de transformatoare Electroputere Craiova. Răcitorul de ulei din componența acestora, de o construcție specială: suprafață extinsă și protejată împotriva îmbăcsirii cu praf, având forma tip fagure trebuie să evacueze peste 80kW în condiții de maximă fiabilitate. Autorul a determinat performanțele termice și fluidodinamice ale acestui răcitor, iar pe baza încercărilor a oferit o ecuație criterială pentru schimbul de căldură la interior de partea uleiului.

Pornind de la acesta ecuație a construit nomograma generală a performanțelor termice ale răcitorului care permite aprecierea funcționării lui în condițiile specificate. În legătură cu această aplicație s-a propus și apoi s-au experimentat condițiile de răcire ale uleiului cu un răcitor produs de RAAL Bistrița în construcție brazată din aluminiu (subcap. 5.3)[28,83].

3° Încercările aferente au fost efectuate pe două standuri concepute și realizate de către autor, unul cu caracter strict experimental și altul la constructor.

4° Având în vedere dorința constructorului sau a beneficiarului unui schimbător de căldură de a cunoaște posibilitățile acestuia la modificarea parametrilor funcționali, s-a elaborat un procedeu original care permite ridicarea nomogramei performanțelor termice ale răcitorului, valabilă pe tot domeniul de exploatare. Astfel prin cunoașterea parametrilor de intrare temperaturi și debite pentru o

situație oarecare cu ajutorul nomogramei se poate evalua fluxul termic transmis și diferențele de temperaturi pe fiecare agent termic.

Se oferă constructorului posibilitatea de anticipare a performanțelor schimbătorului încă din faza de proiectare, iar beneficiarului un instrument util pentru a stabili comportarea acestuia în diferite condiții de exploatare (subcap. 6.2)[63,75,76].

5° Influența numărului de rânduri de țevi a fost abordată și la fasciculele de țevi cu aripioare elicoidale extrudate.

Răcitorul de aer cu țevi din alamă și aripioare din aluminiu s-a construit astfel încât să permită modificarea numărului de rânduri de țevi aripate de la două rânduri la nouă rânduri de țevi pe direcția de curgere a aerului. De partea apei s-a păstrat aceeași viteză de curgere și aceeași temperatură la intrare, iar de partea aerului s-a modificat viteza astfel încât Reynolds să varieze între 300 și 10000 acoperindu-se atât regimul laminar cât și cel turbulent.

Concluziile desprinse sunt conforme cu cercetări efectuate pe alte tipuri de schimbătoare și anume s-a constatat că prin creșterea numărului de rânduri de țevi schimbul de căldură se înrăutățește, iar căderile de presiune cresc (subcap. 6.3)[85].

6° Dezvoltând activitatea de investigare a performanțelor bateriilor aripate autorul a efectuat cercetări cu caracter de generalitate privind influența numărului de rânduri de tuburi și a pasului dintre nervuri asupra performanțelor bateriilor aripate. În urma studiului acestor influențe s-au făcut recomandări privind suprafața frontală, compactitatea și forma tuburilor bateriilor aripate (subcap. 6.4)[84].

7° Pentru bateria aripată în discuție s-a întocmit un program de calcul bazat pe metoda diferențelor finite cu ajutorul căreia s-au modelat câmpurile de viteze și de temperaturi dintr-o secțiune caracteristică de curgere a aerului. Secțiunea caracteristică este

delimitată de două aplatizate succesive și două nervuri continue alăturate. Marcarea tuburilor în secțiune s-a făcut prin majorarea vâscozității și conductivității aerului în zonele respective. Grila de noduri ale rețelei în care a fost împărțită secțiunea are 45 de noduri pe direcția de curgere și 18 noduri pe direcția verticală, oferind o rulare a programului într-un timp cât mai scurt și cu o precizie suficientă a rezultatelor. Astfel pentru grila menționată au fost necesare 300 de iterații pentru câmpul de viteze și aproximativ 100 pentru cel de temperaturi.

Valorile coeficienților Colburn și de rezistență hidraulică sunt comparabile cu cele experimentale de aceeași baterie și de la o baterie similară încercată de Kays.

Forma liniilor de curent și a izotermelor evidențiază zonele interactive dintre tuburi precum și preponderența schimbului de căldură conductiv în defavoarea celui convectiv la numere Reynolds mici (100...600). (subcap. 6.5)

8° S-a constatat că viteza optimă și diferența de temperatură optimă pentru un condensator de abur crește odată cu creșterea costului specific al condensatorului și scade dacă crește costul energiei electrice, numărul orelor de funcționare și valoarea coeficienților de încărcare medie anuală a condensatorului. Viteza optimă crește de asemenea odată cu mărirea randamentului pompei, iar diferența optimă de temperatură scade dacă crește valoarea vitezei optime. Pentru alegerea optima a celor doi parametri s-au construit doua nomograme de mare utilitate în exploatarea centralelor cu turbine de abur. (subcap.6.7)

9° Activitatea de cercetare desfășurată pe parcursul a 12 ani de către autor este sintetizată și în 15 protocoale pentru constructori sau beneficiari de schimbătoare de căldură: Uzina Vagoane Arad, I.C.M.Reșița, Întreprinderea Radiatoare Brașov, Electroputere Craiova,

S.C. Faur București și S.C.ARCAROM Buzău, de aici decurgând interesul practic al lucrării.

În domeniul intensificării schimbului de căldură la suprafețe extinse s-au publicat cu contribuția autorului lucrări științifice în reviste de specialitate din țară și din străinătate.

BIBLIOGRAFIE

1. Theil, H. - *Utilaje termice*, vol I, lito I.P.T., 1981.
2. Kays, W.N., London, A.L.- *Hochleistungswärmeübertrager* (trad. lb. engleză), Akademie Verlag, Berlin, 1973.
3. *** - *Manualul inginerului termotehnician*, 1968.
4. Popa, B., Theil, H., Mădărășan, T. - *Schimbătoare de căldură industriale*, Ed. Tehnică București, 1977.
5. *** - *Recuperarea căldurii în industrie*, Ed. Tehnică București, 1977.
6. Stăncescu, I. - *Termoenergetica industrială, Seria Thermo-Frig*, Ed. Tehnică, București, 1979.
7. Bergles, A. E. - *The influence of beated surface vibration on pool bilding*, Journal of Heat Transfer, '91 (1969).
8. Nunner, W. - *Druckverlust und Wärmeübergang bei verwirbelter Strömung*, V.D.I. Düsseldorf, 1958.
9. Koch - *Druckverlust und Wärmeübergang bei verwirbelter Strömung*, V.D.I. Forsch Heft 469 / Düsseldorf, 1958.
10. Mori, Y., Nakayama, W. - *Study on forced convective heat transfer in curved pipes*, Heat and Mass Transfer nr. 10/67
11. Bergles, A.E. - *The influences of heated surface vibration on pool boilding*, Heat Transfer nr. 91/69.
12. Linke, W., Hufschmidt, W. - *Wärmeübertragung bei pulsierender Strömung*, Chemie Ing. Techn., 30/1958.
13. Farber, L., Morbey, M., - *Heat transfer to flowing gas-solides mixtures in a circular tube*, Ind. and Engang. Chem. 49/57
14. Brauer, H. - *Untersuchungen an Querstrom-Wärmeaustauschern mit verschiedenen Rohr-formen*, Mitb. V.G.B. Heft, 1961.
15. Bejan, I. - *Contribuții la studiul transferului de căldură la doctorat, țevi cu aripioare interioare*, Teză de I.P.T. 1973.
16. 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,

Timișoara, 1988.

17. Bejan, I., ș.a. - *Contribuții la studiul coeficientului de trecere a căldurii pentru răcitoare de ulei tubulare cu manta* Buletin I.P.T. Tom 30(16)-1971.
18. Theil, H., ș.a. - *Studiul comparativ al unor răcitoare de ulei*, Comunicările sesiunii științifice a I.P.Cluj-Napoca, 1978, pag. 8-13.
19. Vlădea, I., ș.a. - *Studiul experimental al răcitoarelor de ulei de tip Behr pentru locomotiva Diesel electrică 0-60-DE*, Buletin I.P.T. Tom 19(33)-1974, pag. 41-52.
20. *** - *Ljungstrom Regenerativ-Luftvorwarmer Kraftanlagen actien-gesellschaft*, Heidelberg.
21. Nagi, M., Rădulescu, L., Laza, I. - *Performanțele termice și fluidodinamice ale răcitoarelor de ulei realizate în țară brasată din aluminiu, destinate răcirii motoarelor cu ardere internă*, Universul tehnic și viitorul în construcția mașini, vol. II, 1986.
22. Nagi, M., Negru, L.D., Laza, I. - *Preocupări privind realizarea în țară a unor schimbătoare de căldură de eficiență ridicată, din aluminiu*, Lucrările simpozionului de Termotehnică și mașini termice, vol. I, Timișoara, 1988.
23. Nagi, M., Negru, L.D. - *Cercetări privind perfecționarea sub aspect funcțional al schimbătoarelor de căldură compacte din aluminiu, cu nervuri ondulate, destinate motoarelor cu ardere internă*, Conferința națională de termotehnică, Timișoara, 1994, vol. II, pag. 74.
24. Kern, Q., Kraus, A.D. - *Extended surface heat transfer*, Moscova, 1977.
25. Ogata, J. - *Boiling heat transfer enhancement in tube-bundle evaporators utilising electric field effects*, ASHRAE Transactions, 1992.
26. *** - *Rohre für Wärmeaustauscher, Berechnungssunterlagen*, Düsseldorf, 1961.
27. Boian, I. - *Conferința Națională de termotehnică*, Timișoara, 1994.
28. Theil, H., Rădulescu, L., Laza, I. - *Stabilirea performanțelor termice și fluidodinamice ale unui răcitor de ulei tip fa-*

- gure realizat din tablă de oțel, Protocol faza I, 1989, Electroputere Craiova.
29. Theil, H., Laza, I. - *Calculul termic al unui răcitor de ulei de transformator din țevi de oțel cu aripioare circulare*, Protocol contract 27/1989, Electroputere Craiova.
 30. Nagi, M., Manga, M. - *Tehnologii de obținere a matricelor brăsa-te*, Sesiunea de comunicări Electomotor Timișoara, 1988.
 31. Nagi, M. - *Contribuții privind studiul schimbătoarelor de căldură compacte în construcție brăsată din aluminiu*, Teză de doctorat, U.T.T., 1995.
 32. Negru, L.D., Laza, I. - *Influența numărului de rânduri de țevi asupra performanțelor bateriilor aripate*, Conferința Națională de Termotehnică, Timișoara, 1994, vol. II.
 33. Theil, H., Laza, I. - *Probe și studii pentru regulatorul de presiune pentru abur destinat instalației de încălzire ale vagoanelor de călători*, Protocol, 1994, CCSITV Arad.
 34. Theil, H., Laza, I. - *Studiul sistemului de răcire a motorului asincron trifazat TISV 1900/750 de 3200kW și prezentarea unor soluții pentru asigurarea unei răciri eficiente în condiții de exploatare deosebit de grele*, Protocol 1985, ICM Reșița.
 35. Theil, H., Laza, I. - *Determinarea performanțelor termice ale răcitorului de aer care echipează hidrogenatoarele*, Protocol 1986, CCSITEH.
 36. Theil, H., Laza, I. - *Performanțele termice și fluidodinamice ale elementului de radiator reper 871.011 modificat cu 6 rânduri*, Protocol 1987 Electroputere Craiova.
 37. Theil, H., Neacșu, E. - *Determinarea caracteristicilor termice ale răcitorului de aer 629 destinat răcirii aerului de supraalimentare la motoarele MB836 și MB820*, Protocol 1977 I.R.C. Brașov.
 38. Theil, H., Neacșu, E. - *Studiul performanțelor termice ale răcitoarelor de ulei aer reper 536*, Protocol 1985 I.R.C. Brașov
 39. Vlădea, I., Theil, H., Neiss, F., - *Influența condițiilor de funcționare și a unor factori constructivi asupra performanțelor termice ale radiatoarelor de autovehicule*, Buletin Științific al I.P.T., 1975.

40. Fornasieri, E., Mattarolo, L. - *Scambio termico e perdite di carico lato aria nelle batterie alettate*, La Termotecnica, iunie, 1992.
41. Rich, D.G. - *The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers* ASHRAE Trans., vol. 79, pag. 137-145 1973.
42. Mc. Adams, W.H. - *Heat transmission*, Mc. Graw Hill, New-York, 1954.
43. Sabaya, F.E.M., Sparow, E.M. - *Local and average transfer coefficient for one-row plate fin and tube heat exchangers configuration* ASME Trans., Journal of heat transfer, 1974.
44. Sabaya, F.E.M., Sparow, E.M. - *Experiments on a three-row fin and tube heat exchangers* ASME Trans., Journal of heat transfer, 1976.
45. Sabaya, F.E.M., Sparow, E.M. - *Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchangers*, Int. Journal heat mass transfer, vol. 19, 1976.
46. Pană, P. - *Schimbul de căldură la răcitoarele cu aripioare ale instalațiilor de climatizare, în condițiile condensării umidității din aer pe suprafața de schimb*, Teza doctorat, 1971.
47. Negru, D.L. - *Transmiterea căldurii*, Curs lito, I.P.T., 1981.
48. Negrea, V.D. - *Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice*, Curs lito, I.P.T., 1978.
49. Vlădea, I. - *Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii*, E.D.P. București, 1974.
50. Leontiev, A. - *Théorie des échanges de chaleur et de masse*, Trad franceză, Ed. Mir Moscova, 1985.
51. Jukanskas, A.A. - *Konvektivnii perenos v teploobrmnikak*, Ed. Nauka, Moscova, 1977.
52. Whitaker, S. - *fundamental principles of heat transfer*, Pergamon Press, 1977.
53. *** - *V.D.I. - Wärmeatlas*, 1984.
54. Gnielinsky, V. - *Forschung*, Ingenieure W. Wesen, nr. 41, 1975.
55. Elmahdy, A.H., Briggs, R.C. - *Finned tube heat exchangers: correlation of dry surface heat transfer data*, ASHRAE Trans.,

- vol. 85, partea a 2-a, pag. 262-273, 1979.
56. Mc. Quiston, F. - *Correlation of heat, mass and momentum transport coefficient for plate-fin-tube heat transfer surface with staggered tubes*, ASHRAE Trans., vol. 84, pag.294-309, 1978.
 57. Canton, P., Fornasieri, E. - *Sulla trasmittanza termica loto a-ria nelle batterie alettate*, Endiziranamento dell'aria, nr. 9, 1983, Milano.
 58. Rich, D.G. - *The effect of the number of the tube rows on heat transfer performances of smooth plate fin-and-tube heat exchangers*, ASHRAE Trans., vol. 81, pag. 307-319, 1975.
 59. *** - *Caracteristicile termodinamice și hidrodinamice ale unor țevi cu aripioare ștanțate și extrudate*, Protocol I.C.M. Reșița, 1985.
 60. Rich, D.G. - *The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row smooth plate fin-and-tube heat exchangers*, ASHRAE Trans., vol. 79, pag. 137-145 1973.
 61. Mc. Quiston, F. - *Correlation of heat mass and momentum transport coefficient for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes*, ASHRAE Trans., vol. 84, pag. 294-309 1978.
 62. Theil, H., Micu A., Radulescu L., Laza I.,- *Optimizarea instalațiilor de răcire pentru locomotive*. Protocol 1984. Electroputere CRAIOVA.
 63. Theil H., Micu A., Laza I.,- *Determinarea performanțelor termice ale răcitorului de aer care echipează hidrogenatoarele*. Protocol 1986, C.C.S.I.T.E.H. RESITA.
 64. Rădulescu L., Laza I.,- *Contribuții la studiul comparativ al unor ecuații criteriale pentru schimbul de căldură convectiv la curgerea turbulentă în interiorul tuburilor*. Lucrările simpozionului de Termotehnică și mașini termice, TIMIȘOARA 4-5 NOV. 1988, vol. II.
 65. Theil H.,- *Calculul termic al schimbătoarelor de căldură*. Protocol contract nr.160/1983, I.U.T. Bistrița.
 66. Worthing A.G.,Geffner I.,-*Prelucrarea datelor experimentale*. Editura Tehnică București 1959.

67. Tölle H.,- *Măsurări în instalații termice*. Editura Tehnică București, 1972.
68. Theil H., Laza I.,- *Performanțele tehnice și fluidodinamice ale unui răcitor de aer experimental pentru hidrogeneratoare*. Protocol contract 175/1988 C.C.S.I.T.E.H. REȘIȚA.
69. Laza I.,- *Cercetări privind intensificarea transferului de căldură și masă la mașini și instalații termice prin metode neconvenționale*. Contract nr. 4004/1995 Ministerul Învățământului.
70. Idelcik I.E.,-*Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice*, Editura Tehnică București 1984.
71. Laza I.,- *Cercetări privind optimizarea unor tipuri de răcitoare pentru motoarele cu ardere internă de tracțiune*. Contract nr. 2243/1991. I.N.M.T.
72. Laza I.,-*Proiectarea, construcția, încercarea și optimizarea unor tipuri de schimbătoare de căldură pentru motoarele cu ardere internă de tracțiune rutieră*.Contract nr.2243/1992 I.N.M.T.
- 73.Nishimura T.,- *The influence of tube layout on flow and mass transfer characteristics in tube banks in the transmissive flow regime*. Journal Heat and mass transfer vol.36 No.3, page 553-563, 1993.
74. Theil H., Micu A.,- *Metoda de elaborare a unei nomograme*, Energetica nr.2, 1986.
75. Theil H., Rădulescu L., Laza I.,- *Nomograma pentru răcitoare de apă cu țevi aplatizate și nervuri continue, răcite cu aer*.Simpozion de termotehnică și mașini termice, 4-5 nov.1988 Timișoara.
76. Rădulescu L., Laza I.,Nagi M., Resiga R.,-*Nomograma pentru determinarea performanțelor termice ale răcitorului de ulei tip fascicol de țevi în manta*.Sesiunea de comunicări tehnico-științifice,U.M.T. mai 1987
77. Laza I.,-*Program pentru determinarea expresiei analitice ale schimbului de căldură la un schimbător de căldură încercat pe stand*. Sesiunea de comunicari tehnico-științifice, U.M.T. 5-6 mai 1988.
- 78.Dodescu Gh., -*Limbaj BASIC și aplicații*, E.D.P. București 1976.

79. Dorn W.S., Mc.Kracken D.D., -*Metode numerice cu programe FORTRAN IV*, București, 1976.
80. Rumsiski L.S., - *Prelucrarea matematică a datelor experimentale*. Îndrumar, București, Ed. Tehnică, 1974.
81. Hirschberg H.G., -*Warmeübergang und Druckverlust an querangestromten Rohrbündeln*. Dissertation. Karlsruhe. 1961
82. Faghri M., Rao N., -*Numerical computation of flow and heat transfer in finned and unfinned tube banks*. Int. J. Heat Mass Transfer vol 30, No. 2, pag. 363-372, 1987
83. Traub D., -*Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Plain Tube Bundles*. Chem. Eng. Process., 28, pag. 173-181, 1990
84. Hrniak P., Markoschi M., -*Promena koeficienta prelaza toplote na vazdujnoi strani razmenivacia toplote sa spiralno orebrenim tevima u zavisnosti od polojaia tevi po dubini*. BIZ, Beograd. 1992
85. Gregorig R., -*Warmeübergang und Wärmeaustauscher*. Sauerlander Verlag Aarau, 1973
86. Miheev M.A., -*Grundlagen der Wärmeübertragung*. V.E.B. Verlag Technik Berlin, 1964