

INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VUIA”
TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing. IOAN BEJAN

CONTRIBUȚII LA STUDIUL TRANSFERULUI
DE CĂLDURĂ LA ȚEVI CU ARIPIOARE INTERIOARE

TEZĂ PENTRU OBTINEREA TITLULUI ȘTIINȚIFIC DE DOCTOR INGINER

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA „POLITEHNICA”
TIMIȘOARA

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
BIBLIOTECA CENTRALĂ	
Volumul Nr.	258.278
Dulap	87 Lit. 9

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC

Prof. em. dr. docent ing. IOAN VLĂDEA

• 1973 •

Lucrarea "Contribuții la studiul transferului de căldură la țevi cu aripioare interioare" a putut fi elaborată în condiții optime datorită climatului favorabil de cercetare științifică cu vechi rădăcini în tradiția Institutului politehnic "Traian Vuia" din Timișoara.

Activitatea de cercetare științifică a Catedrei de termotehnică și mașini termice, direcțiile ei de desfășurare, precum și dezvoltarea ei continuă, au creat în acest colectiv grupuri puternice de cercetare, cercetători experimentați, cu temeinice cunoștințe de specialitate, capabili să abordeze la un înalt nivel științific o diversitate de probleme cu caracter termic.

Autorul mulțumește, pe această cale, în primul rând profesorului emerit dr. docent ing. Ioan Vlădea, șeful Catedrei de termotehnică și mașini termice, pentru îndrumările și sfaturile deosebit de competente, precum și pentru sprijinul pe care a avut bunăvoința să i-l acorde în permanență.

Totodată autorul aduce calde mulțumiri tuturor colegilor din catedră și din facultate, care, prin discuții, sugestii și o colaborare dub în diferite forme, i-au dat un sprijin substanțial pe tot parcursul elaborării lucrării.

De asemenea autorul adresează mulțumiri colegilor tehnicieni din atelierul catedrei, care l-au înțeles și l-au ajutat cu multă pricepere și deosebită răbdare, precum și colegilor de la Uzinele constructoare de mașini Reșița, care l-au ajutat substanțial, cu multă sollicitudine și promptitudine.

I n t r o d u c e r e

Schimbătoarele de căldură sînt aparatele cele mai răspîndite în instalațiile termice, cu întrebuințări multiple în diverse domenii.

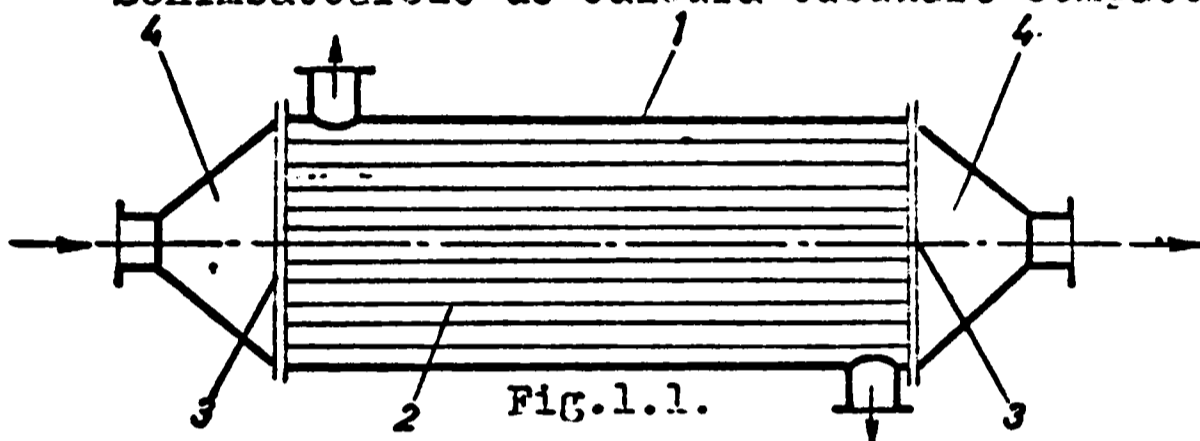
Tinînd seama de faptul că de buna lor funcționare depinde comportarea agregatului pe care-l deservesc și că ele influențează în majoritatea cazurilor randamentul total al instalației, schimbătoarele de căldură trebuie în primul rînd să aibă parametri termici ridicați și o exploatare economică. În aprecierea generală a unui schimbător de căldură intervin desigur și alți factori, cum ar fi prețul de cost, tehnologia de fabricație etc. În unele cazuri speciale o problemă deosebită a schimbătoarelor de căldură o constituie volumul aparatului impus de instalația din care face parte ; dacă la instalațiile fixe mărimea volumului nu este un factor de prim ordin, în schimb la instalații mobile (răcire motoare, aeronautică etc.) realizarea unor aparate compacte, cu suprafețe încălzitoare de mare eficacitate într-un volum cît mai mic, reprezintă o condiție de bază în construcția schimbătoarelor de căldură.

Schimbătoarele de căldură recuperative cele mai răspîndite sînt de tip tubular, cu circulația unuia dintre fluide prin interiorul unei țevi sau fascicol de țevi, iar a celuilalt fluid prin exteriorul țevilor.

Vehicularea fluidului cald ori rece, prin interio-

rul țevilor, iar a celui de al doilea prin exteriorul lor depinde de factori diverși, cum ar fi : coeficienții de transfer de căldură a celor doi agenți, posibilitățile de majorare ale transferului de căldură, exploatare și întreținere ușoară etc.

Schimbătoarele de căldură tubulare compacte (fig. 1.1.)



constau în general dintr-o manta cilindrică (1), în interiorul căreia sînt introduse țevi (2) cu capetele fixate în două plăci tubulare (3). La ambele capete ale mantalei se găsește cîte o cameră colectoare (4). Cele două fluide, dintre care unul circulă prin interiorul țevilor, iar celălalt prin exteriorul lor, pot fi conduse în echicurent sau în contracurent.

Din forma aceasta simplă prezentată în figura 1, s-au dezvoltat diferite construcții speciale pentru crearea condițiilor realizării unor performanțe optime.

Pînă în urmă cu 25 ani schimbătoarele de căldură compacte se construiau numai din fascicole de țevi rotunde cu pereți netezi, deoarece datele cu privire la transferul de căldură și la rezistența hidraulică erau suficient de exacte pentru a avea certitudinea realizării performanțelor impuse la proiectare și datorită tehnologiei relativ simple de construcție [1].

Necesitatea realizării unor schimbătoare de căldură cu volum cât mai mic a dus la găsirea metodelor de ridicare a performanțelor și a condus la efectuarea de cercetări pentru a furniza date necesare pentru proiectare. Din cauza numeroșilor factori care influențează transferul de căldură, precum și a celor care caracterizează comportarea schimbătoarelor de căldură, problema schimbătoarelor de căldură nu și-a găsit încă o rezolvare teoretică; diversitatea tipurilor și formelor de schimbătoare de căldură compacte impune cercetări particulare, cu posibilități foarte reduse de generalizare [2].

Literatura de specialitate, cu tot numărul mare de tratate, dă încă date destul de sumare și dintre acestea majoritatea se referă la aparate deja învechite. În ultimii 10 ani au apărut construcții noi, care însă nu sînt prezentate decît în prospectele diferitelor fabrici constructoare cu menționarea doar a performanțelor. Cercetările întreprinse în legătură cu aceste construcții nu constituie încă obiectul unor comunicări și nu sînt publicate.

Deoarece, în general, schimbătoarele de căldură lucrează într-un regim turbulent de curgere al celor doi agenți și mai puțin în regim laminar, literatura de specialitate abundă în date cu privire la cele din prima categorie și este foarte săracă cu cele din a doua categorie.

În cadrul unor contracte de colaborare cu Uzinele constructoare de mașini din Reșița și Uzina "23 August" din București, în Laboratorul de termotehnică a Institutului politehnic "Traian Vuia" din Timișoara s-a cercetat o serie

de schimbătoare de căldură compacte, folosite la răcirea uleiului de ungere a unor roți pentru a li se stabili performanțele termice. Încercările au fost efectuate pe un stand conceput și construit, în acest scop, în atelierul catedrei [3].

Răcitoarele de ulei cercetate au făcut parte din categoria schimbătoarelor de căldură cu fascicol de țevi dispus într-o manta cilindrică. Fluidul care circulă în exteriorul țevilor are direcții de curgere transversale și longitudinale prin schimbător, imprimare cu ajutorul

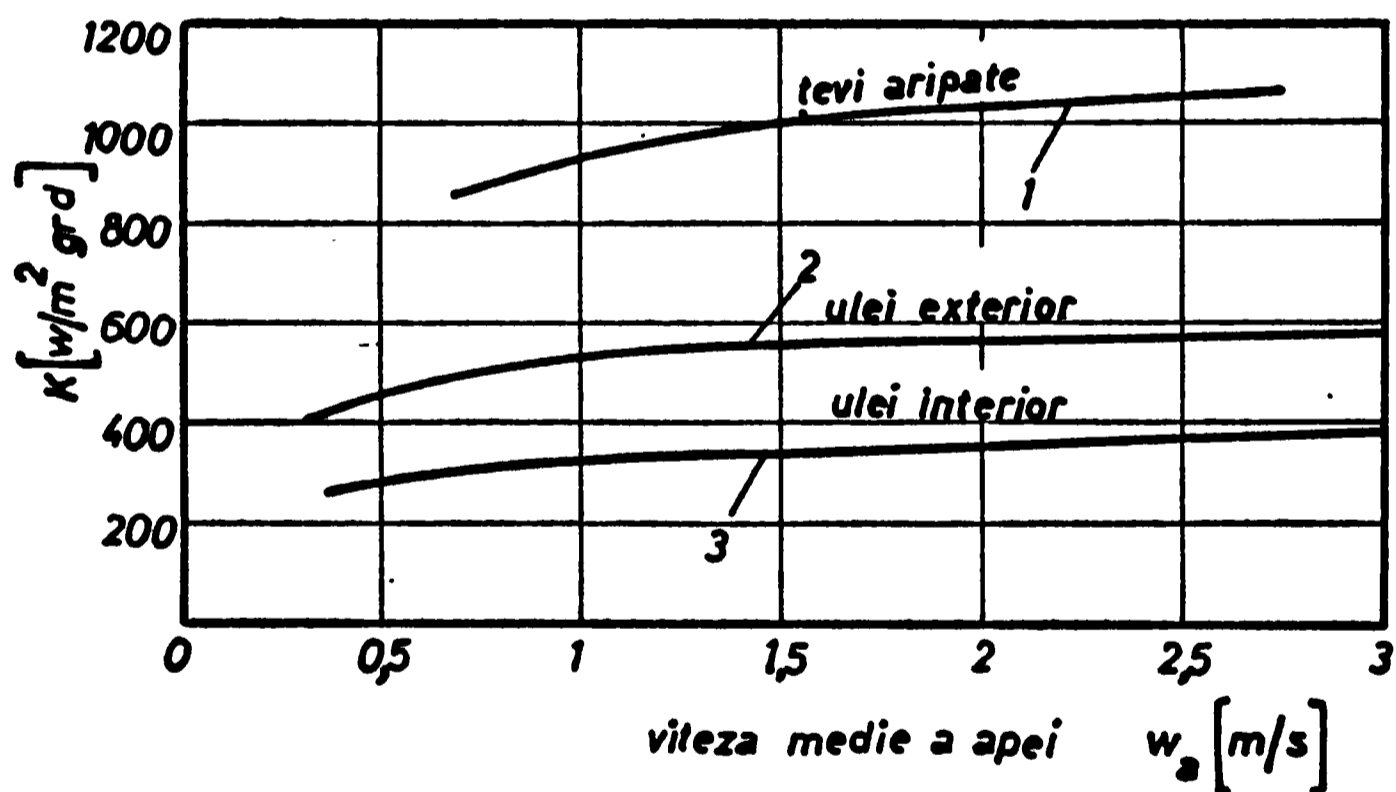


Fig. 1.2.

unor șicane plane. Din măsurătorile efectuate la schimbătoare de căldură cu țevi goale în interior, s-a constatat că performanțele termice optime se obțin pentru circulația uleiului prin exteriorul țevilor (fig.1.2) [4].

La schimbătoarele de căldură prevăzute cu țevi aripate interior, cu circulație a uleiului prin interiorul țevilor, s-a constatat o majorare a coeficientului de troce-

re a căldurii k față de
tru aceleași condiții de

goale de circa trei ori pen-
onare (curbele 1 și 3).

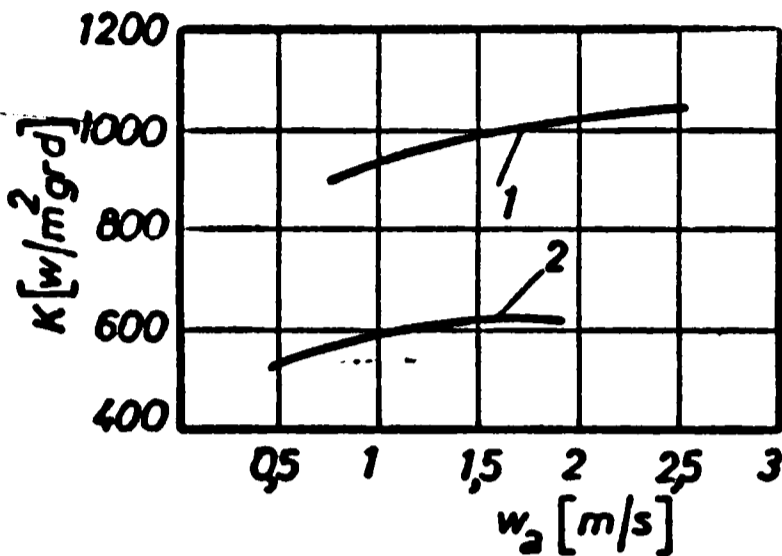


Fig.1.3

ferite (fig.3). Intre coeficienții de trecere a căldurii (curba 1 și 2) este o diferență de 40% pentru cele două răcitoare la condiții identice de funcționare [4].

Legăturile strânse de colaborare ale colectivului Catedrei de termotehnică și mașini termice cu U.C.M.Reșița au condus la numeroase cercetări ale răcitoarelor de ulei utilizate la motoarele diesel tip 12 IDS pentru locomotiva diesel-electrică construită de uzină după o licență străină. Prof.emerit dr.doc.ing.I.Vlădea a publicat un prim studiu teoretic asupra acestor răcitoare în anul 1963 [5]. Cercetări experimentale asupra schimbătoarelor de căldură menționate s-au efectuat în continuare, în Laboratorul de termotehnică timp de aproape șapte ani, valorificate prin numeroase protocoale și articole.

Răcitorul de ulei, de tip Behr, destinat motorului 12 IDS este un schimbător de căldură tubular, cu mantaua cilindrică, prevăzut cu țevi cu aripioare interioare

Cercetînd răci-
toare de ulei cu
țevi aripate inte-
rior de același
tip și dimensiuni
identice, construi-
te însă de întreprinderi diverse,
s-au găsit perfor-
manțe termice di-

(fig.4)

Apa de răcire circulă prin exteriorul țevilor după direcții longitudinale și transversale imprimate de șicanele s , iar uleiul de ungere al motorului circulă prin interiorul țevilor în contracurent cu apa. Țevile sînt fixate cu capetele lor în două plăci tubulare, din care una este fixă, iar cealaltă mobilă.

Țevile sînt din cupru și au o lungime activă pen-

tru cedarea căl-

durii de 1242 mm,

diametrul exteri-

or de 15 mm și di-

ametru interior

de 13 mm.

Pentru majora-

rea transferului

de căldură spre

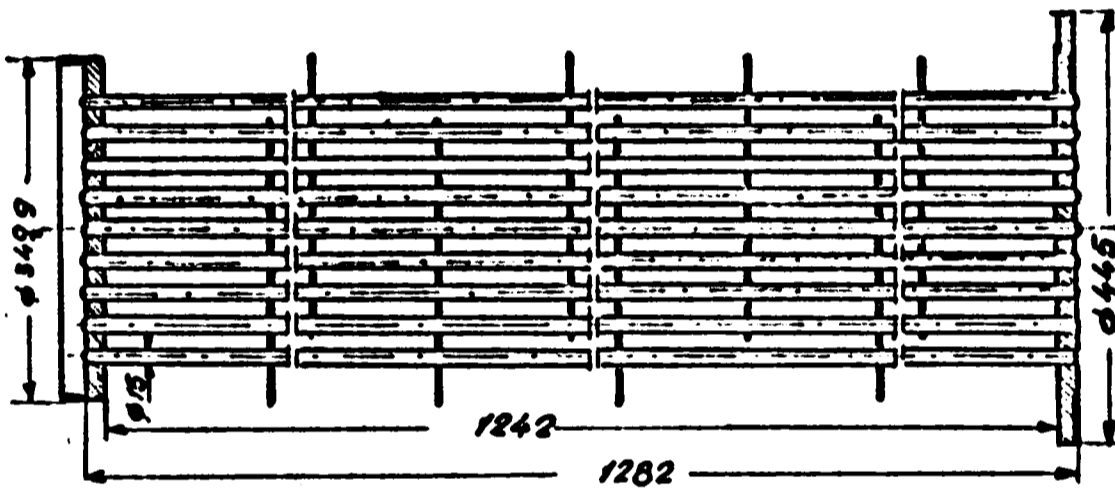
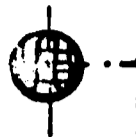
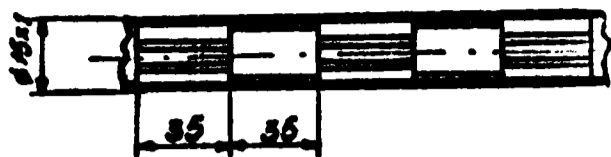


Fig.1.4.

ulei, în țevi sînt introduse aripioare (fig.5). Aripioarele, confecționate din tablă de cupru de 0,25 mm grosime și 35 mm lungime, sînt așezate de-a lungul țevii decalat la 90° una față de cealaltă. Fixarea aripioarelor de pereții țevilor este realizată prin lipire cu un aliaj de 30% Sn și 70% Pb. Deoarece lipirea se efectuează prin cufundarea țevii în băi, tot peretele interior al țevii este acoperit cu un strat subțire (cîca 16μ) de aliaj.

Suprafața interioară a țevilor răcitorului este de $13,25 \text{ m}^2$, iar a aripioarelor de $32,1 \text{ m}^2$. Schimbătorul de căldură are o capacitate de răcire de 268000 W .



Regimul de curgere al uleiului, pentru vitezele și temperaturile la care sînt exploatare răcitorile de ulei ale motorului 12 IDȘ 28, este laminar, criteriul Re avînd valori de ordinul

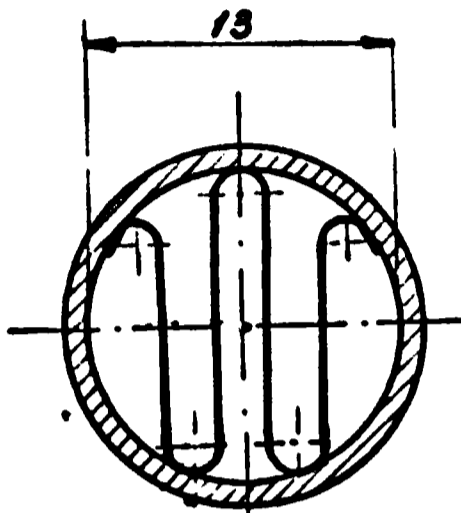


Fig-1.5.

sutelor.

Lipsa datelor, în afara performanțelor garantate de licență, bibliografia săracă în domeniul schimbătoarelor de căldură folosite în regim laminar de curgere, precum și diferite observații rezultate din încercările efectuate în Laboratorul de termotehnică, au sugerat autorului acestei lucrări studierea sistematică a factorilor care influențează performanțele termice ale răcitorului de ulei de tip Behr - în special - și al schimbătoarelor de căldură cu țevi aripate în interior - în general.

Pentru răcitorul Behr s-au studiat : influența materialului din care sînt confecționate aripioarele, influența lungimii și a așezării aripioarelor și influența lipirii lor pe peretele interior al țevilor. În afara aripioarelor de tip Behr s-au confecționat și aripioare de forme diferite, dintre care unele de concepție originală și s-a studiat comportarea termică și hidraulică a unor țevi prevăzute cu aceste piese.

Comportarea termică a țevilor cu aripioare s-a urmărit prin determinarea valorii coeficientului de transfer de căldură pentru diferitele modele și stabilirea ecuațiilor criteriale caracteristice. În acest scop s-au cercetat performanțele pentru o singură țeavă, prevăzută cu câte un tip caracteristic de aripioare, pe un stand experimental construit în atelierul catedrei. Tevile probă au fost din cele originale folosite la răcitorul Behr, iar aripioarele au fost, fie din cele originale, fie din cele special confecționate. Lipirea aripioarelor s-a făcut la U.C.M. Reșița.

Pentru mărirea preciziei de măsurare și o mai ușoară posibilitate de control al parametrilor în vederea reproducibilității rezultatelor, la standul experimental rolul de "agent cald" pe care-l are uleiul în răcitorul motorului a fost inversat [6]. La schimbătorul de căldură experimental uleiul a fost folosit ca fluid rece, iar ca fluid cald s-a utilizat abur saturat, păstrându-se însă vehicularea uleiului prin interiorul țevilor.

Deoarece în aprecierea schimbătoarelor de căldură un factor important îl constituie rezistențele hidraulice, s-au măsurat concomitent cu mărimile termice și căderile de presiune pentru diferite regimuri de lucru.

În total s-au cercetat peste șapte sute de regimuri de funcționare, în domeniul cărora s-a studiat comportarea diferitelor tipuri de elemente, atât în cadrul limitelor de funcționare ale motorului 12 IDS, cât și în afara acestora.

Datele experimentale au fost prelucrate cu un calculator electronic digital FELIX CE 30. Coeficienții de con-

vecție, a căror calcul implică numeroase iterații și ecuațiile criteriale au fost calculate la Centrul teritorial de calcul Timișoara cu calculatorul electronic de tip FELIX O 256, în limbaj FORTRAN IV. Coeficienții de convecție au fost calculați cu o eroare de 1%, iar ecuațiile criteriale pe baza abaterii medii pătratice.

Rezultatele găsite au fost raportate la cele obținute pentru țeava goală, considerată etalon atât pentru caracteristicile termice, cât și pentru cele hidraulice.

Comparând rezultatele proprii, stabilite pentru o singură țeavă, cu cele obținute în cercetările efectuate pe răcitoare Behr, precum și cu unele caracteristici termice date în literatură sau prospecte [3][4][7] s-a găsit o bună concordanță între acestea.

Studiind performanțele termice realizate cu țevi cu aripioare interioare, la care coeficientul de convecție crește, în timp ce la țevile aripate exterior descrește, autorul ajunge la concluzia că majorarea transferului de căldură la acest tip de țevi nu se datorește numai măririi suprafeței ei și altor factori. Analizând diferiții factori care influențează transferul de căldură, autorul a încercat să dea o explicație fenomenologică originală a procesului convectiv, care are loc în țevi aripate interior.

Introducând noțiunea de "grad de aripare" autorul propune o relație simplă pentru calculul unui schimbător de căldură cu țevi cu aripioare. Rezultatele găsite de autor pot fi folosite direct pentru proiectare, iar pentru alte tipuri de aripioare decât cele studiate se indică metoda generală de calcul. Deoarece, așa cum s-a menționat

mai sus, transferul de căldură la țevi aripate interior nu crește numai datorită mării suprafeței schimbătorului, ci și mării coeficientului de convecție, proiectantul trebuie să dispună de formulele acestuia sau de ecuații criteriale corespunzătoare. Standul conceput de autor permite să se determine, ușor și relativ repede, performanțele termice pentru alte tipuri de aripioare și să se stabilească, după un program simplu, ecuațiile criteriale respective.

Lucrarea este împărțită în șapte capitole și o anexă.

În capitolele 2 și 3 se tratează desfășurarea transferului de căldură la regimuri de curgere laminară (cap. 2), se analizează factorii care influențează asupra acestuia și metodele utilizate sau utilizabile pentru intensificarea lui (cap. 3). Totodată se tratează în mod critic diferitele procedee utilizate și rezultatele sau formulele găsite de diferiți cercetători.

În capitolul al 4-lea se tratează transferul de căldură la țevi cu aripioare interioare, se deduc formulele de calcul pentru acestea și se evidențiază mărimile care trebuie stabilite experimental.

În capitolul al 5-lea se descriu: instalația experimentală, aparatajul de măsură folosit și metodica măsurătorilor.

Capitolul al 6-lea conține rezultatele experimentale concretizate în ecuații criteriale și diagrame reprezentative pentru diferitele regimuri cercetate, precum și interpretarea și compararea rezultatelor proprii cu cele ale

altor cercetători.

Lucrarea se încheie cu concluziile asupra studiului efectuat (cap. 7).

Anexa cuprinde tabelele cu mărimi experimentale măsurate și mărimi calculate.

2. CONVECTIA TERMICA

2.1. Convecția termică la curgerea prin țevi în regim laminar

Convecția termică reprezintă unul dintre cele mai complexe procese termice. După cum este cunoscut, ea depinde de o multitudine de factori : temperaturi ale pereților și ale fluidului, mărimi caracteristice ale fluidului și legea de variație a acestora în funcție de diferiți parametri fizici, parametri geometrici ai fluidului și ai suprafețelor cu care sînt în contact, forma și starea pereților, condiții hidrodinamice etc. [8]. Datorită numărului mare de factori și a condițiilor foarte diverse în care are loc procesul, transferul de căldură nu poate fi stabilit teoretic decît în cazuri foarte simple, cu numeroase ipoteze simplificatoare care conduc la abateri de pînă la 100% ale soluțiilor analitice față de rezultatele experimentale [9].

Metoda generală utilizată astăzi pentru studiul schimbului de căldură prin convecție termică este cea experimentală, pe modele, cu exprimarea rezultatelor prin relații între invarianții caracteristici ai fenomenului.

Pentru regimurile turbulente, sisteme cu entropie ridicată, se pot stabili doar parțial, unele ecuații diferențiale ale căror eventuale soluții analitice au un caracter cu totul general și adeseori, numai de interes matematic.

Pentru regimul laminar, sistem cu entropie mult mai

soăzută decât cel precedent. Au studiat și rezolvat teoretic unele probleme particulare - cu admiterea multor ipoteze simplificatoare - cum este transferul de căldură de la plăci plane de temperatură constantă [10],[11] și variabilă [12] transferul de căldură între plăci plane la mărimi caracteristice variabile ale fluidului [13], transferul de căldură la circulația fluidului prin țevi cilindrice [14],[15],[16],[17],[18],[19].

Pentru elementele schimbătoarelor de căldură regenerative cercetate, dintre rezolvările enumerate prezintă un interes deosebit transferul de căldură prin țevi cilindrice în regim de curgere laminar.

Determinarea teoretică a câmpului de temperatură și a transferului de căldură au fost studiate de către Graetz [14] și apoi reluate de către Nusselt [15] pentru un fluid incompresibil, care curge într-un regim laminar stabilizat cu viteza medie \bar{w} .

Parametri fluidului s-au presupus independenți de temperatură și în consecință, distribuția vitezelor rămâne aceeași în tot lungul curentului.

Cu aceste ipoteze curgerea este de tip Poiseuille și câmpul de viteză este dat de ecuația Hagen-Poiseuille :

$$w(r) = 2 \bar{w} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (2.1)'$$

în care viteza medie \bar{w} :

$$\bar{w} = \frac{1}{A} \int w dA = (p_1 - p_2) \frac{R^2}{8\eta l} \quad [7] \quad (2.2)$$

Considerînd că fluidul are la intrare o temperatură t_{p1} uniformă, egală cu temperatura peretelui t_p și că

într-o secțiune situată la o distanță x de la intrare, temperatura țevii, mai mică sau mai mare decât a fluidului, se menține constantă, și se calculează variația temperaturii fluidului și schimbul de căldură dintre acesta și țevă pentru $x = l$.

Dacă se notează cu $\vartheta(r, x)$ temperatura fluidului luând ca origine temperatura peretelui, se neglijează frecarea și deci funcția de disipație, ecuația energiei în coordonate polare, pentru un regim staționar, este :

$$w_r \frac{\partial \vartheta}{\partial r} + w_\theta \frac{\partial \vartheta}{\partial \theta} + w_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = \alpha \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} \right) \quad (2.3)$$

În cazul curgerii laminare, $w_r = 0$, $w_\theta = 0$ și din motive de simetrie $\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial \theta^2} = 0$. Admițând că schimbul de căldură este foarte mic față de convecție, deci $\frac{\partial \vartheta}{\partial x}$ poate fi neglijat față de $\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2}$ și se introduce în (2.3) expresia (2.1), ecuația energiei devine :

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial r} = \frac{2\bar{w}}{\alpha} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \quad (2.4)$$

Condițiile de contur pentru această ecuație sînt :

$$\begin{array}{lll} x > 0 & \text{și} & r = R & \vartheta = 0 \text{ (la perete)} \\ x = 0 & & r < R & \vartheta = \vartheta_0 \end{array}$$

unde ϑ_0 este temperatura de intrare a fluidului față de perete, înaintea liniei de încălzire ($\vartheta_0 = t_p - t_{f1}$).

După introducerea unei serii de funcții auxiliare soluția generală a ecuației (4) poate fi pusă sub forma :

$$\vartheta/\vartheta_0 = f\left(\frac{\alpha}{\bar{w}d}, \frac{x}{d}, \frac{r}{R}\right) \quad (2.5)$$

în care $d = 2 R$

Dacă se introduc coeficienții Re și Pr :

$$Re = \frac{w d}{\nu}, \quad Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

se poate scrie :

$$\frac{t}{t_a} = f \left(\frac{1}{Re \cdot Pr} \frac{x}{d}, R \right) \quad (2.6)$$

Conform ecuațiilor (2.5) și (2.6) variația relativă a temperaturii raportată la diferența de temperatură a fluidului și peretelui de la intrare t_0 , se poate calcula ca o funcție de mărimi adimensionale. Eckert [11], mergînd pe altă cale găsește că într-un regim hidraulic stabilizat profilul temperaturii este o parabolă cubică, dat de expresia :

$$\frac{t}{t_a} = \frac{6}{5} \frac{r}{R} + \frac{3}{5} \left(\frac{r}{R} \right)^2 - \frac{4}{5} \left(\frac{r}{R} \right)^3$$

Căldura schimbată între perete și fluid, pe o lungime dx a țevii, se poate calcula cu relația lui Fourier:

$$dQ = -\lambda \pi \alpha \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=R} dx \quad (2.7)$$

sau ecuația lui Newton:

$$dQ = \alpha \pi d t_{A,x} dx \quad (2.8)$$

Egalînd ecuațiile (2.7) și (2.8) rezultă :

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} \varphi \left(\frac{\alpha}{w d} \cdot \frac{x}{d} \right) = \frac{\lambda}{d} \left(\frac{1}{Re Pr} \cdot \frac{x}{d} \right) \quad (2.9)$$

sau

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} = \left(\frac{\alpha}{w d} \cdot \frac{x}{d} \right) = \varphi \left(\frac{1}{Re Pr} \cdot \frac{x}{d} \right) \quad (2.10)$$

Expresia (2.10) este reprezentată în figura 2.1.

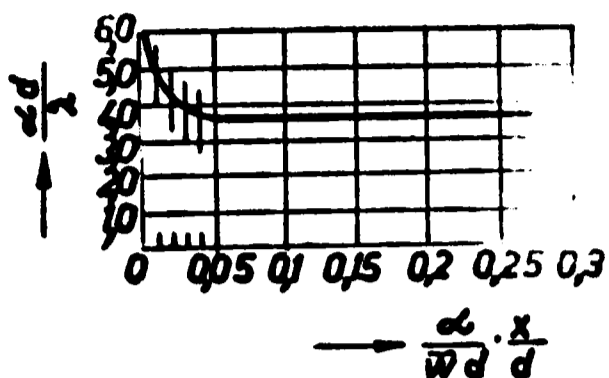


Fig.2.1

De remarcant este scăderea lui α cu creșterea lungimii țevii și faptul că de la o anumită valoare a lui x , α rămâne constant.

Pentru temperatura me-

die a curentului dintre intrare și ieșire $Nu = 3,65$, iar pentru temperatura medie a fluidului într-o secțiune transversală $Nu = 5,16$

Depărtarea x de la intrarea în țevă, de unde valoarea Nu rămâne constantă, se poate găsi dacă se admite o aproximație de 1% față de valoarea limită (3,65) :

$$\left(\frac{a}{w D} \cdot \frac{x}{D} \right)_x = 0,05 \quad (2.11)$$

Relațiile de mai sus sînt incomplete, deoarece în stabilirea lor s-a considerat un regim laminar ideal într-o curgere hidraulic și termic stabilizată, cu o distribuție parabolică a vitezelor uniformă de-a lungul întregului curent. În tratarea teoretică Graetz-Nusselt s-au neglijat influența vîscozității dependente de temperatură, efectul de capăt și convecția liberă.

2.2. Influența vîscozității

Curgerea laminară, cu un profil parabolic al distribuției vitezelor se produce într-un regim izotermic.

La trecerea fluidului vîscos într-o țevă cu care are un schimb de căldură, straturile de fluid din imediata apropiere a pereților au o vîscozitate diferită față de cele din axa curentului. Dacă vîscozitatea fluidului scade cu creșterea temperaturii (cazul general al lichidelor) și țevă este mai caldă decît acesta, straturile periferice vor avea o vîscozitate mai mică decît cele axiale ; în felul acesta apare un gradient de vîscozitate într-o secțiune transversală a curentului. Straturile din apropierea pereților se vor deplasa cu o viteză mai mare decît cele din părțile neîncălzite. Deoarece debitul global într-un regim staționar este același prin toate secțiunile, o parte din lichid este dirijat de la axa țevii spre pereți pentru a

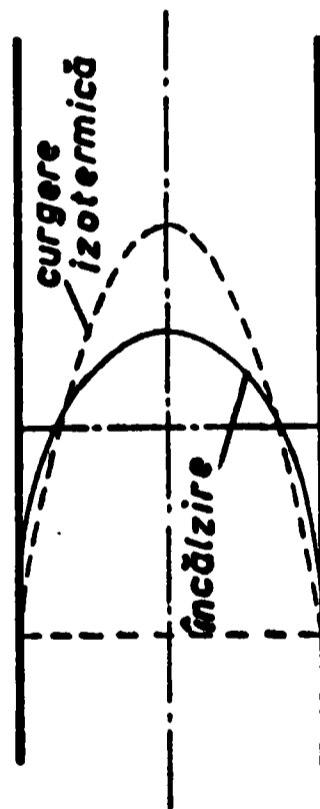


Fig.2.2

menține creșterea de viteză în apropierea acestora. Încălzirea lichidului introduce, datorită vîscozității, o componentă radială a vitezei care provoacă o distorsiune a parabolei (fig.2.2)

Regimul de curgere neizotermic, în care apar per-

turbațiile de mai sus, este denumit de unii autori "regim laminar modificat" [20].

Din cele expuse cu privire la influența vîscozității asupra regimului de curgere laminar se vede că ecuațiile stabilite (2.5), (2.9) pot fi aplicate atunci cînd diferențele de temperatură între pereți și fluid sînt mici și pentru fluidele a căror vîscozitate variază puțin cu temperatura.

Influența vîscozității asupra transferului de căldură n-a putut fi rezolvată teoretic. Mai mulți autori propun introducerea unor corecții pentru influența vîscozității. Sieder și Tate [21] introduc raportul vîscozităților fluidului la temperatura peretelui și la temperatura medie a curentului, $(\eta_p/\eta_m)^n$ pentru a corecta formulele teoretice. La încălzirea fluidului $\eta_p/\eta_m < 1$, Sieder și Tate au stabilit din măsurători proprii și ale altor cercetători că $n = 0,14$ pentru valori ale raportului η_p/η_m cuprins între 0,004 și 14. Expresia criteriului Nu mediu, considerat de la începutul țevii pînă la lungimea L, găsită de cei doi cercetători este :

$$Nu = 1,86 \left(Re Pr \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_p} \right)^{0,14} \quad (2.12)$$

din care se poate calcula coeficientul de convecție

$$\alpha = 1,86 \left(\frac{\lambda^2 \bar{w} \rho c_p}{DL} \right)^{1/3} \left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_p} \right)^{0,14} \quad (2.13)$$

Din expresia bilanțului termic al țevii

$$\alpha = (\dot{t}_p - \dot{t}_m) \pi DL = \bar{w} \rho c_p (\dot{t}_2 - \dot{t}_1) \frac{\pi D^2}{4}$$

și ținînd seama de criteriul lui Stanton :

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} = \left(\frac{\nu_2 - \nu_1}{\nu_p - \nu_{med}} \right) \frac{d}{4L}$$

expresia (2.12) se poate scrie sub o altă formă

$$4St \frac{L}{D} = \frac{Nu}{Re Pr} \quad 4 \frac{L}{D} = 7.44 (Re Pr \frac{D}{L})^{2/3} \left(\frac{\eta_f}{\eta_p} \right)^{0.14} \frac{\nu_2 - \nu_1}{\nu_p - \nu_A} \quad (2.14)$$

care are avantajul de a conține numai temperaturi măsurate.

Sherwin [22] afirmă că ecuația Sieder-Tate (2.12) este valabilă numai pentru variații mici ale temperaturii fluidului de-a lungul țevii, deoarece Re, Pr și Nu se referă la mărimi fizice considerate la temperaturi medii, ceea ce nu e valabil pentru variații mari ale temperaturii fluidului.

Repartiția neuniformă a temperaturii în interiorul fluidului provoacă variații ale proprietăților fizice ale acestuia, ca : densitatea ρ , conductivitatea termică λ , căldura specifică c și vîscozitatea ν . La variații mici ale temperaturii variațiile lui ρ , λ și c se pot considera ca avînd un efect neglijabil asupra transferului de căldură față de variația lui ν . Bradley și Entwistle [23] au calculat că variația lui λ la convecția forțată în aer, la un raport dintre temperatura peretelui și cea a fluidului mai mic de 2, provoacă o variație a valorii criteriului lui Nu de maximum 2%.

Kem [23] consideră că abaterile pentru ecuația (2.12) reprezintă $\pm 10\%$. Studii de peste 20 de ani au arătat că variațiile lui ρ sînt cauza probabilă a acestor abateri.

Relațiile (2.9) și (2.11) sînt valabile pentru $(\text{Re.Pr} \frac{d}{L}) \geq 7,17$ [16].

Kraussold [24][25] a găsit pentru $\text{Re.Pr} = 5000 \dots 40000$ și $L/d = 100 \dots 400$ expresia

$$\text{Nu} = 0(\text{Re.Pr})^{0,23} \cdot \left(\frac{D}{L}\right)^{0,5} \quad (2.15)$$

unde $0 = 15$ pentru încălzire și $0 = 11,5$ pentru răcire.

Deoarece în această expresie a dispărut termenul care reflectă influența vîscozităților (η_{fl} / η_p), ea este valabilă numai pentru fluide pentru care a fost dedusă (uleiuri vîscoase).

Hausen [25] propune pentru coeficientul de convecție mediu, pentru țeava de lungime L :

$$\text{Nu} \left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_p}\right)^{0,14} = 3,65 + \frac{0,0668 \text{ Re.Pr.D/L}}{1 + 0,045(\text{Re.Pr.D/L})^{2/3}} \quad (2.16)$$

Din relațiile (2.12)...(2.16) rezultă că și în zona de stabilizare transferul de căldură depinde numai de produsul Re.Pr , cum a fost stabilit din teoria Graetz-Nusselt pentru regim stabilizat, deci ca și cînd Nu ar fi independent de vîscozitatea dinamică η . Atîta timp cît stabilizarea regimului se produce în schimbătorul de căldură, datorită faptului că în această zonă forțele de inerție și cele de frecare sînt de același ordin de mărime, ar trebui ca $\text{Pr} = \eta/a$ să apară ca variabilă independentă. Motivul pentru care totuși majoritatea rezultatelor experimentale a putut fi pusă sub forma $\text{Nu} = f(\text{Re.Pr})$ se datorește faptului că la valori mari ale criteriului lui Pr lungimea de stabilizare hidraulică reprezintă numai o fracțiune din cea de stabilizare termică, cu toate că împrăștierea punctelor

de măsurare a fost mare chiar și pentru experiențe foarte îngrijite [16].

Boehm [25] propune o expresie empirică independentă de $(\eta_A / \eta_P)^n$:

$$Nu = C \cdot Re^{0,23} \cdot Pr^{0,12} (D/L)^{0,5} \quad (2.17)$$

unde $C = 17,4 \dots 20,55$

Sieder și Tate au găsit de asemenea o relație empirică, în care Re și Pr apar ca două variabile :

$$Nu = C \cdot Re^{0,3} \cdot Pr^{0,25} (D/L)^m (\eta_A / \eta_P)^n \quad (2.18a)$$

care a condus la valori experimentale foarte apropiate de cele găsite cu relația (2.12)

2.3. Influența lungimii țevii asupra coeficientului de convecție (efectul de capăt)

Transferul de căldură într-o secțiune oarecare a curentului laminar depinde de gradientul de temperatură. Tratatul teoretic al transferului de căldură în regim laminar forțat de către Graetz [14] și Nusselt [15] a fost făcută în ipoteza unei distribuții parabolice a vitezei începând cu secțiunea de intrare în țeavă, distribuție care se păstrează neschimbată în tot lungul acesteia.

În realitate însă, după intrarea fluidului într-o țeavă, repartiția vitezei în secțiune variază și atinge forma parabolică dată de legea lui Poiseuille numai după ce a parcurs o anumită lungime a țevii, numită "lungime de stabilizare". Până la atingerea lungimii de stabilizare profilul vitezei se modifică, iar după depășirea ei profilul rămâne constant.

În cazul intrării unui fluid într-un spațiu cu secțiune mare într-o țeavă cu secțiune mai mică viteza w a particulelor de fluid în imediata apropiere a secțiunii de intrare este aceeași. Din cauza frecărilor dintre fluid și perete particulele de fluid din imediata lor vecinătate sunt frânate, în timp ce cele din vîna de fluid se scurg practic fără frecare. Pe măsură ce fluidul înaintează particulele vecine cu stratul periferic sînt frânate la rîndul lor de acestea și apoi, din aproape în aproape, influența frecării se extinde în toată vîna de fluid.

Se admite că lungimea de stabilizare hidraulică este

distanța pe care o străbate fluidul de la intrarea în țeavă pînă la secțiunea în care viteza particulelor din axa țevii diferă cu 1% de valoarea corespunzătoare parabolei lui Poisseuille.

La intrarea unui fluid într-o țeavă încălzită sau răcită și temperatura tuturor particulelor, întocmai ca și viteza, este aceeași (mai mare sau mai mică decît a pereților țevii).

Datorită schimbului de căldură dintre fluid și perete temperatura straturilor periferice va fi diferită de cea a particulelor din vîna centrală, astfel încît într-o secțiune în aval de intrare apare un gradient de temperatură, care, pe măsură ce se transmite căldură spre particulele din axa curentului, se modifică. În același timp și diferența de temperatură dintre peretele țevii și fluid variază. La început viteza de variație a celor două mărimi este diferită ; gradientul de temperatură variază mai repede decît diferența de temperatură perete-fluid. După parcurgerea unei lungimi oarecare cele două viteze de variație ajung egale și profilul gradientului de temperatură atinge o formă bine determinată, care rămîne în continuare stabilă [9]. "Lungimea de stabilizare termică" este definită ca distanța străbătută de fluid de la intrarea în țeavă pînă la secțiunea în care temperatura particulelor din axa țevii diferă cu 1% față de cea din secțiunea de intrare.

Calculul matematic al repartiției temperaturii $t(x,R)$ necesită cunoașterea cîmpului de viteză. Dacă se presupun proprietățile fluidului independente de temperatură, cîmpul de viteză nu este influențat de cîmpul de tempera-

tură și notînd cu $w(x,y)$ viteza dirijată după direcția

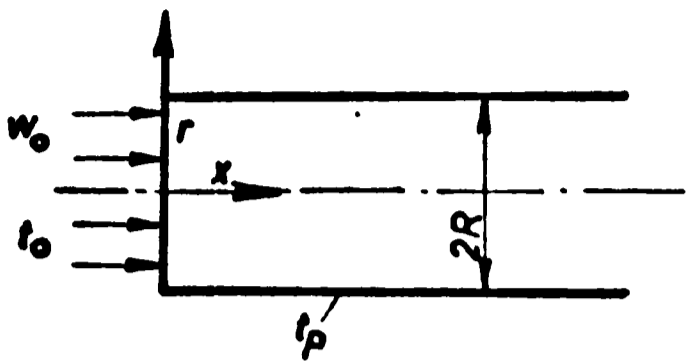


Fig.2.3

curgerii și $v(x,y)$ viteza perpendiculară pe aceasta, distribuția vitezei pentru curgerea plană rezultă din ecuația stratului limită a

lui Prandtl

$$w \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial r} = - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \quad (2.18a)$$

în care ρ este densitatea și p presiunea.

În continuare, trebuie să fie îndeplinită ecuația de continuitate :

$$\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial r} = 0 \quad (2.19)$$

Distribuția temperaturii pentru curgerea plană rezultă din ecuația de conservare a energiei a lui Fourier :

$$w \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial r} = \frac{\lambda}{c_p \rho} \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} \quad (2.20)$$

Ecuațiile (2.18), (2.19) sînt valabile și pentru țevi atîta timp cît grosimea stratului limită este mică față de raza țevii.

Condițiile de contur, care trebuie să fie suficiente pentru rezolvarea acestor ecuații, sînt :

$$\begin{aligned} x > 0, \quad r = \pm R & : w = v = 0 & t = t_p \\ x = 0, \quad -R \leq r \leq +R & : w = w_0 & t = t_0 \end{aligned}$$

Ecuațiile (2.18) și (2.19) se rezolvă după metodele teoriei stratului limită [28],[29], care se pot folosi și pentru calculul distribuției temperaturii (2.20). Metodele

de rezolvare constau din integrarea ecuației de continuitate printr-o funcție de curent. Pentru aceasta se admite o serie exponențială care transformă ecuația (2.18) într-o serie de ecuații diferențiale, care au o formă din ce în ce mai complicată. Dintre acestea numai primele pot fi rezolvate numeric, fără complicații prea mari. Pe această bază s-a găsit o rezolvare, care este valabilă numai la începutul zonei de stabilizare. După o lucrare veche a lui Boussinesq [30], prin care se admite o evoluție asimptotică a curgerii stabilizate, exprimând deci câmpul înaintea parabolei lui Poiseuille, Schlichting [31] a cercetat câmpul de temperatură la intrare în fante plane și Punnis [32] la intrarea în țevi.

Pentru calculul câmpului de temperatură se poate de asemenea admite o evoluție asimptotică, care este însă valabilă numai pentru lungimi foarte mari ale distanței parcurse de fluid.

Ca rezultat al acestor calcule se obțin serii exponențiale pentru cele două câmpuri cu care se pot calcula viteza și temperatura într-un punct x, y . Cum există două serii, una în aval de intrare și una în amonte de profilul stabilizat, pentru care sînt calculați cel mult patru termeni, zona mijlocie poate fi cunoscută numai prin determinarea și a altor termeni ai celor două serii. Din cauza dificultăților de calcul ai acestora, majoritatea cercetătorilor renunță la investigarea domeniului intermediar. Stephan [33] consideră că pentru zona intermediară se pot obține rezultate mulțumitoare prin interpolarea valorilor găsite din calculul primilor termeni a celor două serii.

Dacă se introduce o lungime de curgere adimensională $\bar{X} = \frac{x}{d \cdot Re}$, în care d este diametrul hidraulic, căderea de presiune în lungul țevii se poate scrie sub forma :

$$-\frac{\Delta p}{\rho w^2} = a\bar{X} + b \quad (2.21)$$

Termenul $a\bar{X}$ reprezintă căderea de presiune pentru profilul cîmpului de viteză după parabola lui Poiseuille, iar b căderea de presiune suplimentară din zona în care regimul este nestabilizat hidraulic. Valoarea lui a este 64 pentru curgerea prin țevi, iar valoarea lui b este 0,87 după Punnis [14] și 1,16 după Schiller [34]. Valoarea de 1,16 a fost calculată de Schiller din ecuația impulsului și este mult prea mare față de valoarea exactă găsită de Punnis.

Din distribuția vitezei rezultă lungimea de stabilizare hidraulică

$$\bar{X}_h = \left(\frac{L}{d Re} \right)_h = C \quad (2.22)$$

Constanta C , a fost calculată de mulți cercetători, care după metodele utilizate, au găsit valori diferite ; astfel, Stephan [15] $C = 5,75 \cdot 10^{-2}$, Richter [36] $C = 6 \cdot 10^{-2}$ Grigull [16] $C = 3 \cdot 10^{-2}$, Nikuradse [37] $C = 3 \cdot 10^{-2}$

Lungimea de stabilizare termică nu se poate calcula prin metodele anterioare, deoarece ea se găsește în domeniul de evoluție de la intrare și după stabilizarea hidraulică și nu se încadrează în considerațiile făcute pentru determinarea stabilizării hidraulice.

Considerînd intrarea în țeavă ca un regim hidraulic stabilizat, din teoria Graetz-Nusselt, se poate calcula

lungimea de stabilizare termică, impunând o abatere de 1% față de atingerea valorii spre care tinde Nu asimptotic, după expresia :

$$\bar{X}_t = \left(\frac{L}{d \cdot Re} \right)_t = 0,05 Pr \quad (2.23)$$

Deoarece la intrarea în țevile schimbătoarelor de căldură regimul hidraulic este nestabilizat, stabilizarea ambelor regimuri, atât cel hidraulic cât și cel termic, se demarează începînd cu această secțiune, relația (2.23) dă valori prea mici pentru \bar{X}_t .

Aladiev [39] propune ca lungime de stabilizare termică :

$$L_t = 50 d \quad (2.24)$$

Lungimea astfel calculată trebuie considerată cu multă rezervă, deoarece ea apare ca independentă de natura, starea și viteza fluidului, factori care influențează câmpul de temperatură.

Pentru demararea simultană a celor două stabilizări Ehret și Hahnemann [38] au determinat lungimea de stabilizare termică, pentru $Pr \geq 20$, cu următoarea expresie

$$\bar{X}_t = \left(\frac{L}{d \cdot Re} \right)_t = 0,02875 + 0,0342 Pr \quad (2.25)$$

Si această valoare se pare că este prea mică deoarece pornește de la profilul de viteză stabilit din ecuația impulsului (Schiller).

Pentru $Pr \geq 1$, atât relația (2.33) cât și (2.25) comparate cu (2.22) arată că lungimea de stabilizare termică este mai mare decît cea hidraulică. La valori mari ale lui Pr (cazul uleiurilor) lungimea de stabilizare hidraulică

că reprezintă doar o fracțiune din cea de stabilizare hidraulică.

Variația temperaturii de-a lungul țevii, atât a peretelui cât și a fluidului, deci și a diferenței lor ϑ_A , după cum și variația gradientului de temperatură în secțiunea curențului în zona de stabilizare, influențează valoarea coeficientului α .

Din ecuațiile (2.7) și (2.8) se poate scrie :

$$\alpha = - \frac{\lambda}{\vartheta_{A,x}} \left(\frac{\partial \vartheta(x, r=R)}{\partial r} \right) \quad (2.26)$$

Deoarece vitezele de variație ale celor două funcții de temperatură sînt diferite în zona de stabilizare, coeficientul de convecție α este și el variabil pe lungimea de stabilizare. În consecință, se poate defini un "coeficient de convecție local" drept coeficientul de transfer stabilit la o anumită depărtare $0 \leq x \leq L$ de la intrarea în țeavă și un "coeficient de convecție mediu" drept coeficientul de transfer care caracterizează transferul de căldură pe o lungime $x = L$.

La intrarea în țeavă, într-un regim nestabilizat, gradientul de temperatură este maxim, iar în aval, pe lungimea de stabilizare viteza de variație a gradientului este mai mare decît viteza de variație a lui $\vartheta_{A,x}$; după parcurgerea lungimii de stabilizare termică cele două viteze devin egale.

Coeficientul de convecție local are valoarea maximă la intrare și scade apoi în lungul țevii, tinzînd spre o valoare asimptotică o dată cu atingerea lungimii de stabili-

zare termică. Desigur că aceeași variație o are și criteriul Nu ca și coeficientul de convecție α (fig.2.4).

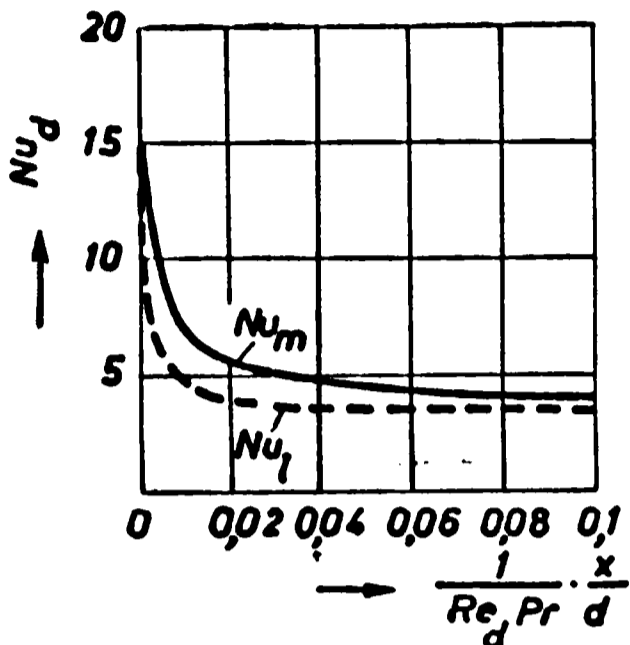


Fig.2.4

în care $t_m(x)$ este temperatura medie a fluidului în secțiunea de la distanța x și $\frac{\partial t(x, r=R)}{\partial r}$ gradientul de temperatură, în aceeași secțiune. Criteriul lui Nusselt local este :

$$Nu(x) = \frac{\alpha(x)d}{\lambda} = - \frac{\frac{\partial t(x, R)}{\partial r}}{t_p - t_m(x)} \quad (2.28)$$

Coeficientul de convecție mediu se definește prin

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha(x) dx \quad (2.29)$$

Intre coeficientul de convecție mediu și temperatura medie a fluidului este o legătură simplă, care se stabilește din relația :

$$\bar{\alpha}(x) \cdot \bar{t}_m(x) \cdot Ax = W_o A_f C_p [t_o - t_m(x)] \quad (2.30)$$

unde Ax este suprafața țevii spălate de fluid pînă la distanța x și A este secțiunea țevii.

Din bilanțul termic pentru o secțiune oarecare

$$dQ(x) = \alpha(x) [t_p - t_m(x)] dx = W_0 \rho c_p dt_m(x)$$

prin integrare între $x = 0$ și $x = L$, rezultă :

$$\bar{t}_m(x) = \frac{(t_0 - t_p) - (t_m - t_p)}{\ln \frac{t_0 - t_p}{t_m - t_p}} \quad (2.31)$$

Stephan [33] definește valoarea lui Nu mediu din relația (2.30) cu ajutorul relației (2.31) sub forma :

$$\overline{Nu}(\bar{X}) = \frac{\bar{\alpha}(\bar{X}) d}{\lambda} = - \frac{Pr}{4(\bar{X})} \ln T_m(\bar{X}) \quad (2.32)$$

După același autor este definit și $T_m(\bar{X})$, cu ajutorul a două serii corespunzătoare efectelor celor două câmpuri, de viteză și de temperatură :

$$T_m(\bar{X}, Pr) = 1 + \sum_{i=1}^{\infty} c_i(Pr) \bar{X}^{1/2} \quad (2.33)$$

valabilă pentru toate valorile $\bar{X} \lesssim 5 \cdot 10^{-4}$

și

$$T_m(\bar{X}, Pr) = \sum_{n=0}^{\infty} K_n(Pr) \cdot e^{-k_n(Pr) \bar{X}} \quad (2.34)$$

valabilă pentru toate valorile $\bar{X} \gg 5 \cdot 10^{-4}$

Relația (2.33) este valabilă în lungul curentului, începînd cu secțiunea de intrare, iar relația (2,34) este valabilă în lungul curentului după atingerea regimului stabilizat.

Valorile lui $c_i(Pr)$, $K_n(Pr)$ și $k_n(Pr)$, pentru curgere prin țevi, sînt date mai jos :

c_1	c_2	c_3	c_4
$-2,656 Pr^{-2/3}$	$-11,34 Pr^{-0,60}$	$+150,6 Pr^{-0,57}$	$-474,9 Pr^{-0,56}$

Pentru $Pr \geq 10$:

K_0	K_1	K_2	K_3
0,819	0,101	0,032	0,015
k_0	k_1	k_2	k_3
$16,627 \frac{1}{Pr}$	$89,218 \frac{1}{Pr}$	$227,84 \frac{1}{Pr}$	$430,48 \frac{1}{Pr}$

Deoarece cîmpul de temperatură este cunoscut din relația (2.28) poate fi calculat și criteriul Nu local.

În secțiunea de intrare, atât Nu cât și \overline{Nu} iau valori infinite de mari; cu creșterea lungimii parcurse ele scad și se apropie de o limită $Nu_\infty = \overline{Nu}_\infty$ pentru $x \rightarrow \infty$. Valoarea acestei limite este independentă de Pr și cum s-a mai arătat (pag. 15) este egală cu 3,66, confirmată de mai mulți cercetători [40], [41], [11]. Măsurătorile lui Karmin și Travers [42], Kaye, Keenan și Mc Adams [43] au arătat că imediat după intrarea în țeavă criteriul lui Nusselt are exact valorile calculate de Polhausen 10 pentru curgerea de-a lungul plăcii plane.

Pentru calculul schimbătoarelor de căldură sînt utile relații simple, din care să se poată calcula coeficientul de convecție termică pentru orice lungimi x și pentru un domeniu cît mai larg al valorilor criteriului lui Prandtl. Asemenea relații au putut fi găsite pînă în prezent numai pe cale empirică.

Conform ipotezelor transferului de căldură la intrare, trebuie luate în considerare următoarele condiții :

1) Pentru lungimi foarte mici transferul de căldură se face după relația lui Polhausen [10] pentru plăci

plane :

$$\bar{Nu} = 0,664 \cdot Pr^{1/3} X^{-1/2} \quad (2.35)$$

După calculele lui Stephan [33] pentru $Pr \geq 10$ în locul constantei 0,664 trebuie introdusă valoarea 0,677.

2) Pentru lungimi foarte mari valoarea medie a criteriului lui Nusselt tinde asimptotic spre limita din rezolvarea Graetz-Nusselt

$$\bar{Nu} = \bar{Nu}_{\infty} + c \frac{Re_d \cdot Pr_d}{L} = \bar{Nu}_{\infty} + c \frac{Pr}{X} \quad (2.36)$$

unde pentru țevă $c \approx 0,05$.

3) Toate valorile calculate trebuie să fie reproduse cu o precizie de $\pm 5\%$, suficientă pentru calculul schimbătoarelor de căldură. Această precizie este suficientă deoarece prin rugozități și murdăriri ale suprafețelor încălzitoare, precum și o insuficientă cunoaștere a proprietăților fluidului, dau abateri al căror ordine de mărime este de cel puțin 5%.

Condițiile 1...3 se pare că sînt foarte bine îndeplinite de relația dată de Hausen [26]:

$$\bar{Nu} = 3,65 + \frac{0,0668 Re Pr(d/L)}{1 + 0,045 (Re \cdot Pr \cdot d/L)^{2/3}} \quad (2.37)$$

Stephan [33], prelucrînd relația (2.37), dă următoarea expresie :

$$\bar{Nu} = 3,66 + \frac{0,0677 (Pr \cdot Re \cdot d/L)^{1,33}}{1 + 0,1 \cdot Pr (Re \cdot d/L)^{0,83}} \quad (2.38)$$

Aladiev [39] propune ca valorile coeficienților medii de convecție, calculați fără a ține seama de influența intrării în țevă trebuie multiplicați cu un coeficient

$\epsilon_l = 1,9 \dots 1$, determinat experimental pentru valori ale raportului $L/d = 1 \dots 50$.

Din considerentul arătat în legătură cu lungimea de stabilizare termică se pare că valorile acestui coeficient sînt prea mici și sînt, eventual, valabile numai pentru fluide cu vîscozități reduse, puțin influențate de variațiile de temperatură.

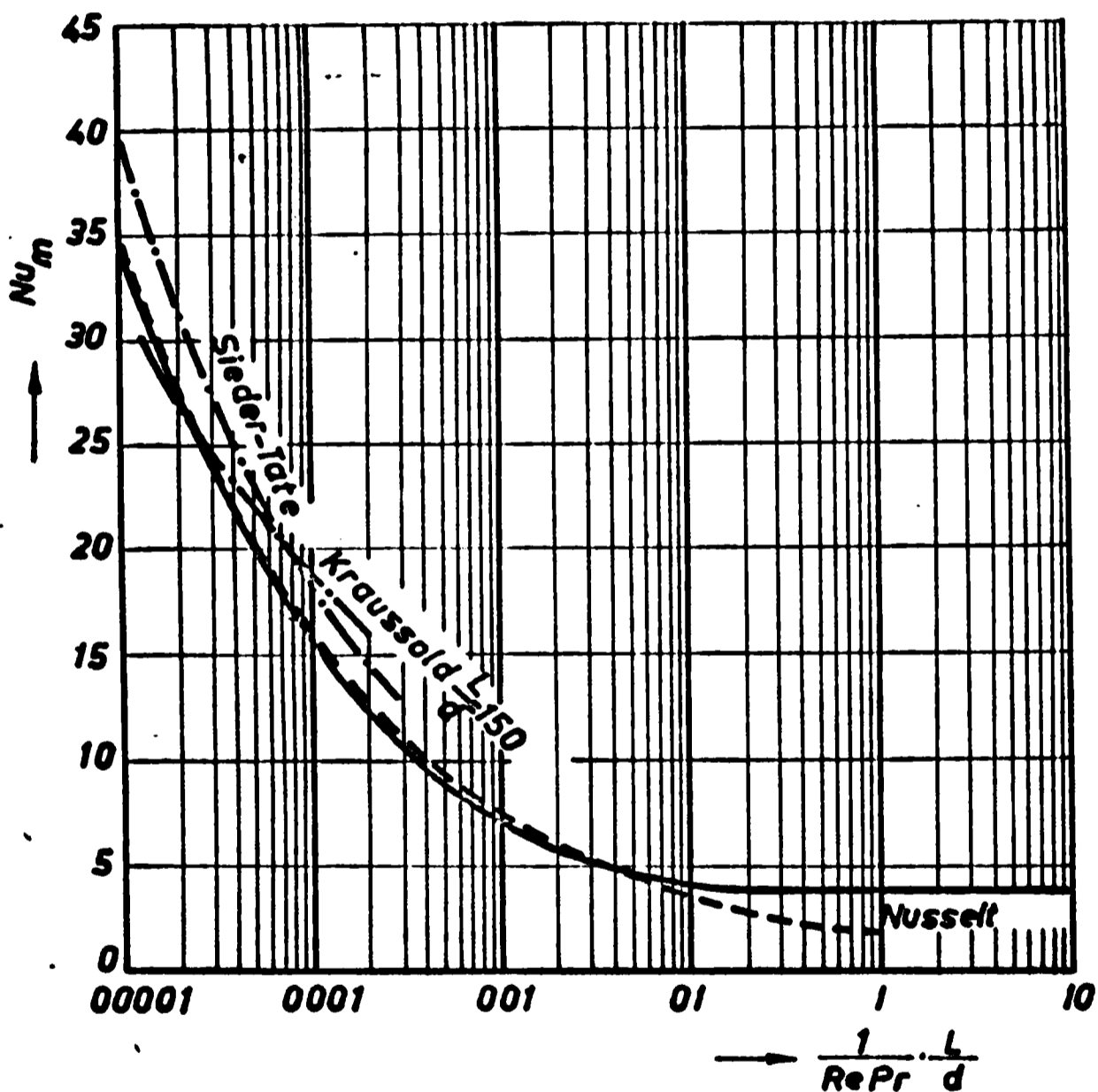


Fig.2.5

În figura 2.5 sînt reprezentate valorile medii ale lui Nu în funcție de raportul L/d după datele experimentale găsite de Sieder și Tate, de Kraussold și cele calculate după relația teoretică Nusselt-Graetz. Curbele experimentale au fost stabilite la încercări efectuate cu ulei și deși proprietățile acestora nu respectă ipotezele

Nusselt-Graetz, există o concordanță mulțumitoare între rezultatele teoretice și cele experimentale [11].

În figura 2.6 sînt reprezentate variațiile valorilor medii ale criteriului Nusselt, \overline{Nu} , pentru diferite va-

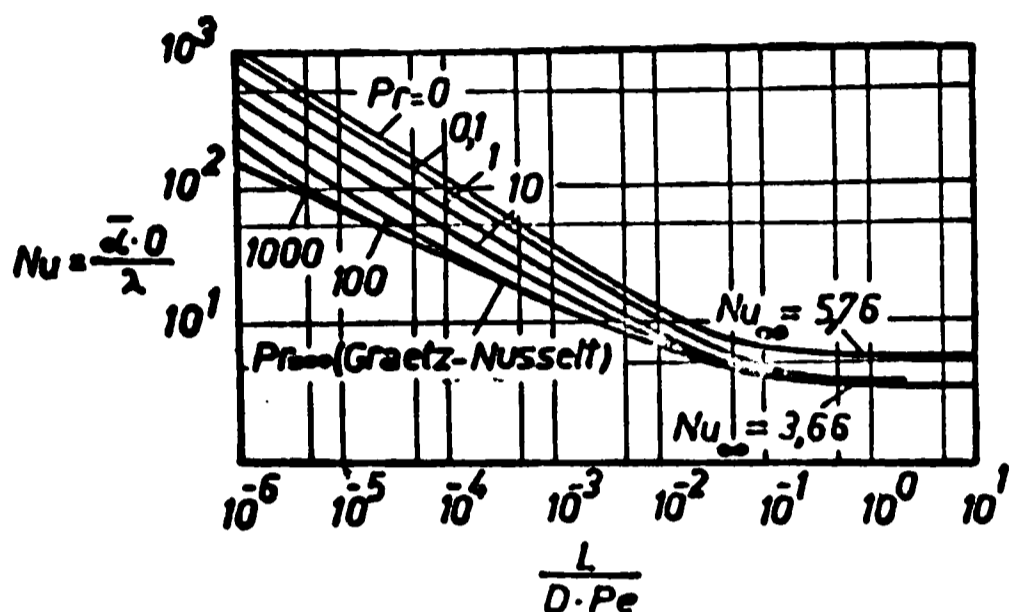


Fig.2.6

lori ale lui Pr calculate de Stephan [33] pentru intrare în țeavă în regim hidraulic și termic nestabilizat și cele calculate după formu-

la Nusselt-Graetz. După cum se poate vedea, efectul capătului de intrare este cu atât mai mare cu cât valorile Pr sînt mai mici. La $Pr = 0,1$ \overline{Nu} este de cca. opt ori mai mare decît valoarea teoretică. Pe măsura creșterii lui Pr valoarea medie a criteriului lui Nusselt este mai mică și efectul capătului se extinde pe o porțiune mai scurtă, iar la valori foarte mari ale lui Pr ($Pr > 1000$) efectul dispare, curbele identificîndu-se cu curba teoretică Graetz-Nusselt.

Schimbătoarele de căldură lucrează în general în regimuri nestabilizate; demararea celor două stabilizări se produce la intrarea în țevile schimbătorului, iar țevile relativ scurte le plasează mult sub lungimile de stabilizare, atât hidraulice cît și termice. Din acest motiv, la cercetările, precum și la calculul schimbătoarelor de căldură trebuie să se țină seama de efectul capătului de intrare asupra coeficientului de convecție.

2.4. Convecția liberă

În absența unei circulații în interiorul curențului de fluid, transmiterea căldurii printr-o secțiune se face numai prin conducție termică.

Intr-un fluid care curge printr-o țeavă încălzită, datorită repartizării neuniforme a temperaturii într-o secțiune, apar diferențe de densitate ale fluidului și prin aceasta se creează o circulație liberă în interiorul ace-

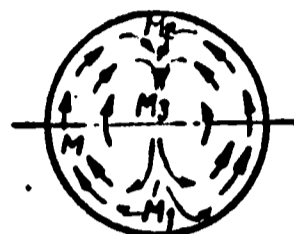


Fig.2.7

tea (fig.2.7) provocând o convecție naturală [8],[9].

Circulația generată în felul acesta constituie un alt factor de modificare a profilului vitezei și în consecință și a celui de temperatură. Schimbarea profilului depinde de poziția țevii (orizontală sau verticală) și de sensul de curgere al celor două fluide.

O rezolvare teoretică, dar și aceasta numai parțială, a fost făcută pentru țevi verticale [44],[45], însășită și de cercetări experimentale [46],[47],[48],[6]. Rezolvarea teoretică pentru țevi orizontale prezintă deosebite dificultăți datorită faptului că ecuațiile fundamentale nu mai rămân lineare după introducerea vitezei rezultante.

Intr-o țeavă orizontală încălzită, fiecare particulă de fluid este sub acțiunea a două forțe : o forță ascensională (datorită convecției naturale) și a forței de antrenare (datorită convecției forțate). Convecția mixtă

care se formează provoacă mișcarea unei particule prin acțiunea unei rezultante a celor două forțe (fig.2.8). Parti-

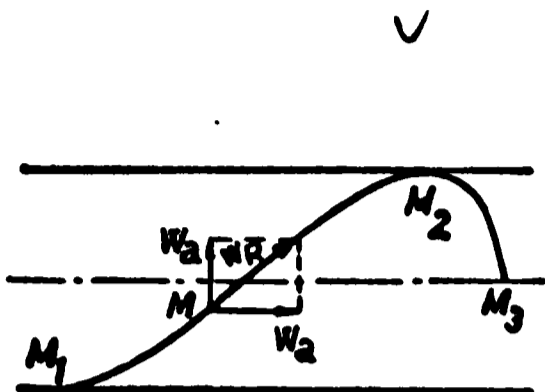


Fig.2.8

culele de fluid încălzite de perete se mișcă după o traiectorie de formă spirală (fig.2.7). Particulele antrenate din partea inferioară a țevii, ajunse în jumătatea superioară, sînt din nou dirijate spre centru și nu mai au

apoi nicio influență asupra transferului de căldură. Convecția liberă influențează asupra fiecărei particule și deci asupra transferului de căldură în timpul în care ele sînt dirijate în sus.

Métais [49] a încercat să dea o rezolvare teoretică convecției mixte, pornind de la ipoteza că aceasta este o stare de echilibru care provine de la suprapunerea a două stări de echilibru, una raportată la convecția naturală pură și alta, la convecția forțată pură. Métais găsește valoarea absolută a vitezei rezultantă a celor două mișcări

$$|W_R| = |W_a| \left[1 + \frac{C \cdot Gr^{3,3} \cdot Pr^8}{Re_a^2} \right] \quad (2.39)$$

în care W_a este viteza axială a curentului și Re_a este criteriul lui Reynolds raportat la viteza W_a . Paranteza din membrul al doilea este factorul de corecție a cărui expresie reprezintă relația lui Kirschbaum [47].

Efectul convecției libere se introduce în calculul transferului de căldură raportînd în continuare pe Re la

viteza W_R și nu la W_a , cum procedează în mod obișnuit.

De remarcat este și această expresie influența mare pe care o are valoarea Pr . La valori foarte mari ale lui Pr influența convecției libere asupra transferului de căldură deplasează, după cum se vede, problema termică în domeniul de tranziție cu Re superiori valorii critice de 2320.

Cercetările experimentale efectuate de autorul citat cu țevi orizontale, străbătute de apă la diferite viteze și valori ale lui Pr cuprinse între 2,5...5,3, au arătat că în domeniul turbulent ($Re > 20000$) rezultatele experimentale redau foarte exact relația Nusselt-Kraussold [50]. În domeniul valorilor mai mici ale lui Re rezultatele experimentale dau valori cu aproape 400% mai mari decât cele calculate de Kraussold, iar la Re foarte mic apare din nou concordanță între cele două categorii de rezultate. Situația aceasta se datorește influenței convecției libere. Probabil că la viteze mari convecția liberă nu are timp suficient pentru a se dezvolta, iar la viteze mici diferența de temperatură dintre perete și fluid este mai mică.

Métais a găsit o relație empirică :

$$Nu = 6,245 \cdot 10^{-10} Re^{0,772} \cdot Pr^{0,397} \cdot Gr^{1,165} \quad (2.39)$$

care dă rezultate cu erori cuprinse între -7% și +9% pentru $Re = 400 \dots 26000$. Exponentul 0,772 a lui Re arată o stare de turbulență a curentului chiar și la $Re < 1000$. Cauza turbulenței o constituie convecția liberă a cărei influență este redată de criteriul Gr la puterea 1,165.

Din încercările lui Michais [49], care a studiat comparativ influența efectului de capăt și a convecției libere asupra coeficientului de transfer, experimentând țevi cu intrare stabilizată și nestabilizată, rezultă că ponderea cea mai mare o are convecția liberă față de care efectul de capăt este mic.

Pentru a scoate în evidență influența gradientului de vâscozitate stabilit la încălzirea, respectiv răcirea fluidului, prin introducerea raportului (Pr_f/Pr_p), în care Pr_f este calculat la temperatura fluidului și Pr_p la cea a peretelui, folosit de Michееv și Aladiev, Métais găsește o expresie valabilă atât pentru încălzire, cât și pentru răcire :

$$Nu = 1,345 \cdot Re^{0,339} \cdot Gr^{0,059} \cdot Pr^{0,032} (Pr_f/Pr_p)^{0,108} \quad (2.40)$$

Deoarece pentru convecția liberă determinant este criteriul lui Grashoff, mulți cercetători au exprimat influența convecției libere prin dependența lui Nu și de criteriul Gr .

Petuhov [6] a pus în evidență, pentru apa răcită într-o țevă, creșterea lui Nu cu creșterea argumentului ($Gr \cdot Pr$).

Miheev [9] propune pentru regim stabilizat, când $Gr > 50$ și $Pr > 0,7$, calculul coeficientului de convecție mediu după expresia :

$$Nu_m = 0,74 Re_m^{0,2} (Gr_m \cdot Pr_m)^{0,1} \cdot Pr_m^{0,2} \quad (2.41)$$

Temperatura la care se calculează Re_m , Gr_m și Pr_m

este temperatura medie a stratului limită $t_m = 0,5(t_p + t_f)$

Formula propusă de Miheev nu ține seama de distorsionarea cîmpurilor de viteză și presiune, datorită gradientului de vîscozitate din secțiunile transversale ale curentului și nu are aplicație în calculul schimbătoarelor de căldură pentru fluide vîscoase cu regim nestabilizat, decît prin introducerea unor factori de corecție.

Eubank și Proctor [20] au analizat amănunțit datele cu privire la curgeri în regim laminar ale uleiurilor de petrol prin țevi orizontale și propun următoarea expresie :

$$Nu = 1,75 \left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_p} \right)^{0,14} \sqrt{\frac{m_s c_{pfl}}{\lambda_{fl} L} + 0,04 \left(\frac{d}{L} Gr \cdot Pr \right)^{0,75}} \quad (2.42)$$

λ , c_p , Gr și Pr sînt raportați la diametrul țevii și la creșterea temperaturii medii a fluidului. Ecuația (2.42) a fost stabilită pentru valori mari ale raportului L/d (61...193), acolo unde există posibilitatea unui regim stabilizat, atît hidrodinamic cît și termic; pentru valori mici ale raportului L/d , Nu , astfel calculat, va fi mai mic decît cel real.

Thomas și Brown [23] prezintă ecuația (2.43) pentru o gamă largă de fluide, la curgere laminară prin țevi orizontale :

$$Nu = 1,75 \left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_p} \right)^{0,14} \left[Gz + 0,012 (Gz \cdot Gr^{1/3})^{4/3} \right]^{1/3} \quad (2.43)$$

în care Gz , criteriul lui Graetz, este :

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot d/L$$

Grigull [16] este de părere că influența convec-

ției libere asupra transferului de căldură în regim de curgere forțată este neglijabilă pentru țevi orizontale de diametru mic.

C o n c l u z i i

Expresiile teoretice Nusselt-Graetz pentru calculul coeficientului de convecție termică în regim de curgere laminar, constituie relații de bază ale procesului de transfer termic. Pentru a putea fi folosite la determinarea coeficientului de convecție ele trebuie completate cu coeficienți și termeni de corecție care introduc influența diferiților factori neglijăți prin ipotezele simplificatoare care au stat la baza rezolvării teoretice ale procesului de transfer de căldură.

Influența diferiților factori se poate stabili numai experimental, astfel că uneori rezultatele găsite prin utilizarea corecțiilor, propuse de diferiți cercetători, sînt și ele mult diferite.

La curgerea fluidelor reale prin schimbătoare de căldură vîscozitatea modifică, atît distribuția vitezelor, cît și a temperaturii, după o lege care depinde de sensul fluxului de căldură. Influența vîscozității corectează relația Nusselt prin factorul $(\eta_p/\eta_f)^n \leq 1$.

Coeficientul de convecție termică depinde de lungimea țevii parcursă de fluid, după cum rezultă și din relația teoretică, la stabilirea căreia s-a presupus intrarea acestuia în regim hidraulic stabilizat. La intrarea în țevi într-un regim nestabilizat repartiția vitezei este diferită de cea parabolică, influențînd puternic asupra coeficientului

de convecție local, ale cărui valori, în imediata apropiere a secțiunii de intrare, sînt mult mai mari decît cele care rezultă din ecuația Nusselt-Graetz.

Influența zonei de stabilizare hidraulică și termică este redată prin termeni care reflectă intensificarea transferului termic în aceste domenii. Prin creșterea coeficientului de convecție local se majorează evident și coeficientul de convecție mediu din zona de stabilizare. Cu cît lungimile de stabilizare sînt mai mari în raport cu lungimea țevii, cu atît coeficientul de convecție mediu este mai mare.

Convecția liberă se produce și în interiorul unui curent cu circulație forțată generată de diferența de densitate care apare din cauza neuniformității temperaturii dintr-o secțiune. Curenții liberi care iau naștere produc o deplasare a particulelor de fluid și după alte direcții decît cea axială, modificînd în felul acesta cîmpul de temperatură. Convecția liberă provoacă o turbulență a curentului, chiar la valori mici ale criteriului lui Reynolds. Influența convecției libere se reflectă prin introducerea criteriului lui Grasshoff în expresia criteriului lui Nusselt. Convecția liberă influențează procesul de convecție forțată, în deosebi la țevi verticale și neglijabil la țevi orizontale cu diametru mic.

Pentru schimbătoarele de căldură tubulare, fenomenele sînt atît de complexe încît adeseori utilizarea diferitelor formule propuse, cu coeficienții respectivi, dau rezultate care diferă foarte mult față de datele măsurate, încît se impun cercetări experimentale pentru verificarea lor.

3. Metode de intensificare a transferului de căldură

3.1. Variația diametrului țevii

Din expresia criteriului lui Nu pentru convecție forțată :

$$Nu = C(R_0 R_f)^n \quad (3.1)$$

se pot evidenția factorii care influențează transferul de căldură pentru un fluid dat și condiții de temperatură impuse. Coeficientul de convecție dedus din expresia (3.1)

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} C \left(\frac{Wd}{\gamma} \frac{\gamma}{a} \right)^n \quad (3.2)$$

pentru același fluid, în condiții identice de temperatură ($\gamma = \text{const}$, $a = \text{const}$, $\lambda = \text{const}$), se poate scrie sub forma :

$$\alpha = C_1 d^{n-1} W^n \quad (3.3)$$

unde : $C_1 = \lambda/a^n$

Cum totdeauna $0 < n < 1$, exponentul lui d din expresia (3.3) este negativ ($n-1 < 0$), se vede că α variază în același sens cu W și invers cu d . Desigur pentru un debit impus, viteza W nu poate fi mărită decât prin micșorarea secțiunii. Dacă se notează cu R_d raportul diametrelor la o micșorare a secțiunii și se ține seama că vitezele corespunzătoare se modifică în raportul R_d^2 , din ecuația (3.3) se poate scrie raportul de creștere al coeficienților de convecție R_α :

$$R_\alpha = R_d^{n+1} \quad (2 > n+1 > 1)$$

Micșorarea diametrelor și creșterea vitezei conduc însă la o creștere a rezistențelor hidraulice, care poate fi evidențiată scriind căderea de presiune de-a lungul țevii cilindrice [33]

$$\Delta p = \zeta \frac{w^2}{2} \rho \frac{L}{d}$$

în care, pentru curgere laminară, coeficientul de rezistență $\zeta = 64/Re$, se poate deduce creșterea căderilor de presiune R_p :

$$R_p = R_d^3$$

Deci, prin micșorarea diametrului căderea de presiune se majorează de R_d^{2-n} ori față de creșterea coeficientului de convecție.

Pentru valori medii uzuale ale exponentului $n = 0,2 \dots 0,3$, la o reducere a diametrului la jumătate, coeficientul de convecție crește de $2,3 \dots 2,5$ ori, în timp ce căderea de presiune crește de 8 ori.

Scăderea diametrului țevelor unui schimbător de căldură nu este însă posibilă sub o anumită valoare ($d_{\min} = 7$ mm) din motive tehnologice (mandrinare) și de exploatare (curățire), astfel că se urmărește găsirea altor metode de intensificare a transferului de căldură.

3.2. Perturbarea regimului de curgere

Intr-un regim de curgere laminar permanent, hidraulic și termic stabilizat, valoarea criteriului lui Nu este constantă și tinde asimptotic spre o anumită valoare limită. Perturbarea regimului de curgere din motive întâmplătoare sau prin obstacole artificial create, duce la modificări ale câmpului de viteză și de temperatură, în general, iar la curgerea turbulentă, în particular, ale stratului limită, care influențează condițiile transferului de căldură.

Prandtl [52] arată ca regulă generală, că turbulența se formează pornind de la un strat limită. După teoria Hagen-Poiseuille curgerea în țevi de secțiuni circulare este stabilă chiar și la valori ridicate ale lui Re . În realitate însă straturi limită există și aici nu numai în perioada de stabilizare, ci chiar și în cazul intrării cu un regim stabilizat. Prezența unor neuniformități oarecari în timp sînt de asemenea motive de generare a unor straturi limită, iar pentru valori care depășesc o anumită mărime a lui Re ($Re_{\delta} = W\delta/\nu$, unde δ este grosimea stratului limită) apare turbulența; turbulența odată generată se extinde în continuare în curent [52].

Tollmien [53] a demonstrat că profilele de viteză în formă de S, deci cu inflexiuni, au o tendință specială pentru nestabilitate. Valoarea critică Re_{δ} devine cu atît mai mică cu cît profilul vitezei are inflexiuni mai accentuate.

Din expresia profilului vitezei, stabilită pentru

o zonă foarte apropiată de perete,

$$\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)_{y=0} = 1/\eta \frac{\partial p}{\partial x}$$

se vede că dacă în lungul curentului are loc o creștere de presiune ($\partial p/\partial x > 0$) profilul vitezei este concav în vecinătatea peretelui și în consecință, apare o inflexiune care favorizează apariția turbulenței.

În cele ce urmează se vor descrie metodele uzuale de perturbare a regimului de curgere folosite pentru intensificarea transferului de căldură.

Vizualizînd vine de fluid s-a constatat că o turbulență generată de o perturbație oarecare se propagă de la sine în lungul curentului și la primele vârtejuri duse de curent în aval se adaugă totdeauna altele noi, în amonte.

Straturile de frecare întîrziate, care se formează la suprafața corpurilor, atît la curgerea lor laminară, cît și turbulentă, dau naștere în anumite condiții unor straturi de discontinuitate și de vârtejuri. Diferențe de presiune din fluidul exterior influențează și asupra stratului de frecare cu care acesta ajunge în contact. O cădere de presiune dirijată în sens contrar curgerii frînează curentul exterior și prin aceasta întîrzie și mai mult particulele deja lente din stratul de frecare. La consumarea completă a energiei lor cinetice, aceste particule sînt întoarse în sens invers curgerii curentului exterior. Deoarece de-a lungul peretelui este un aflux continuu de noi cantități de fluid frînate în amonte, se acumulează din ce în ce mai mult fluid frînat între perete și curentul exterior, astfel încît curgerea întîrziată se extinde repede detașînd

din ce în ce mai mult de perete curentul exterior. Stratul de discontinuitate, care a luat naștere în felul expus, se înfășoară în unul sau două vârtejuri care se propagă apoi în continuare în lungul curentului. Acest fenomen modifică

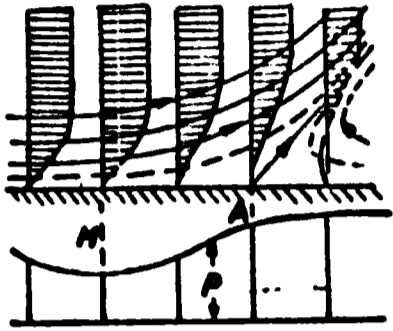


Fig.3.1

vârtejurilor [52].

Din punct de vedere hidrodinamic se caută evitarea desprinderilor de fluid, deoarece au consecințe nefavorabile asupra pierderilor, în timp ce pentru transferul de căldură apariția turbionilor cu intensificarea amestecării firelor de fluid și aplatizarea profilului de temperatură este favorabilă.

esențial repartiția presiunii pe corp nu numai în aval ci și în amonte.

În figura 3.1 este reprezentată o desprindere a vinei de fluid, produsă în modul descris mai sus și apariția

3.2.1. Rugozitatea

Din punct de vedere hidraulic este cunoscut faptul că prezența rugozității pereților țevii poate modifica legile mișcării fluidelor prin țevi. Numărul parametrilor introduși de rugozitate este foarte mare (înălțimea rugozității, forma ei, densitatea de distribuție pe suprafața țevii etc.) astfel încât cercetările în acest domeniu sînt extrem de dificile. Numeroase date experimentale au scos în evidență existența a două tipuri de rugozitate: unul la care coeficientul de rezistență λ depinde numai de rugozitatea relativă k/r_0 , unde k este înălțimea rugozității iar r_0 raza țevii și altul, la care coeficientul de rezistență depinde atât de rugozitatea relativă, cît și de numărul Re . Primul tip se întâlnește la rugozități mari și dese (grăunți mari de nisip, ciment, fier brut), iar al doilea tip la rugozități de înălțimi mici, cu densități de repartiție reduse (țevi de lemn, țevi de fier comerciale uzuale etc.)

Dacă se introduce un parametru adimensional pentru caracterizarea influenței rugozității, k/δ_e , în care δ_e este grosimea stratului limită aderent la pereți, se pot trage concluzii în ceea ce privește influența rugozității asupra rezistențelor hidraulice. La valori subunitare ale parametrului k/δ_e ($k < \delta_e$), deci pentru rugozități care se găsesc în interiorul stratului limită aderent, rugozitatea nu dă o majorare a rezistenței și conducta se comportă ca o conductă hidraulic netedă. Deci la curgere laminară țevii

vile rugoase se pot trata ca "hidraulic netede". În $k > \delta_e$ apar sporiri ale rezistențelor hidraulice [54].

Măsurătorile lui Nikuradze [37] efectuate asupra unor țevi de secțiune circulară cu rugozități create artificial prin lipirea de grăunți de nisip, de diferite mărimi, pe peretele țevilor, au scos în evidență trei domenii (fig.3.2)

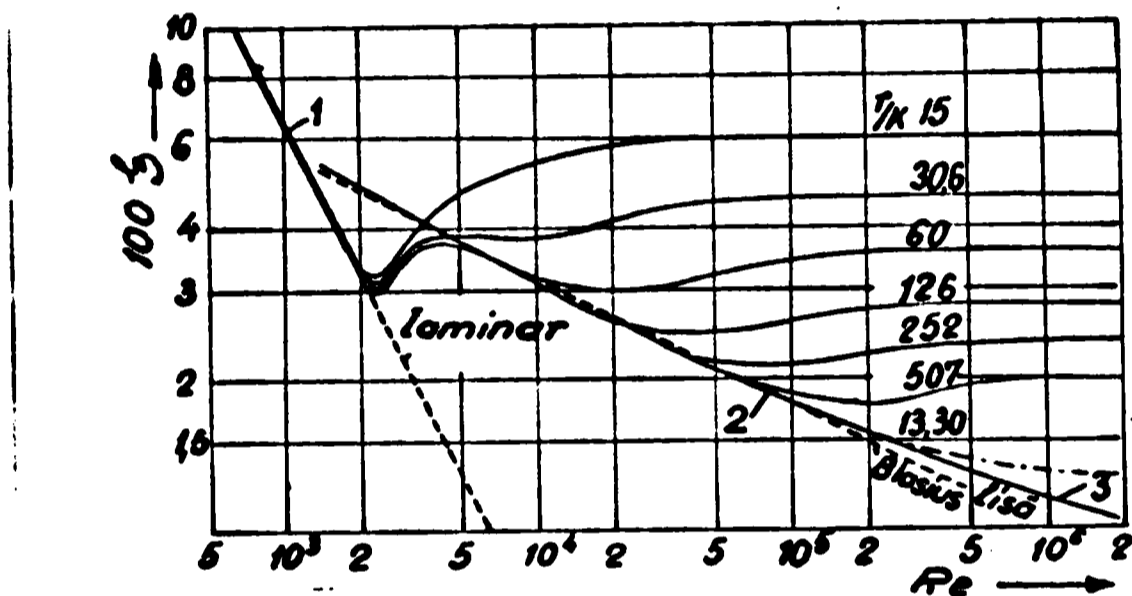


Fig.3.2

- hidraulic neted, la care $0 \leq k/\delta_e \leq 5$, $\lambda = f(Re)$ reprezentat de curba (2), ($Re \leq 10^5$) corespunde formulei empirice dată de Blasius [28] ($\lambda = 0,3164/Re^{-1/4}$) și curba (3) corespunde legii de rezistență universală pentru țevi netede ($\lambda^{-2} = 2 \log(R\sqrt{\lambda}) - 0,8$)
- domeniul de tranziție $5 \leq k/\delta_e \leq 70$ (porțiunile de curbă cu panta diferită de zero), în care $\lambda = \lambda(Re, k/r_0)$
- complet rugos, $k/\delta_e > 70$, în care $\lambda = \lambda(k/r_0)$

Curba (1) corespunde regimului laminar, în care $\lambda = 64/Re$

Din cele de mai sus rezultă că în cazul rugozității-

lor relative mici, rugozitățile pereților nu constituie perturbații generatoare de turbioni și numai după depășirea unor "valori critice" apar vârtejurile care apoi se propagă în curent.

Este de presupus că influența rugozității asupra transferului termic va apare numai deasupra acestor valori critice, atunci când ea creează condiții de apariție a turbionilor. Este de menționat faptul că pentru aceeași rugozitate relativă apariția turbionilor depinde de numărul Re ; la creșterea lui Re stratul laminar se subțiază și rugozitatea îl poate depăși, astfel încât se produce o perturbare amplificată a stratului care, în mod implicit, dă naștere la turbioni.

De asemenea trebuie subliniat faptul că în regim de curgere laminar rugozitatea nu influențează asupra transferului de căldură.

Coeficientul de convecție de partea suprafeței rugoase prezintă și o creștere aparentă față de țeava lisă, deoarece el se calculează raportat la suprafața corespunzătoare diametrului de bază al țevii, care evident este mai mică decât suprafața cu rugozități [55].

Nunner [56] a făcut cercetări sistematice cu aer într-o țeavă cu diametrul de 50 mm al cilindrului de bază cu puternice rugozități artificiale. La o țeavă nouă, tumată, lucrând la $Re = 10000$, a găsit că transferul de căldură a crescut cu oca 10 % față de o țeavă lisă. Rugozitatea obișnuită a țevilor comerciale are o influență foarte mică asupra coeficientului de convecție și devine neglijabilă la valori moderate ale lui Re .

În figura 3.3 sînt prezentate rezultatele cercetărilor efectuate pentru determinarea transferului de căldură la curgerea aerului printr-un preîncălzitor cu plăci pe care s-a realizat o rugozitate artificială. Plăcile lise s-au dispus la o distanță de 20 mm unele de altele ; prin creșterea rugozității artificiale distanța între planele imaginare tangente la vîrfurile rugozității

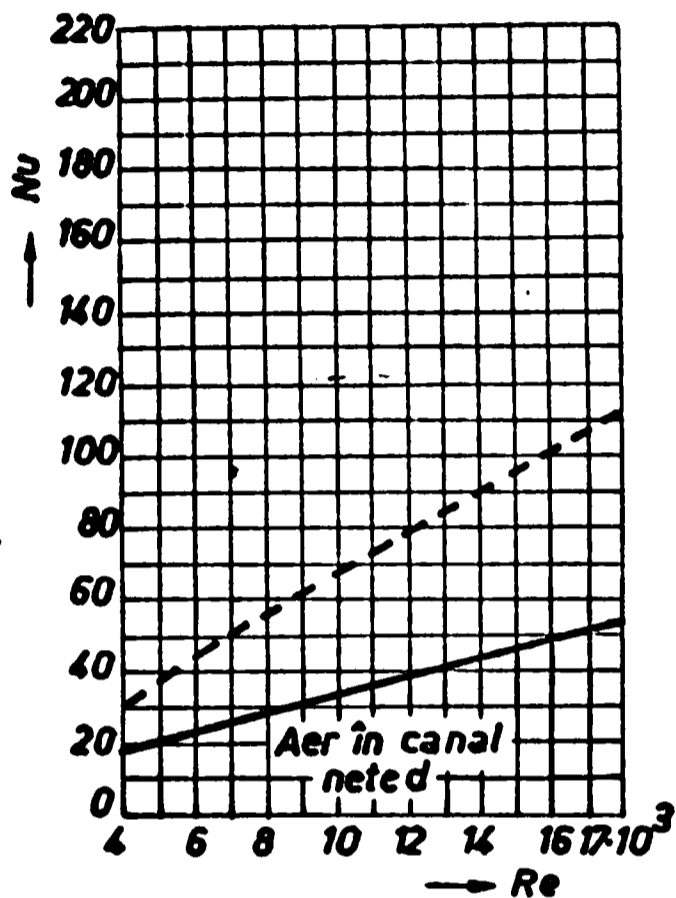


Fig.3.3

la vîrfurile rugozității a scăzut pînă la 10,2 mm. Pentru comparație s-a introdus în diagramă variația lui Nu pentru țevi lise pentru $Pr = 0,72$. Dacă se trasează o linie care limitează inferior zona punctelor măsurate se găsesc valori ale lui Nu aproape duble decît cele corespunzătoare țevii lise. Valorile măsurate sînt cu atît mai mari cu cît distanța dintre planele imaginare este mai mică, datorită creșterii rugozității artificiale. Valorile foarte mari ale lui Nu determinate experimental nu se recomandă a fi folosite. Este de observat faptul că la diametre sau distanțe mai mari ale plăcilor coeficienții de convecție nu mai cresc în aceeași măsură ca pentru cazul prezentat.

La regimul de curgere turbulent prin folosirea suprafețelor rugoase transferul de căldură poate fi dublat față de cel al suprafețelor netede, simultan cu aceasta apare însă și o majorare a pierderilor de presiune, după cum au scos în evidență experiențele a numeroși cercetători [58], [59], [60], [61], [62]. Glaser [61] și Walger [62] au stabilit criterii de evaluare, care permit să se aprecieze când poate fi considerată economică folosirea suprafețelor rugoase la construcția schimbătoarelor de căldură.

Din cele expuse mai sus se vede că pentru regimul de curgere laminar rugozitatea nu influențează transferul de căldură, decât eventual prin mărirea suprafeței. Majorarea suprafeței este însă relativ mică, astfel încât transferul suplimentar de căldură este cu totul neglijabil.

3.2.2. Curgeri secundare

Prin "curgeri secundare" Prandtl [52] definește curgerile transversale dirijate perpendicular pe curgerea principală, care apar ca un efect al unei deviații provocate de o cădere de presiune laterală.

Dacă un fluid care curge de-a lungul unui perete suferă paralel cu peretele o deviație, ca efect al unei căderi de presiune laterală, straturile vecine peretelui sînt deviate mai puternic decît firele de fluid mai îndepărtate, datorită vitezei mai mici pe care o posedă. Frecarea la perete și efectul antrenării curentului exterior, împreună cu efectul de accelerație menționat, produc o deviere a stratului de frecare înspre zonele cu presiune mai coborîtă, sub un unghi de pînă la 45° la curgeri laminare și pînă la $25...30^\circ$ la curgerile turbulente [52].

Fenomenul descris poate fi conceput ca o suprapunere a curgerii principale și a unei "curgeri secundare", dirijată perpendicular pe ea. Din motive de continuitate, curgerea secundară nu se limitează numai la stratul de frecare, ci cuprinde și curgerea nucleului pe care-l poate influența sensibil.

La curgerea unui fluid printr-un cot, curentul din raza centrală a cotului, datorită vitezei sale mai mari, tinde mai repede spre o curgere rectilinie, în timp ce firele din vecinătatea pereților, mult mai lente, sînt puternic deviate spre interiorul cotului. În cot apare o curgere secundară care se suprapune peste cea principală, dirijată în apropierea peretelui spre interior, iar de la centrul tubu-

flui spre exterior (fig.3.4), punctul de viteză maximă se/ deplasează mult înspre exterior.



Fig.3.4

mai mare, sînt presate înspre exterior datorită forței cen- trifuge, în timp ce cele din apropierea pereților, mai len- te, sînt dirijate spre centrul curburii.

La curburi mai pronunțate profilul vitezelor este modificat în întregime datorită curentului secundar ; vi- teza maximă este deplasată în apropierea peretelui exte- rior. Curentul secundar ia naștere într-un fel de strat li- mită din apropierea pereților.

Pe bază de încercări White [63] a constatat că re- zistența hidraulică - la curgere laminară - într-un tub curbat poate fi calculată cu ajutorul formulei pentru curge- rea prin țevi drepte prin multiplicarea ei cu o funcție $f(D)$, în care

$$D = \frac{1}{2} Re \sqrt{\frac{r}{R}}$$

unde r este raza țevii, iar R - raza cotului.

Pentru $D < 20$, $f(D) \approx 1$, iar pentru $20 < D < 1000$ se poate utiliza expresia aproximativă

$$f(D) = 0,37 D^{0,36} \quad (3.4)$$

Jeschke [64] a determinat experimental rezistența

Aerului comprimat la trecerea prin țevi răsucite, cu diametrul interior de 35 mm, cu două spire ($D = 630$ mm) și cu șase spire ($D = 210$ mm), (fig.3.5), în regim de curgere

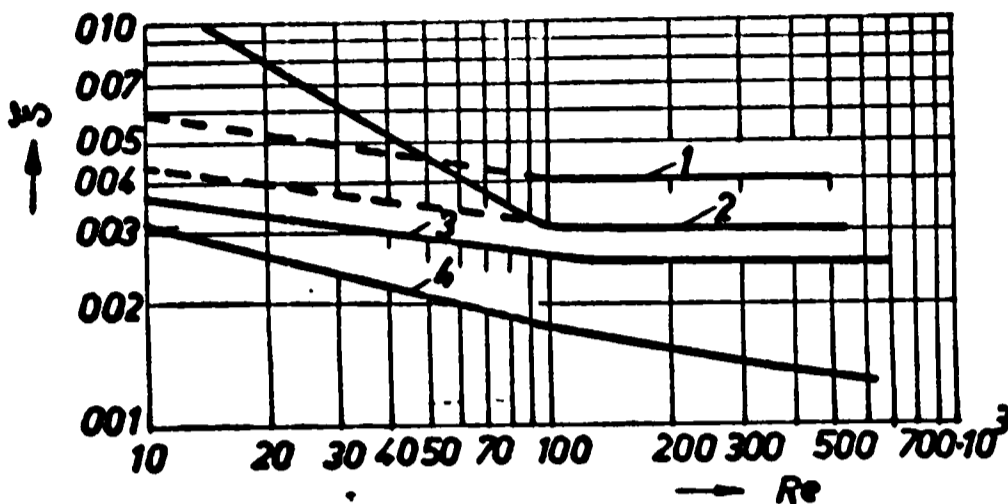


Fig.3.5

turbulent. In figura 3.5 curbele (1) și (2) reprezintă rezistențele măsurate, curba (3) reprezintă țeava dreaptă rugoasă și curba (4) țeava

dreaptă lisă. Hausen [65] propune o dependență lineară a coeficientului de rezistență ζ_c în funcție de raportul a-dimensional r/R , de forma :

$$\zeta_c = \zeta (1 + 3,75 r/R) \quad (3.5)$$

Linia întreruptă (2'), situată mult sub domeniul datelor măsurate (2), pune încă sub semnul întrebării valabilitatea relației lui Hausen pentru domeniile de curgere cu $Re < 10^5$.

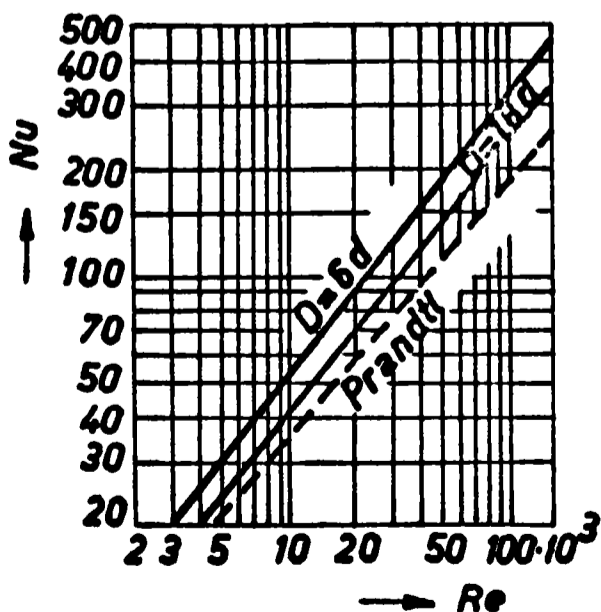


Fig.3.6

Pentru aceleași țevi Jeschke a determinat experimental și transferul de căldură. In figura 3.6 este trasată pentru comparație și variația lui Nu calculată cu expresia lui Prandtl pentru țevi drepte, la $Pr = 0,72$:

$$Nu = \frac{0,0395 Re^{3/4} Pr}{1 + 0,2 Re^{-1/8} (\theta_g - \varphi_g)} \quad (3.6)$$

în care

θ_g , căderea de temperatură în apropierea pereților, este dată de relația :

$$\theta_g = Pr \left[1,5 + \frac{14}{Pr-1} \ln \frac{0,1863 + \frac{Pr}{Pr-1}}{1 - \frac{Pr}{Pr-1}} \right] \quad (3.7)$$

și $\xi_g = 12,9$, un raport adimensional care caracterizează viteza.

Din figura 3.6 se vede că prin micșorarea razei de curbură a coturilor coeficientul de convecție se majorează într-un raport aproape constant. Comparînd țevile cu caturi cu țeava dreaptă rezultă o creștere a transferului de căldură, cu atît mai pronunțată, cu cît valorile Re sînt mai mari.

Din figurile 3.5 și 3.6 se poate observa că rezistențele hidraulice sînt mai puternic influențate de prezența coturilor decît transferul de căldură, îndeosebi la numere Re mici ; la $Re = 10^5$ pentru $D = 18$ d, creșterea lui Nu este de cea 30,5 % și a coeficientului de rezistență ξ de 67 %, iar la $Re = 20 \cdot 10^3$ creșterea lui Nu este de abia de 20,7 %, în timp ce cea a coeficientului de rezistență de 280 %.

Literatura de specialitate de care a dispus autorul nu conține alte date în legătură cu influența coturilor asupra coeficientului de convecție termică, în afara celor prezentate.

Cercetările lui Jeschke în privința transferului de căldură sînt făcute doar pentru două curburi de caturi și se opresc la $Re = 1,3 \cdot 10^5$, iar în privința rezistențelor hidraulice pînă la $Re = (6...7)10^5$. Tinînd seama de variația lineară $\log Nu = f(\log Re)$ într-un domeniu destul de

larg, $Re = (0,03...1,3)10^5$, stabilit experimental, printr-o extrapolare s-ar părea și la valori mai mari ale lui Re , din cauza divergenței mici dintre dreptele corespunzătoare țevii drepte și a țevilor cu coturi, creșterea valorii coeficientului de convecție este mai mică decât cea a coeficientului de rezistență ζ . Totuși trebuie remarcat (fig.3.5) că pentru $Re > 10^5$ divergența curbelor $\log \zeta = f(\log Re)$ este mai mică decât în domeniul $Re < 10^5$, astfel încât creșterea coeficientului de rezistență ζ este mai puțin pronunțată. Deoarece aprecierea unui schimbător de căldură se poate face numai dacă se iau în considerare atât factorii termici cât și cei hidraulici, s-ar părea că în domeniul $Re = (0,5...3)10^5$, pentru extremele cărora coeficientul de rezistență se dublează, s-ar plasa condițiile cele mai favorabile de funcționare ale unor asemenea schimbătoare de căldură la curgeri turbulente.

Desigur că prin extrapolarea făcută și legitatea admisă pentru $Nu = f(Re)$ mult în afara datelor experimentale, concluziile autorului acestei lucrări, pot avea numai un caracter orientativ. Trebuie de asemenea menționat faptul că Jeschke a efectuat experiențele sale, cu aer, numai pentru două raze de curbura, astfel încât nu se pot face extrapolări în ceea ce privește creșterea transferului termic la alte fluide și nici pentru coturi cu alte curburi. Numai experiențe noi în acest domeniu pot duce la rezultate concludente.

Deoarece influența coturilor este deosebit de mare la curgerea laminară (pag.19) și se manifestă printr-o amestecare pronunțată a firelor de fluid, autorul acestei

Lucrări este de părere că și transferul de căldură este mai puternic influențat decât în cazul curgerii turbulente. Curgerea secundară, care provoacă amestecarea puternică a firelor de fluid crează în curent, printr-un transport de masă, o convecție naturală intensă care contribuie la majorarea transferului de căldură. Lipsa de date în acest domeniu nu permite să se facă decât aprecieri calitative din punct de vedere termic.

Păreșea exprimată mai sus este confirmată de prospecte recente ale unor fabrici constructoare de schimbătoare de căldură, în care sînt prezentate aparate cu țevi în serpentină, cu raze de curbură foarte mici, avînd performanțe deosebit de ridicate.

Se pare că în acest domeniu se poate deschide un vast cîmp de cercetare.

3.2.3. "Umpluturi" introduse în țevi

Introducerea în interiorul țevelor de corpuri cilindrice sau sferice (umpluturi), de diferite materiale, îmbunătățește sensibil transferul de căldură. Umpluturile produc o amestecare intensificată a curentului de fluid și viteza corespunzătoare aceleiași mase se mărește prin micșorarea volumului liber de trecere. Totodată suprafața exterioară a corpului de umplură preia căldura pe care o transferă prin radiație și conducția pereților și suprafețelor de contact [66].

Cercetări cu privire la influența umpluturilor asupra transferului de căldură au fost efectuate de mulți cercetători. La cercetările lui Colburn [67], Leva [68],[69], [70] și Kling [71] s-au folosit țevi verticale cu diametre cuprinse între 12 și 76 mm umplute cu bile din sticlă, porțelan, zinc, oțel, cu diametre între 3,2 și 25 mm, cu inele Raschig cu diametre între 9 și 12 mm, cu pietricele de siliciu sau cilindri cu dimensiuni de același ordin de mărime. În experiențele menționate mai sus s-a folosit ca agent termic aerul.

Rezultatele experiențelor au arătat că prin folosirea umpluturilor coeficientul de convecție crește de 6... 7,5 ori față de țeava goală cu același diametru și la aceleași cantități de fluid. În același timp însă, căderile de presiune au crescut de câteva sute de ori [67],[72].

Exprimarea coeficientului de convecție cu o expresie asemănătoare cu cea folosită la țevi goale, de forma

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$$

este foarte dificilă din mai multe motive :

a) In expresia lui Re unii cercetători iau în considerare diametrul țevii, iar alții diametrul unei piese de umplură.

b) S-au făcut pînă în prezent, numai măsurători pentru aer, astfel încît valoarea lui n este foarte incertă.

c) Pentru valoarea lui m o serie întreagă de cercetători : Colburn [67], Kling [71], Leva [68][69][70], Saunders și Ford [73], au găsit valori diferite, cuprinse între 0,6...1. Schumacher [74],[79] consideră că pentru funcția $Nu = f(Re)$ exponentul se modifică cu Re .

Măsurătorile efectuate de Singer și Wilhelm [75], Yagi și Wakao [77] au scos în evidență dependența lui m de valoarea numărului Re ; Chu și Storrow [77] au găsit că în domeniul inferior al turbulenței $m = 1,17$, iar la valori mai mari ale lui Re intervine influența diametrului țevii și a raportului l/d .

La cele de mai sus se adaugă influența așezării umpluturii față de pereți, care conduce la distribuții diferite ale curentului, modificări ale căderilor de presiune și ale transferului de căldură.

Asupra influenței conductivității λ a materialului umpluturii, părerile sînt foarte împărțite. Colburn [67] consideră că nu se poate stabili nicio deosebire. Schumacher [74], Yagi și Walkao [76] sînt de părere că materialul umpluturii ar avea o influență neglijabilă. Kling [78] observă o majorare importantă a transferului de căldură la

umpluturi cu bile de oțel față de sticlă, îndeosebi sub domeniul de turbulență. Efectuând numeroase experiențe cu oțel, zinc, aluminiu și cupru Leva [69] a constatat mărirea transferului de căldură la majorarea conductivității termice λ a materialului folosit, iar Chu și Storrow [77] au găsit din cercetări proprii și din cele ale lui Leva că influența lui λ este diferită în domeniul valorilor mici și mari ale lui Re .

Din reprezentarea variației lui Nu în funcție de Re_k (criteriul Re raportat la diametrul grăuntelui de umplură d_k și la viteza medie a curentului, iar Nu la diametrul țevii) trasate pentru diferite materiale, se vede că la valori mari ale lui Re , pentru metale cu conductivitate termică redusă (Al), curbele nu diferă mult față de cele pentru sticlă.

La turbulențe reduse în schimb, probabil din cauza apariției unui schimb de căldură prin conductivitate, de la particulă la particulă și o oarecare radiație termică, care măresc transferul de căldură, apar diferențe între curbele corespunzătoare diferitelor materiale.

Kling [66] consideră regim pur turbulent pentru $Re_k \gg (200 \dots 300)$, de tranziție pentru $Re_k = (10 \dots 200)$ și pur laminar pentru $Re_k < 10$.

Încercările mai noi - efectuate în țevi scurte - au scos în evidență o influență mult mai accentuată a efectului de capăt asupra transferului de căldură la țevi cu umplură decât la țevile goale. Probabil că aici acționează puternic conducția și radiația, ca o punte de legătură între peretele cald al țevii și curentul de fluid [66].

La încercările mai vechi nu s-a putut scoate în evidență influența lui λ tocmai datorită faptului că ele erau efectuate cu țevi lungi în care cîmpul de temperatură

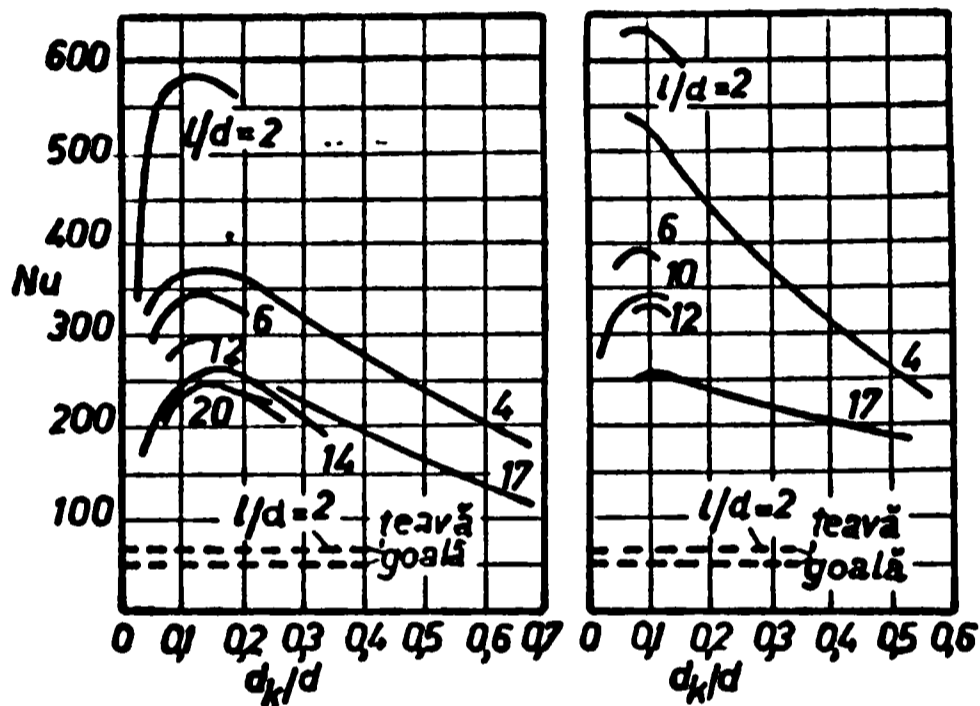


Fig.3.7

era deja stabilizat. Din figura 3.7 se observă influența puternică a efectului de capăt o dată cu scăderea raportului l/d și influența lui λ (diagrama din partea stîngă corespunde unor bile din materiale cu conductivitate mică - sticlă, porțelan - iar cea din dreapta pentru bile din oțel).

Explicația trecerii curbelor printr-un maxim este dată de Schumacher [74] și completată de Kling [66]: La d_k mic, peretele puternic acoperit de bile împiedică transferul de căldură la fluid și la d_k mare apar spații moarte numeroase, cu gaz în repaos.

Schumacher [74],[79] a făcut o analiză amănunțită a rezultatelor diferiților cercetători și ale măsurătorilor proprii. Raportînd și numărul Re la diametrul țevii d , a găsit o analogie perfectă între $Nu = f(Re)$, între țevile goale și țevile cu umplutură (fig.3.8)

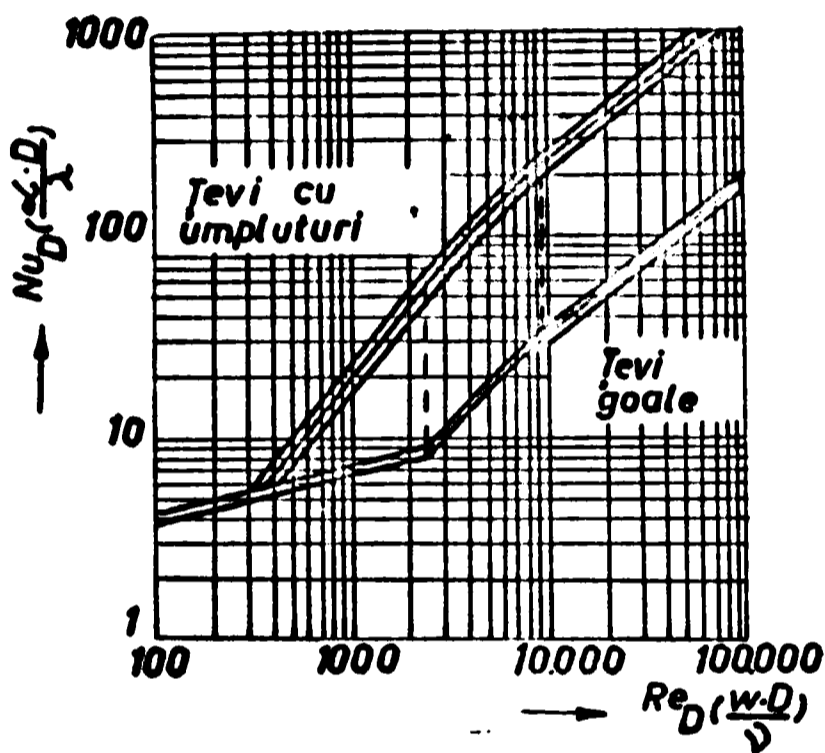


Fig.3.8

ale lui Re , apreciază că un al treilea punct trebuie să apară și în regimul de curgere laminar pentru $Re = 300...400$

Paralelismul curbelor evidențiază limitarea regimurilor de curgere laminar ($Re \leq 2300$), de tranziție ($Re = 23000...9200$) și turbulent ($Re > 9200$), atât la țevile goale cât și la cele de umpluturi în aceleași domenii.

Deoarece și la țevi cu umpluturi curgerea este laminară pentru $Re < 2300$, creșterea transferului de căldură la țevi cu umplutură nu se poate datora turbulenței. Caracteristic pentru acest regim de curgere este variația lineară a căderii de presiune în funcție de viteză pînă la $Re = 2300$

Din diagrama (fig. 3.8) [74] se vede că atât pentru țevile goale, cât și pentru cele cu umpluturi, apar două puncte caracteristice de întretăiere ale dreptelor $Nu = f(Re)$ pentru aceleași valori ale lui Re (2300 și 9200). Schumacher, considerînd că este imposibil ca umpluturile să nu influențeze transferul de căldură și la valori mai mici

și stabilirea profilului parabolic al vitezei. Totuși câmpul de temperatură indică că deja de la valori ale lui $Re = 200 \dots 300$ începe o trecere către curgere turbulentă, pe care Schumacher [74] o numește "curgere pseudoturbulentă împletită". Firele de fluid paralele sînt "împletite" de către corpurile de umplutură și dirijate înspre axa curentului, iar alte fire le iau locul. Transportul de căldură înspre axa curentului este în felul acesta intensificat și diferența de temperatură între perete și fluid mărită, ceea ce conduce la majorarea transferului de căldură.

Este de menționat faptul că în literatura de specialitate, care i-a stat la dispoziție autorului lucrării, nu s-au găsit date care să confirme presupunerile lui Schumacher în ceea ce privește influența umpluturilor asupra transferului de căldură în regimul de curgere laminar. Este evident însă că dacă experiențele efectuate pentru curgeri prin țevi cu umpluturi în regim laminar vor confirma presupunerile lui Schumacher ținînd seama de creșterea lineară a pierderilor de presiune cu viteza pentru acest domeniu, țevile cu umpluturi ar putea căpăta o prețioasă utilizare în construcția schimbătoarelor de căldură. Pînă în prezent problema transferului de căldură în țevi cu umpluturi prezintă importanță pentru schimbătoare de căldură în industria chimică (coloane de adsorbție, diferite uscătoare) și la schimbătoare de căldură regenerative.

3.2.4. Influența aripioarelor asupra transferului de căldură

Pentru majorarea schimbului de căldură între cei doi agenți termici una dintre metodele cele mai des utilizate la construcția schimbătoarelor de căldură compacte constă din aripirea suprafețelor încălzitoare ale acestora.

Aripioarele constituie adăosuri de corpuri de diferite forme și dimensiuni dispuse pe suprafețele netede, plane sau rotunde, ale suprafețelor încălzitoare. Ele pot constitui corp comun cu suprafețele de bază, prin construcție, sau pot fi corpuri separate, din același material sau material diferit, aplicate prin diferite metode (calare, sudare, lipire) pe suprafețele de bază. Aripioarele pot să aibă suprafața netedă, sau cu diferite ondulații; ele pot fi continue sau întrerupte.

Prin aripirea suprafețelor schimbătoarelor de căldură se majorează suprafața încălzitoare și prin aceasta crește transferul de căldură corespunzător unei suprafețe de bază dată; evident că prin aceasta, pentru un același volum al schimbătorului de căldură, schimbul global de căldură se mărește și eficacitatea termică crește.

Dacă în general prin aripire majorarea transferului de căldură se datorește creșterii suprafeței încălzitoare, la forme speciale ale aripioarelor se realizează o majorare a transferului de căldură și prin mărirea coeficientului de convecție. De exemplu prin întreru-

perea și creșterea unei aripioare, cu răsfrîngerea unei fișii de material în direcția curentului de fluid la anumite intervale, se conturbă stratul limită și se sporește intensitatea transferului de căldură în comparație cu suprafețele netede, expuse unor condiții de mișcare identică. De regulă, cu cît se produce mai des perturbarea artificială a stratului limită, cu atît este mai mare coeficientul de transfer, deși concomitent crește și coeficientul de rezistență hidraulică. Cu toată creșterea coeficientului de rezistență hidraulică, asemenea suprafețe necesită consumuri mai mici de energie pentru învingerea rezistențelor hidraulice pentru atingerea valorii coeficientului de convecție, care ar coincide cu cel corespunzător unor nervuri cu suprafețe netede"[1].

Deoarece densitatea schimbului de căldură depinde de fluidul cu coeficientul de convecție mai mic, se aripează suprafața încălzitoare în contact cu acesta. Uneori, însă, cînd ambele fluide au coeficient de convecție mic (gaze), se dispun aripioare pe ambele suprafețe încălzitoare. La construirea unor asemenea schimbătoare de căldură există o largă posibilitate de combinare a unor suprafețe aripate, de diferite forme, în funcție de proprietățile specifice ale agenților termici, adoptîndu-se suprafața cea mai potrivită. Pentru suprafețe de bază plane Kays și London [1] prezintă 33 de variante și pentru cele tubulare 40 de variante, care pot fi combinate între ele astfel încît să dea un schimbător de căldură complex.

Folosirea de suprafețe aripate în locul suprafețelor netede depinde de condițiile tehnico-economice specifice: volum, greutate, consum de material, preț de cost și de exploatare etc.

În general, independent de forma aripioarei, sînt anumite condiții și caracteristici valabile pentru toate aripioarele.

a. Eckert [11] arată că folosirea aripioarelor este numai atunci indicată, cînd cedarea de căldură de către o aripioară crește odată cu creșterea înălțimii ei (fig. 3.9); în caz contrar ea trebuie să fie cît mai

scurtă sau eventual chiar să se suprimă.

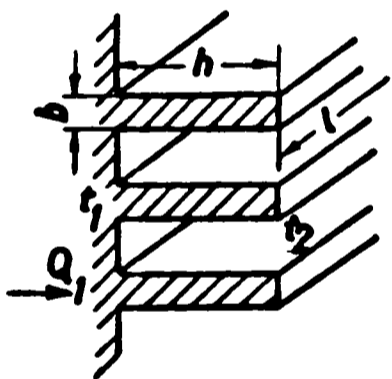


Fig. 3.9

Limita utilității unei aripioare corespunde situației pentru care cedarea de căldură, pentru material și dimensiuni date, nu se schimbă în funcție de înălțimea aripioarei, deci

$$\frac{dQ_1}{dh} = 0 \quad (3.8)$$

Din această condiție rezultă după Eckert că folosirea unei aripioare este utilă atunci cînd

$$\frac{2\lambda}{\alpha \delta} > 5 \quad (3.9)$$

b. Pentru ca prin micșorarea grosimii aripioarei, care după cum se vede din relația (3.9) este favora-

bilă, căldura totală cedată de suprafața aripată să rămână constantă, distanța dintre aripioare trebuie să scadă. Distanța minimă dintre două aripioare nu trebuie să fie mai mică decât dublul grosimii stratului limită care se formează în jurul aripioarei, pentru ca acestea să nu se unească măbind în felul acesta rezistența termică.

c. Cedarea maximă de căldură cu consum minim de material al unei aripioare, atunci când secțiunea ei este aceeași, se obține după E. Schmidt [80] pentru înălțimea h , care satisface relația

$$\frac{h}{\delta/2} = 1,419 \sqrt{\frac{2\lambda}{\alpha \delta}} \quad (3.10)$$

d. Materialul cel mai economic pentru confecționarea unei aripioare este acela pentru care raportul dintre căldura pe care o cedează aripioara, Q_1 , și cea care s-ar ceda de către suprafața netedă de arie egală cu secțiunea bazei aripioarei ($b\ell$), Q , are valoarea :

$$\frac{Q_1}{Q} = 0,889 \sqrt{\frac{2\lambda}{\alpha \delta}} \quad (3.11)$$

e. Forme diferite de aripioare duc la consum de material diferit. E. Schmidt [80] arată că prin folosirea unor aripioare de secțiune longitudinală, pentru aceeași căldură cedată, ^{se} aduce o economie de material de 44 % față de o aripioară cu secțiune longitudinală dreptunghiulară.

Consumul de material pentru aripioare de sec-

țiune longitudinală dreptunghiulară rezultă din relația, dedusă de E. Schmidt :

$$A_1 = \frac{2,109}{4l^3 \alpha^2 \lambda} \left(\frac{Q_1}{\mathcal{J}_1} \right)^3 \quad (3.12)$$

în care A_1 este secțiunea transversală a aripioarei ($A_1 = \delta l$) și \mathcal{J}_1 este diferența de temperatură, impusă, dintre aripioară și fluid.

Din relația (4.11) se vede că este utilă împărțirea secțiunii A_1 în cât mai multe aripioare mici, deoarece la o dublare a căldurii cedate Q_1 , secțiunea crește de opt ori. Dacă se folosesc două aripioare de secțiune egală cu cea inițială, este suficient să se majoreze secțiunea numai de două ori.

Relația (4.11) permite totodată să se compare eficacitatea unor materiale diferite pentru suprafețe aripate. Secțiunea transversală este invers proporțională cu λ , deci greutatea direct proporțională cu ρ/λ .

O condiție esențială pentru ca aripioara să aibă o eficacitate maximă este ca între baza ei și suprafața încălzitoare de bază contactul să fie cât mai intim. Desigur că din acest punct de vedere situația optimă o prezintă aripioarele care fac corp comun cu suprafața de bază.

De-a lungul unei aripioare, de la bază spre vîrf, temperatura scade astfel încît căldura (Q'_p) cedată de aceasta este mai mică decît căldura (Q_p) care ar putea fi cedată la același coeficient de convecție, dacă supra-

fața aripioarei ar avea peste tot temperatura bazei. Caracterizarea aripioarei din punct de vedere al eficacității transferului de căldură sub acest aspect se face prin randamentul * ei, definit ca raport al celor două călduri :

$$\eta_p = \frac{Q_p'}{Q_p} \quad (3.12)$$

La întreruperi ale contactului dintre aripioară și suprafața de bază, prin golurile formate căldura se transmite de la suprafață spre baza aripioarei prin convecție și radiație.

Cercetările lui Ross și Stoute [81] au arătat că această căldură este neglijabil de mică pe lângă căldura care s-ar transmite aripioarei prin conducție prin locurile de contact suprimate.

Comportarea unei asemenea aripioare se poate caracteriza prin randamentul η_{po} :

$$\eta_{po} = \frac{Q_{po}}{Q_p} \quad (3.13)$$

în care Q_{po} este căldura cedată de aripioara cu goluri.

O mărime caracteristică a aripioarei cu goluri la locurile de contact cu suprafața de bază, care reflectă căldura cedată de ea în raport cu cea pe care ar ceda-o în cazul unui contact perfect, este dată de raportul celor două randamente :

* Randamentul aripioarei se tratează amănunțit în cap. 4.3

$$\xi = \eta_{po} / \eta_p = \frac{q_{po}}{q_p} \quad (3.14)$$

Stephan [82] arată că pentru țevi ξ poate fi exprimat sub forma :

$$\xi = f\left(\frac{d_p}{d}; \sqrt{\frac{2\alpha(x=h)}{\lambda_p \delta_1}} d; \frac{h}{a}; n; \frac{s}{u}\right) \quad (3.15)$$

în care d e diametrul exterior al țevii, d_p al aripioarei; $u = \pi d$ este circumferința țevii, s lungimea unei întreruperi și n numărul de întreruperi.

Determinarea analitică a valorii funcției ξ (3.15) este foarte greoaie și se preferă în acest scop folosirea analogiei electrice.

Servindu-se de modele electrice analoage Stephan [82] a găsit că prin goluri mici și numeroase eficacitatea schimbului de căldură scade mai puțin decât la goluri puține dar de dimensiuni mari. Chiar dacă sînt go-

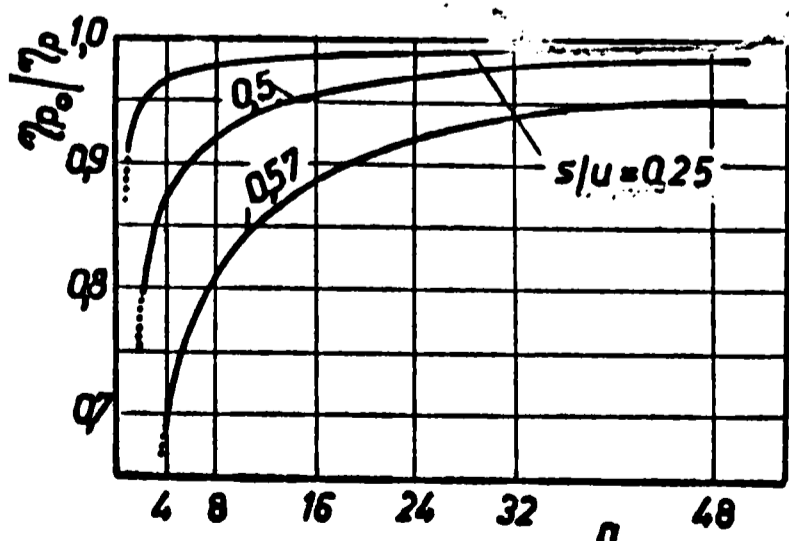


Fig. 3.10

luri mari eficacitatea lor scade sensibil numai atunci cînd lungimea lor raportată la circumferința țevii are valori mari.

Creșterea eficacității printr-o lipire ulterioară, în deosebi la aripioare mici, este lipsită de importanță în raport cu creșterea costu-

lui.

In fig. 3.10 este reprezentată eficacitatea unor aripioare cu contact slab, pentru diferite rapoarte d_p/d , în funcție de raportul dintre întreruperi și circumferința țevii. Cu cât d_p/d este mai mic cu atât influența întreruperilor este mai redusă, datorită faptului că rezistența totală la aripioare scurte este foarte mare; o rezistență suplimentară la baza aripioarei influențează mai puțin asupra rezistenței totale la aripioare scurte decât la aripioare lungi.

Din fig. 3.11, în care este reprezentat ξ în funcție de numărul întreruperilor n pentru diferite valori ale raportului s/u , se vede că,

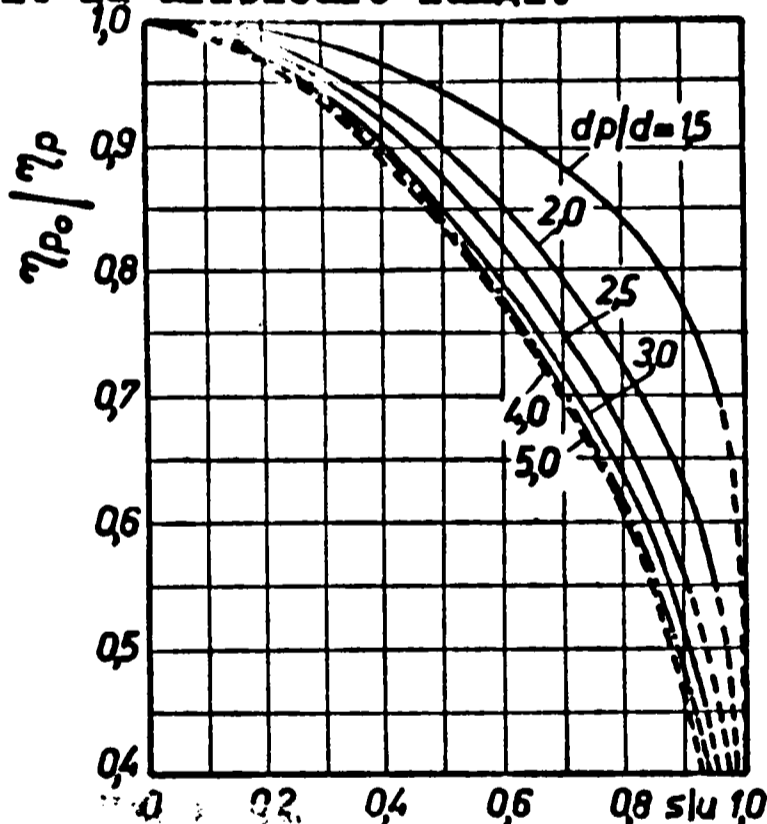


Fig. 3.11

la un număr foarte mare de întreruperi, randamentul aripioarei tinde spre o valoare limită care se apropie de cel al aripioarelor cu contact perfect. Deci aripioarele fretate și cele înfășurate pe țeavă au o comportare foarte bună din punct de vedere termic.

Literatura de specialitate este foarte bogată în tratarea problemei aripioarelor exterioare [8], [9], [1], [20], [80], [81], [82], [83], [84], [85], [86], [87], [88], [89] etc, atât din punct de vedere teoretic cât și experimental,

dar tratează foarte puțin problema schimbătoarelor de căldură cu țevi aripate interior.

Aripioarele interioare sînt confecționate în general din tablă subțire (cupru, aluminiu, alamă, fier), sau din spirale de sîrmă de diferite dimensiuni, din aceleași materiale. Aripioarele au diferite forme : unele sînt simple stelute cu 4-8-10 plăci dispuse radial în jurul unor bare coaxiale cu țeava (fig.3.12), iar altele pot avea forme foarte complicate (fig. 3.13). Aripioarele sînt fixate de țeavă fie prin fretare, fie prin lipire.

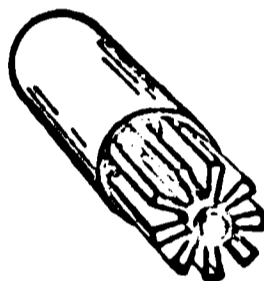


Fig. 3.12

Efectul aripioarelor interioare asupra trans-

ferului de căldură este similar cu cel al aripioarelor exterioare : majorarea

suprafețelor încălzitoare și a coeficientului

de convecție. Spre deosebire însă de aripioarele

exterioare, la curgerea fluidului prin țevi aripate interior apar foarte mulți factori care intervin,

schimbînd complet caracterul curgerii caracteristic unei țevi goale cu pereți netezi, fie că e vorba de o curgere laminară, fie că e vorba de o curgere turbulentă.

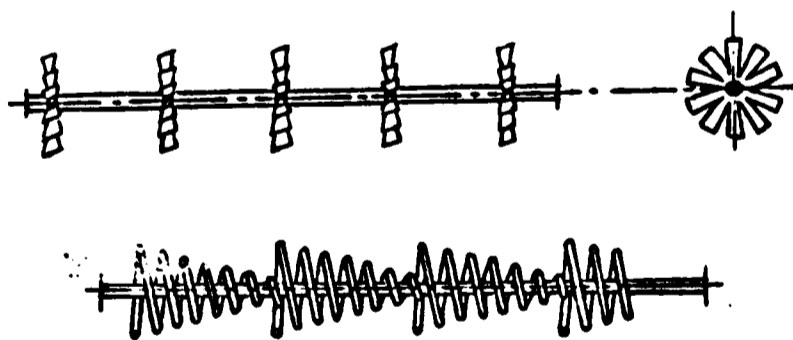


Fig. 3.13

Coeficientul de convecție este prin aceasta in-

fluențat în mod deosebit și poate ajunge în cazul unor aripioare speciale la valori pînă la de 10 - 15 ori mai mari decît cei caracteristici țevelor goale. Este adevărat că introducerea aripioarelor în interiorul țevelor crează rezistențe hidraulice suplimentare, care uneori devin apreciable, astfel încît ele pot deveni practic inutilizabile la construcția schimbătoarelor de căldură din cauza unei exploatări prea scumpe.

Din literatura care i-a stat la dispoziția autorului se prezintă în continuare cîteva rezultate obținute de diferiți cercetători [90], [91], [92], [93], [7].

Boling, Donovan și Decker [90] au folosit aripioare din tablă laminată de fier dispuse în jurul unei țevi cu capetolo infundato (fig. 3.12). Piesa astfel construită a fost introdusă forțat în interiorul unei țevi cu diametrul interior de 12,7mm. Făcînd cercetări asupra transferului de căldură la vaporizarea de F 12, care a fost condus prin interiorul țevii aripate,

au găsit o creștere importantă a coeficientului de convecție termică, față de situația unei țevi goale cu porți netezi. În fig. 3.14 este reprezentat comparativ coeficientul de convecție al

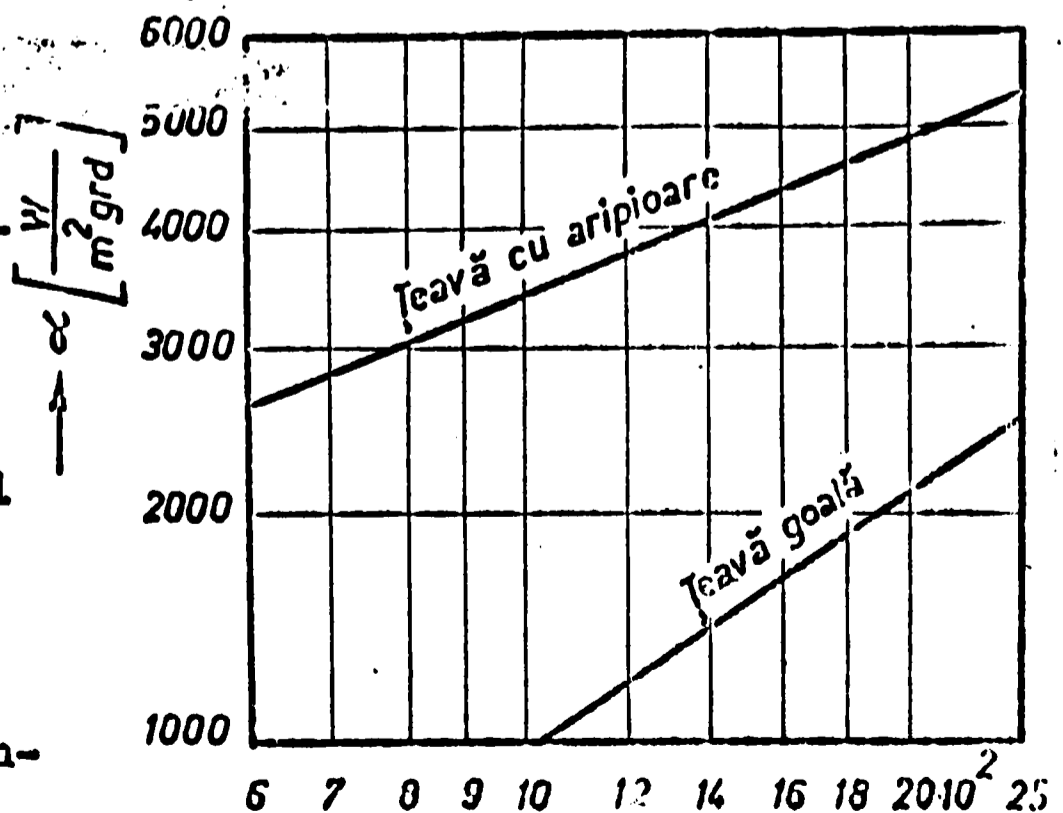


Fig. 3.14

$$\longrightarrow m \cdot q \left[\frac{kg \cdot W}{s \cdot m^2} \right]$$

țevii cu aripioare (curba 1) și al țevii goale (curba 2), în funcție de produsul $m \cdot q$ [$\text{kg/s} \cdot \text{W/m}^2$]. După cum se vede aripirea a dus la o majorare a coeficientului de convecție de circa 2,5 - 4 ori.

Schlünder și Chawla [91] cercetînd vaporizarea de F_{11} în țevi cu diametrul interior de 12 mm, în țevi cu aripioare de aceeași formă (fig. 3.12), dar cu 2, 4 și

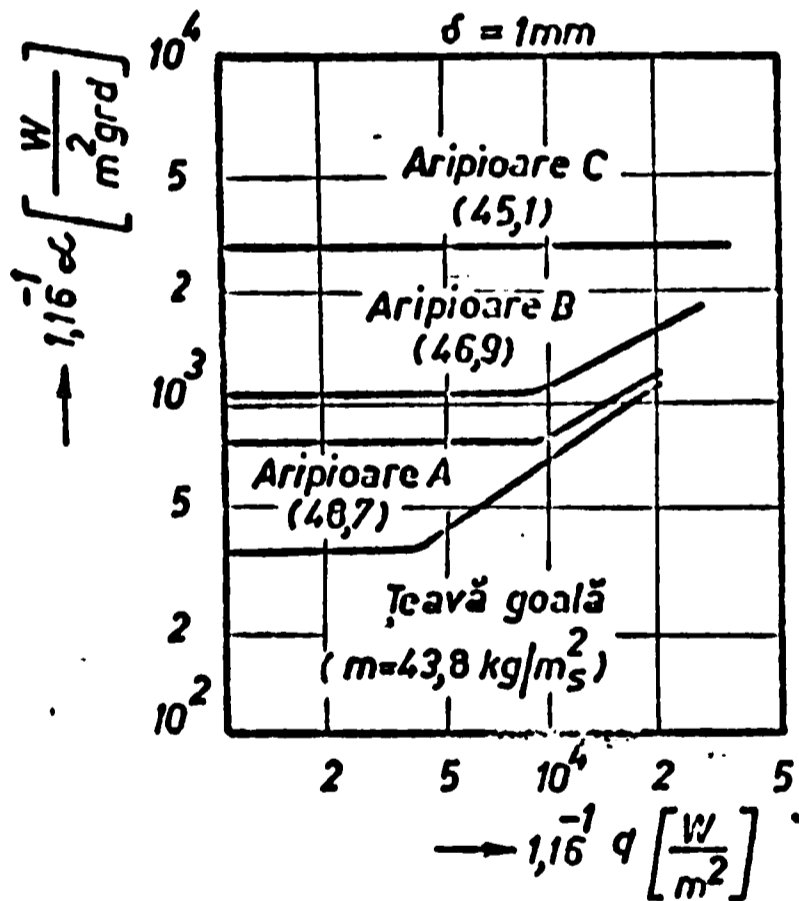
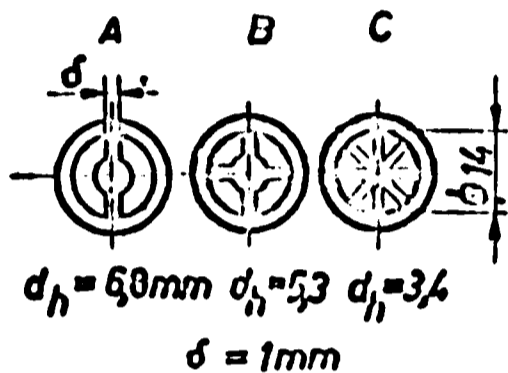


Fig. 3.15

8 aripi, au găsit de asemenea o creștere a coeficientului de convecție față de cel corespunzător țevii goale. Din figura 3.15, prelucrată de autor după datele experimentale obținute de cei doi cercetători, în care sînt reprezentate valorile lui α în funcție de densitatea fluxului de căldură q pentru

debite de fluid comparabile, rezultă o creștere a coeficientului de convecție în funcție de numărul aripilor cu care este prevăzută aripioara.

Firma „Wieland” din Ulm [7] construiește schimbătoare de căldură cu țevi aripate interior, de diferite tipuri, cu utilizări foarte largi.

Aripioare tip steluță, cu cinci și zece aripi, armează în interior țevi cu diametre de 13 ... 17 mm și lungimi pînă la 8 m. Firma constructoare recomandă folosirea lor în special în tehnica frigului și a climatizării, ca elemente de construcție în instalații de vaporizare ale fluidelor frigorigene.

În diagrama din fig. 3.16 este reprezentat coeficientul de convecție la vaporizare de F 12 în funcție de produsul $m \cdot q$ pentru țeavă, cu diametrul de 19 mm, goală (1), cu steluțe cu 5 aripi (2) și cu 10 aripi (3).

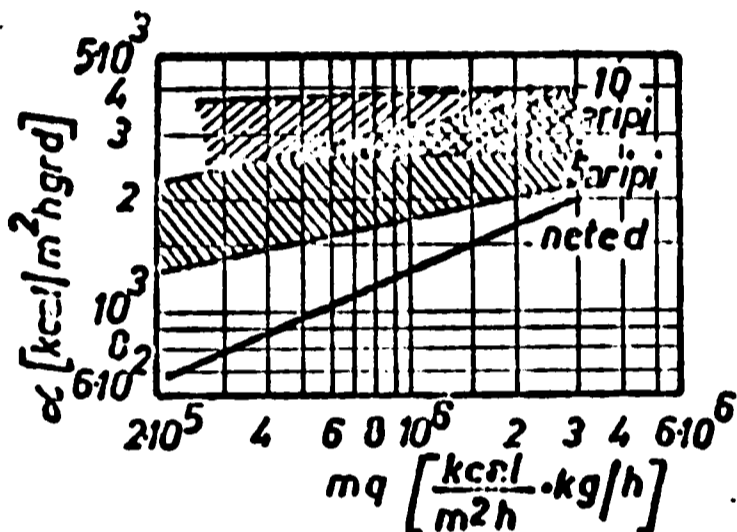


Fig. 3.16

Pentru țevile cu aripioare se prezintă câte două domenii. Curba inferioară corespunde aripioarelor așezate pe o singură linie, iar curba superioară corespunde aripioarelor așezate decalat, cu două înfășurări pe metru, pentru care s-au obținut valorile maxime ale coeficientului de transfer de căldură. Și din această diagramă, ca și din precedenta, se vede că prin creșterea numărului de aripioare coeficientul α se majorează.

Trebuie menționat totodată că, dintr-o altă diagramă prezentată de același prospect, căderea de presiune a țevilor aripate cu aripioarele de mai sus, față de țevile cu pereți netezi, crește de la trei pînă la șase

ori; căderile de presiune maximo apar la steluțele cu lo aripi cu înfășurare.

La valori mici ale produsului $m \cdot q$ creșterea coeficientului de convecție este mai mare decit cea a căderii de presiune, iar la valori mari ale produsului $m \cdot q$ creșterea căderii de presiune depășește majorarea coeficientului α .

Tot firma „Wieland” prezintă un tip special de aripi (fig.3.17), confecționate dintr-o bandă de tablă ondulată, înfășurată sub forma unui șurub pe un

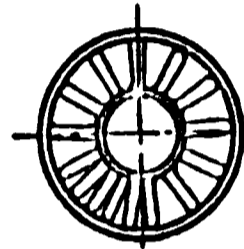


Fig. 3.17

miez de țevă infundată la capete, care se introduce în interiorul țevilor schimbătorului de căldură cu care realizează un contact intim. Schimbătoarele de căldură prevăzute cu asemenea elemente, numite „țevi EWE”, sînt folosite la diferite răcitoare de ulei ^{și} în tehnica frigului.

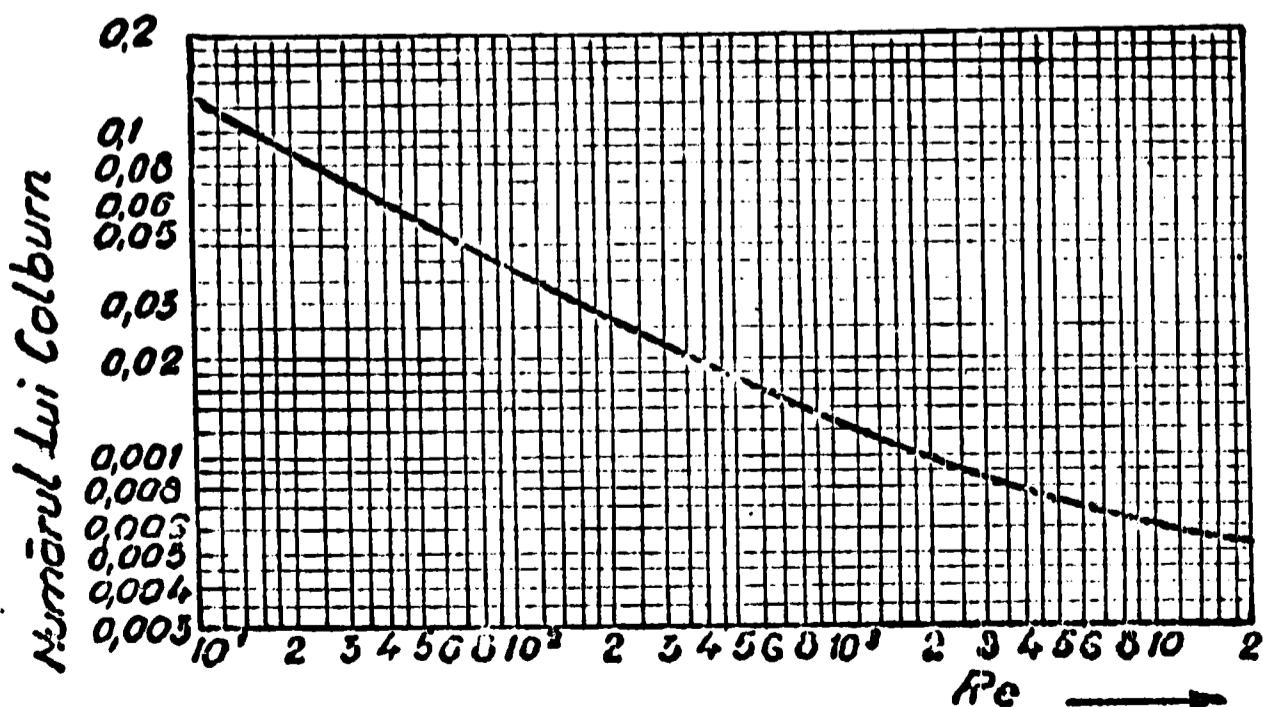


Fig. 3.18

In diagrama din fig. 3.18 este prezentată variația criteriului lui Colburn f pentru țevile de tip EWE :

$$f = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}}$$

După cum se vede din valorile lui Re , pentru care a fost determinat f , schimbătoarele de căldură prevăzute cu aceste aripioare au o largă utilizare în regim de curgere laminar. Pentru valori obișnuite ale criteriului lui Prandtl pentru uleiuri (200 ... 400) în domeniul $Re = 100 - 500$, în care lucrează obișnuit răcitoarele de ulei, criteriul lui Nusselt ia valori foarte mari, cuprinse între 29 ($Re = 200$) și 44,5 ($Re = 500$).

In figura 3.19 este prezentată variația coefi-

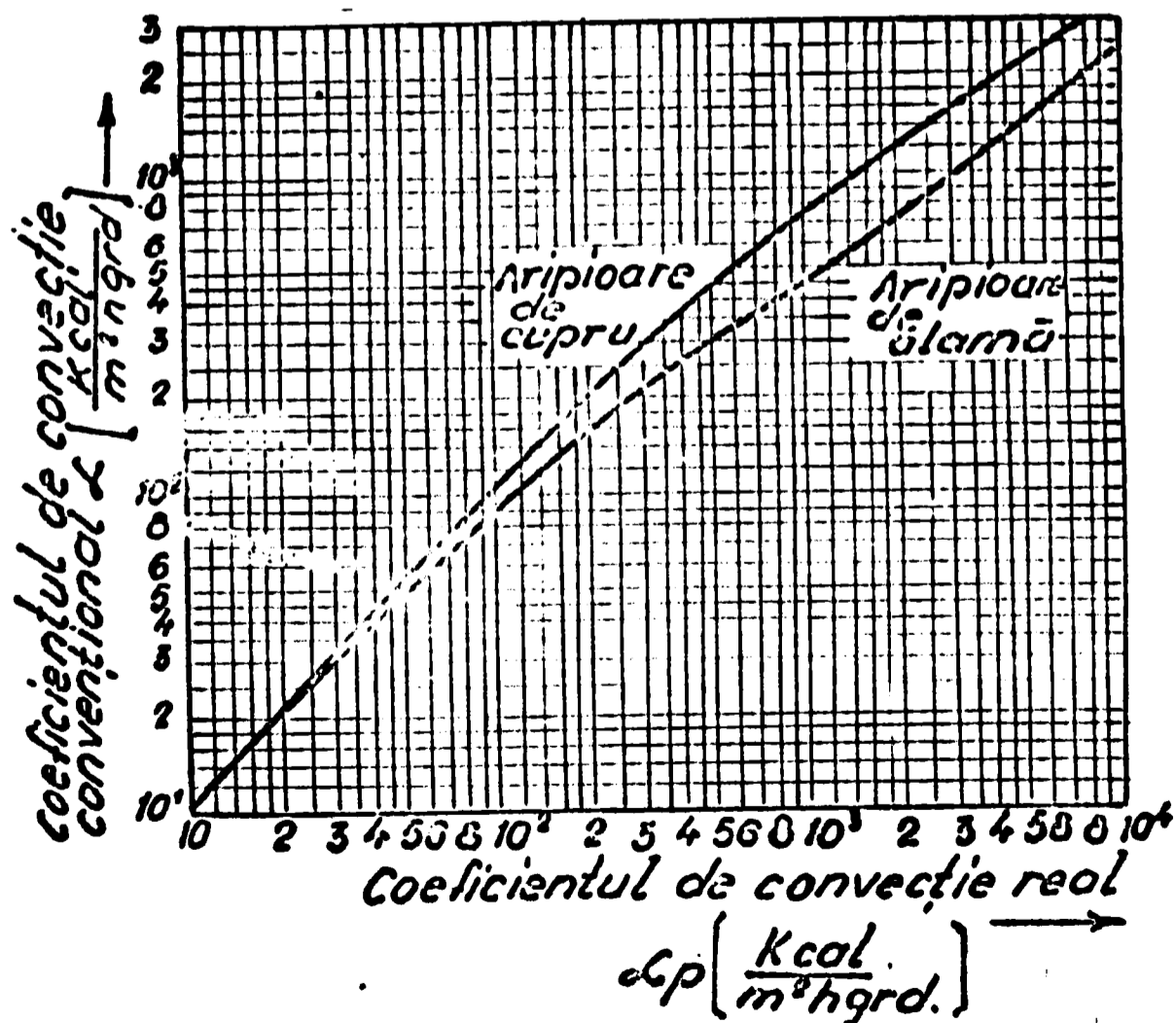


Fig. 3.19

cientului de convecție aparent α , corespunzător întregii suprafețe încălzitoare și coeficientul de convecție real al aripioarelor α_p * pentru elemente confecționate din cupru și din alamă. De remarcat în această diagramă sînt valorile deosebit de mari ale coeficientului de convecție α_p și influența materialului din care e confecționat aripioara.

O categorie specială de elemente folosite la aripirea interioară a țevelor sînt aripioarele care imprimă fluidului o mișcare turbion.

Prin curgere turbion se înțelege o curgere de rotație simetrică, care pe lângă viteza axială după direcția curgerii, posedă și o viteză tangențială, respectiv și o componentă a impulsului [93]. Curgerea turbion nu trebuie confundată cu curgerea turbulentă, caracterizată prin mișcările dezordonate ale particulelor de fluid, care se suprapun peste mișcarea principală. Curgerea turbion reprezintă o mișcare ordonată de rotație, care poate apărea atât la curgerea laminară cît și la cea turbulentă.

Generarea curgerii turbion se poate realiza prin diferite construcții : elici (fig.3.13) confecționate din fișii de tablă, benzi din tablă răsucită (fig.3.20) aripioare plane obișnuite cu capetele răsucite, sîrme înfășurate sub diferite forme etc.

Smithberg și Landis [92] analizînd cîmpul

* Detalii se dau în capitolul 4.

de viteză într-o secțiune plană perpendiculară pe direcția curentului, au ajuns la concluzia că într-o curgere forțată turbion se produce o mișcare helicoidală, cu o viteză axială uniformă și cu vectorul vitezei rezultante tangent în fiecare punct la o elice, funcție de lungimea răsucirii aripioarei și de distanța de la axa țevii (fig.3.21).



Fig.3.20

Modelul de curgere turbion duce la o amestecare continuă a diferitelor straturi, inclusiv a stratului limită, cu straturile centrale și are ca efect o creștere a căderilor de presiune și a transferului de căldură.

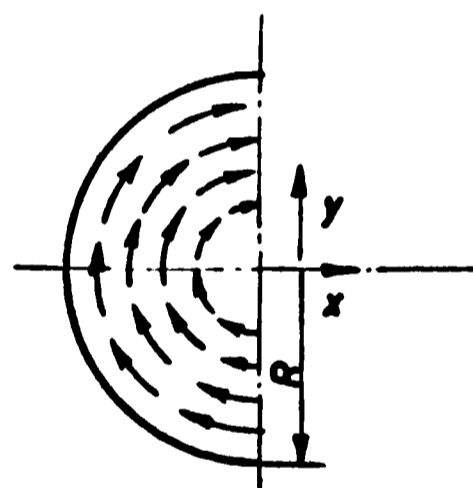


Fig.3.21

Colburn și King [67] au făcut cercetări cu privire la influența generatorilor de turbioni asupra coeficientului de convecție, cu elemente formate din stelute (fig. 3.12) cu aripile răsucite în forma unei moriște de vânt și cu sîrme înfășurate sub forma prezentată în fig. 3.13. În fig. 3.22 sînt reprezentate variațiile lui Nu în funcție de Re pentru sîrmă (2) și pentru stelute (3) comparativ cu țeava goală (1). Cu linie întreruptă sînt reprezentați coeficienții de rezistență hidraulică corespunzători. Se vede că prin in-

introducerea genera-
torilor de turbulență
coeficientul de con-
vecție a crescut de
circa 3 ori în timp
ce căderile de pre-
siune s-au majorat
de aproape 40 de ori.

Deși cu 10-12
ani în urmă genera-
torii de curgere tur-
bion... își găseau
o utilizare noîncom-

nată la construcția schimbătoarelor de căldură, "din
cauza rezistențelor deosebit de mari ... și a îndepăr-
tării greoaie a depunerilor" [84], în ultimii ani câști-
gă o importanță din ce în ce mai mare pentru curgeri
bifazice, la transmiterea căldurii cu schimbare de fa-
ză [93], fiind un mijloc foarte eficient pentru înlătu-
rarea crizelor de transfer de căldură. Diferiți cerce-
tători, Gambill și Green [96] Moeck și colaboratorii [97],
Viskanta [98], Mayinger și colaboratorii [99], Vollradt [100],
Bähr [101], Thomas [102], au arătat că limita apariției
crizelor de transfer au putut fi împinse spre valori
foarte ridicate ale densității fluxului de căldură.

Kunzmann [103] și Joussef [104] caracterizează
"intensitatea relativă de curgere turbion" prin mă-

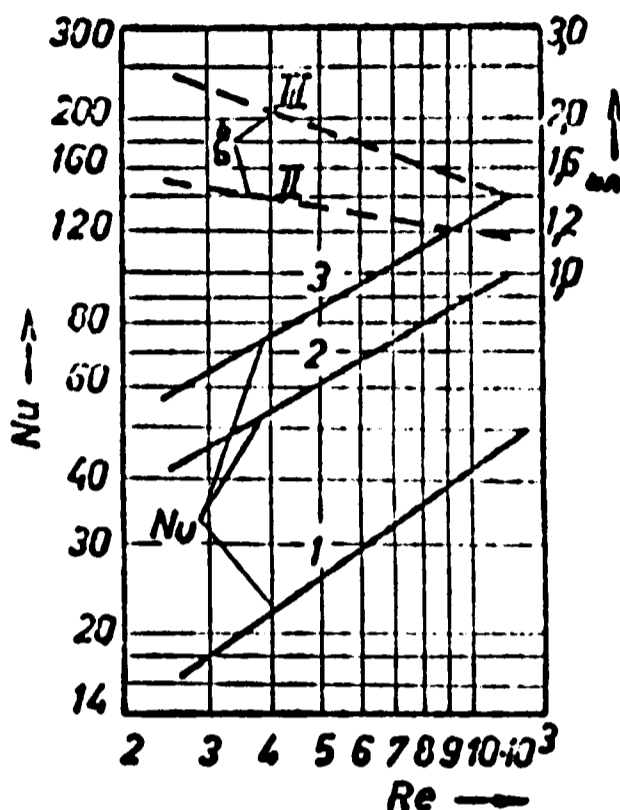


Fig. 3.22

rimea adimensională

$$\Theta = \frac{D}{\rho V_s r_a} \quad (3.16)$$

în care r_a este raza țevii, ρ densitatea fluidului, V_s debitul volumic, D , impulsul de rotație, este definit prin

$$D = 2\pi \int_0^{r_a} w \cdot v \cdot r^2 dr \quad (3.17)$$

unde w e componenta axială a vitezei și v componenta tangențială. Energia cinetică corespunzătoare vitezei tangențiale este anihilată datorită frecării astfel că o curgere turbion nereamortizată trece de la sine în curgere axială. Intensitatea de turbionare scade deci în lungul curentului. După Kunzmann [103] se poate scrie :

$$\Theta = \Theta_0 e^{-\psi Z} \quad (3.18)$$

Θ_0 este intensitatea de turbionare imediat după generatorul de turbion, ψ este coeficientul de rezistență hidraulică și $Z = \ell/d$ este lungimea relativă a țevii.

După cum s'arătat experiențele, o creștere a lui Θ duce la o creștere monotonă a lui $\Delta\alpha$ (diferența dintre coeficienții de convecție locali la curgere turbion și curgere axială), deci

$$\Theta_1 < \Theta_2 \quad \Delta\alpha_1 < \Delta\alpha_2$$

și

$$\Theta = 0 \quad \Delta\alpha = 0$$

Cercetările lui Thomas [93] au arătat că o funcție simplă, de forma

$$\Delta \alpha = c \theta_0 e^{-\psi z} \quad (3.19)$$

nu este verificată experimental: $\Delta \alpha$ scade mai repede decât θ în lungul țevii.

Notînd cu β unghiul pe care-l face aripioara la sfîrșitul ei (văzută în direcția curgerii) la o rază r a țevii, cu axa ei, Kuzmann [103] stabilește o dependență a lui θ de β , printr-o relație de forma

$$\theta = K \operatorname{tang} \beta \quad (3.20)$$

în care K este o constantă

Thomas [93] exprimă influența curgerii turbion asupra coeficientului de convecție prin relația

$$\text{Nu} = C(\theta) \text{Re}^n \text{Pr}^m \left(\ell/a\right)^o \quad (3.21)$$

asemănătoare curgerii axiale. Coeficientul C este o funcție de θ . Relația (3.21) scoate în evidență dependența lui α de unghiul β .

Experiențele lui Thomas [93] arată că în funcție de Re , la creșterea lui β , valorile lui Nu diferă printr-un factor constant (față de valorile lui Nu pentru curgerea axială). Criteriul lui Reynolds trebuie calculat pentru viteza axială w a fluidului.

Creșterea coeficientului de convecție la formarea turbionilor se datorește în cazul curgerii turbulente: micșorării rezistenței stratului limită, atât a celui pur laminar din imediata apropiere a peretelui, cât și a

celui de tranziție, precum și amestecării firelor de fluid din interiorul vînei centrale.

La curgerea laminară turbionii produc o amestecare a firelor de fluid, de la periferie spre centrul secțiunii, provocînd un transport de substanță și de căldură în interiorul curentului, cu consecințe favorabile asupra transferului de căldură.

Incorporarea unor aripioare, constituite din sîrmă înfășurată sub diferite forme în interiorul țevelor, prin care se mărește pe deoparte viteza de trecere a fluidului și pe de altă turbulența stratului limită, duce de asemenea la creșterea coeficientului de convecție termică.

Nowoshiloff și Migai [94] au obținut o majorare al coeficientului de convecție cu circa 45 % față de țevi goale, cu o cădere de presiune sensibil egală cu cea înregistrată la țevile goale, folosind elemente spirale confecționate din sîrmă.

La departamentul de cercetări al firmei Sulzer [95] s-a studiat un tip de schimbător de căldură, prezentat ca prototip de firma engleză Clayton-Dewandre, avînd țevile echipate cu elemente din fir metalic de un tip cu totul nou, care trebuia să majoreze considerabil fluxul de căldură. După documentația fabricii constructoare factorul de creștere al fluxului termic varia între 10 și 15 pentru aceeași cădere de presiune care se realizează la schimbătoarele de căldură uzuale. Țevile Clayton sînt țevi cu pereți netezi în interiorul cărora sînt introduse spirale din sîrmă metalică, de oțel sau cupru, sudate pe o

tijă centrală; spiralele sînt sudate sub diferite forme de pereții interiori ai țevii. Diferența esențială între țevile Clayton și alte tipuri de țevi cu spirale constă în felul de fixare al spiralelor pe peretele țevii, care se traduce printr-un puternic efect de aripioară. Schimbatoarele de căldură cu elemente de acest tip sînt destinate în mod special pentru încălzirea sau răciră uleiului.

În încercările efectuate s-au utilizat mai multe tipuri de uleiuri, cu densități și vîscozități diferite, folosind țevi cu elemente aripate din oțel și din cupru, urmărindu-se coeficientul global de schimb de căldură de la apă, vehiculată în exteriorul țevilor, la uleiul care circulă în interiorul țevilor.

Mărimea determinată a fost

$$K_d = \frac{1}{\frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha_a}}$$

pentru α_a (coeficientul de convecție de partea apei) considerat infinit de mare ($\alpha_a = \infty$), iar

$$K = \frac{Q}{\Delta \Delta t \log}$$

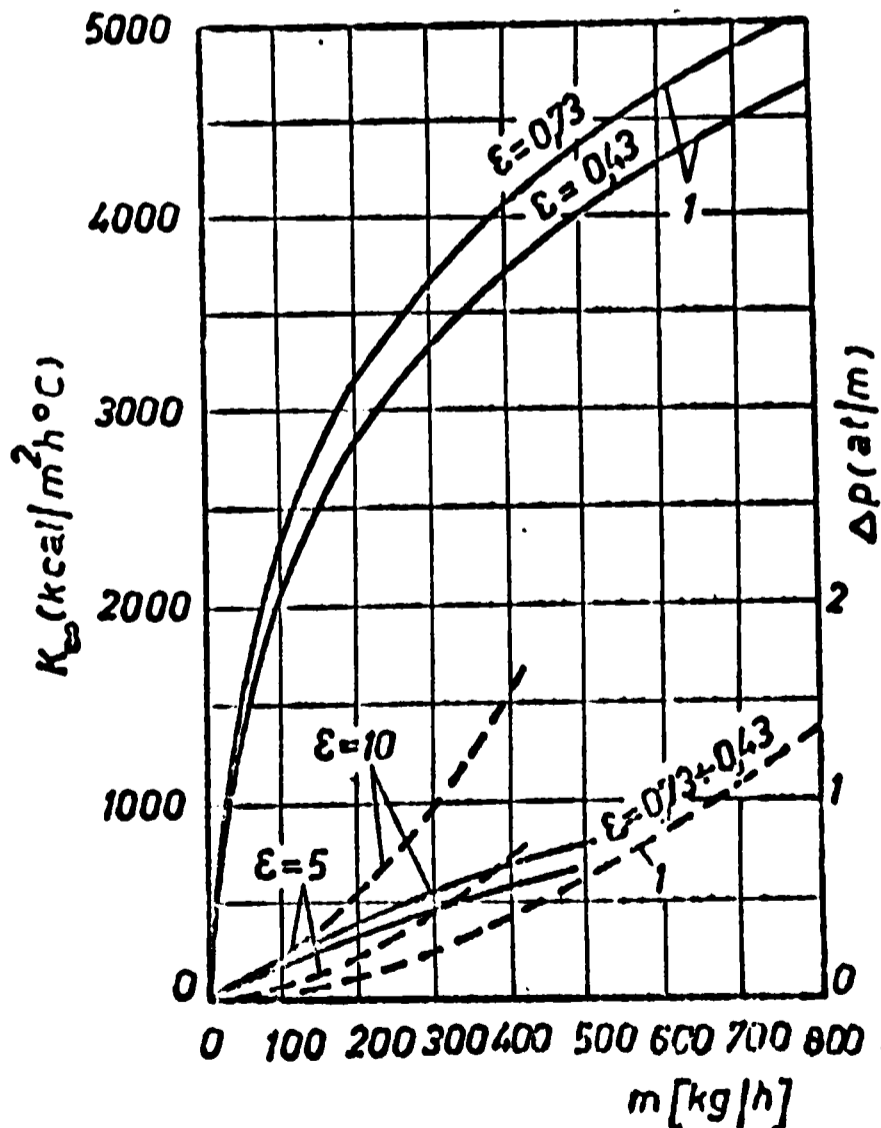


Fig. 3.23

Q fiind fluxul orar de căldură, A suprafața de încălzire raportată la diametrul exterior al țevii și Δt_{\log} diferența de temperatură medie logaritmică.

În figura 3.23 sînt prezentate rezultatele experimentale obținute la încercările efectuate asupra țevilor Gayton, în care este reprezentată dependența lui K_{∞} (linie continuă) și a căderii de presiune Δp (linie întreruptă) de debitul masic orar m al uleiului.

Încercările au fost efectuate cu țevi cu un diametru interior de 1".

Curbele (1) reprezintă rezultatele experiențelor efectuate cu spirale din cupru, pentru diferite rapoarte ale vîscozităților cinematice, $\varepsilon = \gamma_p / \gamma_{fl}$, realizate în decursul încercărilor.

Rezultatele obținute au scos în evidență unele concluzii generale deosebit de importante :

1) Influența calității uleiului asupra performanțelor schimbătorului ;

a) pe măsura creșterii vîscozității, K_{∞} se micșorează în timp ce Δp crește ;

b) la aceeași cădere de presiune Δp , ordinul de mărime a lui K_{∞} este superior pentru uleiurile cu densitate mică.

2) Coeficientul K_{∞} și căderea de presiune Δp cresc cu majorarea lui ε

3) Influența materialului din care este confec-

ționată spirala. La un același debit, pentru condiții mai dezavantajoase ($\mathcal{E} < 1$) coeficientul K_{∞} pentru spirale din cupru este de circa cinci ori mai mare decât cel corespunzător spiralelor din oțel, deși condițiile de transfer a căldurii sînt superioare ($\mathcal{E} = 5 - \dots 10$).

În ceea ce privește în mod special performanțele schimbătorului de căldură menționat sînt de relevat performanțele de valoare foarte ridicată pe care le realizează. Comparînd performanțele unui schimbător de căldură uzual și a unuia cu țevi de tip Clayton pentru încălzirea uleiului cu abur, la un flux termic de 138.000 kcal/h, un debit de 4000 kg/h și o diferență medie de temperatură medie logaritmică $\Delta t_{\log} = 83^{\circ}\text{C}$, tipul special a necesitat o suprafață de $3,2 \text{ m}^2$ ($K = 520 \text{ kcal/m}^2\text{h}$) față de 16 m^2 necesari schimbătorului uzual ($K = 104 \text{ kcal/m}^2\text{h}$).

De menționat este remarca făcută de Mayer [95] în privința coeficientului de convecție α : ... „încercarea de a stabili o relație valabilă pentru toate țevile cercetate și pentru diferite uleiuri folosite

$$\alpha_1 = C \text{Re}^m \text{Pr}^n \left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_p} \right)^s \frac{\lambda_{fl}}{d},$$

așa cum se întîlnește pentru convecție, într-o formă identică sau asemănătoare, în literatura de specialitate, s-a soldat cu un eșec, datorită conductivității ridicate, geometriei complexe și condițiilor complicate de curgere din interiorul țevilor. De asemenea n-a putut fi găsită nici o formulă generală pentru pierderile de presiune ”.

C o n c l u z i i

Majorarea coeficientului de convecție se poate realiza prin micșorarea diametrului țevii și prin perturbarea regimului de curgere.

1) Micșorarea diametrului țevii conduce la o creștere a vitezei și implicit la o majorare a coeficientului de convecție și a pierderilor de presiune. În timp însă ce coeficientul de convecție crește cu puterea a $(n+1)$ -a a raportului diametrelor, pierderile de presiune cresc cu puterea a 3-a a aceluiași raport. Majorarea coeficientului de convecție prin această metodă devine sensibilă numai în cazul unor reduceri mari ale diametrului țevii. Micșorarea diametrului țevii este limitată din motive constructive și de exploatare.

2) Perturbarea regimului de curgere, atât în regim laminar cât și în regim turbulent, modifică câmpul de presiune, implicit cel de viteză și de temperatură și creează deplasări ale particulelor după diferite direcții în interiorul curentului, vârtejuri, turbioni etc. Perturbările duc la creșterea rezistențelor hidraulice, dar în același timp și la majorări ale coeficientului de convecție, adeseori deosebit de importante.

a) R u g o z i t e a pereților perturbă numai un strat foarte subțire din imediata apropiere a pereților; ea acționează asupra stratului limită și are desigur importanță numai în regim de curgere turbulent. Influența rugozității asupra coeficientului de convecție termică este sensibilă numai la curgeri turbulente cu strat limită foarte subțire, deci la curgeri de fluide cu vîscozități mici și viteze mari de curgere.

b) C u r g e r i l e s e c u n d a r e , care se suprapun peste cele principale, ca o urmare a unei deviații provocată de căderi de presiune laterale, pot influența atât stratul de frecare din apropierea pereților, cât și nucleul curentului.

Pentru regimul de curgere turbulent s-au făcut numeroase cercetări cu privire la influența curgerilor secundare care apar în coturi, constatându-se creșteri importante ale coeficientului de convecție , cu atât mai mari cu cât raza cotului este mai mică și criteriul lui Reynolds mai mare

În literatura de specialitate nu se găsesc tratate influențele curgerilor secundare asupra coeficientului de convecție în regim laminar de curgere. Influența deosebit de mare pe care o au coturile asupra rezistențelor hidraulice în regim laminar de curgere îl fac pe autor să creadă că și în acest regim curgerile secundare influențează asupra coeficientului de convecție. Desigur că numai cercetări experimentale pot da un răspuns problemei legăturii dintre curgerile secundare și coeficientul de convecție termică în regim de curgere laminar.

c) U m p l u t u r i introduse în interiorul țevilor, sub forma unor corpuri de formă și dimensiuni diferite, duc la majorări substanțiale ale coeficientului de convecție, care poate crește de 6...7,5 ori față de țeava goală de același diametru și cu aceeași cantitate de fluid vehiculată. Majorarea coeficientului de convecție se datorește în acest caz creșterii vitezei, conducției materialului de umplutură și radiației termice a acestuia. Si în acest domeniu cercetările sînt întreprinse numai în regim turbu-

lent, remarcându-se totodată o influență mai puternică a efectului de capăt decât la țevile goale.

Unii cercetători emit părerea că umpluturile trebuie să influențeze coeficientul de convecție și în regim laminar, prin apariția unor așa numite "c u r g e r i p s e - u d o t u r b u l e n t e î m p l e t i t e", dar desigur că și aici numai experiența poate să confirme, sau să infirme, această presupunere.

d) A r i p i o a r e introduse în interiorul țevilor modifică câmpul de viteză și de temperatură influențând prin aceasta coeficientul de convecție sensibil și mărirind în același timp și transferul de căldură prin majorarea suprafeței încălzitoare.

Puținele date care există în literatură în domeniul transmiterii de căldură la țevi aripate-interior, precum și unele prospecte de schimbătoare de căldură, indică o creștere importantă a coeficientului de convecție la schimbătoare prevăzute cu asemenea elemente..

Aripioare de forme speciale, fie din plăci, fie chiar din sîrmă, pe lîgă perturbarea regimului de curgere, cu modificări ale câmpului de viteză și de temperatură, pot da naștere la curenți secundari, la turbioni etc. care au o influență deosebită asupra transferului de căldură; creșterea coeficientului de convecție poate ajunge la țevi aripate -interior pînă la de zece ori față de cel corespunzător țevii goale.

La schimbătoarele de căldură pentru ulei, dintre diferitele metode arătate mai sus, se pare că cea mai eficace

este folosirea țevilor cu aripioare interioare.

Deoarece literatura conține prea puține date cu privire la transferul de căldură la țevi aripate-interior și datorită importanței pe care schimbătoarele de căldură pentru ulei o au în domeniul construcției de motoare în țara noastră, autorul a încercat să sistematizeze, în măsura în care i-a fost posibil, factorii care influențează transferul de căldură la asemenea elemente.

În această lucrare au fost cercetate în deosebi aripioare cu suprafețe plane și în mai mică măsură și aripioare speciale, generatoare de turbioni precum și aripioare confecționate din sîrmă.

În programul de cercetări s-a urmărit să se stabilească influența următorilor factori asupra transferului de căldură la țevi aripate-interior:

- înălțimea și suprafața aripioarelor
- lungimea aripioarelor
- așezarea aripioarelor
- materialul din care sînt confecționate aripioarele
- contactul dintre aripioare și perete

4. TRANSFERUL DE CALDURA LA TEVI ARIPATE

La suprafațe încălzitoare aripate transferul de căldură spre (sau de la) fluidul care spală perețele aripat se poate face fie de la perețele de bază și de la suprafața aripioarei (fig.4.1,a), fie numai prin suprafața aripioarelor (fig.4.1,b), după forma și dispoziția lor. În cele ce urmează se va trata cazul aripioarei spălate de fluidul re-

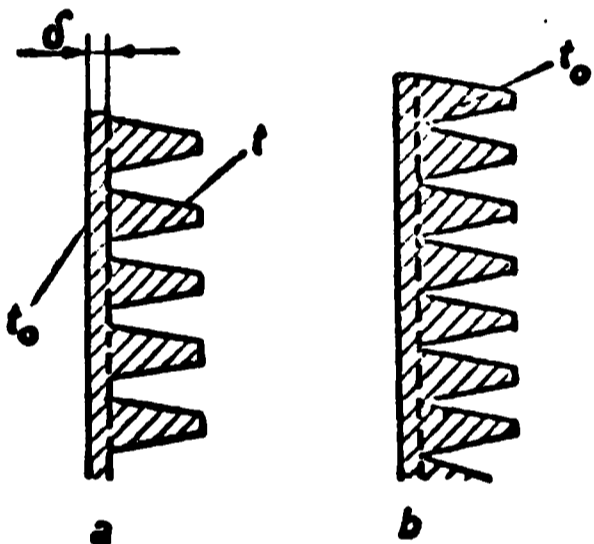


Fig.4.1

ce. În cazul în care fluidului rece îi este cedată căldură și de către perețele de bază și de către aripioară, dacă coeficientul de transfer α este același pentru ambele suprafețe, densitățile fluxurilor de căldură, q [W/m^2] sînt diferite.

Presupunînd că temperatura peretelui de bază este t_0 și cea a fluidului rece t_{fl} , densitatea fluxului de căldură de la perete la fluid este

$$q_0 = \alpha (t_0 - t_{fl})$$

În cazul aripioarei densitatea medie a fluxului de căldură este

$$q_0 = \alpha (t - t_{fl})$$

Temperatura t a aripioarei reprezintă o valoare medie a temperaturilor suprafeței acesteia, mai mică decât temperatura suprafeței peretelui de bază t_0 .

Intr-adevăr aripioara are la bază temperatura t_0 ; ea primește căldură de la perete și o transmite prin conducție termică de-a lungul ei, cedînd în același timp căldură prin convecție fluidului rece care o spală. Datorită căldurii cedate temperatura aripioarei scade de la bază (t_0) spre vîrf și temperatura ei medie este evident mai mică decât cea a peretelui de bază, deci și densitatea medie a fluxului de căldură al aripioarei, q_p , este mai mică decât cea a peretelui de bază q_b .

Din cele de mai sus se vede că suprafața aripioarelor nu are aceeași eficacitate în procesul transferului de căldură ca și suprafața de bază și că majorarea căldurii totale transmisă de aripioare nu este direct proporțională cu creșterea suprafeței realizate.

Trebuie remarcat că chiar și în cazul în care prin aripire coeficientul de convecție α crește datorită diferitelor procese care apar prin aripire, din cauza variației temperaturii în lungul aripioarei, care implicit se modifică și ea, densitatea fluxului de căldură de la aripioară la fluid poate fi mai mică decât cea de la peretele de bază la fluid.

La stabilirea expresiilor de calcul ale trecerii de căldură pentru suprafețe aripate trebuie deci să se țină seama de gradul de eficacitate al acestora, respectiv de variația temperaturii de-a lungul lor.

- 1 -

In cele ce urmează se consideră cazul țevilor aripate interior, spălate de fluidul cald în exterior și cel rece în interior.

4.1. Ecuațiile schimbului de căldură

Expresia schimbului de căldură de la fluidul cald care circulează în exteriorul țevii, la fluidul rece din interiorul țevii aripate, se stabilește pornind de la expresiile cunoscute pentru trecerea de căldură pentru pereți cilindrici omogeni. Grosimea pereților țevii fiind mică ($\delta = 1$ mm) se consideră $A_e = A_i = A$ și se poate scrie :

$$Q = \alpha_o A (t_o - t'_o) \quad (4.1)$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} A (t'_o - t_o) \quad (4.2)$$

$$Q = \alpha A_t (t_o - t_{fl}) \quad (4.3)$$

În expresia (4.3) A_t reprezintă suprafața interioară compusă din suprafața țevii libere A_l și suprafața aripioarelor A_p . Deoarece aripioara are o temperatură mai mică decât t_o , α din expresia (4.3) reprezintă un coeficient de convecție convențional, corespunzător întregii suprafețe interioare ($A_t = A_l + A_p$).

În realitate țeava și aripioara au temperaturi diferite (t_o și t) și coeficienți de convecție diferiți (α_l și α_p).

Ținând seama de cele de mai sus expresia (4.3) trebuie scrisă ca o sumă dintre Q_o (țeavă liberă - fluid) și Q_p (aripioară - fluid) :

$$Q = Q_e + Q_p = \alpha_e A (t_o - t_{fl}) + \alpha_p A_p (t - t_{fl}) \quad (4.4)$$

Pentru a putea reduce expresia (4.4) la forma simplă dată de (4.3), Harper și Brown [1] au introdus noțiunea de "randament al aripioarei", definit ca raport al căldurii Q_p cedată de aripioara fluidului la temperatura ei medie t și căldura Q'_p pe care ar ceda-o la temperatura interioară a peretelui țevii, t_o :

$$\eta_p = \frac{Q_p}{Q'_p} = \frac{\alpha_p \int \delta dA}{\alpha_p \delta_o A_p} = \frac{\delta}{\delta_o} = \frac{t - t_{fl}}{t_o - t_{fl}} \quad (4.5)$$

unde prin δ s-a notat diferența de temperatură dintre perete și fluid.

Din expresia randamentului aripioarei se poate scrie

$$Q_p = \eta_p Q'_p = \alpha_p (t_o - t_{fl}) \eta_p A_p \quad (4.6)$$

Introducînd expresia (4.6) în (4.4) și admitînd într-o primă aproximație $\alpha_p \approx \alpha_e = \alpha_1$:

$$Q = \alpha_1 (t_o - t_{fl}) (A_e + \eta A_p) \quad (4.7)$$

Din ecuațiile (4.1), (4.2) și (4.3)

$$t_o - t'_o = \frac{Q}{\alpha_o A}$$

$$t'_o - t_o = Q \frac{\delta}{\lambda A}$$

$$t_o - t_{fl} = \frac{Q}{\alpha_1 (A_e + \eta A_p)}$$

Adunând membrii din stînga și cei din dreapta ai celor trei expresii și ținînd seama că de-a lungul țevii t_0 și t_f variază, se poate scrie :

$$Q = \frac{\Delta t_m}{\frac{1}{\alpha_0 A} + \frac{\delta}{\lambda A} + \frac{1}{\alpha_i (A_f + \eta A_p)}} \quad (4.8)$$

Comparînd expresia (4.8) cu relația generală a trecerii de căldură raportată la suprafața A

$$Q = K_A A \Delta t_m \quad (4.9)$$

se poate găsi valoarea coeficientului de trecere a căldurii corespunzător suprafeței A (suprafața de bază nesaripată)

$$K_A = \frac{Q}{A \Delta t_m} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i (A_f/A + A_p/A)}} \quad (4.9.a)$$

Definind „gradul de aripare ” raportul dintre suprafața totală A_t și suprafața de bază A , $\varphi = \frac{A_t}{A}$ și ținînd seama de suprafața mică a muchiilor de contact ale aripișoarelor față de suprafața interioară a țevilor se poate admite $\frac{A_f}{A} \approx 1$.

Decarece

$$A_p = A_t - A$$

$$\frac{A_p}{A} = \frac{A_t - A}{A} = \varphi - 1,$$

se poate scrie pentru coeficientul de trecere a căldurii

$$\frac{1}{K_A} = \frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_1 (\Delta \varphi / A + \eta \Delta_p / A)} \quad (4.10)$$

Dacă se consideră schimbul de căldură raportat la suprafața totală A_t ecuația trecerii de căldură este

$$Q = K_t A_t \Delta t_m \quad (4.11)$$

Egalînd relațiile (4.9) și (4.11) :

$$K_t = K_A \frac{A}{A_t} = \frac{K_A}{\varphi}$$

Pentru coeficientul de trecere a căldurii K_t , raportat la suprafața totală se poate scrie

$$\frac{1}{K_t} = \varphi \left\{ \frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_1 [1 + \eta (\varphi - 1)]} \right\} \quad (4.12)$$

Ambele relații (4.10) și (4.12) pot fi folosite pentru calculul schimbului de căldură de-a lungul țevii aripate. Cu expresiile (4.9) și (4.10) se poate determina gradul de aripare φ corespunzător unui schimb de căldură cunoscut :

$$\varphi = \frac{B \alpha_1 (\eta - 1) + 1}{B \alpha_1 \eta} \quad (4.13)$$

în care

$$B = \frac{1}{K_A} - \left(\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta}{\lambda} \right)$$

Dacă suprafața aripată este cunoscută schimbul de căldură se calculează cu expresiile (4.11) și (4.12)

Relația dintre coeficientul convențional de calcul α și coeficientul de convecție al aripioarei α_p se poate găsi egalînd expresiile (4.3) și (4.4) [4] :

$$\alpha A_t (t_0 - t_{f\ell}) = \alpha_\ell A_\ell (t_0 - t_{f\ell}) + \alpha_p A_p (t - t_{f\ell})$$

din care rezultă

$$\alpha = \alpha_p \left[\frac{A_p}{A_t} \frac{t - t_{f\ell}}{t_0 - t_{f\ell}} + \frac{\alpha_b}{\alpha_p} \frac{A_\ell}{A_t} \right] \quad (4.14)$$

Dacă se consideră într-o primă aproximație $\alpha_\ell \approx \alpha_p = \alpha_1$ și se introduce în relația (4.14), expresia

$$\eta_p = \frac{t - t_{f\ell}}{t_0 - t_{f\ell}} \quad \text{și} \quad \varphi = \frac{A_t}{A_p}$$

se poate scrie

$$\alpha = \alpha_p \left[1 - (1 - \eta)(1 - \frac{1}{\varphi}) \right] \quad (4.15)$$

Deoarece pentru țevi aripate randamentul η_p este totdeauna mai mic decît unitatea, iar gradul de aripare φ mai mare decît unitatea, coeficientul de convecție al aripioarei, α_p , este totdeauna mai mare decît coeficientul convențional α .

Din graficul alăturat, în care e reprezentat raportul $\frac{\alpha}{\alpha_p}$ în funcție de randamentul aripioarei pentru diferite grade de aripare trasat pe baza expresiei (4.15), se vede că diferența dintre cei doi coeficienți α și α_p e cu atît mai mică cu cît gradul de aripare e mai mic.

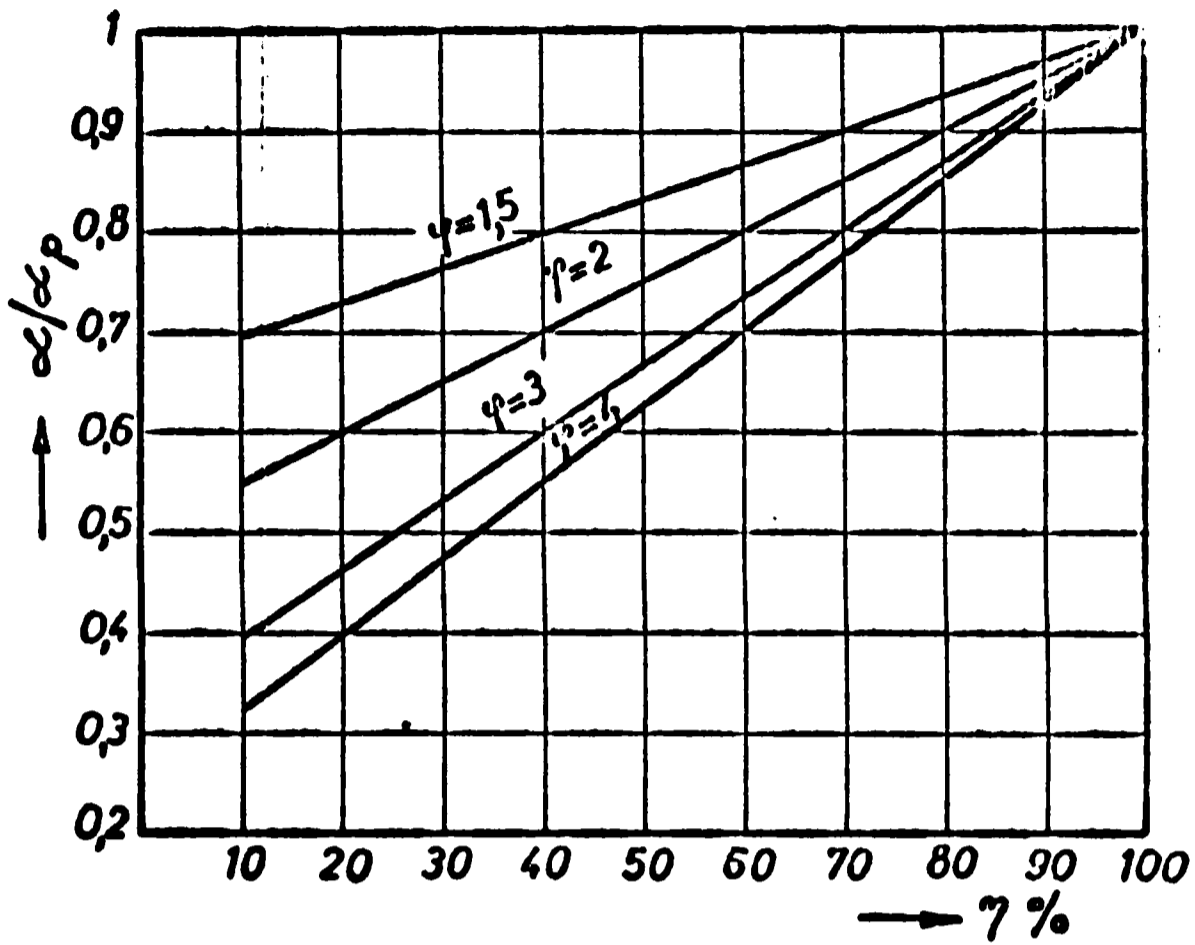
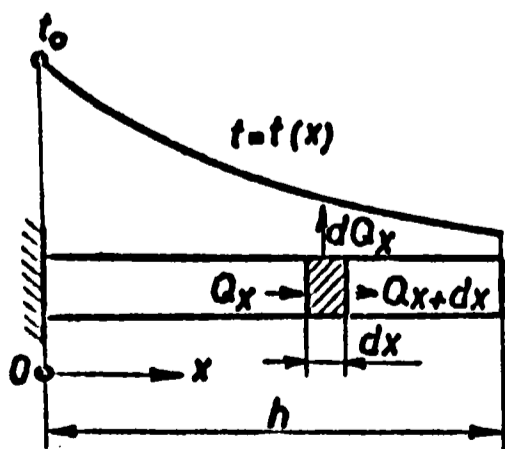


Fig. 4.2

4.2. Repartiția temperaturii de-a lungul aripioarei

Repartiția temperaturii de-a lungul unei aripioare se poate stabili considerând un caz simplificat al unei aripioare constituită dintr-o bară de secțiune constantă, cu unul din capete lipit pe una din suprafețele încălzitoare ale peretelui schimbătorului de căldură, iar cu celălalt liber.

În cele ce urmează se consideră că fluidul cald spală suprafața încălzitoare nearipată, iar aripioara e spălată de fluidul rece. Dacă se admite că temperatura la baza aripioarei, t_0 și cea a fluidului t_f , rămân constante, datorită căldurii pe care aripioara o cedează fluidului rece diferența de temperatură dintre acestea, scade de la bază spre vîrf [84].



Fie h lungimea barei, A secțiunea și U perimetrul; t_0 temperatura peretelui cald, t_f temperatura fluidului cald, t_f temperatura fluidului rece și t temperatura barei (fig. 4.2). Diferența de temperatură dintre suprafața barei și a fluidului rece este

$$\theta = t - t_f$$

Fig. 4.3

La baza aripioarei, pentru $t = t_0$

$$v_0 = t_0 - t_f$$

Căldura transferată fluidului rece de un element dx este

$$dQ = \alpha v(x) U dx \quad (4.16)$$

Pe de altă parte, din bilanțul termic, se poate scrie

$$dQ = Q_x - Q_{x+dx} = -\lambda A \left[\frac{dv}{dx} - \left(\frac{dv}{dx} + \frac{d^2v}{dx^2} dx \right) \right]$$
$$dQ = \lambda A \frac{d^2v}{dx^2} dx \quad (4.17)$$

unde λ este conductivitatea termică a barei.

Egalînd relațiile (4.16) și (4.17) rezultă expresia variației diferenței de temperatură v :

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{\alpha U}{\lambda A} v$$

notînd $m^2 = \frac{\alpha U}{\lambda A}$ se poate scrie

$$\frac{d^2v}{dx^2} = m^2 v. \quad (4.18)$$

Relația (4.18) este o ecuație diferențială liniară omogenă de ordinul II cu coeficienți constanți, a cărei soluție generală e de forma

$$v(x) = C_1 e^{-mx} + C_2 e^{+mx} \quad (4.19)$$

sau

$$v(x) = C_1 \operatorname{ch}(mx) + C_2 \operatorname{sh}(mx) \quad (4.20)$$

Constantele de integrare c_1 și c_2 se pot determina din condițiile de capăt ale aripioarei.

La baza aripioarei, $x = 0$ și $\vartheta = \vartheta_0$, rezultă

$$c_1 = \vartheta_0$$

Admițind că, datorită cedării de căldură fluidului rece, temperatura aripioarei la vîrf este egală cu cea a fluidului, se pot găsi condițiile pentru determinarea constantei c_2 :

$$x = h, \quad \vartheta = 0$$

și

$$c_2 = -\vartheta_0 \operatorname{cth}(mh)$$

Inlocuind pe c_1 și c_2 în ecuația (4.20) :

$$\vartheta(x) = \vartheta_0 \frac{\Delta h m (h-x)}{\Delta h m h} \quad (4.21)$$

Căldura cedată de elementul dx fluidului rece se poate calcula cu relația (4.16), în care se introduce expresia (4.21) :

$$dq = \alpha U \vartheta_0 \frac{\operatorname{sh} m (h-x)}{\operatorname{sh} mh} dx \quad (4.22)$$

Deoarece ϑ scade odată cu creșterea lui x , se poate vedea din relația (4.22) că aripioara devine din ce în ce mai puțin eficientă înspre vîrf, spre care căldura locală cedată fluidului rece scade rapid.

Dacă se consideră coeficientul de convecție (α) neschimbat în lungul barei, secțiunea și perimetrul acestei constante, căldura cedată local de către bară fluidului rece este direct proporțională cu diferența lo-

cală de temperatură dintre suprafața barei și a fluidului, $\vartheta(x)$.

In fig. 4.4 este reprezentat raportul $\vartheta(x)/\vartheta_0$

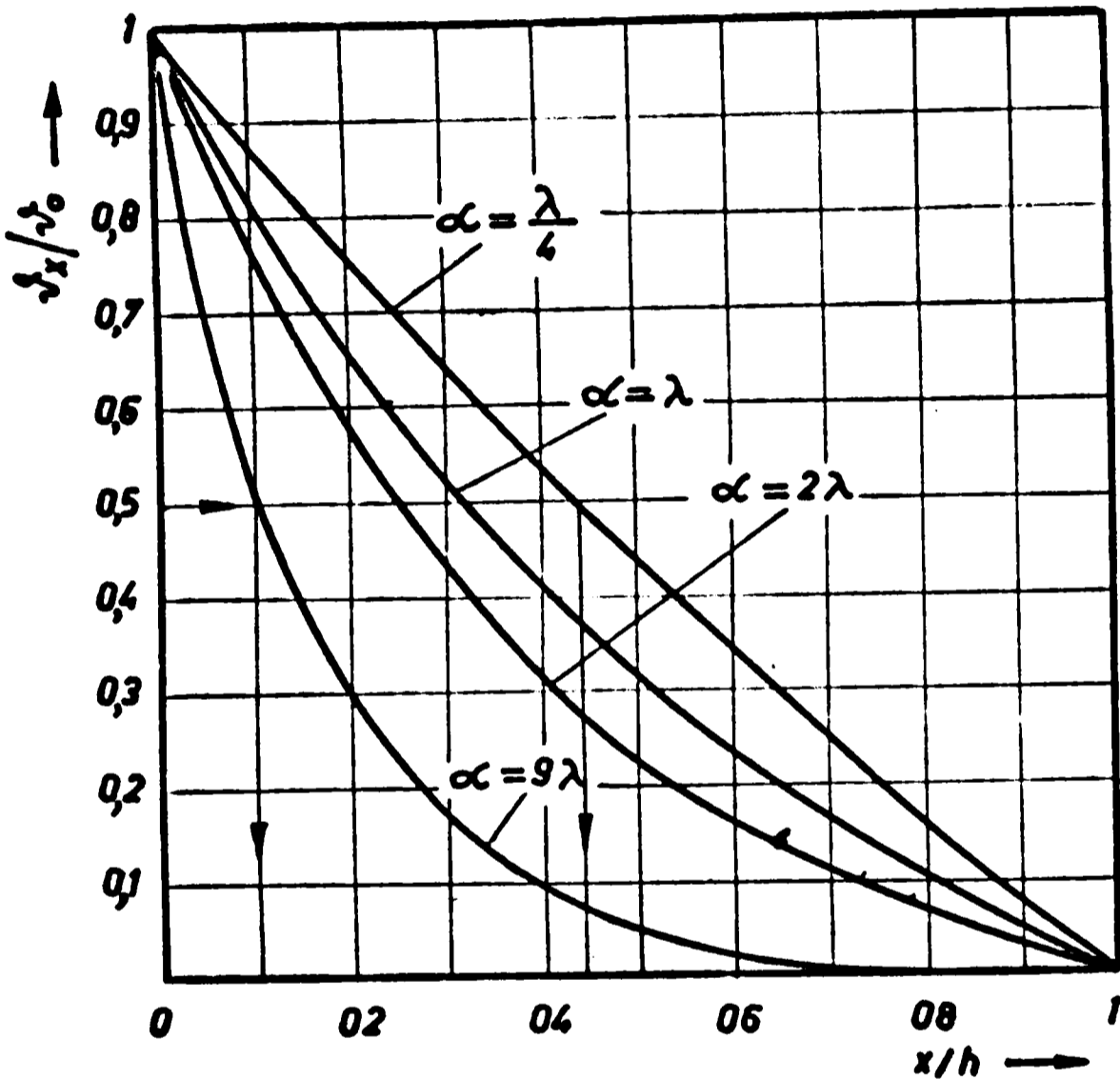


Fig. 4.4

(din relația 4.21) în funcție de x/L pentru o bară de secțiune pătrată cu lungimea unitară $L=1$

Cele patru curbe corespund valorilor $\alpha = \frac{\lambda}{4}$, $\alpha = \lambda$, $\alpha = 2\lambda$

și $\alpha = 9\lambda$.

Din diagramă se vede că pe măsură ce α crește panta curbei $\vartheta(x)/\vartheta_0 = f(\frac{x}{h})$ este mai mare. Dacă se admite că cedarea de căldură de la bară este eficace pentru valori ale raportului $\vartheta(x)/\vartheta_0$ cuprinse între 1 și 0,5, din lungimea aripioarei este activă 44 % pentru $\alpha = \frac{\lambda}{4}$ și de abia 10 % pentru $\alpha = 9\lambda$.

4.3. Randamentul aripioarei

Eficacitatea aripioarei în procesul de convecție este definit prin randamentul ei (4.1), introdus de Harper și Brown [83]. Expresia randamentului, dată de relația (4.5), depinde după cum s-a văzut de variația lui ν în lungul aripioarei și de ν_0 :

$$\eta_p = \frac{Q'_p}{Q_p} = \frac{\alpha_p \int \nu da A_p}{\alpha_p \nu_0 A_p} = \frac{t' - t_{fl}}{t_0 - t_{fl}}$$

Pentru determinarea temperaturii medii a aripioarei, t'_0 , la care aceasta cedează căldură fluidului rece, se consideră o aripioară de secțiune dreptunghiulară A , constantă, avînd o grosime δ mică față de lungimea ei l (fig 4.5) [85].

Grosimea δ a aripioarei este neglijabilă față de lungimea l și se poate scrie

$$\frac{U}{A} \approx \frac{\delta}{2}$$

În ecuația cîmpului de temperatură (4.18)

$$\frac{d^2 \nu}{dx^2} = m^2 \nu$$

valoarea lui m este

$$m^2 = \frac{2\alpha}{\lambda \delta}$$

În ecuația (4.20)

constanta c_1 se determină pentru aceleași condiții de la (4.1), $x = 0$ și $\nu = \nu_0$,

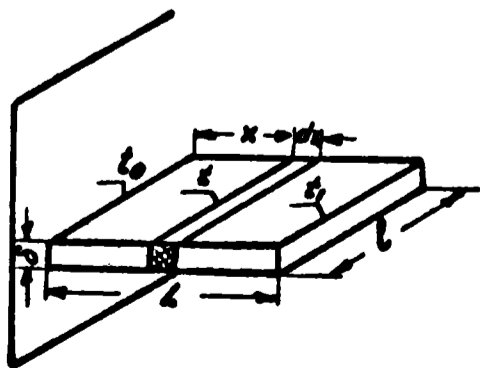


Fig. 4.5

deci

$$c_1 = \vartheta_0$$

Constanta c_2 se determină admitînd că la vîrfurile aripioarei căldura cedată fluidului este nulă. Presupunînd că valoarea coeficientului de convecție al aripioarei α_p este constant pentru toată suprafața ei, se poate scrie

$$Q_{x=h} = -\lambda A \left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=h} = \alpha_p A_a \vartheta_{x=h} = 0 \quad (4.23)$$

Introducînd în ecuația (4.23) expresia (4.20) pentru $x = L$, rezultă

$$c_2 = -\vartheta_0 \operatorname{th}(mh)$$

și expresia (4.20) devine

$$\vartheta(x) = \vartheta_0 \left[\operatorname{ch}(mx) - \operatorname{th}(mh) \operatorname{sh}(mx) \right] \quad (4.24)$$

Căldura Q_0 preluată de aripioară de la perete este

$$Q_0 = -\lambda A \left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=0} \quad (4.25)$$

Din ecuația (4.24), pentru $x = 0$:

$$\left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=0} = -m \vartheta_0 \operatorname{th}(mh)$$

Cu această relație expresia (4.25) devine

$$Q_0 = \lambda A m \vartheta_0 \operatorname{th}(mh) \quad (4.26)$$

Căldura cedată de aripioară fluidului rece,

la temperatura medie a aripioarei t' este

$$Q'_p = \alpha A_p (t' - t_{f\ell}) \quad (4.27)$$

Deoarece cele două călduri Q_0 și Q'_p sînt egale din relațiile (4.26) și (4.27) rezultă

$$\ell_p = \frac{t' - t_{f\ell}}{t_0 - t_{f\ell}} = \frac{th (mh)}{mh} \quad (4.28)$$

sau introducînd valoarea lui m :

$$\ell_p = \frac{t' - t_{f\ell}}{t_0 - t_{f\ell}} = \frac{th h \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda \delta}}}{h \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda \delta}}} \quad (4.29)$$

Se poate calcula randamentul și pentru alte forme de aripioare decît cea de secțiune constantă paralelipedică tratată în măsura în care variația temperaturii poate fi stabilită analitic. Pentru asemenea cazuri se obțin expresii foarte complicate. Th.E. Schmidt [87] a arătat că pentru cazuri practice se poate folosi relația (4.29) în care se introduce în locul grosimii reale a aripioarei δ o mărime echivalentă δ_R , iar pentru unele forme speciale și prin introducerea unui factor de corecție φ . Eroarea care apare în asemenea cazuri nu e mai mare decît $\pm 1\%$.

Th. E. Schmidt a calculat factorul de corecție φ pentru diferite forme de aripioare și le-a prezentat sub formă grafică în funcție de ℓ_R/δ_R [86]. În literatura de specialitate se dau indicații detaliate pentru diferite tipuri de aripioare [84], [85], [87], [89], [1] etc.

Deoarece aripicarele țevilor studiate în lucrarea de față sînt de forma unor plăci paralelipipedice de secțiune constantă, cu grosime redusă (0,25 - 0,26 mm), în caracterizarea randamentului suprafețelor aripate s-a utilizat expresia (4.29).

5. INSTALATIA EXPERIMENTALA

Instalația experimentală a fost concepută astfel încât ea să fie cât mai compactă pentru o ușoară supraveghere și reglare a diferiților parametri cu posibilități de interschimbare rapidă și ușoară a diferitelor tipuri de țevi cercetate.

Pentru a menține anumiți parametri constanți (presiunea aburului, temperatura de intrare a uleiului în schimbătorul de căldură) într-un regim de durată au fost automatizate agregatele respective prin intermediul unor relee de temperatură și presiune.

Sistemul de reglare fină a cantităților de ulei și de abur a fost prevăzut cu unul sau mai multe robinete cu filete fine cu mai multe începuturi. În vederea scurtării timpului de stabilizare a regimului cercetat instalația a fost prevăzută cu un sistem electric de preîncălzire a uleiului din rezervor, în care printr-un sistem de țevi pentru conducerea uleiului de retur de la schimbător se produce un amestec intens necesar uniformizării temperaturii.

Aparatele de măsură pentru parametri determinați (cantitate ulei și abur, temperaturi, presiuni) au fost dublate și etalonate pentru a reduce cât mai mult erorile de citire. În alegerea locurilor de măsură a diferiților parametri s-a urmărit ca acestea să permită determinarea de valori cât mai fidele (presiuni, temperaturi ale uleiului și aburului la intrarea și ieșirea în schimbător etc.).

5.1. Schema instalației (fig. 5.1)

Din rezervorul (10) uleiul preîncălzit prin termoplonjoarele (11) este refulat de către pompa cu angrenaje (14) spre schimbătorul de căldură (1) și readus în rezervor după ce a trecut prin răcitorul (21). Intre 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). Reducerea variațiilor de temperatură ale uleiului la ieșirea din încălzitorul (12), datorite inerției termice a termoplonjorului dimensionat pentru debitul maxim al pompei și temperatura maximă a uleiului la intrarea în schimbător, s-a realizat prin alimentarea cu energie electrică a termoplonjorului prin intermediul unui autotransformator (13), comandat manual. Incălzitorul (12) este prevăzut în interior cu șicane elicoidale pentru a asigura un amestec cât mai bun al uleiului și o uniformizare a temperaturii acestuia. În același scop, înaintea intrării uleiului în schimbător este instalată o cameră de amestec și uniformizare (2) realizată printr-o pîlnie tronconică cu suprafața laterală perforată.

Schimbătorul de căldură (1) este prezentat detaliat separat. Prin robinetul cu trei căi (19) de pe conducta de retur de la schimbător uleiul poate fi derivat la balanța (20). Pe conducta de retur este introdus răci-

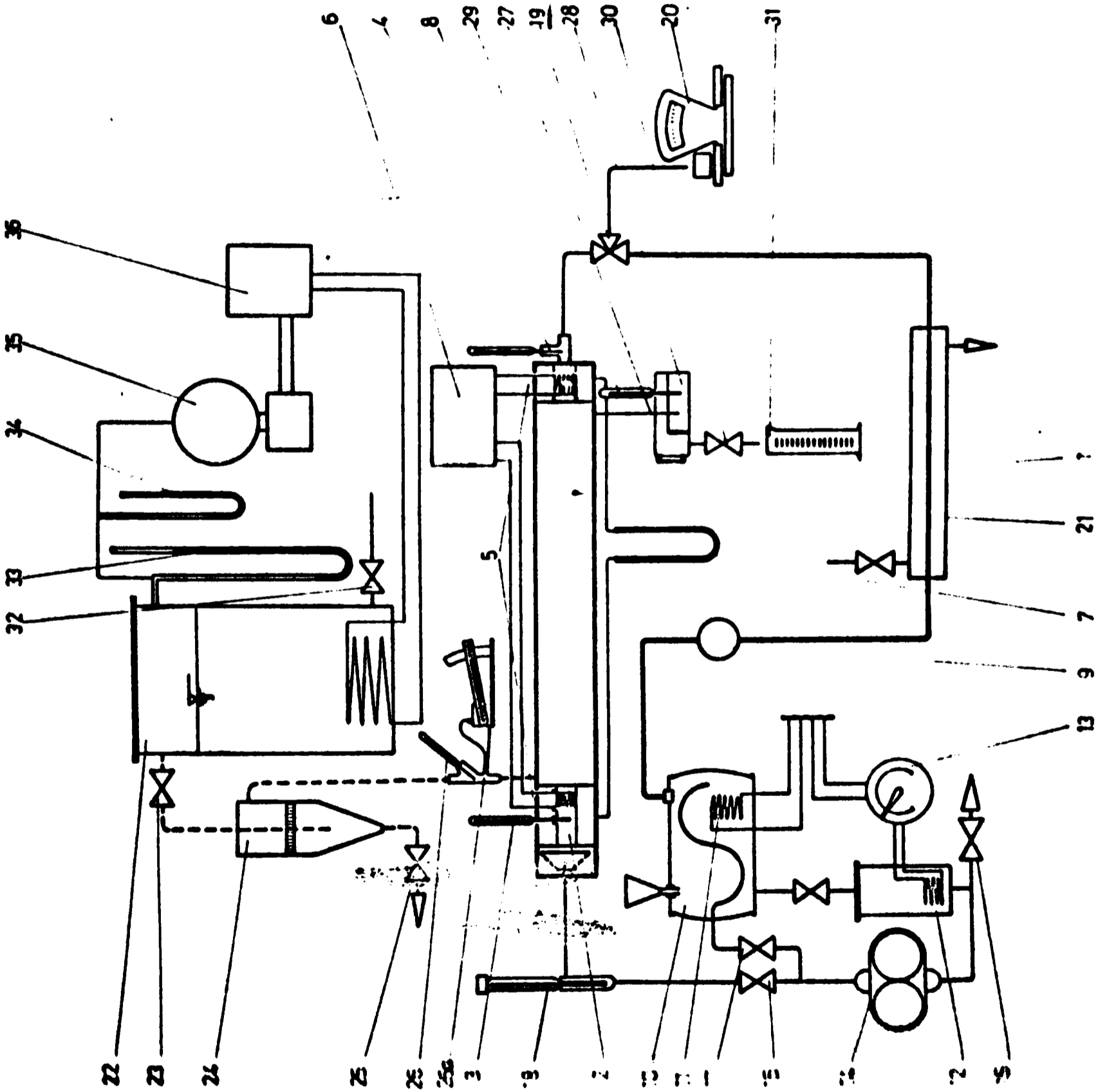


Fig. 5-1.

torul (21) în care uleiul este răcit cu apă de la rețea și contorul volumic de ulei (9).

Cazanul (22) produce abur saturat care se folosește ca agent încălzitor al uleiului în schimbătorul de căldură (1). Incălzirea cazanului este electrică printr-un sistem de termoplonoare de puteri diferite (500 - 1900 W) comandate printr-un releu de presiune. Termoplonoarele pot fi astfel grupate încât să asigure variații cât mai mici de presiune pentru diferitele debite de abur folosite.

Cazanul are în interior un separator de abur dintr-o placă de tablă perforată. De la cazan aburul trece printr-un separator de abur individual (24), prevăzut cu un robinet de evacuare intermitentă a apei (25), spre schimbătorul de căldură. La ieșirea din schimbător condensul este captat într-un colector (28) cu perete deversor și indicator de nivel. Colectorul, izolat termic cu vată de sticlă și plăci de azbest, este prevăzut cu o fereastră de sticlă pentru vizualizarea intensității de curgere a condensului. Evacuarea condensului din colector în vasul gradat (31) se face prin robinetul de golire (30). Ca dispozitiv de siguranță cazanul are un "stand-rohr" dimensionat pentru o suprapresiune de 750 mm coloană apă. Reglarea debitului de abur se face cu robinetul fin (23).

5.2. Aparate de măsură și control

Aparatele de măsură și control cu care este înzestrat standul sînt destinate măsurării debitelor de ulei și condens, temperaturilor uleiului, aburului și condensului și presiunilor uleiului și aburului.

Măsurarea debitului de ulei se face prin cîntărirea cu o balanță tip "Berkel" (20) cu o eroare de $\pm 2 \%$ și un contor de ulei (9), cu o eroare de $\pm 5 \%$. Contorul de ulei s-a etalonat pentru diferite temperaturi.

Debitul de ulei se determină atît volumic prin sticla de nivel etalonată a colectorului (28) și indicațiile vasului gradat (31) cît și masic peîn cîntărirea.

Temperatura uleiului la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură se determină cu termometre de precizie cu mercur (3) și (4) cu diviziuni de $1/10^{\circ}\text{C}$ și posibilități de citire a $5/100^{\circ}\text{C}$.

Diferența de temperatură dintre ieșirea și intrarea uleiului în schimbător se poate măsura și cu termorezistențele (5) și (8) legate la compensograful "Linecomp" - H&B (6) cu înregistrator. Puntea originală a fost modificată și reetalonată pentru o diferență de temperatură de 10°C , scala avînd diviziuni de $1/10^{\circ}\text{C}$ și posibilități de citire a $5/100^{\circ}\text{C}$. La creșteri de temperatură care depășesc 10°C în circuitul termorezistențelor se introduce o rezistență suplimentară, pentru care s-a făcut o nouă etalonare.

Termometrele au fost amplasate astfel încît rezervorul de mercur să fie spălat în întregime de vîna

de fluid și introduse în curent pentru a cuprinde câte o treime deasupra și dedesubtul axei acestuia. Deasemenea termorezistențele (T) au fost înfășurate pe suportul (S) dimensionat pentru aceleași condiții. Termorezistențele sînt etanșate prin garnituri de cauciuc (G) și fixate printr-o șaibă (B) și un inel filetat (I) (fig.).

Temperatura aburului la intrarea în schimbător se măsoară cu un termometru cu mercur (26) cu diviziuni de 1°C și posibilități de citire a $5/10^{\circ}$, iar cea a condensatului s-a măsurat cu un termometru similar (29) montat în colectorul (28). Ținînd seama că parametrii aburului la saturație în funcție de temperatură sînt dați în tabele pentru temperaturi din grad în grad s-a considerat că precizia de citire a termometrelor (26) și (28) este suficientă.

Toate termometrele montate pe stand au fost verificate și corectate cu un ultratermostat însestrat cu termometre de control de precizie.

Căderea de presiune a uleiului de-a lungul țevii corectate se măsoară cu un manometru diferențial cu mercur (7) racordat la camerele de intrare și ieșire din schimbătorul de căldură (1). Suprapresiunea aburului din cazan este indicată de manometrul diferențial cu apă (34), iar suprapresiunea aburului la intrarea în schimbător se măsoară cu un micromanometru diferențial cu apă (26a).

Presiunea atmosferică a fost măsurată cu un barometru cu mercur.

5.3. Schema de automatizare a încălzirii generatorului de abur și a preîncălzirii uleiului (fig. 5.2).

Încălzirea generatorului de abur se realizează cu ajutorul termoplonjoarelor $T_{p1} - T_{p5}$, având puterile :

$$T_{p1} = T_{p2} = T_{p3} = 1900 \text{ W}$$

$$T_{p4} = T_{p5} = 500 \text{ W}$$

Montajul din schemă permite obținerea următoarelor game de puteri :

T_{p4}	= 500 W	$T_{p1} + T_{p3} + T_{p4}$	= 4300 W
$T_{p4} + T_{p5}$	= 1000 W	$(T_{p1} + T_{p2})_{\text{serie}} + T_{p3}$	= 4550 W
T_{p3}	= 1900 W	$T_{p1} + T_{p3} + T_{p4} + T_{p5}$	= 4800 W
$T_{p3} + T_{p4}$	= 2400 W	$(T_{p1} + T_{p2})_{\text{serie}} + T_{p3} + T_{p4}$	= 5050 W
$(T_{p1} + T_{p2})_{\text{serie}}$	= 2650 W	$(\sum_{i=1}^2 T_{pi})_{\text{serie}} + T_{p1}$	= 5550 W
$T_{p3} + T_{p4} + T_{p5}$	= 2900 W	$(\sum_{i=1}^3 T_{pi})$	= 5700 W
$(T_{p1} + T_{p2})_{\text{serie}} + T_{p4}$	= 3150 W	$(\sum_{i=1}^4 T_{pi})$	= 6200 W
$(T_{p1} + T_{p2})_{\text{serie}} + T_{p4} + T_{p5}$	= 3650 W	$(\sum_{i=1}^5 T_{pi})$	= 6700 W
$T_{p1} + T_{p3}$	= 3800 W		

Posibilitățile de conectare arătate mai sus se realizează prin intermediul întrerupătoarelor I_2, I_3, I_4, I_5, I_7 și I_8 .

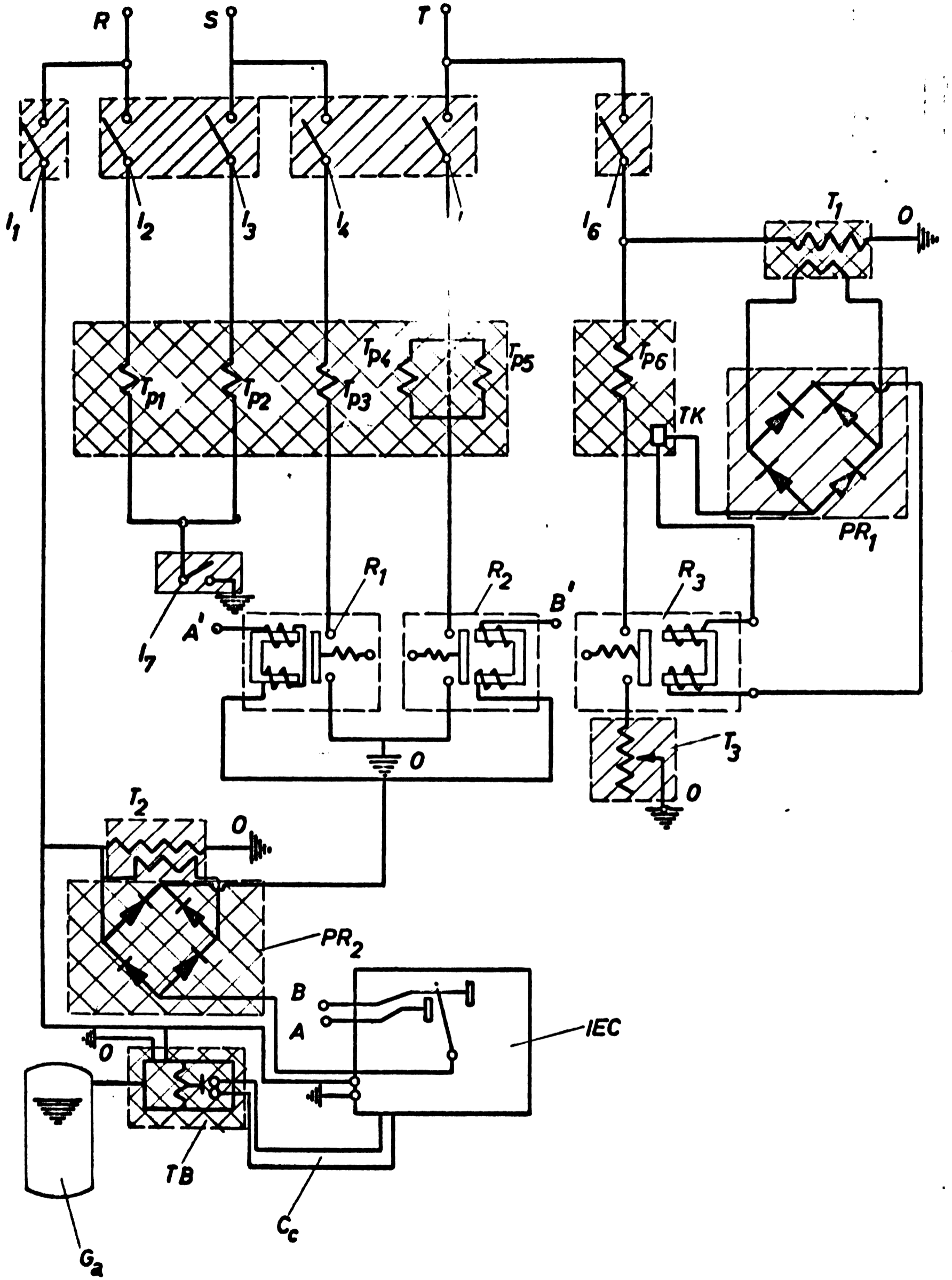


Fig. 5.2

In scopul menținerii constante a parametrilor aburului, p și t , furnizat de generatorul de abur (G_a), comanda termoplonjoarelor T_{p3} , T_{p4} și T_{p5} se poate face automat. Automatizarea este realizată printr-un traductor de presiune diferențială cu burduf AT 36 - ELT (TB), în comunicație directă cu spațiul de abur al cazanului. Traductorul generează un semnal în curent unificat, în domeniul $2-10 \mu A$, proporțional cu suprapresiunea din cazan. Semnalul alimentează un înregistrator electronic compensator automat miniatură, ELR 35 (IEC), care înscrie valoarea măsurată și comandă releele R_1 și R_2 prin care se pun în circuit termoplonjoarele T_{p3} , T_{p4} și T_{p5} . Acționarea releelor se face în curent continuu, generat de alimentatorul redresor $PR_2(T_2)$. Contactele A, B sînt legate electric cu contactele corespunzătoare A', B' din circuitul de comandă.

Termoplonjorul T_{p6} , de 1900 W, alimentează instalația de încălzire a uleiului la ieșirea din pompă. Reglarea prealabilă a puterii instalației de preîncălzire a uleiului se realizează în jos cu ajutorul reostatului R_3 , inseriat pe circuit.

Reglarea fină, automată, se face cu ajutorul instalației sistem "tot sau nimic", acționată de termometrul cu contact TK, care comandă releul R_3 , alimentat în curent continuu de 20 V, generat prin sistemul T_1-PR_1 .

5.4. Schimbătorul de căldură

Schimbătorul de căldură (fig.5.3) se compune din două piese de capăt (1) și (5), o flanșă intermediară (4) și două țevi concentrice (2) și (3).

Ţevile (2) și (3) sînt fixate rigid prin lipitură de argint de piesa de capăt (1) și flanșa intermediară (4). Piesa de capăt (5) este demontabilă; ea se fixează de flanșa intermediară cu prezoanele (6). Ţeava experimentală (7) este introdusă axial și se sprijină cu capetele ei pe umerii (a) și (b) practilați în piesele de capăt. Pe țeava (7) sînt lipite două șaibe (13) care presează garniturile de cauciuc pentru etanșare pe umerii (14). Etanșarea axială este realizată prin strîngerea potrivită a prezoanelor (6).

Intrarea în piesa de capăt (1) se face printr-un confuzor (8) cu profil de lemniscată pentru liniștirea curentului înaintea prizei de presiune (10) și a lăcașului (9) în care este introdusă termorezistența pentru temperatura rece a uleiului. Termorezistența pentru temperatura caldă a uleiului (11) este montată în piesa de capăt (5). Orificiile pentru prizele de presiune (10) și (12) sînt practicate deasemenea în cele două piese de capăt.

Spațiul (I) dintre cele două țevi concentrice (2) și (3) este izolat termic cu praf de zgură-

Aburul circulează prin spațiul (A) dintre țevile (3) și (7). Aburul intră în schimbător prin ștuțul (15)

iar condensul se scurge înspre colector prin ştuţul (16).

Piese de capăt şi flanşa intermediară sînt confecţionate din alamă iar ţevile concentrice din cupru.

Intregul schimbător de căldură este izolat termic în exterior cu funie de azbest şi un strat gros de amperă pentru a reduce la minimum pierderile de căldură spre exterior.

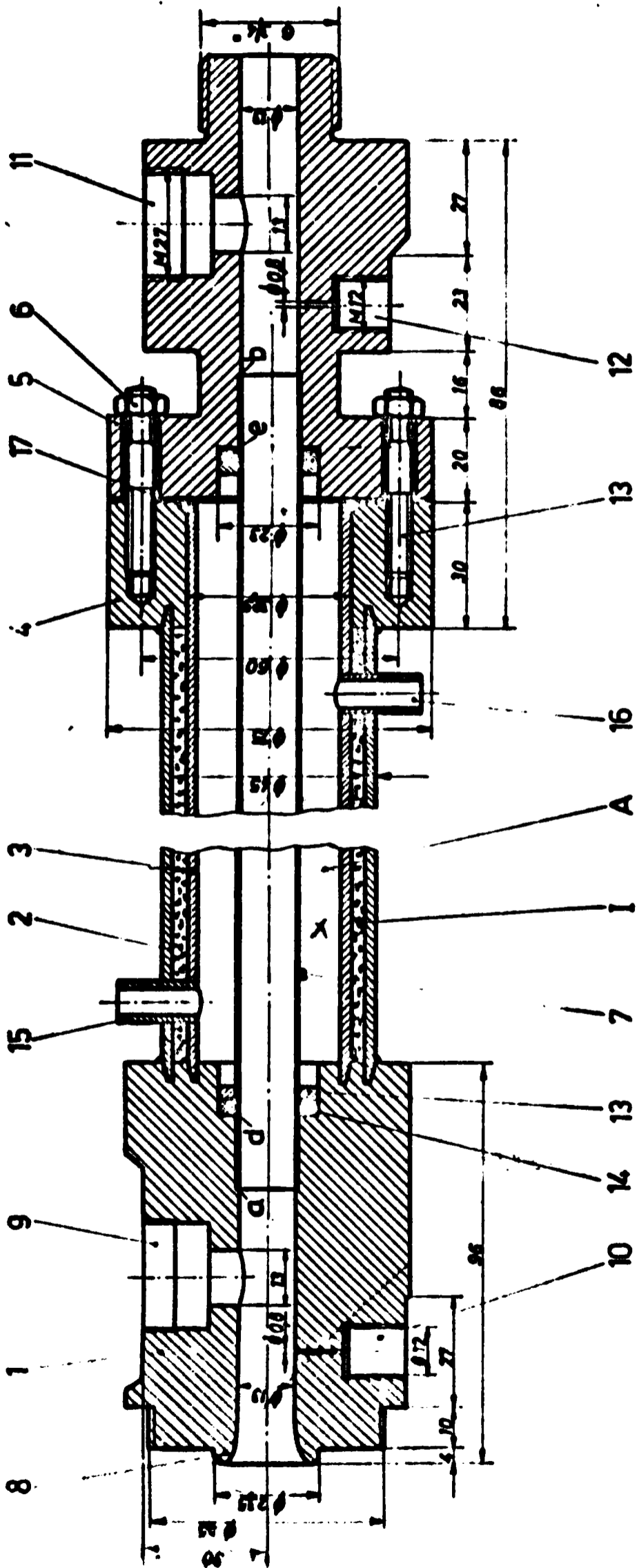


Fig. 5.3.

5.5. Metodica măsurătorilor

In timpul experiențelor s-au măsurat mărimi referitoare la ulei, la abur și la condens.

Pentru ulei s-au determinat debitul (m_u), căderea de presiune de-a lungul schimbătorului (Δp_u), temperatura de intrare (t_1) și ieșire (t_2) din schimbător.

Pentru abur s-au determinat suprapresiunea (Δp_{ab}) și temperatura (t_{ab}) la intrarea în schimbător, iar pentru condens s-au determinat debitul (m_c) și temperatura (t_c) la ieșirea din schimbător.

Pentru a scurta timpul de intrare în funcțiune a instalației uleiul preîncălzit în rezervor și în încălzitor la o temperatură de 60°C , a fost vehiculat prin schimbător la debitul maxim. Aburul s-a introdus în schimbător atunci când țeava-probă a ajuns într-un echilibru termic marcat prin temperatura de ieșire a uleiului din schimbător. In prima etapă a perioadei de circulație a uleiului temperatura de ieșire a uleiului este mai mică decât cea de intrare și de abia după trecerea a circa 35 - 40 minute ele ajung egale. In încercări făcute în condițiile de mai sus, desfășurate pe o durată de 8 ore (în vederea stabilirii energiei disipate) temperaturile au rămas egale și constante.

A doua perioadă a constat în introducerea aburului și intrarea în regim de echilibru termic al ansamblului schimbătorului; datorită inerției termice mari a acestuia această perioadă durează circa 60 minute. Scurtarea timpului de intrare în regim în cea de a doua perioadă

dă s-a obținut prin introducerea de abur la debit mare.

Pe măsura încălzirii sistemului debitul de abur a fost redus treptat.

Debitul de abur, atât în perioada de punere în funcțiune cât și la modificarea fiecărui regim de lucru, s-a reglat astfel încât în colectorul de condens să dispară bulde de abur (prin vizualizarea camerei de-versorului) și să se scurgă numai condens.

Deoarece la modificarea regimului de lucru prin variația debitului de ulei, dacă la intrare se menține temperatura constantă, temperatura de ieșire se modifică este necesar să treacă o perioadă de timp până la atingerea unui nou echilibru cu un regim stabilizat. Timpul de stabilizare depinde de sensul variației debitului.

La creșterea debitului temperatura de ieșire a uleiului scade; răcirea sistemului de la regimul precedent, cu temperatură mai ridicată a uleiului la ieșire, se face într-un timp cu circa 50 % mai lung decât cel corespunzător încălzirii sistemului pentru aceeași variație de debit produsă însă în sens invers (scădere).

În figura 4.3, care reprezintă fragmente din diagramele de temperatură înregistrate, se poate urmări perioada de stabilizare pentru cele două situații prezentate mai sus. Porțiunea inferioară, notată cu AB reprezintă variația temperaturii în perioada de stabilizare și porțiunea superioară BC reprezintă diferența de temperatură dintre ieșire și intrare în regim stabilizat.

Toate măsurătorile s-au efectuat în regim stabilizat (reperat pe diagramele înregistrate de aparat). Pentru scurtarea timpului de stabilizare s-a variat regimul pornind de la debitul maxim spre cel minim.

Deoarece chiar și în regim stabilizat temperaturile uleiului n-au putut fi păstrate riguros constante, în deosebi la debite mai mici (variații de $\pm 1/10 - 2/10$) s-au făcut timp de circa 10 minute cinci citiri de temperatură pentru aprecierea unor valori medii ale acesteia. În timpul acesta s-a urmărit debitul de ulei indicat de contor și s-a captat condens în colector. La sfârșitul perioadei de citire a temperaturilor s-a măsurat debitul pentru fiecare regim și prin cântărire cronometrând timpul de curgere a unei cantități constante de ulei (3 kg).

În colectorul de condens s-a citit temperatura și cantitatea de condens prin sticla de nivel etalonată), iar apoi condensul a fost evacuat într-o sticlă gradată pentru o nouă verificare. Constatând că la debite mici apare diferența de $\pm 5 - 8 \%$ între cantitățile de condens determinate cu vasul gradat față de cele cântărite s-a măsurat debitul și prin cântărire pentru regimurile respective.

În decursul experiențelor s-a urmărit temperatura de intrare a aburului în schimbător precum și suprapresiunea acestuia.

După epuizarea regimurilor impuse pentru un tip de țeavă cercetat s-a urmărit reproductibilitatea rezultatelor obținute prin refacerea a 5-6 regimuri intermediare între cel inițial și final, iar la constatarea unor abateri mai mari decât $\pm 5\%$ s-au reluat în întregime experiențele asupra tipului cercetat.

În tabele (anexă) sînt concentrate valorile medii ale mărimilor măsurate. Deoarece în prelucrarea datelor experimentale pentru stabilirea coeficientului de convecție s-au folosit numai parametrii uleiului (debit, călduri specifice, temperaturi) iar debitul de condens s-a utilizat numai pentru verificarea bilanțului termic pentru cele două părți ale schimbătorului, acesta n-a mai fost inclus în tabelele prezentate.

6. Prelucrarea datelor experimentale. Interpretarea rezultatelor

Cercetările efectuate în cadrul acestei lucrări au avut ca scop determinarea influenței aripioarelor introduse în interiorul țevelor asupra transferului de căldură și a căderilor de presiune. S-au studiat aripioare de diferite forme confecționate din același material (tablă de cupru), aripioare de formă și dimensiuni identice, confecționate din materiale diferite (cupru, alamă, fier), aripioare de formă și material identice, dar de dimensiuni diferite și aripioare de formă, material și dimensiuni identice, dar cu unghi de așezare diferit.

Performanțele diferitelor tipuri cercetate au fost comparate cu cele ale unei țevi cu pereți netezi, goală în interior - și între ele - pentru a se pune în evidență influența diferiților factori (formă, material, dimensiuni, unghi).

Pentru a caracteriza comportarea termică a diferitelor tipuri de țevi s-a calculat, cu datele rezultate din măsurători, ecuația criterială a transferului de căldură,

$$Nu = f(Re.Pr)$$

S-a ales funcția simplă de mai sus, ținând seama de faptul că în cadrul cercetărilor efectuate s-au determinat coeficienții de convecție medii, folosind țevi de aceeași lungime. Factorul de corecție $(\eta_H / \eta_p)^{0.2}$, recomandat de diferiți cercetători, n-a fost luat în considerare, deoarece în cursul experiențelor s-a urmărit numai încălzirea

uleiului și regimurile de temperatură în domeniul cărora s-a lucrat au fost aceleași ; de asemenea, diferențele de temperatură dintre perete și fluid au fost relativ mici, astfel încât raportul η_R/η_f la puterile n recomandate de diferiți cercetători au avut valori foarte apropiate de unitate.

Conform celor arătate la pagina , rezultatele pot fi puse sub forma dependenței lui Nu de produsul $Re \cdot Pr$, la valori mari ale lui Pr , deoarece în asemenea cazuri, lungimea de stabilizare hidraulică reprezintă o fracțiune mică din lungimea de stabilizare termică [16].

Tinând seama că "premiza obligatorie a asemănării fenomenelor fizice trebuie să fie asemănarea geometrică" [8], [9], [16], compararea țevilor înzestrate cu aripioare identice ca formă s-a făcut pe baza criteriului lui Nusselt, iar compararea termică a țevilor neasemenea din punct de vedere geometric s-a făcut pe baza relației dintre coeficientul de convecție și debitul masic al uleiului,

Compararea termică a diferitelor tipuri de țevi între ele s-a mai făcut și pe baza eficacității lor termice ϵ , prin dependența eficacității ϵ de numărul de unități termice NTU transmise de către suprafața încălzitoare respectivă, de fluxurile termice ale celor două fluide W_{min}/W_{max} și de schema de deplasare ale celor două fluide, sub forma relației adimensionale $\epsilon = \varphi(NTU, W_{min}/W_{max})$. Caracterizarea comportării hidraulice a țevilor s-a făcut prin relații adimensionale, exprimând coeficientul de pierdere de sarcină în funcție de criteriul lui Reynolds, prin relații adimensionale de forma . Pentru compararea țevilor asemenea -

geometric s-au folosit ecuațiile criteriale stabilite, iar pentru compararea țevilor neasemenea-geometric s-au exprimat căderile de presiune în funcție de viteza masică, sub forma

Rezultatele obținute au fost comparate cu cele găsite de alți cercetători.

În cele ce urmează se vor analiza mărimile calculate pentru caracterizarea termică și hidraulică, arătate mai sus.

6.1. Temperatura determinantă

În expresiile, adimensionale sau dimensionale, folosite pentru caracterizarea tipurilor de țevi studiate, apar o serie de proprietăți fizice ρ ale fluidului, pentru care s-a cercetat transferul de căldură, dependente de temperatură.

În domeniul cercetat temperatura uleiului a variat de-a lungul țevii între valoarea minimă de 60°C și maximă de 80°C . Limitele de variație ale căldurii specifice C , densității ρ , vîscozității dinamice η și a vîscozității cinematice ν în acest domeniu sînt :

t [$^{\circ}\text{C}$]	ρ	ρ	η	ν
60	2003	862,988	37,81	4,30
80	2075	850,543	17,78	1,85
$\Delta\rho$	+ 3,54%	- 1,45%	- 54%	- 50%

După cum se vede, variațiile cele mai mari în funcție de temperatură le-au suferit vîscozitățile, care față

de temperatura de 60°C au scăzut la 80°C cu 54 %, respectiv 50 %.

Dacă variațiile căldurii specifice și ale densității apar neglijabile, în schimb influența temperaturii asupra vîscozității este foarte puternică. Vîscozitatea apare ca unul din factorii determinanți ale unor mărimi criteriale (Re, Pr) care depind în consecință, în mare măsură de temperatură. În exprimarea rezultatelor finale este deci deosebit de importantă alegerea temperaturii de referință pentru diferitele mărimi γ , numită **t e m p e r a t u r ă d e t e r m i n a n t ă**.

În alegerea temperaturii determinante trebuie să se țină seama că temperaturile fluidului variază, atît în secțiune, cît și în lungul țevii.

Mai mulți autori (Grigull [16], Kraussold [24], Sieder și Tate [26], Boehm [26], Micheev [9]), au ajuns la concluzia că pentru transferul de căldură în regim laminar, cea mai indicată alegere a temperaturii determinante este media aritmetică dintre temperatura de intrare (t_1) și cea de ieșire (t_2) din schimbător

$$t_{f1} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (6.1)$$

"Pe baza unor experiențe speciale și a analizei celor mai noi lucrări, Miheev consideră că la prelucrarea datelor experimentale asupra schimbului de căldură și a rezistenței hidraulice să se ia ca temperatură determinantă temperatura medie t_{f1} a fluidului. O astfel de alegere a temperaturii determinante ține seama de influența temperaturii și este cea mai simplă pentru calculele practice"... 9

Tinând seama că temperatura în secțiune este variabilă, cele două temperaturi t_1 și t_2 reprezintă de asemenea valori medii ale acestor mărimi. Ele pot fi determinate prin măsurarea câmpului de temperatură în secțiunile considerate, folosind apoi relația valabilă pentru regim de curgere staționară :

$$t_m = \frac{1}{A} \int t \cdot dA \quad (6.2)$$

Grigull [16] și Micheev [9] arată că nu este necesar să se determine câmpul de temperatură în secțiune, în cazul în care înaintea punctului de măsurare a temperaturii fluidul este bine amestecat. Grigull [16] mai arată că dacă se folosesc termometre cu rezistență, a căror rețea se extinde în secțiune, valoarea indicată reprezintă temperatura medie în secțiunea respectivă.

Deoarece măsurarea câmpului de temperatură în secțiunea mică a țevilor cercetate ($d_1 = 13$ mm), complicată prin introducerea aripioarelor, era foarte dificilă, autorul a măsurat direct temperaturile medii în secțiunea de intrare și ieșire, luând în acest scop măsuri de amestecare intensă a fluidului, folosind termometre cu mercur cu rezervor lung și termorezistențe a căror rețea a cuprins mai mult decât $2/3$ din diametrul țevii (cap.5.1 și 5.2)

Autorul a ales ca temperatură determinantă temperatura medie a fluidului, t_{fl} , calculată cu expresia (6.1).

6.2. Ecuația criterială. Criterii de similitudine

Transmiterea căldurii și în deosebi, convecția termică - așa cum s-a menționat în capitolul al 2-lea - datorită multitudinii factorilor care apar, impun necesitatea studierii lor experimentale. Generalizarea datelor experimentale este posibilă în acest caz numai prin folosirea teoriei asemănării și exprimarea rezultatelor prin ecuații criteriale.

Pentru a caracteriza transferul de căldură pentru diferitele tipuri de țevi studiate s-a folosit ca ecuație criterială expresia

$$Nu = C(Re.Pr)^n \quad (6.3)$$

Autorul a ales exprimarea rezultatelor sub forma expresiei (6.3), pentru ca apoi, prin trasarea ei pentru diferite parametri ai aripioarei să se poată evidenția legitatea după care aceștia influențează transferul de căldură.

Incercările autorului de a găsi o ecuație criterială generală, pentru tipurile de țevi studiate, care să reflecte numărul de aripioare, unghiul de așezare al acestora sau materialul din care sînt confecționate au fost lipsite de rezultat. Din curbele experimentale prezentate în acest capitol, se poate vedea că alinura curbelor pentru factorii menționați este atît de diferită încît nu se poate stabili nicio legitate, care să permită stabilirea unei ecuații generale.

Influența lungimii aripioarelor este singura care se pare că se supune unei legități, după cum reiese din curbele reprezentative ale expresiei $Nu = f(Re.Pr)$

fiind găsirea unei ecuații criteriale în care aceasta se reflectă. Ecuația este tratată în mod deosebit la paragraful 6.

Criteriul lui Nusselt, care conține coeficientul de convecție α , caracterizează transferul de căldură. El exprimă raportul dintre densitatea reală a fluxului de căldură, exprimată prin coeficientul de convecție α și densitatea fluxului de căldură, care s-ar transmite prin conducție pură într-un strat de fluid cu conductivitatea λ , având grosimea l

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad (6.4)$$

Criteriul Nu reprezintă în același timp raportul pantelor a două curbe de temperatură, respectiv cea a cîmpului de temperatură real la perete - și a căderii lineare de temperatură, $(t_p - t_f)/l$, datorită conducției prin stratul de grosime l , după relația

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = - \frac{(\partial t / \partial n)_p}{(t_p - t_f)/l} = Nu$$

Pentru îndeplinirea similitudinii termice, pe lângă necesitatea asemănării geometrice se impune condiția asemănării mecanice. Transferul de căldură este funcție, așa cum s-a arătat la capitolele 2 și 3, de cîmpul de viteză și de regimul de curgere. Cîmpul de viteză și regimul de curgere la rîndul lor, depind de raportul dintre forțele de inerție și cele de frecare. Deoarece este necesară asemănarea cîmpurilor de viteză trebuie ca forțele de inerție să fie proporționale cu $\rho W^2 l$, pentru ca toate vitezele, precum și diferențialele lor să fie proporționale cu viteza de antrenare W , iar toate lungimile și diferențialele lor să fie proporționale cu lungimea caracteristică l . Forțele de frecare,

corespunzătoare unității de volum, conțin factorul $\gamma \partial^2 w / \partial y^2$ și trebuie să fie proporționale cu $\gamma w / l^2$. Raportul acestor forțe este exprimat de criteriul lui Reynolds

$$Re = \frac{\rho w^2 l}{\gamma w / l} = \frac{\rho w l}{\gamma} = \frac{w l}{\nu} \quad (6.5)$$

Reynolds (1883) și alți cercetători au stabilit experimental că sub valoarea de 2320 a acestui raport curgerea în țevi este totdeauna laminară. Schiller [105] a găsit că regimul de curgere este laminar chiar și atunci când el este turbulent la intrarea în țeavă. Pentru plăci plane, Blasius, care a introdus în expresia lui Reynolds, ca dimensiune caracteristică, grosimea stratului limită, a găsit ca valoare critică $Re = 2100$. Dacă se compară această valoare cu cea găsită pentru curgerea prin țevi, trebuie să se introducă $W = 2w$ din cauza profilului parabolic al vitezei. S-a făcut această remarcă deoarece între curgerea de-a lungul unei plăci și curgerea printr-o țeavă se găsește o foarte bună potrivire. Într-adevăr la curgerea prin țevi grosimea stratului limită neputând depăși mărimea razei ($r = d/2$) trebuie ca și curgerea prin țevi să fie interpretată ca o curgere limită, la care stratul limită poate ajunge pînă la axa țevii. Cînd se atinge această stare, forma curgerii rămîne neschimbată, deci curgerea devine stabilizată.

Cum convecția termică depinde de cîmpul de temperatură este necesar să se introducă în exprimarea criteriului lui Nusselt influența acestuia, prin criteriul lui Prandtl :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (6.6)$$

Criteriul lui Prandtl compară două mărimi de transport molecular, respectiv vîscozitatea cinematică) pentru

transportul de impuls prin frecare, ou coeficientul de difuzibilitate termică a pentru transportul de energie termică prin conducție. Cauza transportului de impuls este căderea de viteză, iar al transportului de energie termică diferența de temperatură. Criteriul lui Prandtl este deci și o mărime caracteristică a relației dintre câmpul de temperatură și câmpul de viteză.

Coeficientul de difuzibilitate termică $a \cdot \lambda / C_p$ este o mărime fizică caracteristică materialului.

Expresia $Nu = f(Re, Pr)$ trebuie interpretată, în sensul celor expuse, ca dependența căldurii transferate (Nu) de câmpul de viteză (Re) și de relația acestuia cu câmpul de temperatură (Pr).

Un criteriu adesea folosit, în deosebi în literatura americană, este criteriul lui Stanton :

$$S_f = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{\alpha}{w \rho C_p} = \frac{(t_1 - t_2)}{(t_p - t_{f1})} \cdot \frac{d}{4L} \quad (6.7)$$

în care t_1 , t_2 și t_{f1} au semnificația de la 6.1, iar t_p este temperatura peretelui, d diametrul țevii și L lungimea acesteia. După cum se vede, se reprezintă raportul dintre variația temperaturii fluidului și căderea de temperatură la perete.

În cele ce urmează se vor analiza diferitele mărimi care intră în componența criteriilor Re , Pr și Nu .

6.2.1. Dimensiunea caracteristică l . În expresiile criteriilor lui Reynolds și Nusselt apare dimensiunea caracteristică l , care ia o formă concretă în funcție de secțiunea de trecere a fluidului. În cazul curgerii prin țevi de

secțiune circulară lungimea caracteristică este diametrul d al acesteia, deci :

$$Re = \frac{w d}{\nu} \quad \text{și} \quad Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$$

Pentru a putea folosi cele două criterii și pentru alte secțiuni decât cele circulare, cei mai mulți autori [8],[9],[11],[15],[16],[17],[20],[35],[36],[37],[32],[52], 55, 89 etc. utilizează ca dimensiune caracteristică un diametru echivalent, adoptînd pentru exprimarea acestuia **d i a m e t r u l h i d r a u l i c :**

$$d_h = \frac{4A}{U} \quad (6.8)$$

în care $A [m^2]$ reprezintă secțiunea de trecere a fluidului și $U [m]$ perimetrul spălat de fluid. Justificarea alegerii acestei valori ca diametru echivalent constă în influența pe care o au forțele de presiune de antrenare a curentului care trece printr-o secțiune A asupra forțelor de frecare de-a lungul perimetrului U .

Cercetările lui Schiller și Nikuradze [16] au arătat că la adoptarea lui d_h legile de rezistență hidraulică găsite la curgere turbulentă pentru secțiuni circulare rămîn în valabile și pentru alte secțiuni.

Unii cercetători și autori, în deosebi pentru domeniul transferului de căldură în țevi cu umpluturi, în domeniul transferului în strat fluidizat, introduc ca dimensiune caracteristică diametrul grăunților de umplutură d_k [67], [74],[69] ș.a. Schumacher a arătat însă că între rezultatele găsite de aceștia și cele corespunzătoare țevii goale există o perfectă analogie, dacă în locul lui d_k se introduce diametrul hidraulic d_h (cap.3.2.3)

Jordan [16] a propus introducerea "diametrului termic" $d_{th} = 4 A/U_{th}$, unde U_{th} este partea din perimetrul pe care are loc transferul de căldură. Adoptarea lui d_{th} este justificată în cazul în care o parte a peretelui suprafeței încălzitoare este izolat.

La preiucirarea datelor experimentale în cadrul acestei lucrări s-a folosit ca dimensiune caracteristică diametrul hidraulic (6.8)

Pentru țeava lisă s-a calculat cu diametrul interior al acesteia d_i , iar pentru țevi cu aripioare, cu expresia

$$d_h = \frac{4 \left(\frac{\pi d_i^2}{4} - h_t \cdot \delta \right)}{\pi d_i + 2(h_t + \delta)} \quad (6.9)$$

în care h_t [m] reprezintă înălțimea totală a aripioarei, iar δ [m] grosimea tablei din care aceasta este confecționată.

Valorile numerice ale diametrului hidraulic, calculate după expresia (6.9) sînt prezentate împreună cu rezultatele obținute pentru fiecare tip de aripioară cercetat.

6.2.2. Viteza fluidului w . Intr-o curgere staționară neizotermică, viteza variază atît în secțiune, cît și în lungul curenului.

Expresia criteriului lui Reynolds pentru curgere laminară conține viteza medie a curenului, w_m , ca o medie a vitezelor de la intrarea și ieșirea din țeavă, care se poate calcula cu o expresie de forma :

$$w_m = \frac{w_1 + w_2}{2} \quad (6.10)$$

unde w_1 și w_2 reprezintă media din secțiunile de intrare și ieșire. Conform expresiei (2.2) determinarea vitezei medii

$$\bar{w} = \frac{1}{A} \int w \, dA$$

impune efectuarea de măsurători pentru stabilirea câmpului de viteză în cele două secțiuni. Din cauza dificultăților unor asemenea măsurători, îndeosebi în țevi de diametru mic și în țevi cu diferite piese încorporate în ele, viteza medie s-a stabilit din cunoașterea debitului

$$w_m = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad \text{m/s} \quad (6.11)$$

Debitul masic de ulei \dot{m} [kg/s] a fost determinat prin cântărire pentru fiecare regim și comparat cu cel volumic determinat cu contorul etalonat.

6.2.3. Densitatea uleiului. Densitatea uleiului, ρ , a fost raportată la temperatura medie a fluidului t_{fl} (6.1).

Densitatea uleiului ρ la temperatura t_{fl} s-a calculat după recomandările instrucțiunilor pentru viscozimetru Höppler [106], cu expresia :

$$\rho_t = \rho_i - a(t - t_i) \quad (6.12)$$

$\rho_i = 0,891 \text{ g/cm}^3$, densitatea la temperatura $t_i = 15^\circ\text{C}$, a fost determinată cu un aerometru cu trei zecimale, prin termostatarea uleiului. Conform instrucțiunilor [106], pentru a obține o precizie de $\pm 0,5\%$ la stabilirea viscozității este suficientă cunoașterea densității cu o valoare cu trei zecimale.

Factorul de corecție pentru uleiuri minerale este :

$$a = 0,6225 \text{ g/cm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

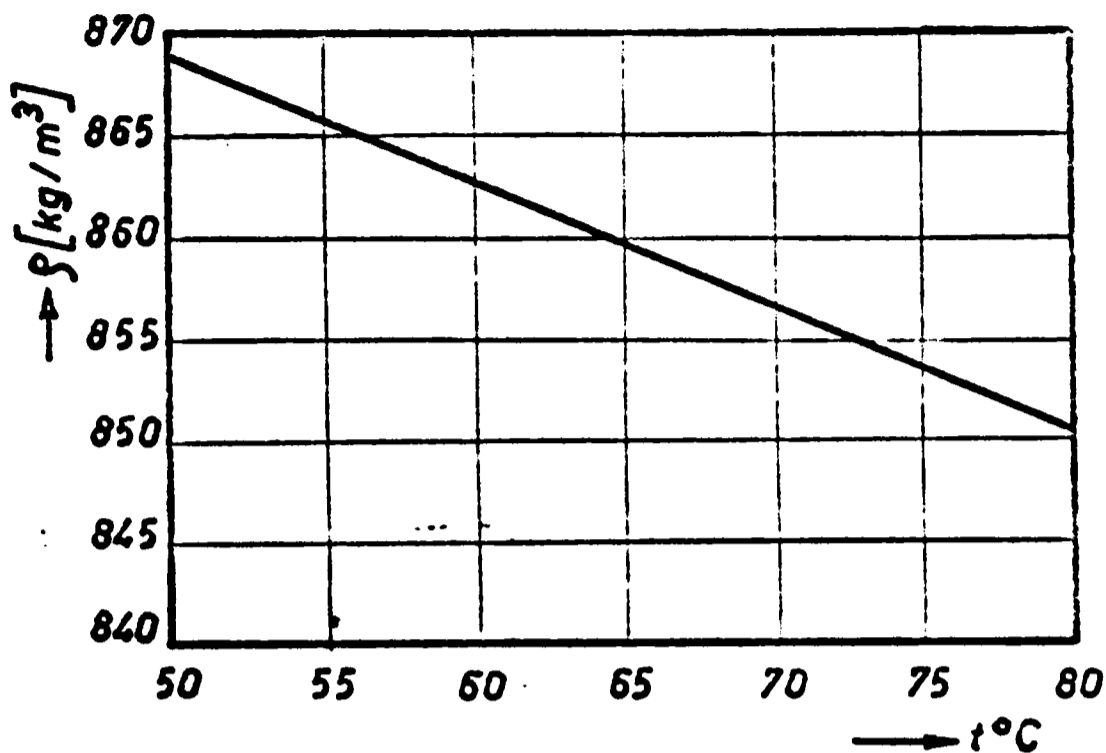


Fig.6.1

In figura 6.1 este reprezentată dependența densității ρ în funcție de temperatură. In tabelul nr.3 din anexă, sînt prezentate densitățile uleiului calculate în intervalul 60...80°C pentru zecimi de grade, cu expresia (6.12).

S e c ț i u n e a d e t r e c e r e a f l u -
i d u l u i s-a calculat cu expresia :

$$A = \frac{\bar{U} d_i^2}{4} - h_t \rho \quad [m^2] \quad (6.13)$$

Valorile între care au fost cuprinse limitele de variație ale vitezei sînt 0,3...2,4 m/s, în funcție de tipul de țeavă studiat. Vitezele maxime atinse au, fost cele obținute prin realizarea debitului maxim al pompei, iar vitezele minime cele pentru care regimul de temperatură a rămas stabil.

6.2.4. Vîscozitatea uleiului. Vîscozitatea dinamică a uleiului η [kg/m.s] a fost determinată cu un vîscozimetru "Höpler" cu o precizie de $\pm 0,5\%$ folosind bile pentru măsu-

rători de precizie [10⁶].

Rezultatele experimentale sînt concentrate în tabelul nr.4 din anexă și în diagrama din figura 6.2. Este de remarcat panta accentuată a curbei $\eta = f(t)$ în intervalul de temperatură 60...80°C, în domeniul căruia s-au efectuat cercetările.

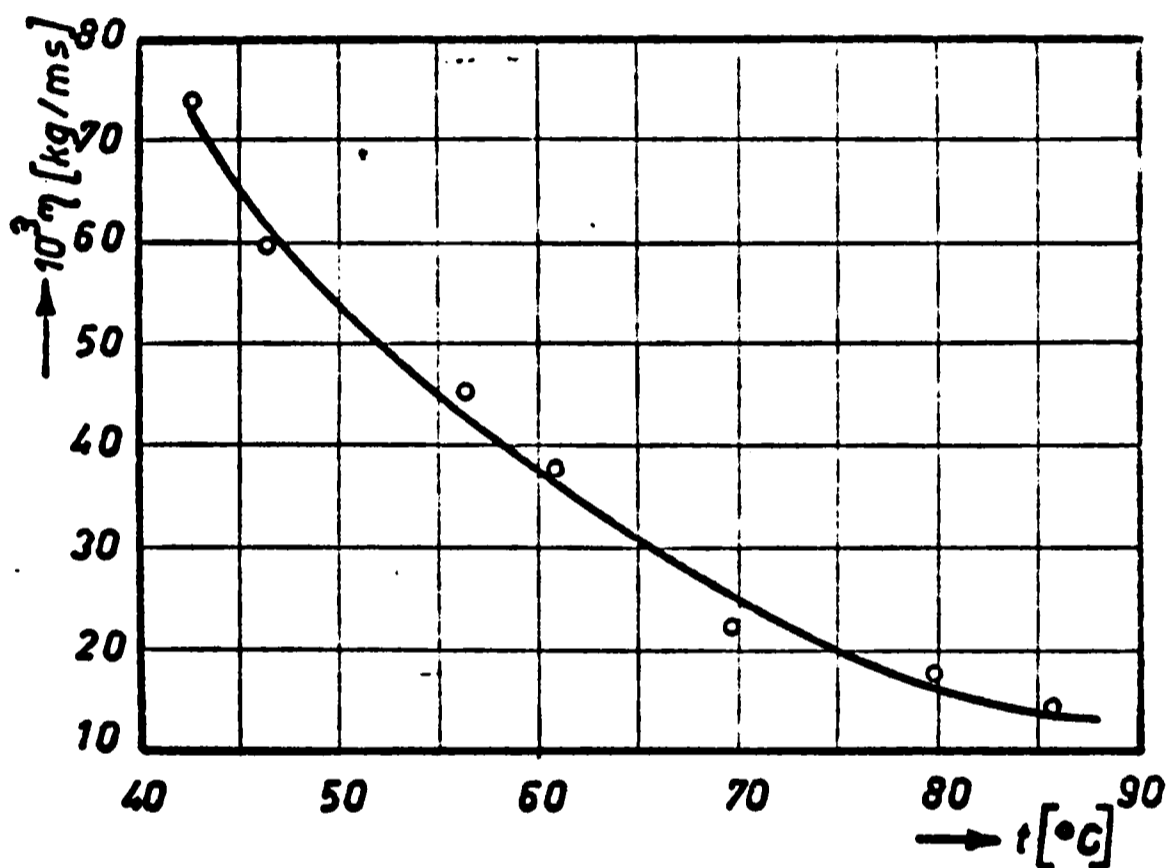


Fig.6.2

Vîscozitatea cinematică s-a calculat cu relația

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} [m^2/s] \quad (6.14)$$

Valorile vîscozității cinematice sînt prezentate în tabelul nr.3 din anexă, în intervalul 60...80°C, pentru zece grade.

6.2.5. Coeficientul de difuzibilitate termică. Coeficientul de difuzibilitate termică s-a calculat cu expresia

$$a = \frac{\lambda}{c \rho} [m^2/s] \quad (6.15)$$

Coeficientul de conducție termică al uleiului λ n-a putut fi determinat experimental din lipsa aparatajului necesar. S-a adoptat o valoare medie recomandată de literatura de specialitate [89] $\lambda = 0,147 \text{ W/mgrd}$. Variația coeficientului de conducție termică al uleiului fiind mică în intervalul de temperatură considerat, s-a adoptat valoarea de mai sus ca o mărime constantă.

Dependența căldurii specifice a uleiului c n-a putut fi determinată experimental cu metodele calorimetrice obișnuite. Incercările care s-au făcut în laboratorul Catedrei de termotehnică au dat rezultate foarte diferite de cele prezentate în diferite tabele de caracteristici ale uleiurilor, astfel că s-a adoptat formula de calcul [107] :

$$c = 4185 \frac{0,403 + 0,00081 t}{\sqrt{\rho_{15}}} \text{ J/kg.grd} \quad (6.13)$$

în care ρ_{15} este densitatea uleiului la 15°C ($\rho_{15} = 0,891 \text{ g/cm}^3$).

Valorile căldurii specifice ale uleiului calculate cu expresia de mai sus sînt prezentate în tabelul nr.4 din anexă.

Admițînd $\lambda = \text{constant}$, influența temperaturii asupra coeficientului de difuzibilitate termică este introdusă prin căldura specifică c și densitatea ρ .

Coeficientul de difuzibilitate termică a fost calculat în intervalul $60 \dots 80^{\circ}\text{C}$ pentru $0,5^{\circ}\text{C}$, iar la temperaturi intermediare, determinat prin interpolări lineare. Rezultatele sînt prezentate în tabelul nr.5 din anexă.

6.2.6. Coeficientul de convecție termică. În cercetările efectuate s-a determinat coeficientul de convecție

mediu.

Calculul coeficientului de convecție termică s-a efectuat explicitînd pe din expresia (4.8) :

$$\alpha_i = \frac{1}{\left[\frac{\Delta t_m}{Q} \left(\frac{1}{\alpha_e A_e} + \frac{d}{\lambda A_m} \right) \right] (A_i + \gamma A_p)} \quad (6.17)$$

a) Diferența medie de temperatură se poate adopta ca medie logaritmică, după expresia cunoscută :

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_g - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_g}{\Delta t_k}} \quad (6.18)$$

în care Δt_g reprezintă în cazul echicurentului diferența de temperatură dintre cele două fluide (abur - ulei) la intrarea în schimbător, iar Δt_k diferența de temperatură dintre cele două fluide la ieșirea din schimbător.

În cazul în-care temperaturile celor două fluide variază puțin în lungul suprafețelor încălzitoare diferența medie de temperatură se poate calcula ca medie aritmetică a celor două diferențe de temperatură Δt_g și Δt_k

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_g + \Delta t_k}{2} \quad (6.19)$$

Diferența medie de temperatură calculată cu relația (6.19) este mai mare decît media logaritmică (6.18), dar în cazul în care $\Delta t_k / \Delta t_g > 0,5$ diferența dintre ele este sub 4% [9].

De remarcat este faptul că nici media logaritmică nu reprezintă decît aproximativ diferența medie de temperatură dintre cele două fluide de-a lungul suprafeței încălzitoare, deoarece în stabilirea expresiei (6.18) s-a presupus că debitul, căldura specifică și coeficientul de convecție a ce-

lor două fluide sînt constante.

În decursul cercetărilor experimentale aburul la intrarea în schimbător a fost saturat uscat, produs la o presiune de 5...10 mm coloană apă. Temperatura de intrare, pentru toate regimurile, a variat între 99...100°C în funcție de presiunea barometrică. Temperatura a fost măsurată la intrarea în schimbător și a fost comparată și cu tabelul de abur în funcție de presiune, găsindu-se o corespondență în limitele $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$.

Temperatura de ieșire s-a determinat prin măsurarea temperaturii condensului, la ieșirea din schimbător, în colectorul din imediata apropiere a prizei de condens. Tot traseul condensului pînă la locul de măsurare a temperaturii a fost foarte scurt și foarte bine izolat, astfel încît pierderile de căldură au putut fi neglijate. De altfel trebuie menționat faptul că la stabilizarea unui regim cercetat temperatura condensului s-a menținut constantă. Pentru regimurile cercetate temperatura condensului a fost cuprinsă în medie între 96...98°C.

Temperatura uleiului, pentru diferite regimuri, a variat între 60...70°C, iar cea de ieșire între 70...80°C, cu excepția cîtorva regimuri cu totul izolate.

Deci temperatura medie la intrarea uleiului a fost de 65°C, iar la ieșire de 75°C. Pentru aceste condiții valorile medii ale lui Δt_g și Δt_k au fost

$$\Delta t_g = 99,5 - 65 = 34,5^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_k = 97 - 75 = 20^{\circ}\text{C}$$

și valoarea medie a raportului lor $\Delta t_k / \Delta t_g = 0,58 > 0,5$.

Ținînd seama de cele de mai sus s-a adoptat

tat ca valoarea a diferenței medii de temperatură media aritmetică dată de relația (6.19).

b) Căldura cedată uleiului în schimbătorul de căldură Q , s-a calculat cu expresia :

$$Q = m_s c_u \Delta t_u \quad [W] \quad (6.20)$$

Debitul masic m_s [kg/s] căldura specifică c_u [J/kg·°C] și diferența de temperatură dintre intrarea și ieșirea uleiului din țevă t_u grad pentru fiecare regim, sînt prezentate în tabelele nr.2 din anexă.

c) Coeficientul de convecție termică al agentului de încălzire exterior, α_e . Agentul de încălzire folosit în cercetările efectuate a fost abur saturat uscat, care s-a condensat de-a lungul schimbătorului de căldură, la presiunea barometrică. Coeficientul de convecție la condensarea aburului saturat depinde de felul condensării : peliculară sau globulară.

Cercetările făcute de Drew, Nagle și Smith [108] au arătat că la vapori de apă curați condensarea pe metale curate este peliculară și că aceasta este forma stabilă de condensare. Shea și Krase [109] au confirmat acest lucru și pentru plăci de cupru lustruite.

Prezența unui inhibitor în vapori transformă condensarea peliculară în condensare globulară, fără însă ca aceasta să aibă un caracter permanent dacă inhibitorul nu se adaugă în continuare. Pentru vaporii de apă inhibitorii cei mai activi sînt acizii grași. Prezența uleiului în vaporii de apă

provoacă o condensare globulară a acestora.

Coeficientul de convecție termică pentru condensarea globulară poate fi de zece ori mai mare decât pentru condensarea peliculară.

La condensarea peliculară filmul de condens care se formează pe pereți este la început laminar. La țevi orizontale, din cauza traseului relativ foarte scurt pe care-l parcurge fluidul, filmul își păstrează caracterul laminar, în timp ce la țevi verticale, după depășirea unor lungimi parcurse, el devine turbulent și prin aceasta se produce o majorare a coeficientului de convecție.

În conceperea standului experimental s-a urmărit realizarea unei condensări peliculare :

- Aburul produs de cazan a fost curat. Alimentarea cu apă a cazanului s-a făcut de la rețea, astfel încît nu a putut pătrunde ulei în cazan, cum se întîmplă la cazanele industriale din cauza pompelor de alimentare.

- Tevile cercetate au fost din cupru, cu peretele exterior lustruit și curat ; ele au fost degresate înaintea montării pe stand.

- Instalația și sistemul de etanșare au fost astfel concepute încît uleiul să nu poată pătrunde în țeava concentrică străbătută de abur.

Teava prin care a circulat aburul a fost orizontală astfel că filmul de condens a fost laminar [16], [39], [55].

Transferul de căldură la condensare peliculară cu film laminar a fost studiat de Nusselt [110], care a găsit pe cale teoretică, pentru curgerea aburului de-a lungul unei țevi, expresia

$$\alpha = 0,73 \left(\frac{1}{\alpha_e \Delta t} \right)^{1/4} \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 \gamma}{\eta} \right) \left[\frac{W}{m^2 \text{grad}} \right] \quad (6.21)$$

Termenii din relația (6.21) au următoarea semnificație :

d_e [m] - diametrul exterior al țevii,

Δt [°C] - diferența de temperatură dintre temperatura de saturație t_s a aburului și temperatura peretelui t_p

λ [$\frac{W}{m \text{grad}}$] - conductivitatea termică a condensului,

ρ [$\frac{kg}{m^3}$] - densitatea condensului,

r [$\frac{J}{kg}$] - căldura de vaporizare (condensare),

η [$\frac{kg \cdot s}{m^2}$] - vîscozitatea dinamică a condensului.

În stabilirea relației (6.21) Nusselt a considerat că temperatura de-a lungul peretelui este aceeași, și rămîne constant. Desigur, datorită variației temperaturii fluidului încălzitor, în realitate, temperatura peretelui variază în lungul suprafeței încălzitoare. Calculul arată că expresia (6.21) necesită o corecție neglijabilă dacă se consideră temperatura peretelui variabilă, încît este justificată adoptarea unei temperaturi medii a peretelui [16], [113], [114].

Peck și Reddie [113], tratînd influența forțelor de accelerație, au găsit că pentru țevă orizontală expresia (6.21) trebuie corectată printr-un factor adimensional $\gamma \eta / \lambda (t_s - t_p)$

Prin compararea rezultatelor experimentale a 17 autori a rezultat relația semiempirică :

$$\alpha / \alpha_{Nu} = 0,0206 \left[\gamma \eta / \lambda (t_s - t_p) \right]^{1/2} + 0,79 \quad (6.22)$$

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

este coeficientul de convecție calculat după expresia lui Nusselt (6.21).

La prelucrarea datelor experimentale pentru calculul diferenței de temperatură dintre abur în condensare și peretele exterior al țevii s-a utilizat expresia cunoscută:

$$\Delta t = t_s - \frac{W}{\alpha_e A_e} \quad (6.23)$$

în care, pentru fluxul mediu de căldură pentru toate regiunile cercetate, s-a adoptat valoarea de 1500 W și temperatura medie $t_s = 99,5^\circ\text{C}$. Folosind expresiile (6.21), (6.22) și (6.23) printr-un calcul de iterație s-a găsit $\alpha_e = 11000 \text{ W/m}^2 \text{ grad}$ (deci temperatura medie a peretelui exterior $t_p = 95,75^\circ\text{C}$ și $\alpha_e = 11000 \text{ W/m}^2 \text{ grad}$

Dintr-un calcul al erorilor a rezultat că variația lui α_e cu $\pm 1000 \text{ W/m}^2 \text{ grad}$ dă o eroare în calculul lui α_i de $\pm 1,5\%$. Deoarece această eroare este mult sub valoarea admisă, ea s-a considerat neglijabilă și pentru toate regiunile s-a adoptat ca valoare medie a coeficientului de convecție exterior valoarea $\alpha_e = 11000 \text{ W/m}^2 \text{ grad}$

d) S u p r a f e ț e l e î n c ă l z i t o a r e
A s-au considerat :

- Suprafața exterioară a țevii $A_e = \pi d_e l \text{ [m}^2\text{]}$
- Suprafața interioară a țevii $A_i = \pi d_i l \text{ [m}^2\text{]}$

Considerîndu-se neglijabilă scăderea suprafeței interioare prin contactul cu aripioarele, din cauza grosimii reduse pe care acestea o au, s-a calculat pentru toate tipurile de țevi aripate cu valoarea $A_l = A_i$

- Suprafața medie pentru conducția termică prin pereții țevii s-a calculat cu expresia propusă de Hausen [113]

$$A_m = \frac{d_e - d_i}{\ln \frac{d_e}{d_i}} \pi l \quad [m^2] \quad (6.24)$$

- Suprafețele aripioarelor s-au calculat cu expresia :

$$A_p = 2n h_t l_p \quad [m^2] \quad (6.25)$$

în care n este numărul aripioarelor, h_t m înălțimea totală și l_p m lungimea unei aripioare. Coeficientul de suprafețe datorită faptului că ambele suprafețe ale aripioarei sunt active în procesul transferului de căldură.

Valorile suprafețelor respective sînt :

$A_e = 0,0482 \text{ m}^2$; $A_i = 0,04082 \text{ m}^2$; $A_m = 0,045 \text{ m}^2$; suprafețele diferitelor tipuri de aripioare sînt prezentate pentru fiecare caz în parte, împreună cu rezultatele finale.

e) R a n d a m e n t u l a r i p i o a r e l o r s-a calculat cu expresia (4.29) :

$$\eta_p = \frac{t h h \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda \delta}}}{h \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda \delta}}}$$

Admițînd că într-o secțiune transversală a curentului distribuția temperaturii este simetrică față de axul longitudinal al țevii și în regimul nestabilizat termic, înălțimea activă a aripioarelor introduse în țevi este jumătate din înălțimea lor totală, $h = h_t/2$. Înălțimile active corespunzătoare fiecărui tip de aripioare sînt prezentate de asemenea împreună cu rezultatele finale.

C o n c l u z i i

1) Criteriul Reynolds, raportat la diametrul hidraulic a va-

riat pentru regimurile și tipurile de țevi cercetate între limitele 50...700, deci regimul de curgere a fost laminar pur. Vizualizări ale curentului, a căror fotografii sînt prezentate mai departe, confirmă curgerea laminară.

- 2) Criteriul lui Prandtl a avut valori mari, specifice fluidelor cu vîscozitate ridicată, variînd între 200...400.

6.3. Calculul coeficientului de convecție

$$\text{Ecuația } Nu = C(\text{Re} \cdot \text{Pr})^n$$

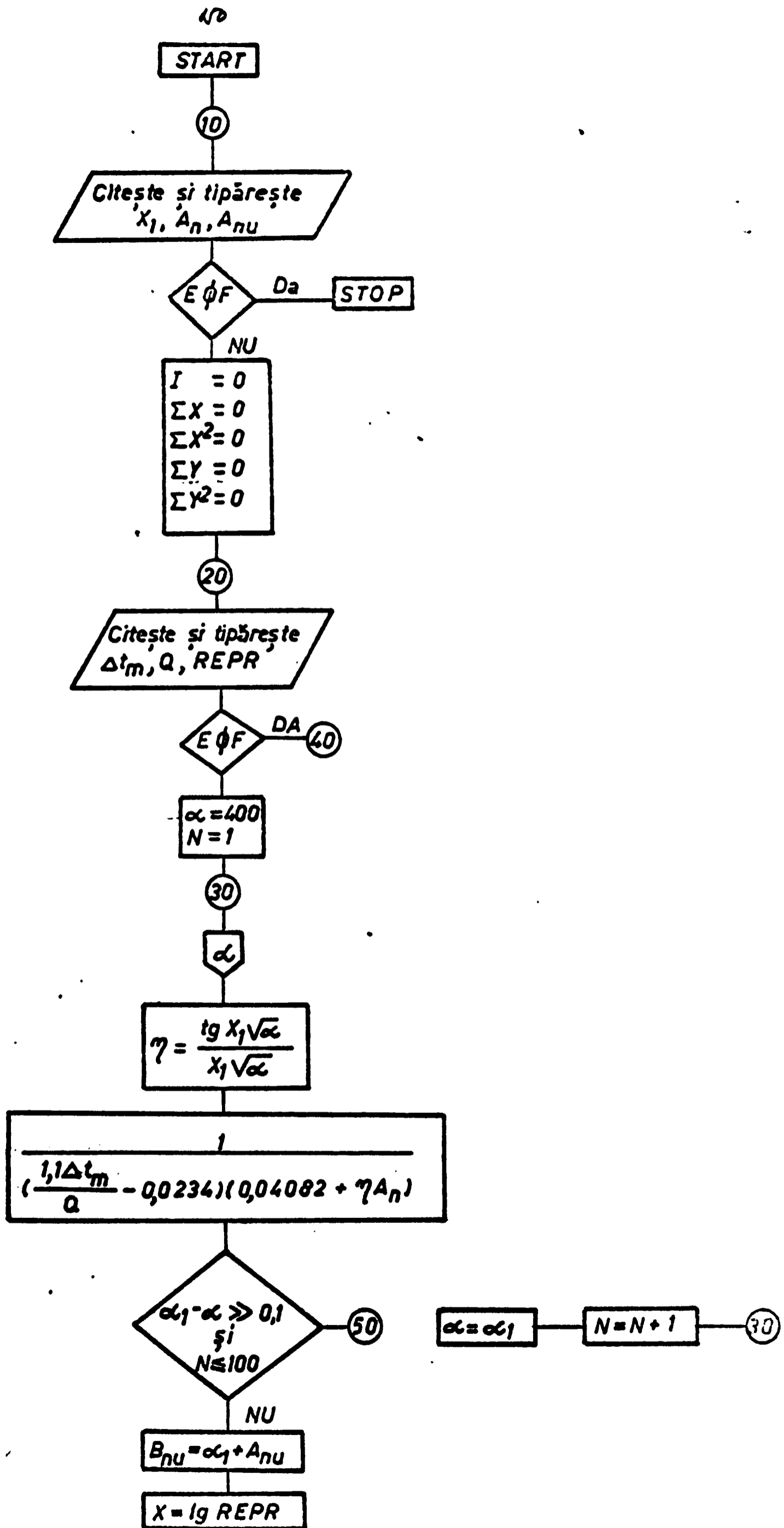
Calculul coeficientului de convecție α s-a făcut utilizând relația (6.17). Deoarece în expresia utilitatii apare randamentul aripioarei, care este o funcție de α , $\eta = f(\alpha)$ pentru determinarea coeficientului de convecție este necesar un lung șir de calcule de iterație, impunând o muncă de laborioasă.

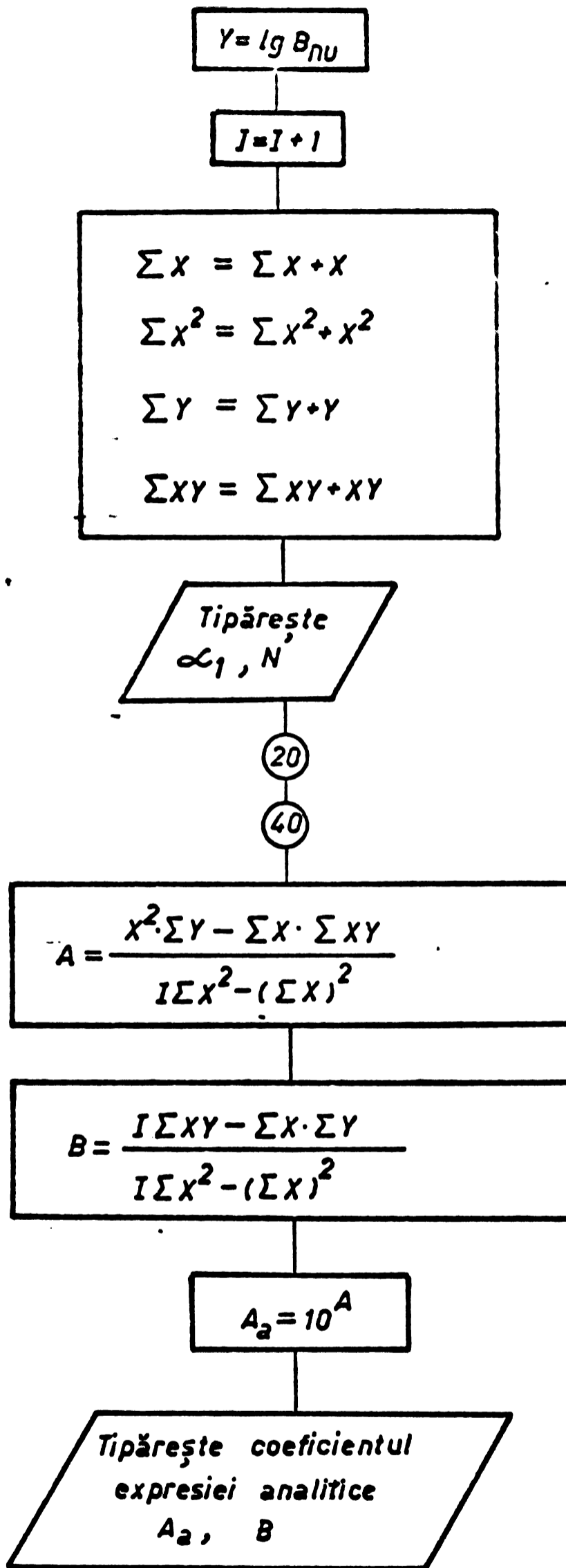
Coeficientul de convecție α și criteriul Nu pentru fiecare regim cercetat, precum și ecuația criterială $Nu = C(\text{Re} \cdot \text{Pr})^n$ corespunzătoare unui anumit tip de boavă, fost calculate la Centrul teritorial de calcul Timișoara, folosind calculatorul electronic FELIX C 256, pe baza datelor preliminare prezentate în tabelele nr.2, întocmită cu un calculator digital FELIX CE 30

În programul stabilit pentru iterațiile necesare determinării coeficientului α s-a impus repetarea lor până la atingerea unei diferențe de 1% între α (6.17) și $\eta = f(\alpha)$

Ecuația criterială $Nu = C(\text{Re} \cdot \text{Pr})^n$ a fost determinată cu α calculat după programul de mai sus, impunându-se stabilirea ei pe baza abaterilor medii pătratice.

Schema logică utilizată, transcrisă pentru prelucrarea datelor de calculatorul electronic în limbaj FORTRAN, este prezentată în figura 6.3





6.4. Căderile de presiune

În aprecierea unui schimbător de căldură de lungă durată, caracteristicile termice trebuie cunoscute caracteristicile hidraulice. Alegerea unui anumit tip de schimbător este legată, în ultimă instanță, de factori economici : preț de cost și cheltuieli de exploatare. Energia necesară vehiculării fluidelor prin schimbător depinde de rezistențele hidraulice ale acestuia, concentrate în țevi, în spațiul interstital care conține fasciculele de țevi, în conductele de legătură, în strangulări și lărgiri, șibere, ventile, coturi etc.

Deoarece în cadrul acestei lucrări s-a studiat numai elementul-țevă al schimbătorului, considerând că modificarea care se aduce constă numai în felul de aripire al țevilor, rezistențele hidraulice ale diferitelor tipuri de secțiune constituie parametrul variabil, celelalte rezistențe rămânând neschimbate.

Căderile de presiune pot fi exprimate printr-o relație generală, valabilă atât pentru curgerea laminară, cât și cea turbulentă, sub forma :

$$\Delta p = \xi a \frac{\rho w^2}{2g} \quad (6.26)$$

în care ξ reprezintă un coeficient adimensional și a un factor de corp. Pentru curgerea prin țevi rotunde $a = L/d_i$, deci

$$\Delta p = \xi \frac{L}{d_i} \frac{\rho w^2}{2g} \quad (6.26, a)$$

Viteza w și densitatea ρ se consideră în această re-

lașie ca valori medii, după cum au fost definite și adoptate de către autor (cap.6.2.2 și 6.2.3). Coeficientul de pierdere de sarcină ξ depinde de criteriul lui Reynolds.

Pentru curgerea laminară se indică în general, în literatura de specialitate, tratând transmiterea căldurii

ș.a. că în întregul domeniu de curgere $Re < 2300$ coeficientul de pierdere de sarcină poate fi exprimat prin relația simplă

$$\xi = \frac{64}{Re_1} \quad (6.27)$$

Re_1 fiind criteriul Reynolds raportat la diametrul interior al țevii d_1 .

În realitate, adoptarea acestei expresii dă rezultate foarte bune numai pentru curgerea în regim hidraulic stabilizat, deoarece ea a fost dedusă din legea de distribuție parabolică a vitezei Hagen-Poiseuille. Este evident că în zona de stabilizare hidraulică, pe care distribuția vitezei nu este parabolică, expresia (6.27) nu este valabilă. Comolot arată că se poate ține seama de fenomenele care apar în zona de stabilizare, prin introducerea unui termen de corecție, care se comportă ca o cădere de presiune suplimentară de ordinul $0,16 \int \frac{w^2}{2}$. Comolot remarcă însă că valoarea 0,16 propusă de Schiller în 1922 este foarte incertă, deoarece același cercetător a găsit valori care oscilează între 0,11 și 0,45. Alți cercetători au propus valori în jurul a 0,40.

Expresia (2.21) este valabilă numai în zona de stabilizare hidraulică și poate deci fi aplicată pentru calculul căderilor de presiune de-a lungul unei țevi la care zona de stabilizare se extinde pe toată lungimea ei.

În schimbătoarele de căldură cu țevi, intrarea fluidu-

lui în acestea este nestabilizată din punct de vedere hidraulic, stabilizarea producându-se de abia în timpul parcurgerii lor de către fluid. Lungimea de stabilizare hidraulică la țevi asemenea geometric depinde de valoarea criteriului lui Reynolds (2.22) și la schimbătoare de căldură cu regim de curgere laminar este în general mai mică decât lungimea țevilor. Într-o țevă există deci două zone distincte, de lungimi egale sau diferite, una cu regim nestabilizat și alta stabilizat. Autorul consideră că din acest motiv nici expresia (2.22) nu poate fi utilizată pentru calculul căderii de presiune la schimbătoare de căldură. Eventual, cercetări întreprinse în acest domeniu ar putea furniza expresii care să reflecte, sub o formă adimensională relația dintre zonele stabilizate și nestabilizate în lungul întregii țevi, permițând în felul acesta calculul analitic al căderilor de presiune de-a lungul elementului-țevă al schimbătoarelor.

La țevi cu diferite elemente încorporate în ele, problema calculului căderilor de presiune devine și mai dificilă din cauza rezistențelor suplimentare introduse de acestea.

La țeava lisă, care a fost cercetată în vederea stabilirii unui etalon de comparație, criteriul lui Reynolds a variat între 198 și 657, iar lungimea corespunzătoare de stabilizare hidraulică, calculată cu expresia (2.22) pentru $C = 5,75 \cdot 10^{-2}$ [15] a variat între 0,148...0,49 m, reprezentând 13,5 % respectiv 45 % din lungimea țevii. Căderile de presiune măsurate de autor, la țeava lisă diferă de cele calculate după expresiile (6.26; 6.27) și (2.21).

În figura 6.4 sînt reprezentate variațiile căderilor de presiune Δp în funcție de produsul ρw după măsurătorile

proprii (1) și cele calculate după expresiile 6.26 a, 6.27 (2) și 2.21 (3). Poziția celor trei curbe confirmă părerea

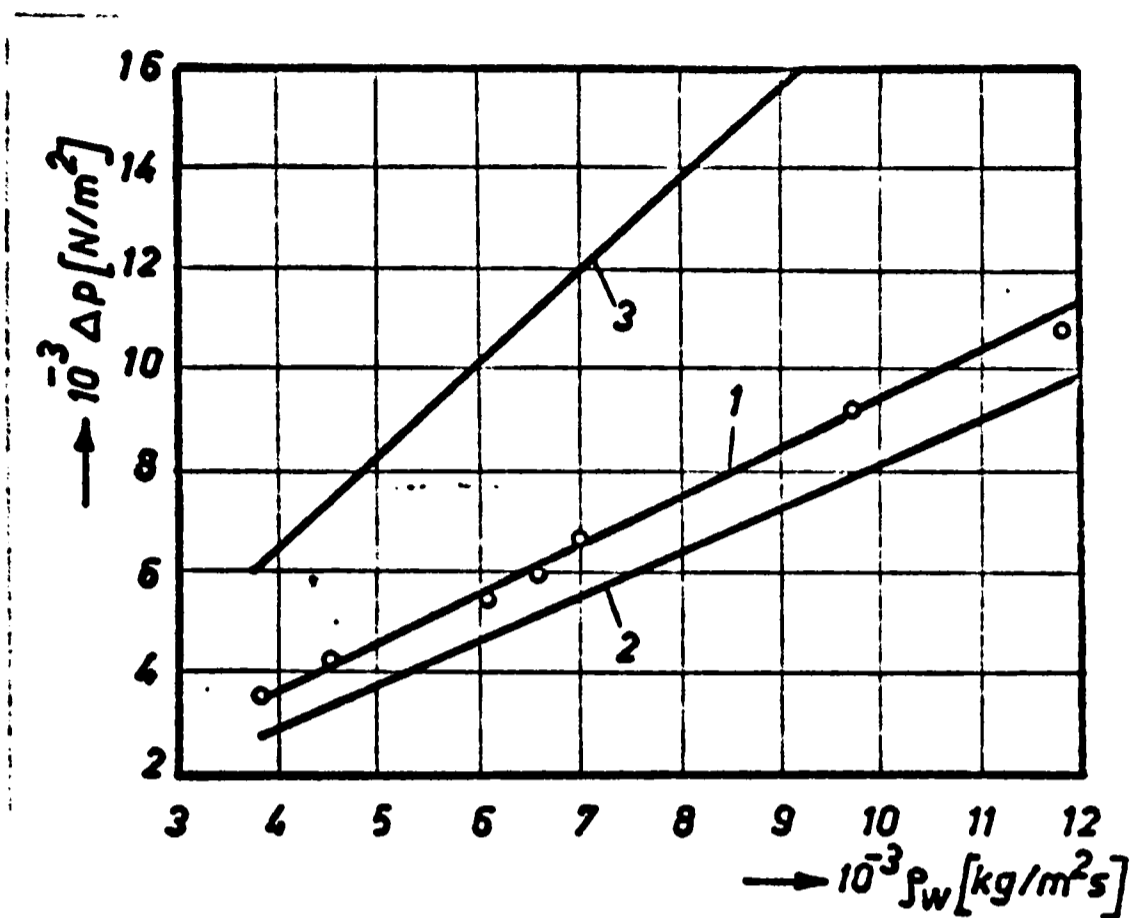


Fig.6.4

autorului în privința utilității formulelor teoretice sau semiempirice propuse pentru determinarea analitică a căderilor de presiune la schimbătoarele de căldură tubulare.

Trebuie remarcat că punctele măsurate se înscriu pe o dreaptă ca și cele teoretice, însă cu o pantă mai mare.

Convergența celor două drepte în zona vitezelor mici indică de asemenea faptul că la lungimile de stabilizare hidraulice mici predomină regimul stabilizat, iar cu creșterea lor se resimte influența efectului de capăt.

Tinând seama de cele de mai sus, autorul a prezentat căderile de presiune măsurate efectiv între capetele țevii. Pentru toate tipurile de țevă-aripată cercetate s-a reprezentat variația coeficientului de pierdere de sarcină ξ , dedus din (6.26 a), în funcție de criteriul Reynolds, stabilindu-se totodată și o ecuație criterială de forma :

$$\xi = C Re^n \quad (6.28)$$

Coeficientul C și exponentul n au fost determinați prin reprezentarea funcției (6.28) în coordonate logaritmice.

Pentru compararea țevilor neasemenea din punct de vedere geomotric s-a folosit reprezentarea căderilor de presiune măsurate, Δp , în funcție de produsul f_w .

C o n c l u z i e

Expresiile recomandate de literatură pentru calculul căderilor de presiune în țevi lise de secțiune circulară, în regim laminar de curgere, nu pot fi utilizate decât pentru regimuri stabilizate (6.26; 6.27), sau în regimuri nestabilizate (2.21).

Pentru țevi de-a lungul cărora apar ambele regimuri, dacă lungimea de stabilizare este mică în raport cu cea a țevii (la valori foarte mici ale lui Re) și predomină regimul stabilizat, căderile de presiune calculate cu expresiile (6.26) și (6.27), erorile sînt mici.

Dacă lungimea de stabilizare crește în raport cu cea a țevii, datorită lipsei unor relații potrivite, căderile de presiune trebuie determinate experimental.

6.5. Eficacitatea transmisiei de căldură

Eficacitatea - sau randamentul - transmisiei de căldură a schimbătorului caracterizează comportarea acestuia din punct de vedere termodinamic.

Eficacitatea reprezintă raportul dintre căldura efectiv transferată și căldura maximă care s-ar putea transmite, deci cea care s-ar putea ceda într-un schimbător de căldură cu suprafață încălzitoare infinit mai mare.

Dacă se notează cu $W_c = m_c c_c [W/grad]$ și $W_r = m_r c_r [W/grad]$ capacitățile calorice ale celor două fluide, cald și rece, cu t_{c1} și t_{r1} temperaturile celor două fluide la intrarea în schimbător și cu t_{c2} , respectiv t_{r2} , temperaturile de ieșire, bilanțul termic al schimbătorului este

$$W_c (t_{c1} - t_{c2}) = W_r (t_{r2} - t_{r1}) \quad (6.29)$$

Căldura maximă care s-ar putea transmite ar fi aceea care ar încălzi fluidul rece pînă la temperatura de ieșire a fluidului cald, deci $t_{r2} = t_{c2}$. Dacă $W_r > W_c$ căldura maximă care s-ar putea transmite este $W_r (t_{c1} - t_{r1})$, iar dacă

$W_r < W_c$ căldura maximă care s-ar putea transmite este $W_c (t_{c1} - t_{c2})$.

Eficacitatea transmisiei de căldură este dată de relația :

$$\varepsilon = \frac{W_c (t_{c1} - t_{c2})}{W_{min} (t_{c1} - t_{r1})} = \frac{W_r (t_{r2} - t_{r1})}{W_{min} (t_{c1} - t_{r1})} \quad (6.30)$$

unde W_{min} reprezintă capacitatea calorică cea mai mică dintre cele două capacități W_c și W_r .

Dacă se introduce noțiunea de "număr de unități de

transfer a căldurii", NTU, definit prin relația :

$$NTU = \frac{KA}{W_{min}} \quad (6.31)$$

și se ține seama de faptul că schimbul de căldură depinde de sensul de curgere al celor doi agenți, eficacitatea transmisiei de căldură se poate exprima sub forma generală :

$$\varepsilon = \phi \left(NTU, \frac{W_{min}}{W_{max}}, \text{schema de deplasare a fluidului} \right) \quad (6.32)$$

W_{min} și W_{max} sînt capacitățile calorice, cea mai mică respectiv cea mai mare dintre W_c și W_r .

Parametri adimensionali permit o prezentare grafică avantajoasă a caracteristicii termice a schimbătoarelor de căldură.

Pentru schimbătoare de căldură la care unul din agenții termici este în stadiu de vaporizare sau condensare, raportul capacităților calorice este nul și schema de deplasare a celor două fluide este indiferentă, expresia (6.32) se reduce la forma simplă

$$\varepsilon = \phi(NTU) \quad (6.32,a)$$

La determinarea eficacității transmisiei de căldură pentru țevile aripate cercetate, la care agentul de încălzire folosit a fost abur în stare de condensare, s-a utilizat expresia dedusă pentru această condiție :

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (6.33)$$

Pentru calculul lui NTU s-a folosit expresiile (6.31) și (4.11); în expresia (6.31) s-a introdus pentru W_{min} capacitatea calorică a uleiului, deoarece capacitatea

calorică a aburului este infinit de mare (din cauza căldurii specifice în stare de fierbere sau condensare).

Eficientele fiecărui tip de țeavă cercetat pentru diferite regimuri nu au fost prezentate separat, ci numai într-o singură diagramă pentru comparația diferitelor tipuri între ele.

6.6. Prezentarea rezultatelor

In decursul cercetărilor experimentale a fost studiată comportarea termică și hidraulică a următoarelor țevi

a. Tevi lise, goale în interior, simbolizate prin litera S.

b. Tevi cu aripioare :

1. Aripioare simple (fig.6.3a) din tablă de cupru, simbolizate prin A(H). Aripioarele au fost decalate la 90° și așezate unele după altele pe toată lungimea țevii.

2. Aripioare în formă de cruce (fig.6.3 a) din tablă de cupru, simbolizate prin B(F). Aripioarele au fost decalate la 45° și așezate unele după altele pe toată lungimea țevii.

3. Aripioare de tipul Behr, simbolizate prin C. (fig.6.3 a) pentru care s-au cercetat influența lungimii aripioarelor, influența unghiului de așezare, influența materialului din care au fost confecționate și influența contactului dintre aripioară și țeavă. Aripioarele de tip Behr au fost așezate pe toată lungimea țevii.

3.1. Influența lungimii aripioarelor s-a studiat pe aripioare de cupru, așezate sub un același unghi de decalare ($\delta = 90^{\circ}$), cu contactul cositorit. S-a comparat C (D) cu :

- C (N), având lungimea $l = 50$ mm.

- C (M), având lungimea $l = 25$ mm.

3.2. Influența unghiului de așezare s-a studiat pe aripioare de cupru cu lungime constantă ($l = 35$ mm) :

- C (D), cu unghi de decalare $\beta = 90^\circ$ (tipul original)
- C (K), cu unghi de decalare $\beta = 0^\circ$
- C (L), cu unghi de decalare $\beta = 30^\circ$

Contactul dintre țeavă și aripioare a fost cositorit.

3.3. Influența materialului de confecționare al aripioarelor s-a studiat pe aripioare de aceeași lungime (35 mm), așezate sub același unghi de decalare (90°), cu contactul cositorit. S-a comparat C (D) cu :

- C (J), aripioare confecționate din alamă.
- C (P), aripioare confecționate din fier.

3.4. Influența contactului dintre peretele țevii și aripioare s-a studiat comparativ cu cele precedente, pe aripioare din cupru de aceeași lungime ($l = 35$ mm), cu contactul necositorit, așezate sub diferite unghiuri :

- C (A), cu unghi de decalare $\beta = 90^\circ$
- C (B), cu unghi de decalare $\beta = 0^\circ$
- C (C), cu unghi de decalare $\beta = 45^\circ$

4. Aripioare în formă de cruce cu capetele răsfrînte (D din fig. 6.3.a), confecționate din cupru, cu contactul cu țeava cositorit. Unghiul de răsfrîngere al aripioarelor a fost $\gamma = 45^\circ$. Aripioarele au avut o lungime de 35 mm și au fost așezate cu un interval liber de 35 mm între ele; unghiul de decalaj dintre aripioare a fost $\beta = 45^\circ$.

5. Aripioare combinate C (M) cu D (G), confecționate din cupru, cu contact cositorit. Intre grupurile formate din cele două aripioare, la așezarea lor de-a lungul țevii, s-a lăsat un interval liber de 35 mm.

6. Aripioară din spirală de sîrmă de cupru, înfășurată sub forma unei elici pe peretele interior al țevii, cu contactul dintre ele cositorit, simbolizată prin R.

In cele ce urmează sînt prezentate sub formă grafică, pentru diferitele caracteristici constructiv-funcționale :

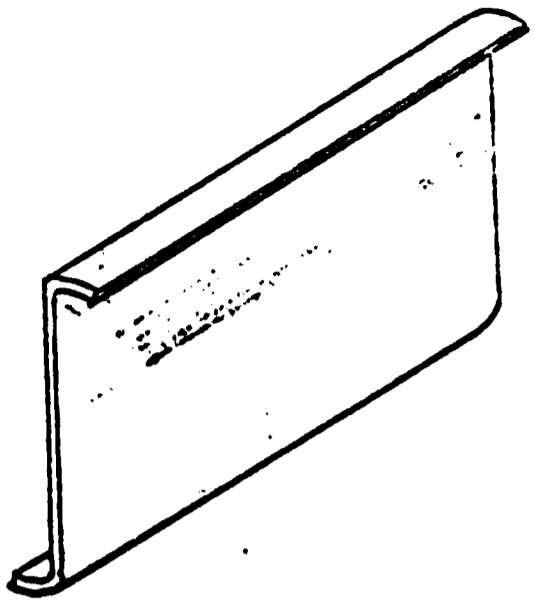
- $Nu = f(Re, Pr)$ și $\Delta p = \varnothing (Re)$ pentru fiecare țevă.

- Influența parametrilor constructivi asupra transferului de căldură (6.6 a - 6.6 d).

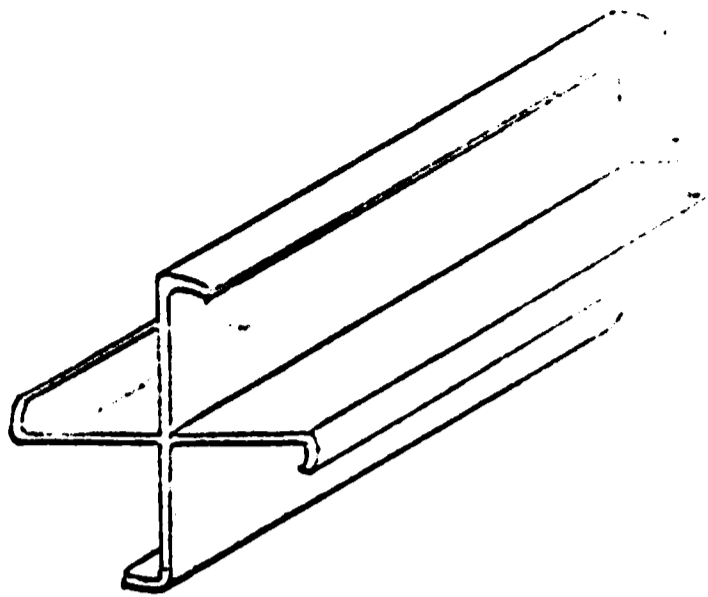
- Caracteristicile termice și hidraulice, comparativ, pentru diferitele tipuri de țevi aripate, sub forma :

$$\alpha = F(w_g), \quad \text{respectiv} \quad p = f(w_g)$$

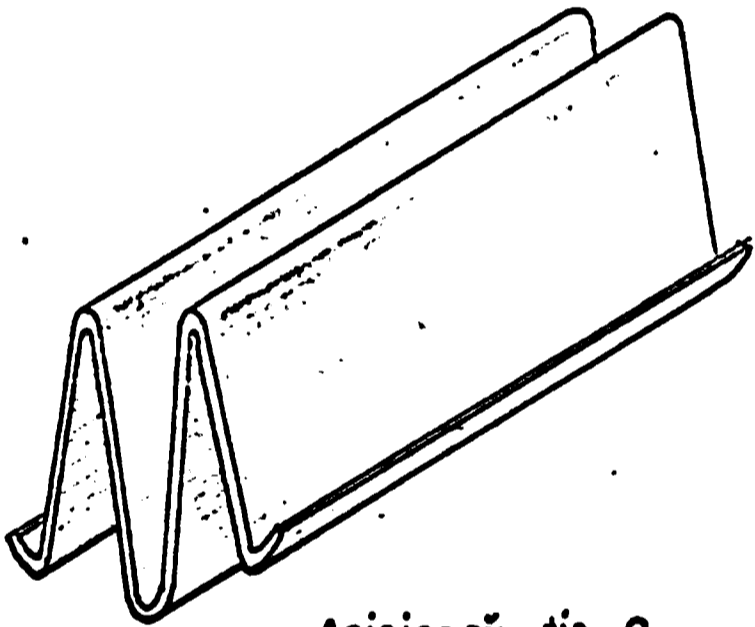
și domeniul de eficacitate termică în același interval w_g .



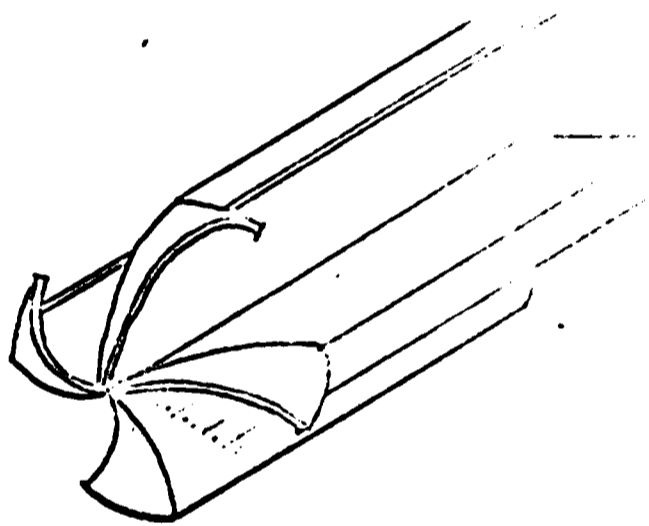
Aripioară tip A



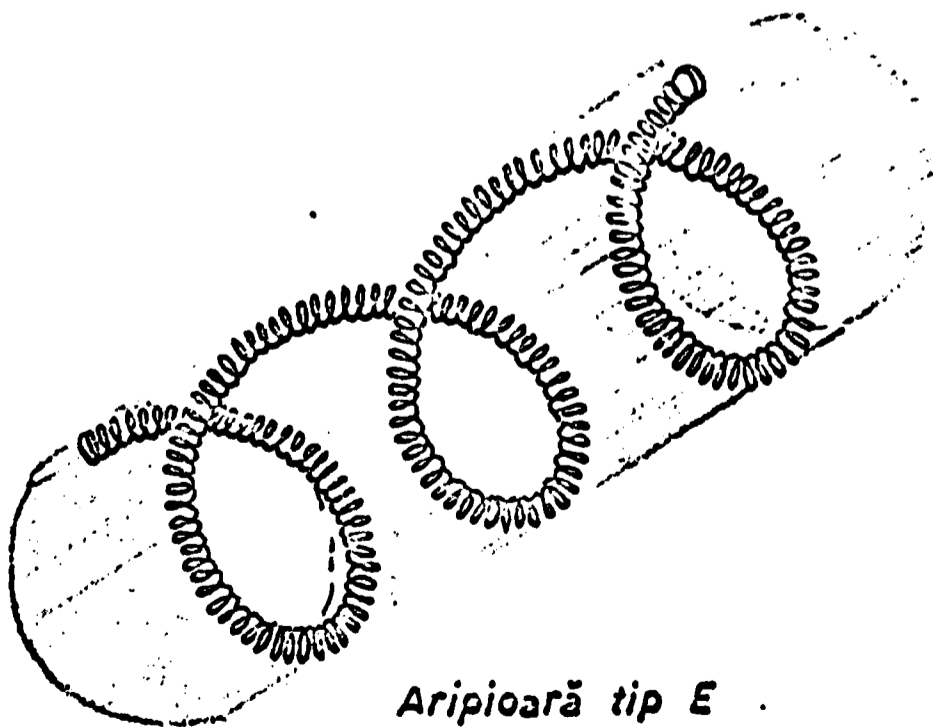
Aripioară tip B



Aripioară tip C



Aripioară tip D



Aripioară tip E

Fig. 6.3 a

6.6.4. C a r a c t e r i s t i c i t e r m i c e
ș i h i d r a u l i c e

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}); \quad \xi = \varnothing (\text{Re})$$

Parametri constructiv-funcționali

Teavă lăisă

(Mărimi experimentale și de calcul tab.10)

1. Material : cupru
2. Lungimea : $l = 1 \text{ m}$
3. Diametrul exterior : $d_e = 0,015 \text{ m}$
4. Diametrul interior : $d_i = 0,013 \text{ m}$
5. Grosimea peretului : $\delta = 0,001 \text{ m}$
6. Suprafața exterioară : $A_e = 4,71 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața interioară : $A_i = 4,072 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
8. Secțiunea de trecere a
fluidului : $A_f = 1,327 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
9. Ecuația criterială : $Nu = 5,985 (Re \cdot Pr)^{0,0897}$ (Fig. 0.0)
10. Ecuația criterială : $= 94,52 Re^{-0,358}$ (Fig. 0.0)

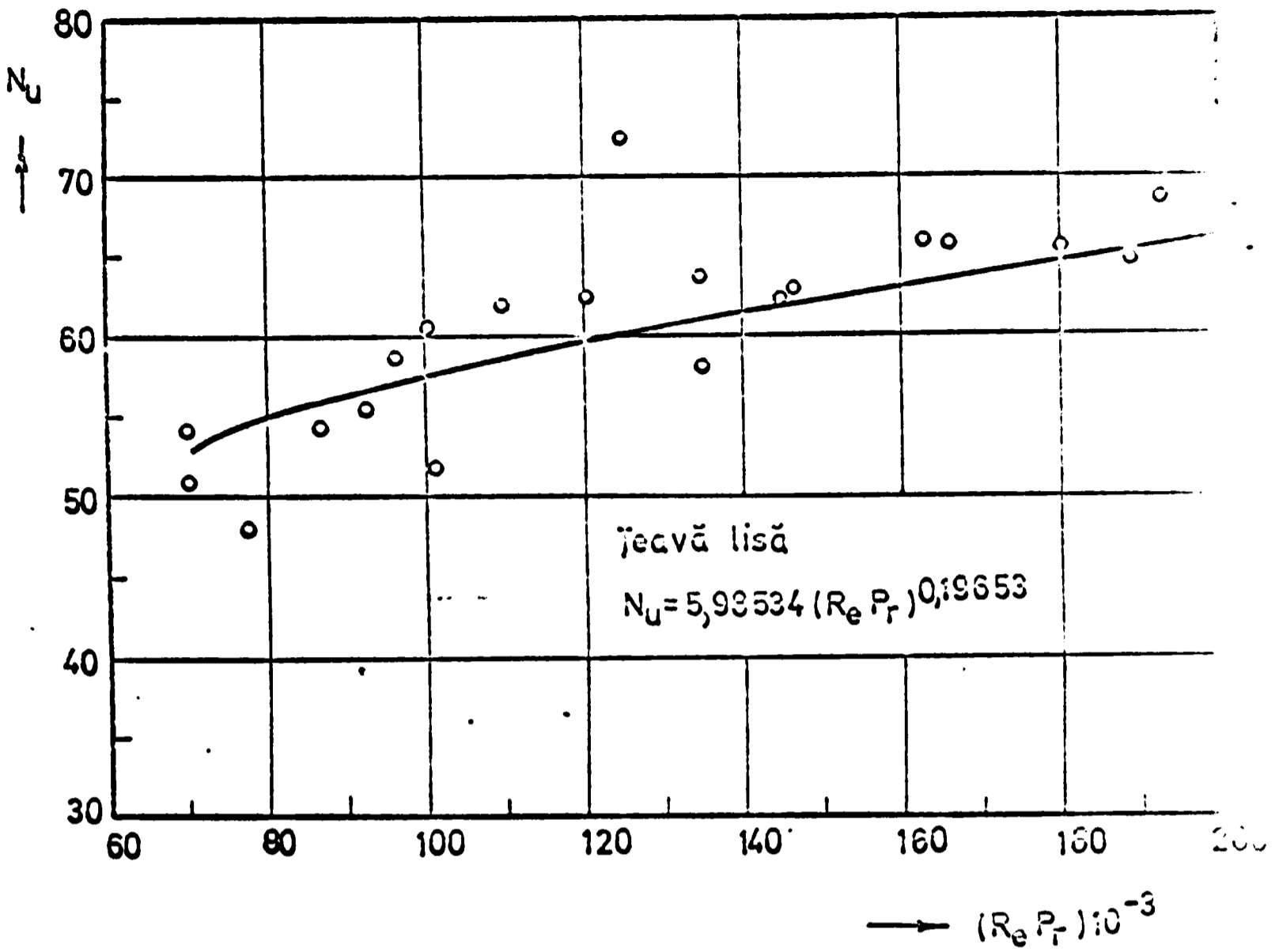


Fig. 6.6a

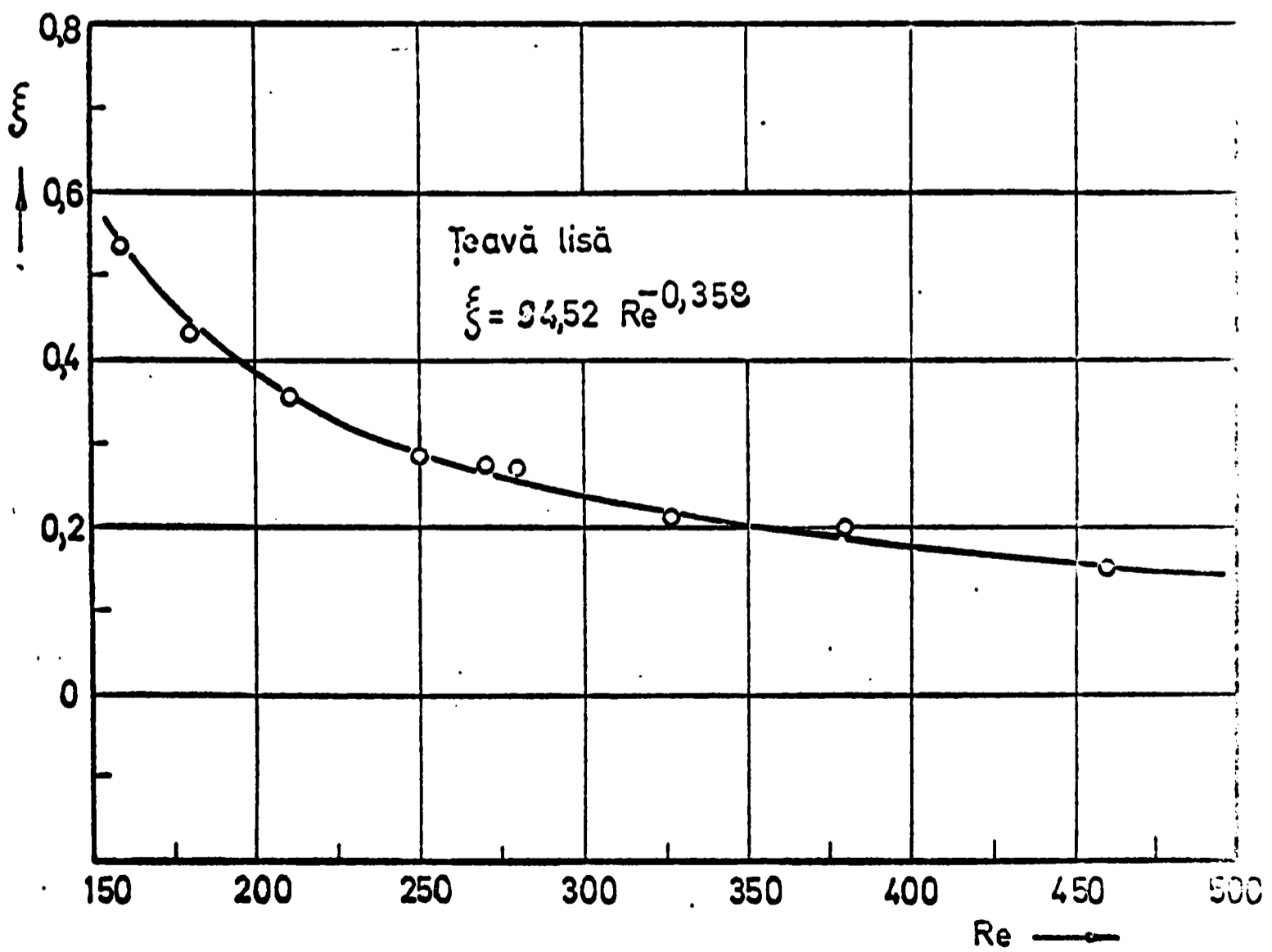


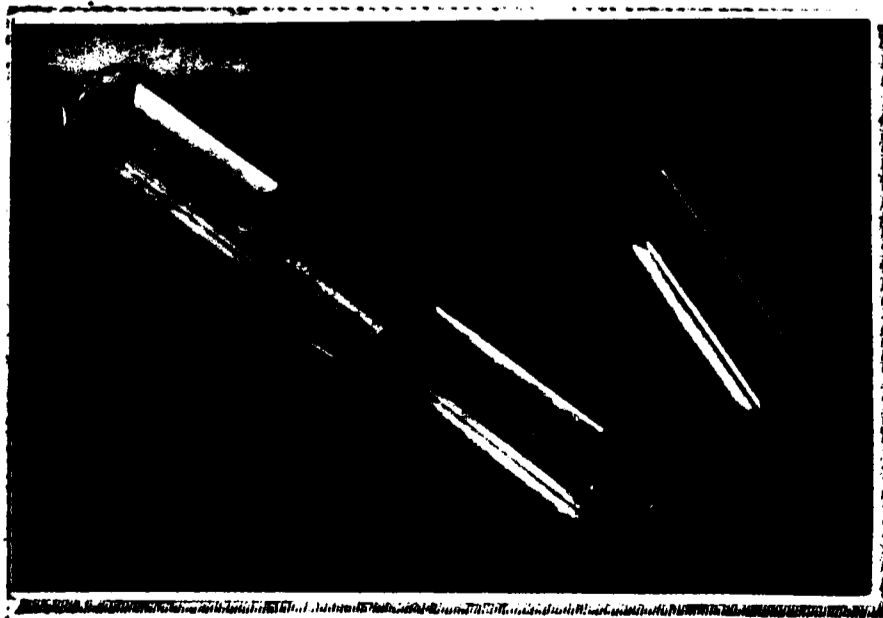
Fig. 6.6b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară tip A (H) - simplă -

(Mărimi experimentale și de calcul tab.13) :

1. Materialul : cupru
2. Lungimea : $l = 3,035 \text{ m}$
3. Grosimea : $\delta = 0,00025 \text{ m}$
4. Înălțimea totală : $h_t = 0,013 \text{ m}$
5. Înălțimea activă : $h = 0,0065 \text{ m}$
6. Suprafața aripată : $A_p = 2,6 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața interioară totală : $A_t = 6,67 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
8. Gradul de aripare : $\rho = 1,64$
9. Unghiul de aripare : $\tau = 90^\circ$
10. Secțiunea de trecere a
fluidului : $A_f = 1,295 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$
11. Diametrul hidraulic : $d_h = 0,0078 \text{ m}$
12. Contactul cu țeavă : cositorit
13. Ecuația criterială : $Nu = 18,073 (Re \cdot Pr)^{0,4}$
14. Ecuația criterială : $\xi = 21,66 Re^{-0,75}$



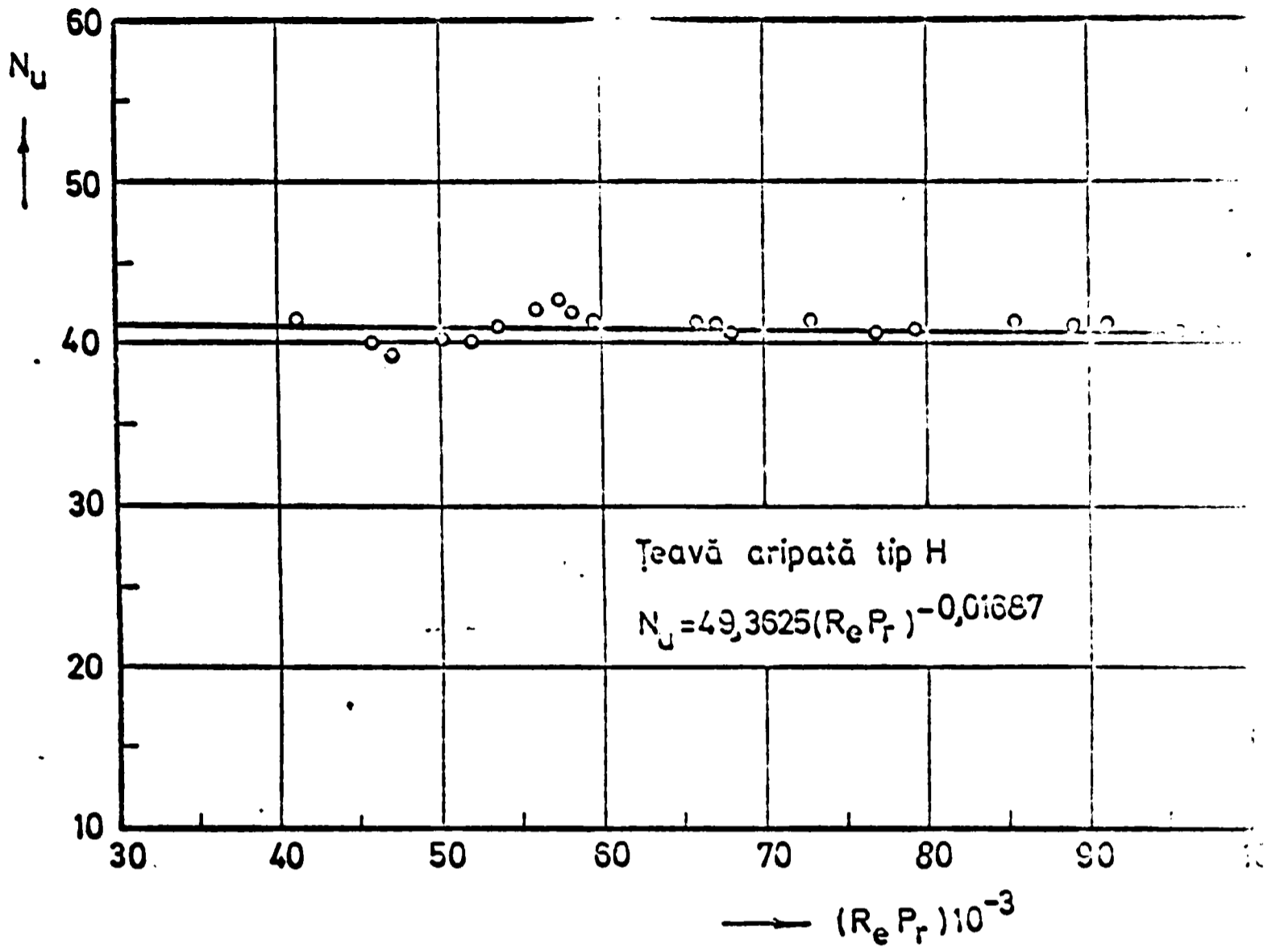


Fig. 6.7a

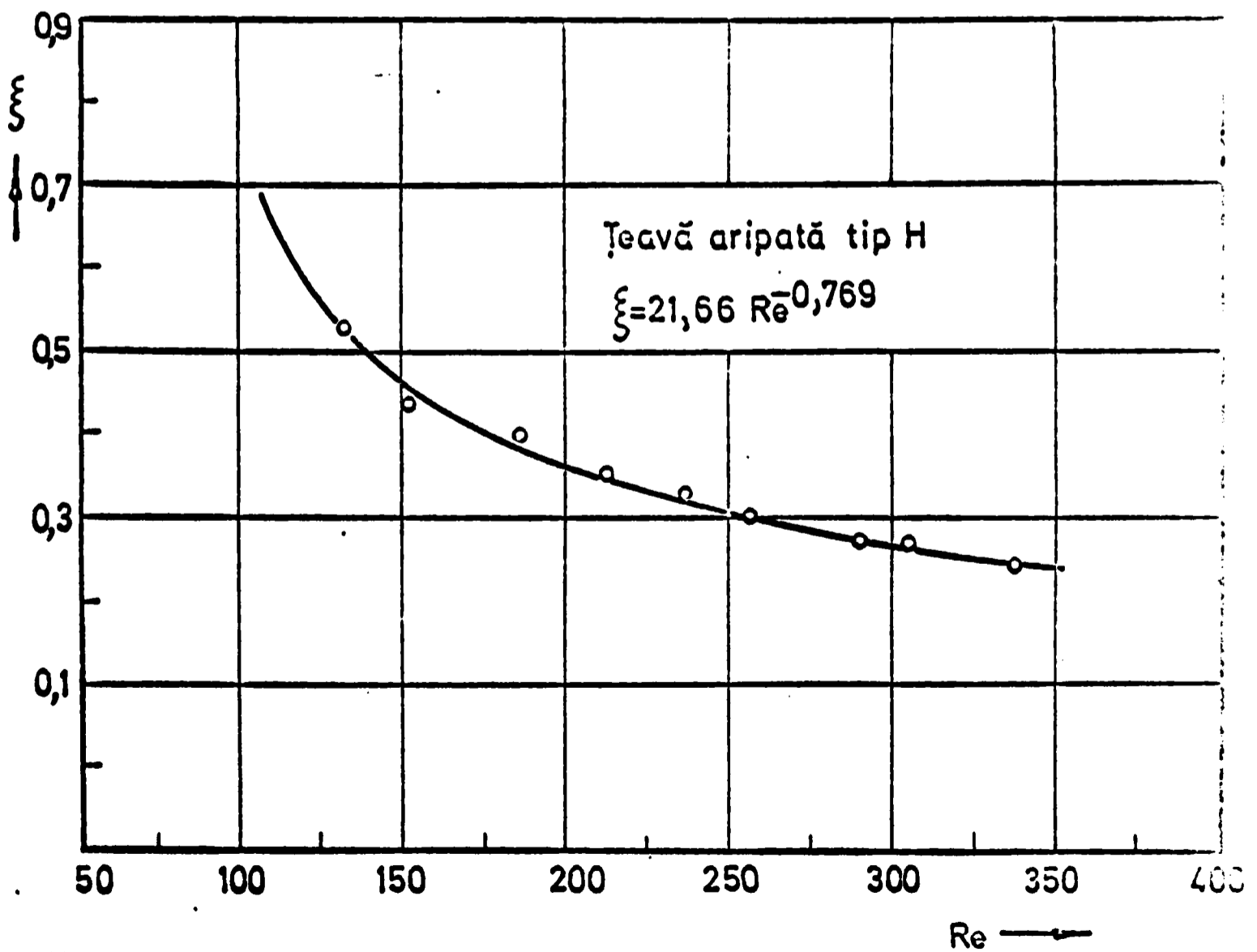
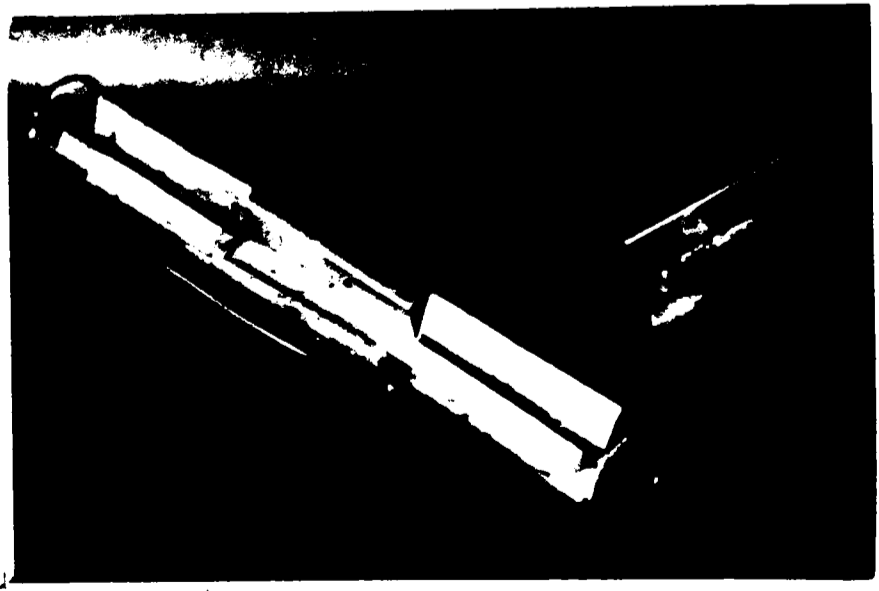


Fig. 6.7b

Rezultatele calculelor efectuate sunt prezentate în tabelul următor (măsurile sunt în mm).

1. Lungimea : $l = 100$
2. Lățimea : $b = 10$
3. Grosimea : $\delta = 5$
4. Înălțimea : $h = 20$
5. Înălțimea de acoperire : $h_1 = 10$
6. Suprafața în contact : $A = 1000$
7. Coeficientul de frecare : $\mu = 0,1$
8. Gradul de curbură : $\rho = 2,73$
9. Unghiul de curbură : $\alpha = 20^\circ$
10. Secțiunea de trecere
 Rădăcina : $r = 1,25$
11. Diametrul minim : $d = 10$
12. Contactul cu gura : $r = 5$
13. Bazația orizontală : $h_2 = 10$
14. Bazația verticală : $h_3 = 14,73$



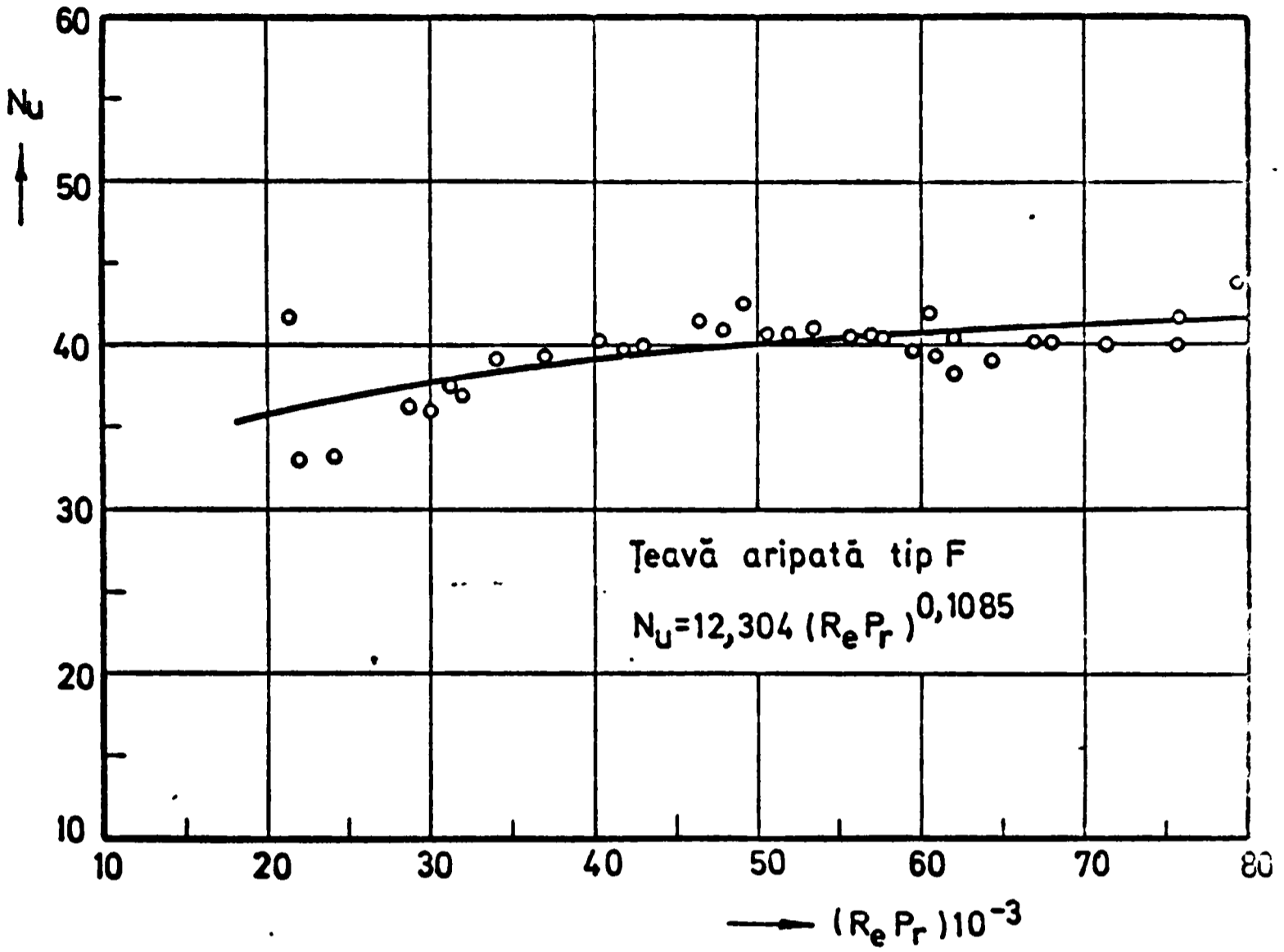


Fig. 6.8a

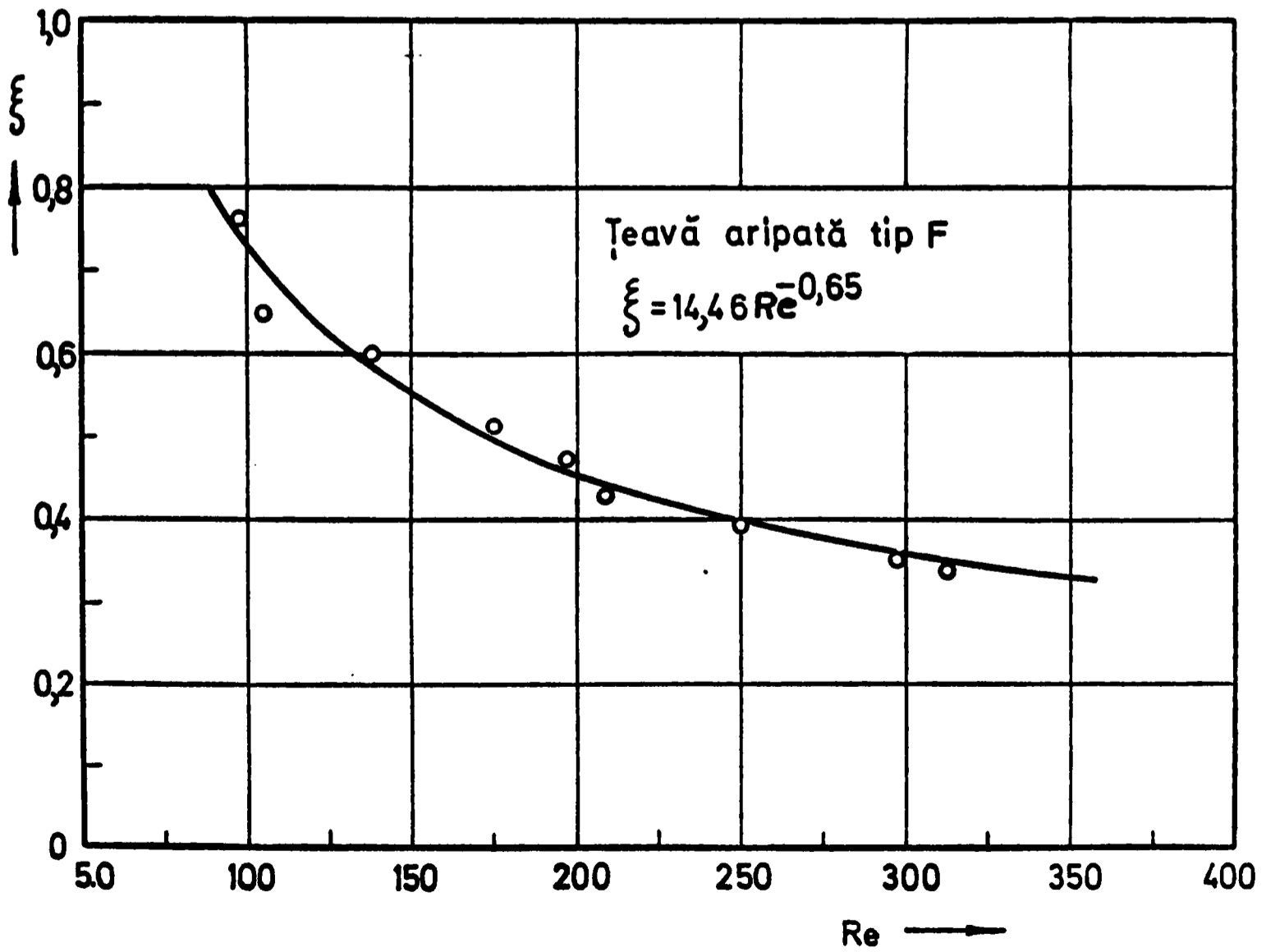


Fig. 6.8b

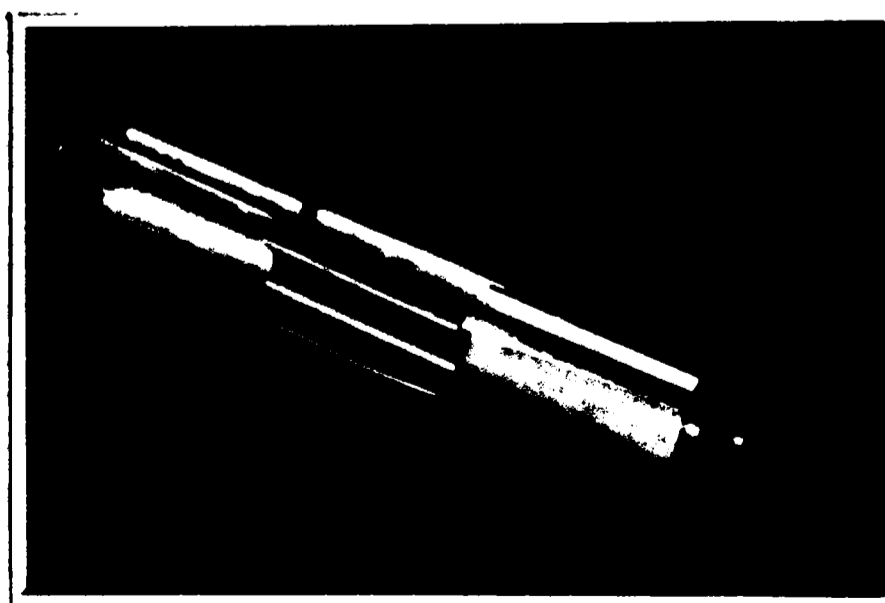
Parametri constructiv-funcționali

- Tevi originale -

Aripioară tip C(D) - Behr -

(Mărimi experimentale și de calcul tab.4;5 a)

1. Materialul : cupru
2. Lungimea : $l = 0,035$ m
3. Grosimea : $\delta = 0,00025$ m
4. Înălțimea totală : $h_t = 0,045$ m
5. Înălțimea activă : $h = 0,025$ m
6. Suprafața aripată : $A_p = 9,2 \cdot 10^{-2}$ m²
7. Suprafața totală : $A_t = 13,272 \cdot 10^{-2}$ m²
8. Gradul de aripare : $\varphi = 3,26$
9. Unghiul de aripare : $\tau = 90^\circ$
10. Secțiunea de trecere a
fluidului : $A_f = 1,2067 \cdot 10^{-8}$ m²
11. Diametrul hidraulic: $d_h = 0,0035$ m
12. Contactul cu țeava : cositorire
13. Ecuația criterială : $Nu = 2,551 (Re \cdot Pr)^{0,26}$ (fig. . . .)
14. Ecuația criterială : $\xi = 20,13 Re^{-0,725}$ (fig. . . .)



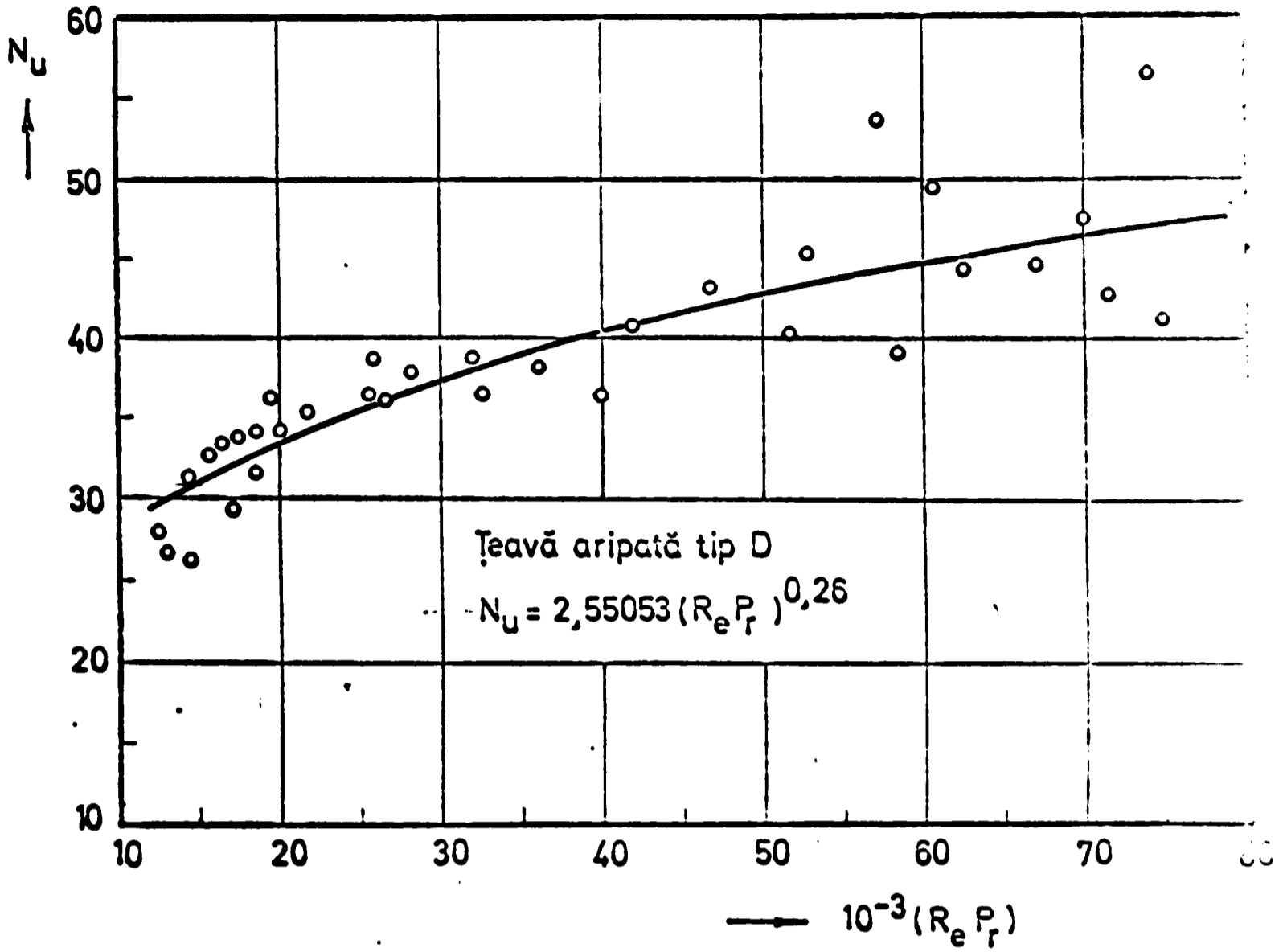


Fig. 6.9a

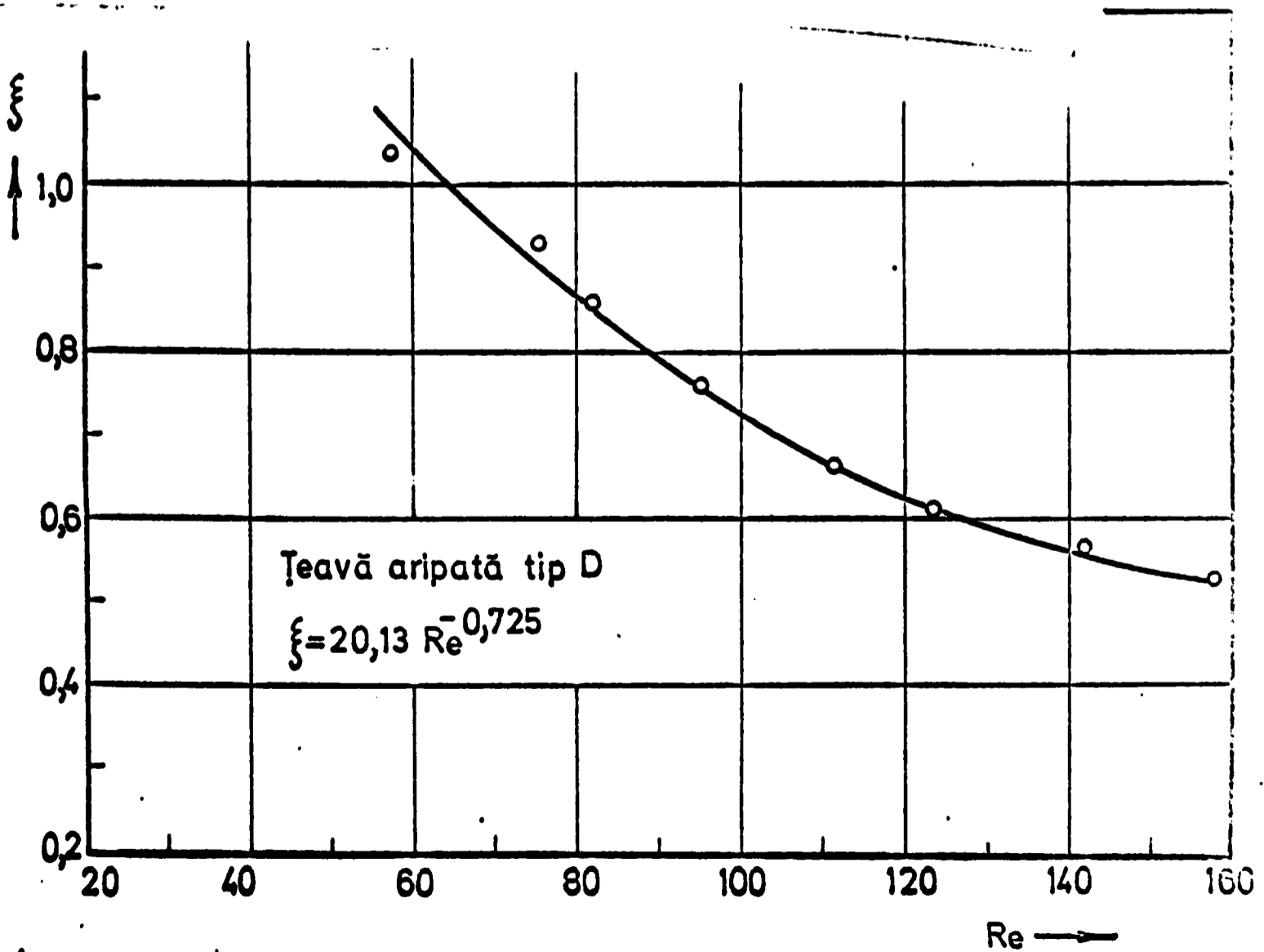


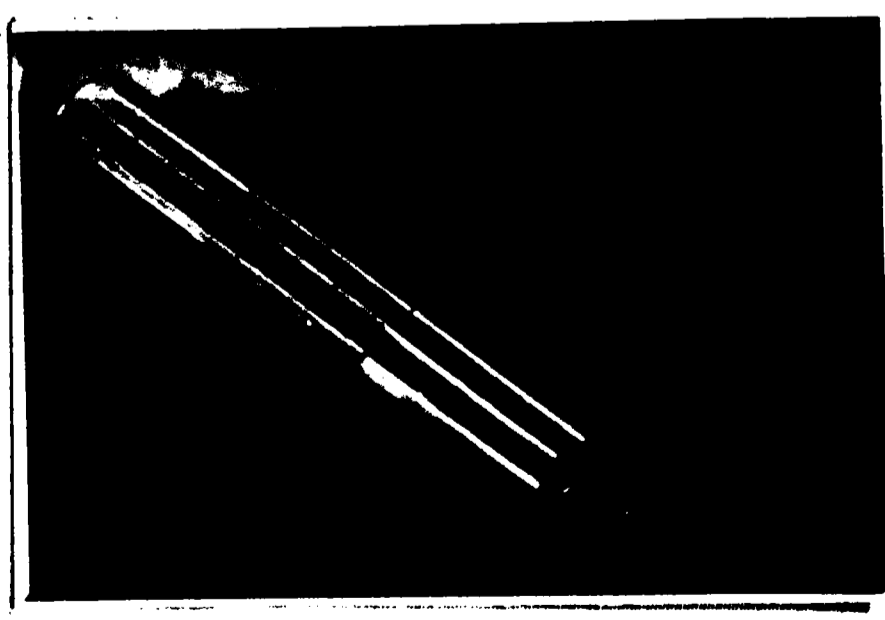
Fig. 6.9b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară tip C(K) - (Bohr) -

(Mărimi experimentale și de calcul tab.5)

1. Materialul : cupru
2. Lungimea : $l = 0,035 \text{ m}$
3. Grosimea : $\delta = 0,00025 \text{ m}$
4. Înălțimea totală : $h_t = 0,045 \text{ m}$
5. Înălțimea activă : $h = 0,023 \text{ m}$
6. Suprafața aripată : $A_p = 9,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața totală : $A_t = 13,272 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
8. Gradul de aripare : $\varphi = 3,26$
9. Unghiul de aripare : $\delta = 0^\circ$
10. Secțiunea de trecere a
fluidului : $A_f = 1,2067 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$
11. Diametrul hidraulic : $d_h = 0,0035 \text{ m}$
12. Contactul cu țeava : cositorit
13. Ecuația caracteristică : $Nu = 14,068 (Re \cdot Pr)^{0,0759}$ (fig.6.3)
14. Ecuația caracteristică : $\xi = 18,37 Re^{-0,779}$ (fig.6.10)



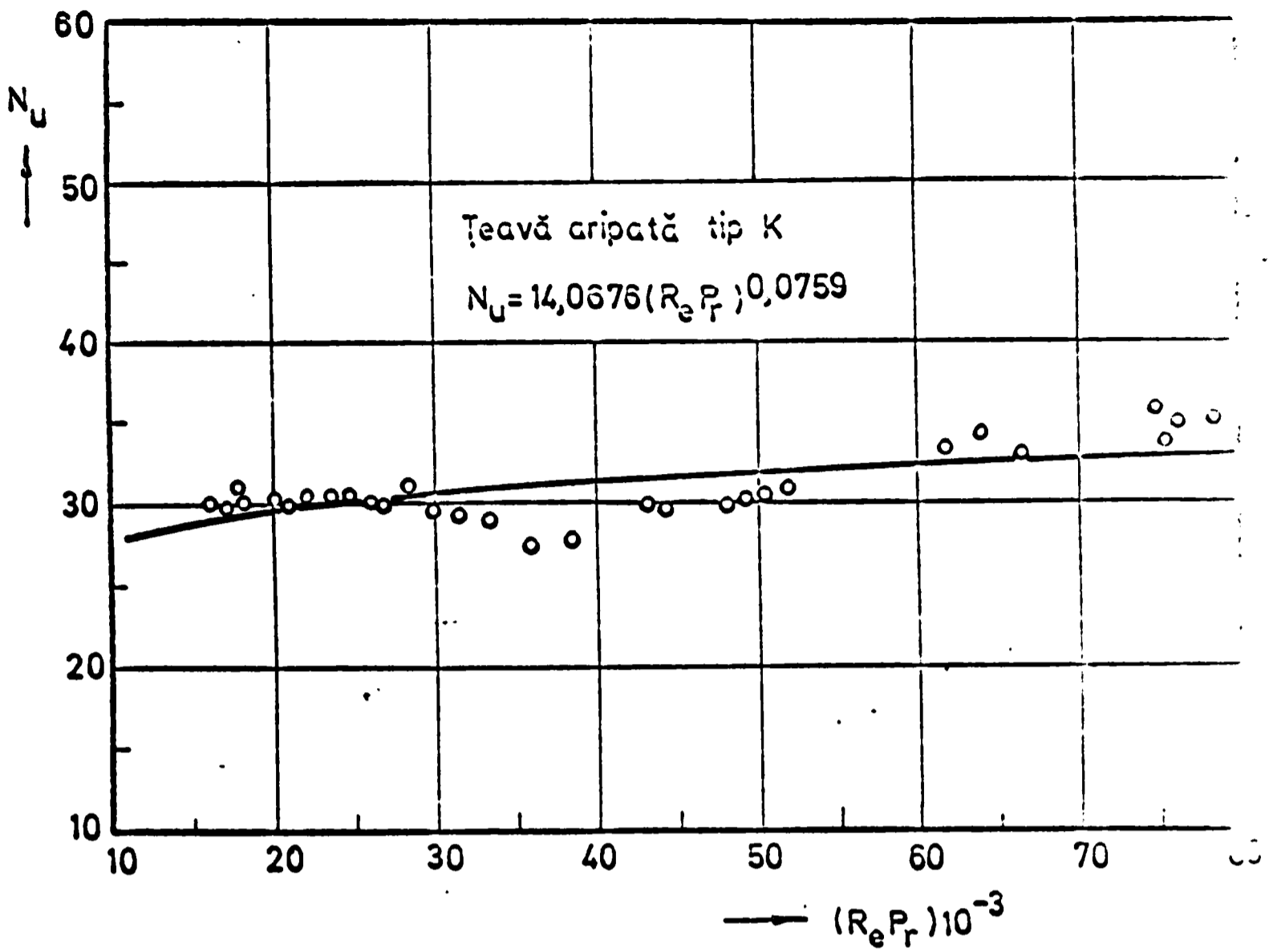


Fig.6.10a

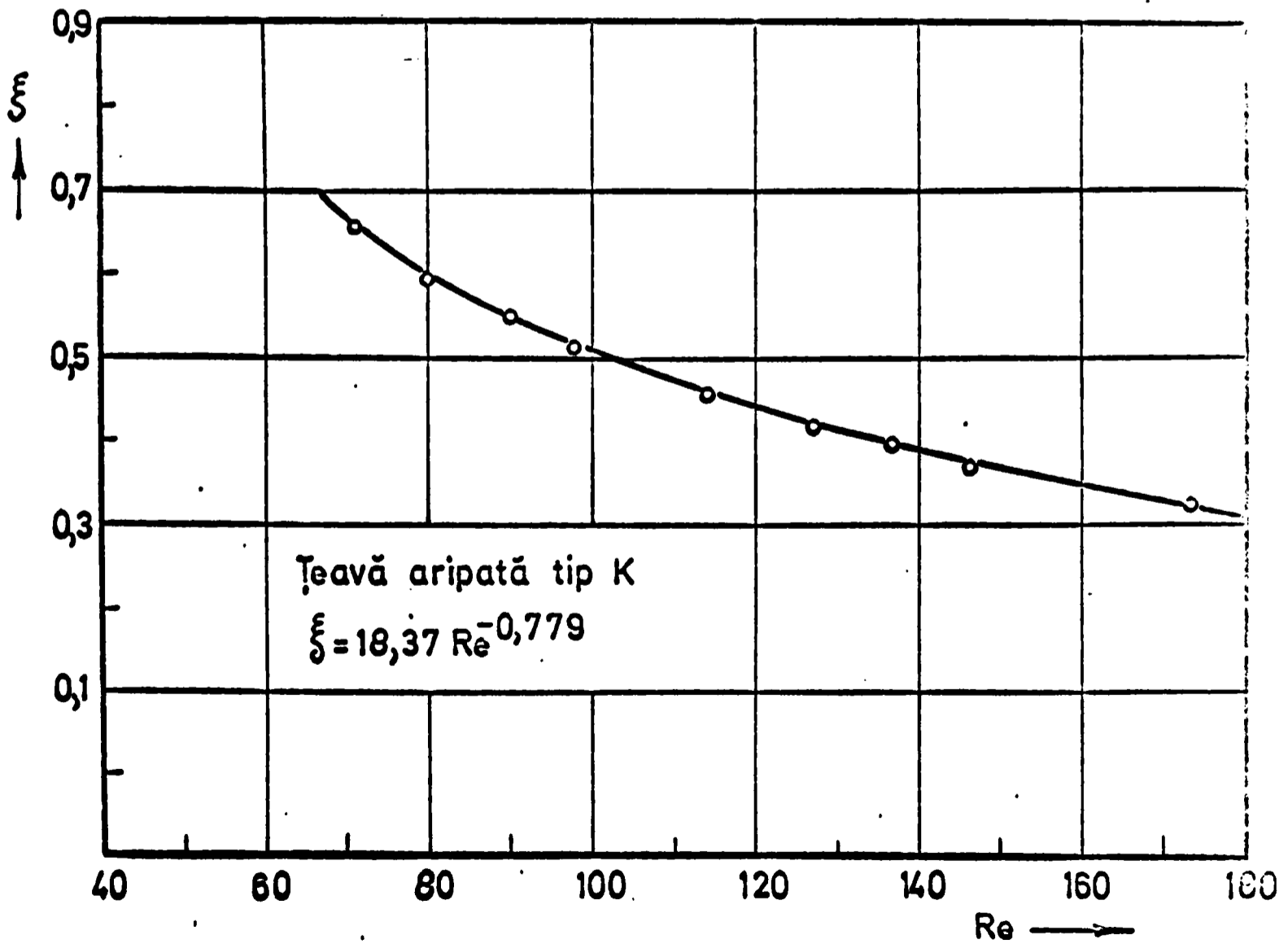


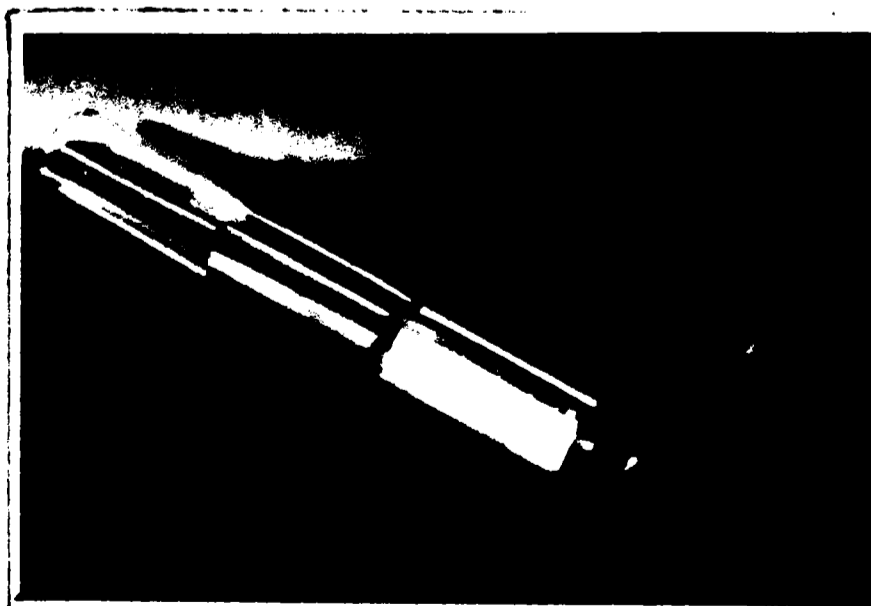
Fig.6.10b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară tip C (L) (Eehr)

(Mărimi experimentale și de calcul tab.6)

1. Materialul :	cupru
2. Lungimea :	$l = 0,035 \text{ m}$
3. Grosimea :	$\delta = 0,00025 \text{ m}$
4. Înălțimea totală : . . .	$h_t = 0,046 \text{ m}$
5. Înălțimea activă : . . .	$h = 0,023 \text{ m}$
6. Suprafața aripată : . .	$A_p = 9,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața totală : . . .	$A_t = 13,272 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
8. Gradul de aripare : . .	$\varphi = 3,26$
9. Unghiul de aripare : . .	$\tau = 30^\circ$
10. Secțiunea de trecere a fluidului :	$A_f = 1,2067 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$
11. Diametrul hidraulic : . .	$d_h = 0,0035 \text{ m}$
12. Contactul cu țeava : . .	cositorit
13. Ecuația caracteristică :	$Nu = 14,32 (Re \cdot Pr)^{0,0876}$ (fig. 0.11)
14. Ecuația caracteristică :	$\xi = 34,67 Re^{-0,3716}$ (fig. 0.11)



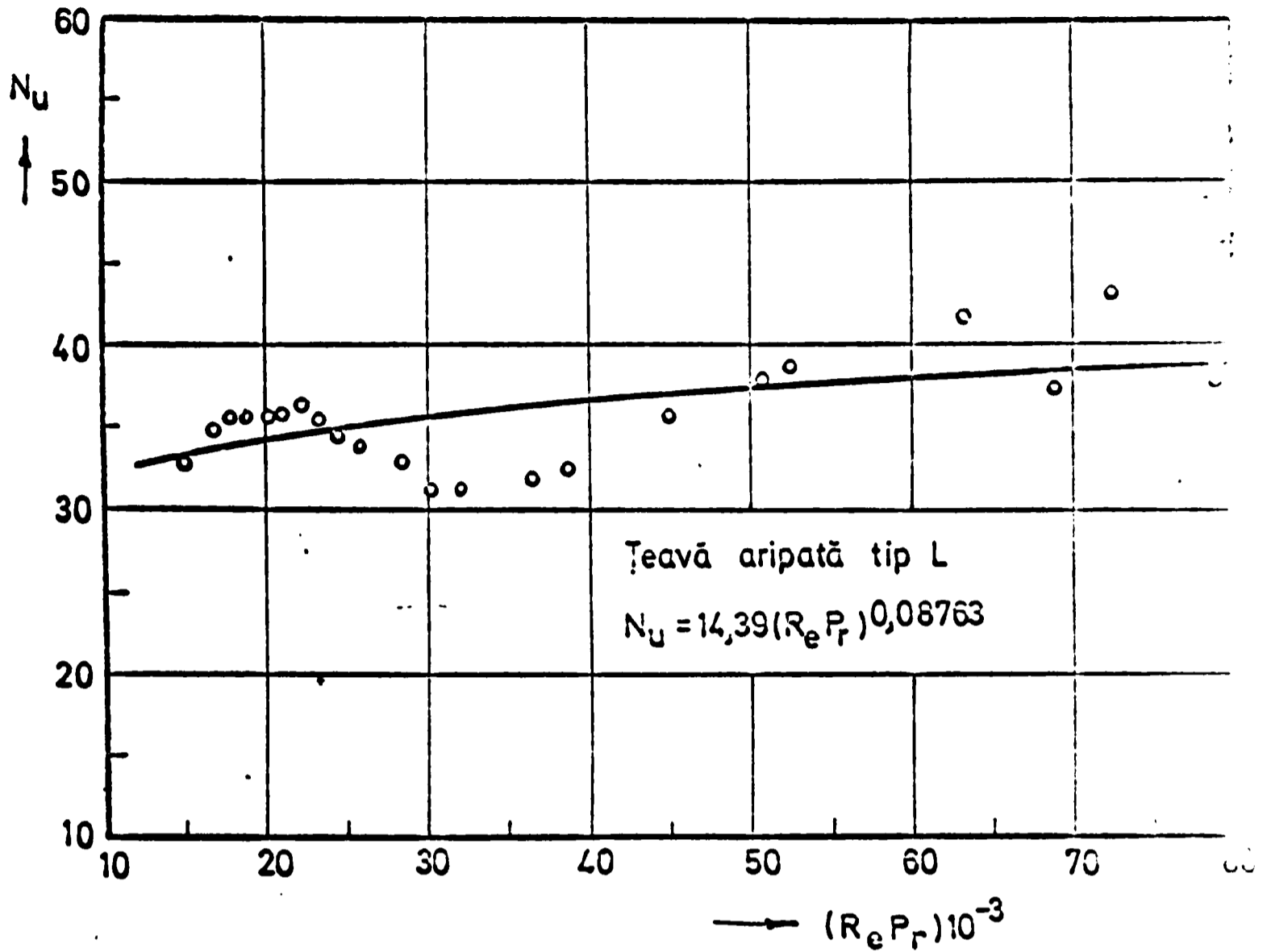


Fig. 6.11a

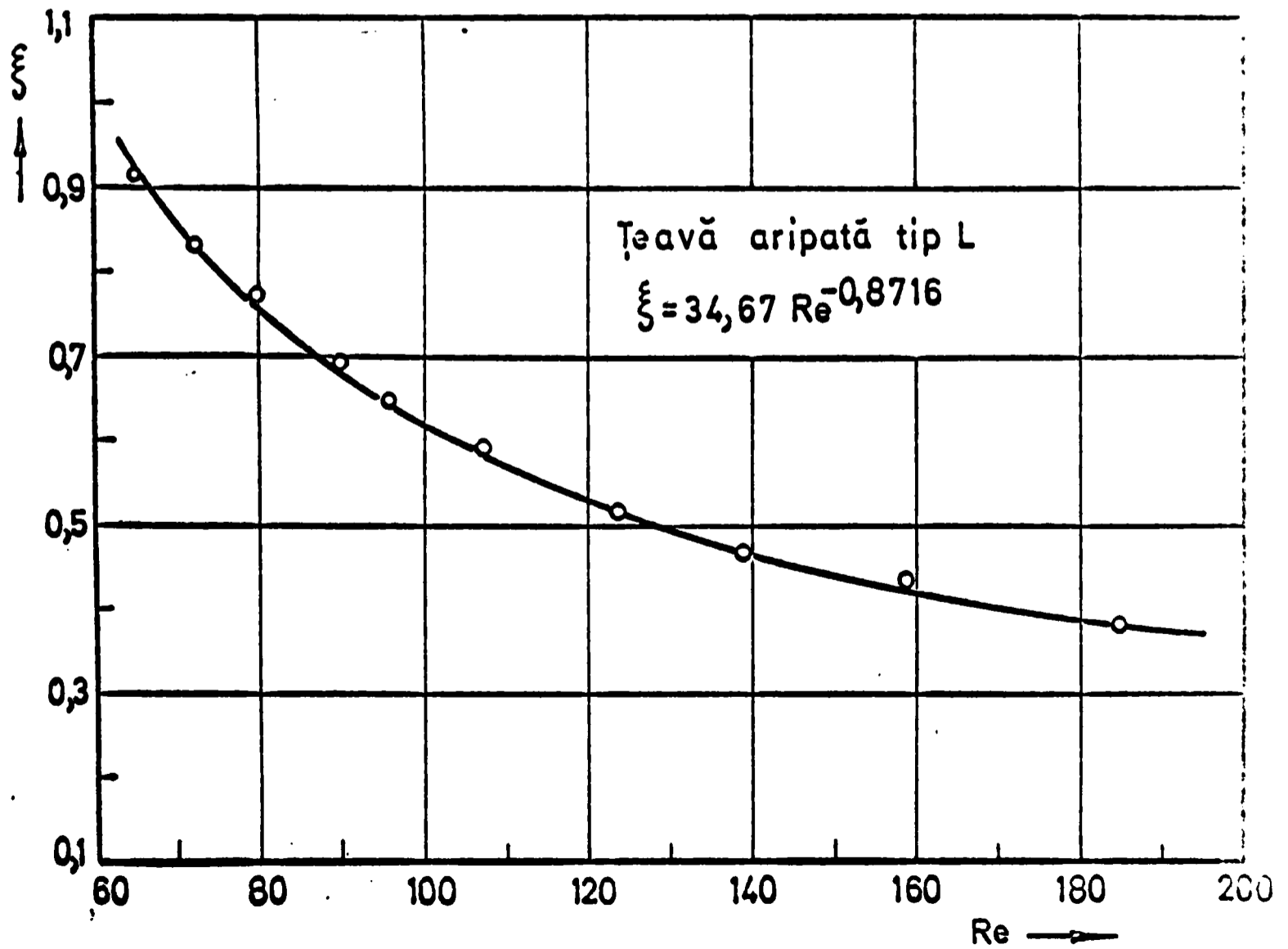


Fig. 6.11b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară tip C (A) (Behr)

(Mărimi experimentale și de calcul tab.1)

1. Materialul : cupru
2. Lungimea : $l = 0,035 \text{ m}$
3. Grosimea : $\delta = 0,00025 \text{ m}$
4. Înălțimea totală : $h_t = 0,046 \text{ m}$
5. Înălțimea activă : $h = 0,023 \text{ m}$
6. Suprafața aripată : $A_p = 9,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața totală : $A_t = 13,272 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
8. Gradul de aripare : $\rho = 3,26$
9. Unghiul de așezare : $\tau = 90^\circ$
10. Secțiunea de trecere a
fluidului : $A_f = 1,2067 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$
11. Diametrul hidraulic : $d_h = 0,0035 \text{ m}$
12. Contactul cu țeava : necesitorit
13. Ecuația criterială : $Nu = 1,622(Re \cdot Pr)^{0,192}$ (fig.6.12a)
14. Ecuația criterială : $\xi = 10,94 Re^{-0,612}$ (fig.6.12b)

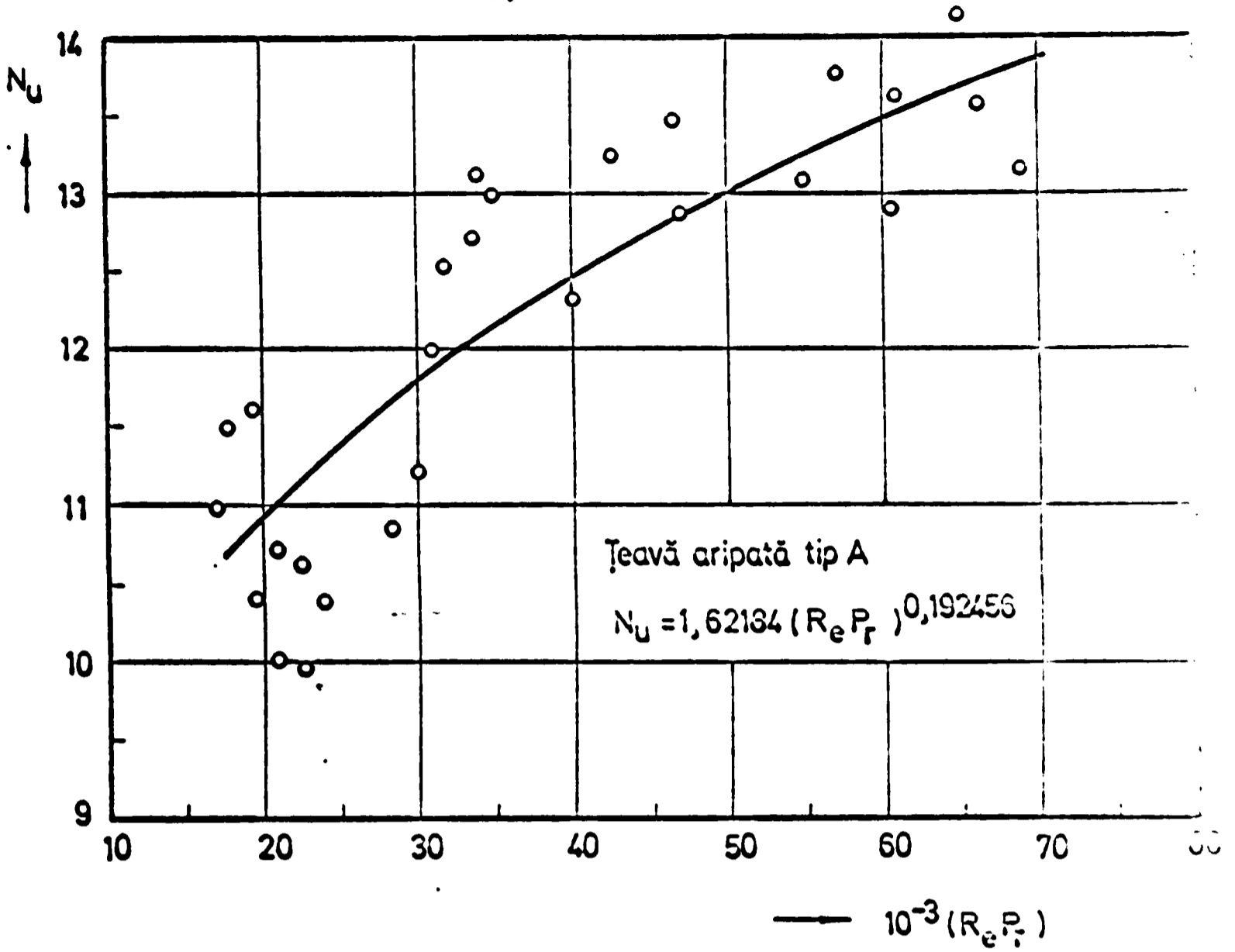


Fig.6.12a

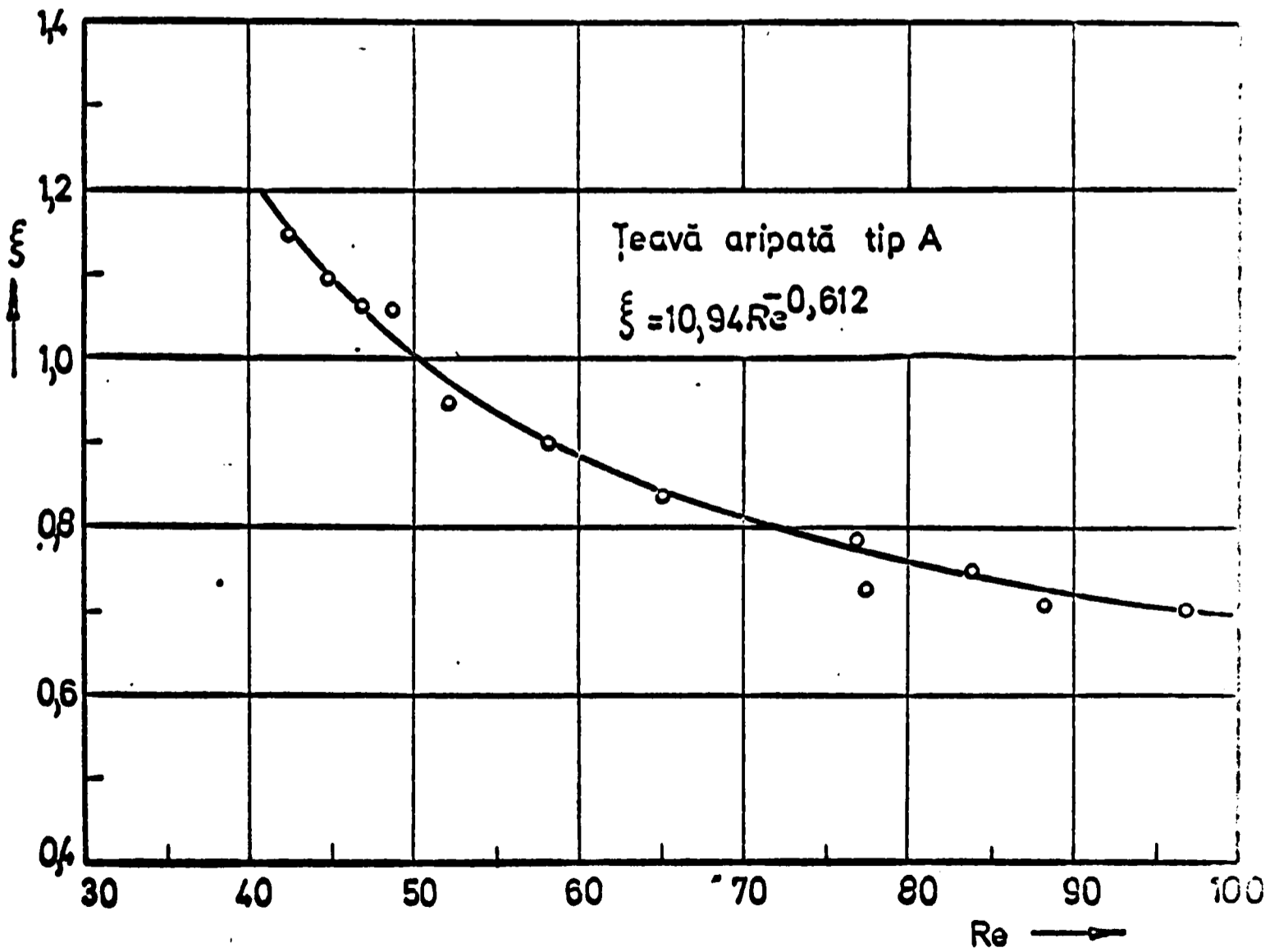


Fig.6.12b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară tip C (B) (Behr)

(Mărimi experimentale și de calcul tab.2)

1. Materialul :	cupru
2. Lungimea :	$l = 0,035 \text{ m}$
3. Grosimea :	$\delta = 0,00025 \text{ m}$
4. Înălțimea totală :	$h_t = 0,046 \text{ m}$
5. Înălțimea activă :	$h = 0,023 \text{ m}$
6. Suprafața aripată :	$A_p = 9,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața totală :	$A_t = 13,272 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
8. Gradul de aripare :	$\varphi = 3,26$
9. Unghiul de așezare :	$\tau = 0^\circ$
10. Secțiunea de trecere a fluidului :	$A_f = 1,2067 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
11. Diametrul hidraulic:	$d_h = 0,0035 \text{ m}$
12. Contactul cu țeava :	necositorit
13. Ecuația criterială :	$Nu = 46(Re \cdot Pr)^{-0,161}$ (fig.6.13a)
14. Ecuația criterială :	$\xi = 13,57 Re^{-0,734}$ (fig.6.13b)

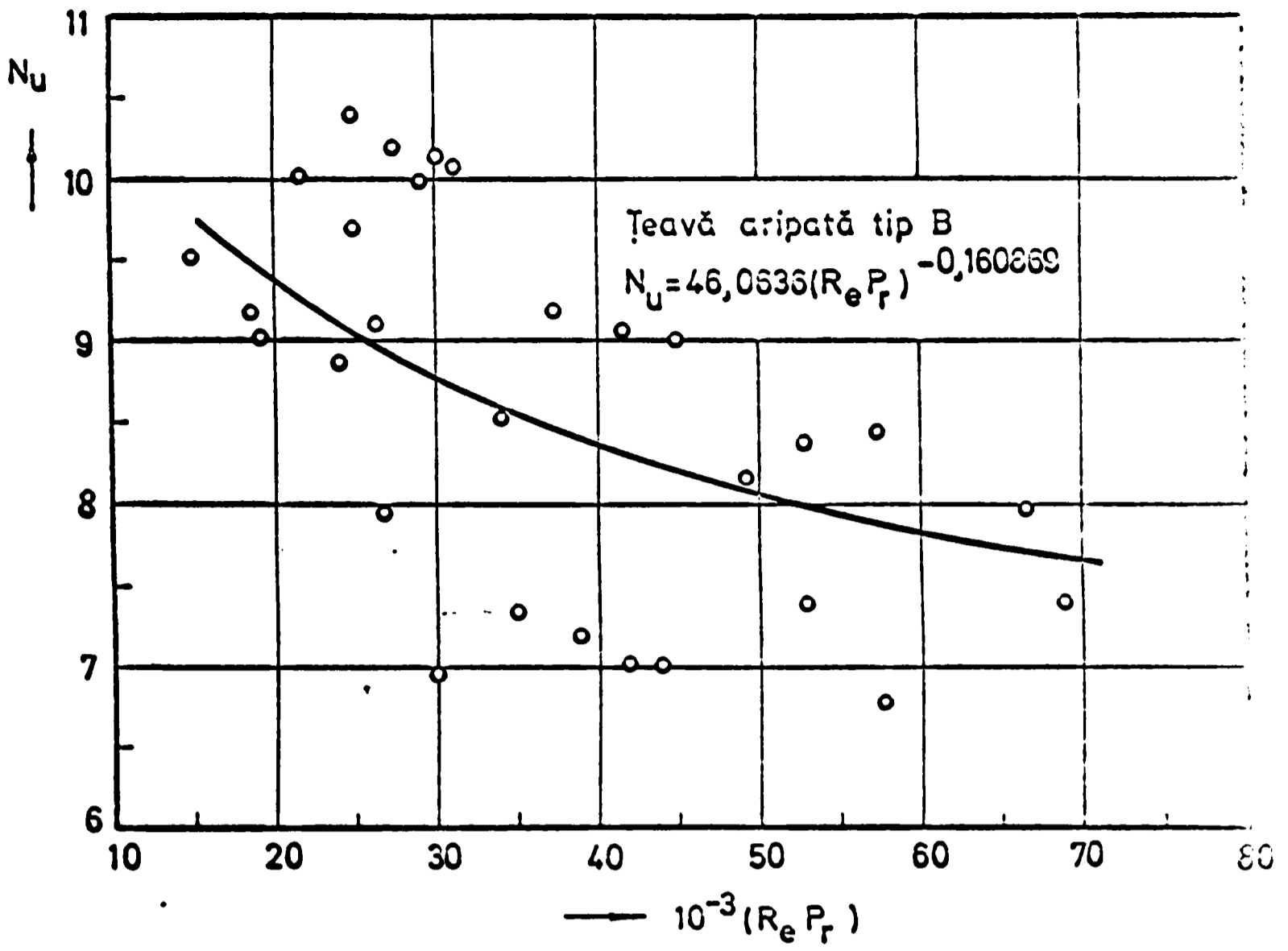


Fig. 6.13a

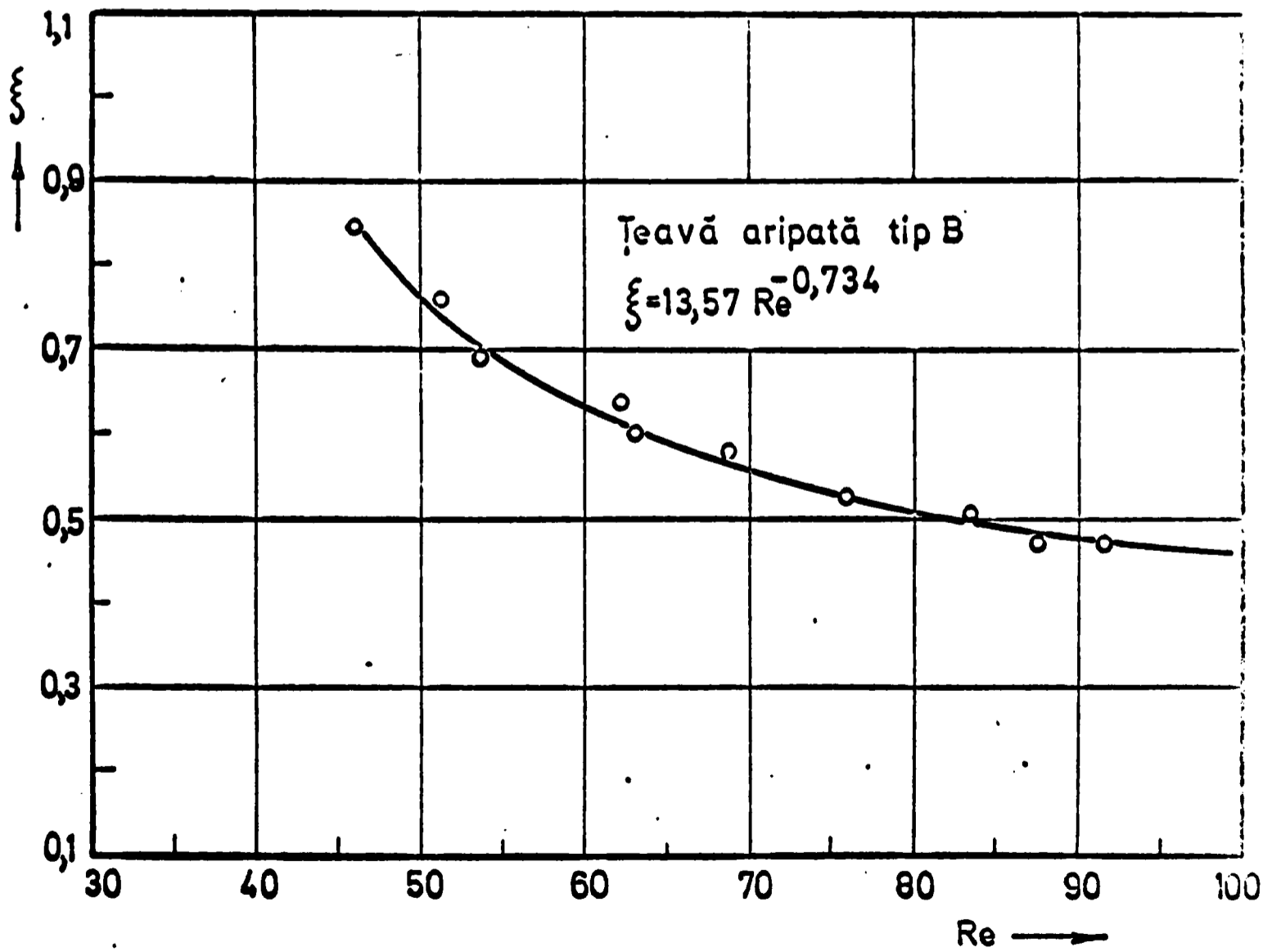


Fig. 6.13b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară tip C (C) (Behr)

(Mărimi experimentale și de calcul tab.3)

1. Materialul : cupru
2. Lungimea : $l = 0,035 \text{ m}$
3. Grosimea : $\delta = 0,00025 \text{ m}$
4. Înălțimea totală : $h_t = 0,046 \text{ m}$
5. Înălțimea activă : $h = 0,023 \text{ m}$
6. Suprafața aripată : $A_p = 9,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața totală : $A_t = 13,272 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
8. Gradul de aripare : $\varphi = 3,26$
9. Unghiul de așezare : $\tau = 45^\circ$
10. Secțiunea de trecere a
fluidului : $A_f = 1,2067 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$
11. Diametrul hidraulic $d_h = 0,0035 \text{ m}$
12. Contactul cu țeava : necesitorit
13. Ecuația criterială : $Nu = 18,41 (Re \cdot Pr)^{-0,041}$ (fig.6.14a)
14. Ecuația criterială : $\xi = 14,5 Re^{-0,681}$ (fig.6.14b)

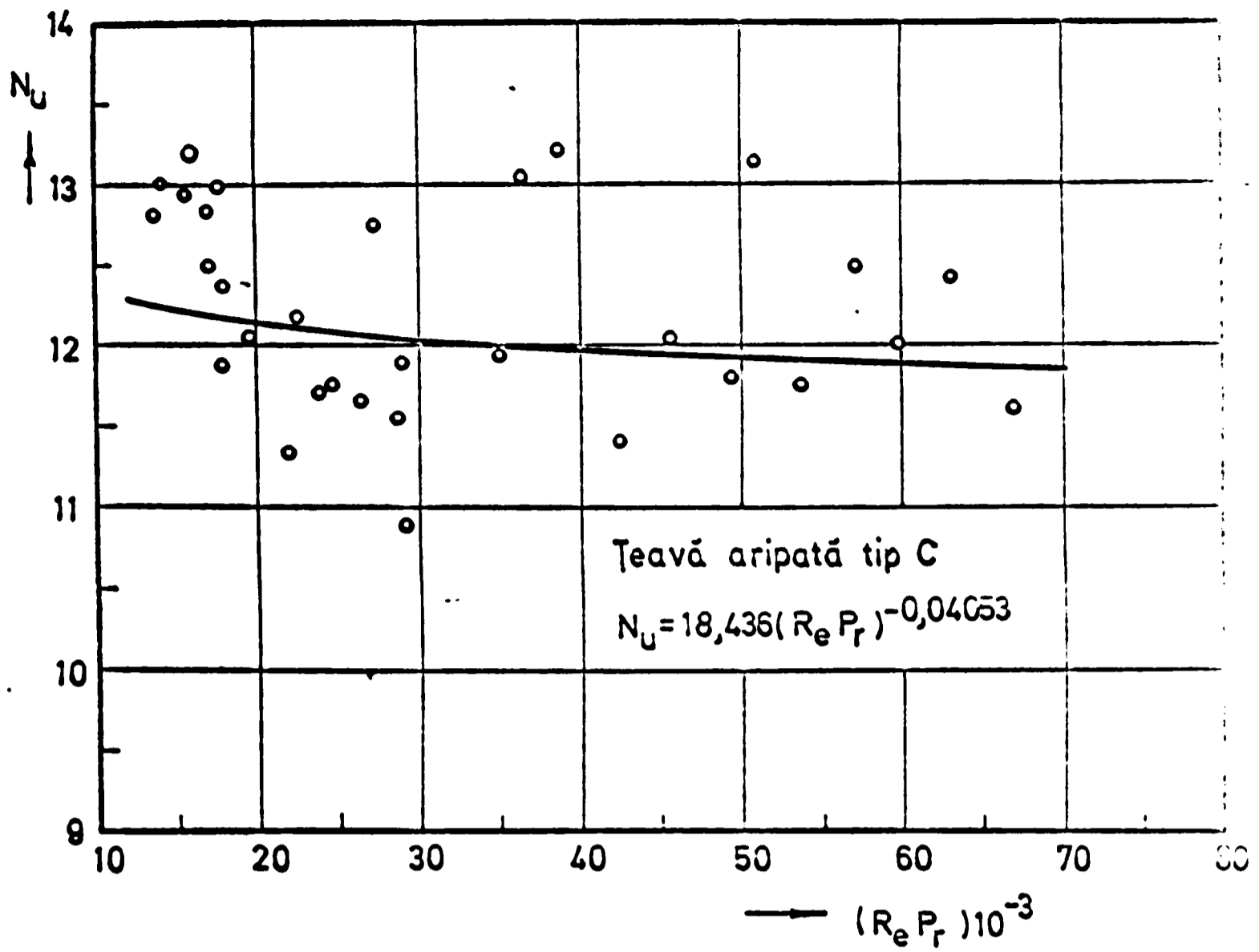


Fig.6.14a

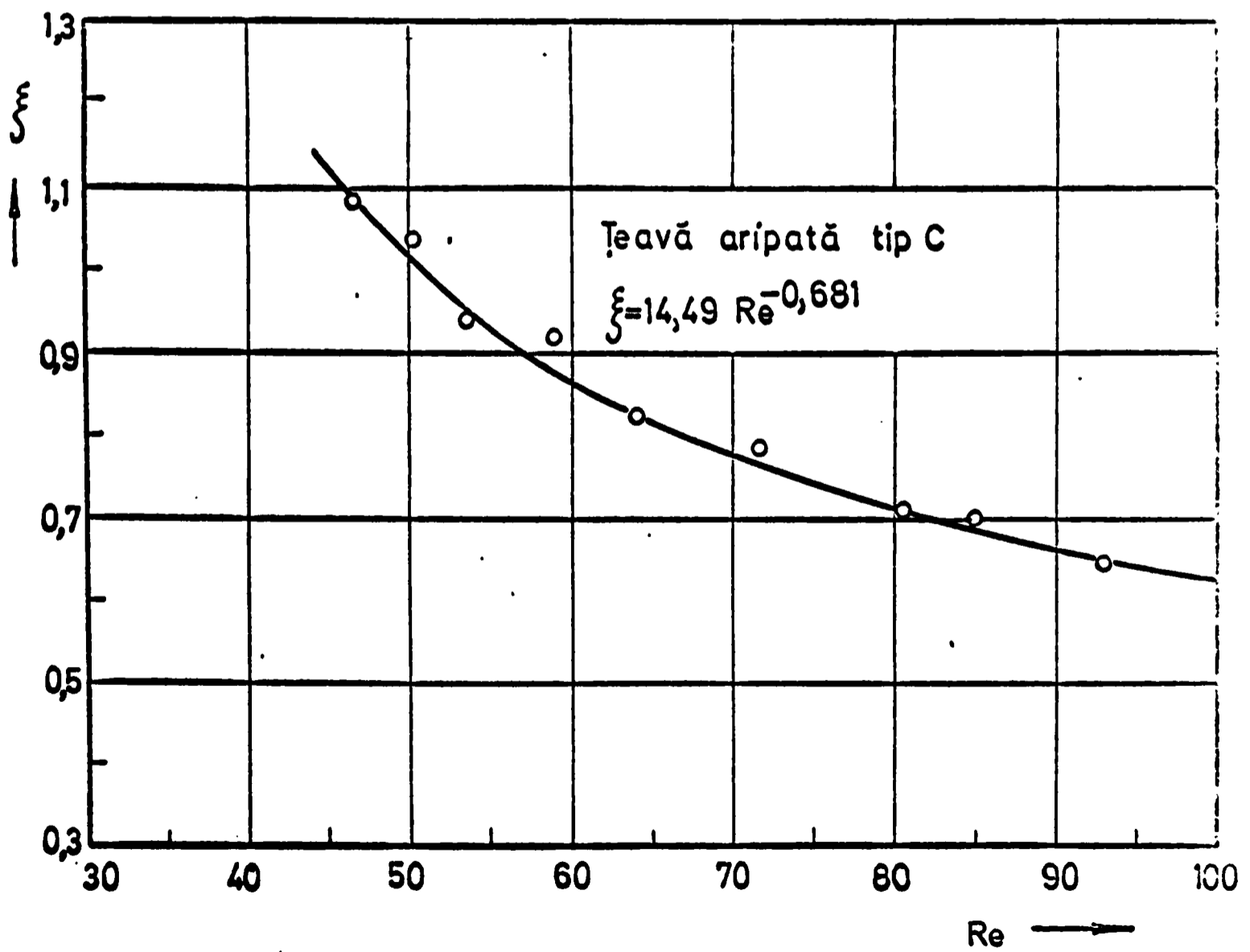


Fig.6.14b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară tip C (N) (Behr)

(Mărimi experimentale și de calcul tab.8)

1. Materialul : cupru
2. Lungimea : $l = 0,05 \text{ m}$
3. Grosimea : $\delta = 0,00025 \text{ m}$
4. Înălțimea totală : $h_t = 0,046 \text{ m}$
5. Înălțimea activă : $h = 0,023 \text{ m}$
6. Suprafața aripată : $A_p = 9,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața totală : $A_t = 13,272 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
8. Gradul de aripare : $\varphi = 3,26$
9. Unghiul de așezare : $\tau = 90^\circ$
10. Secțiunea de trecere a
fluidului : $A_f = 1,2067 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$
11. Diametrul hidraulic : $d_h = 0,0035 \text{ m}$
12. Contactul cu țeava : cositorit
13. Ecuația criterială : $Nu = 18,07 (Re \cdot Pr)^{0,124}$ (fig.6.15a)
14. Ecuația criterială : $\xi = 5,79 Re^{-0,465}$ (fig.6.15.)

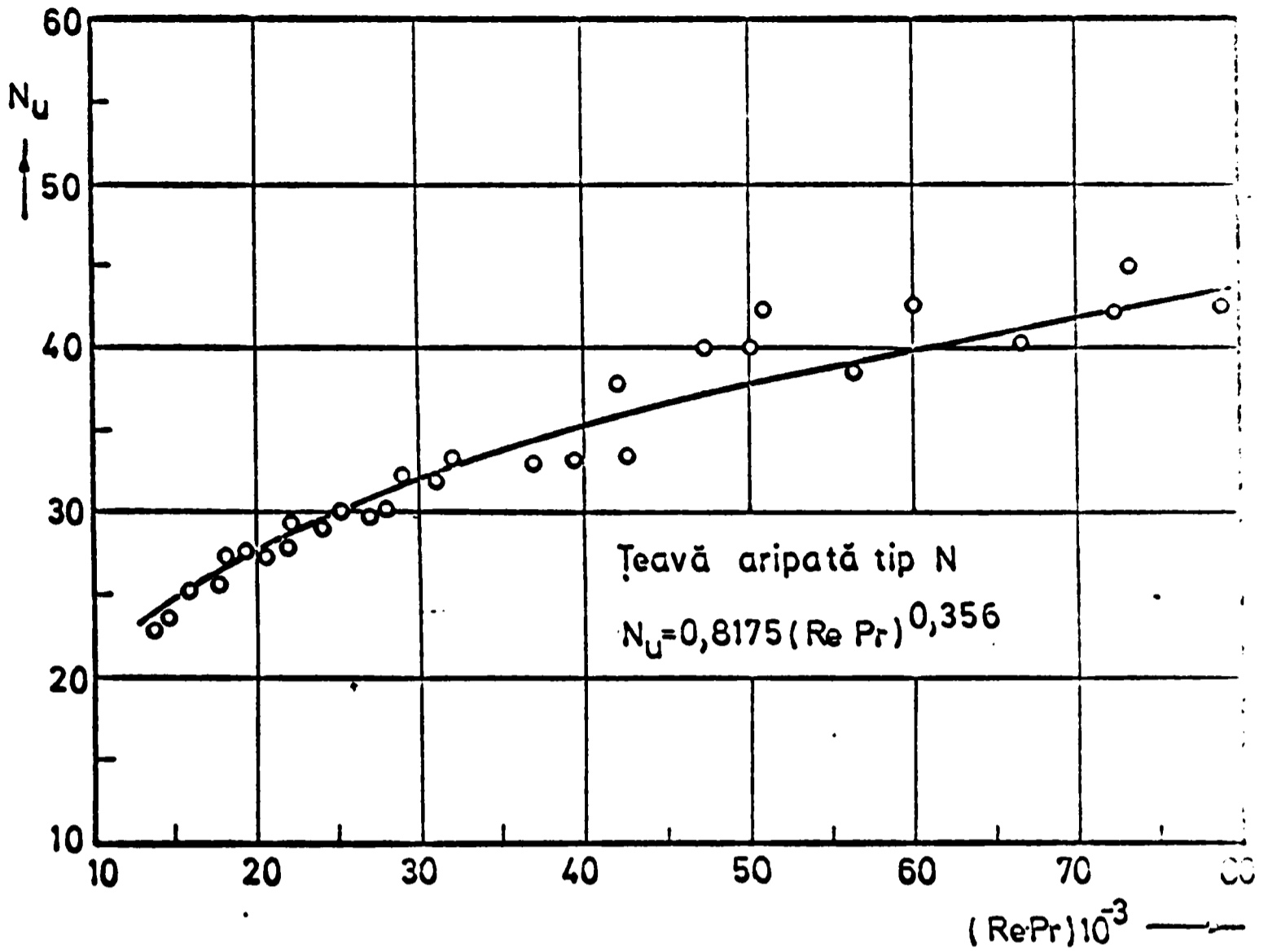


Fig.6.15a

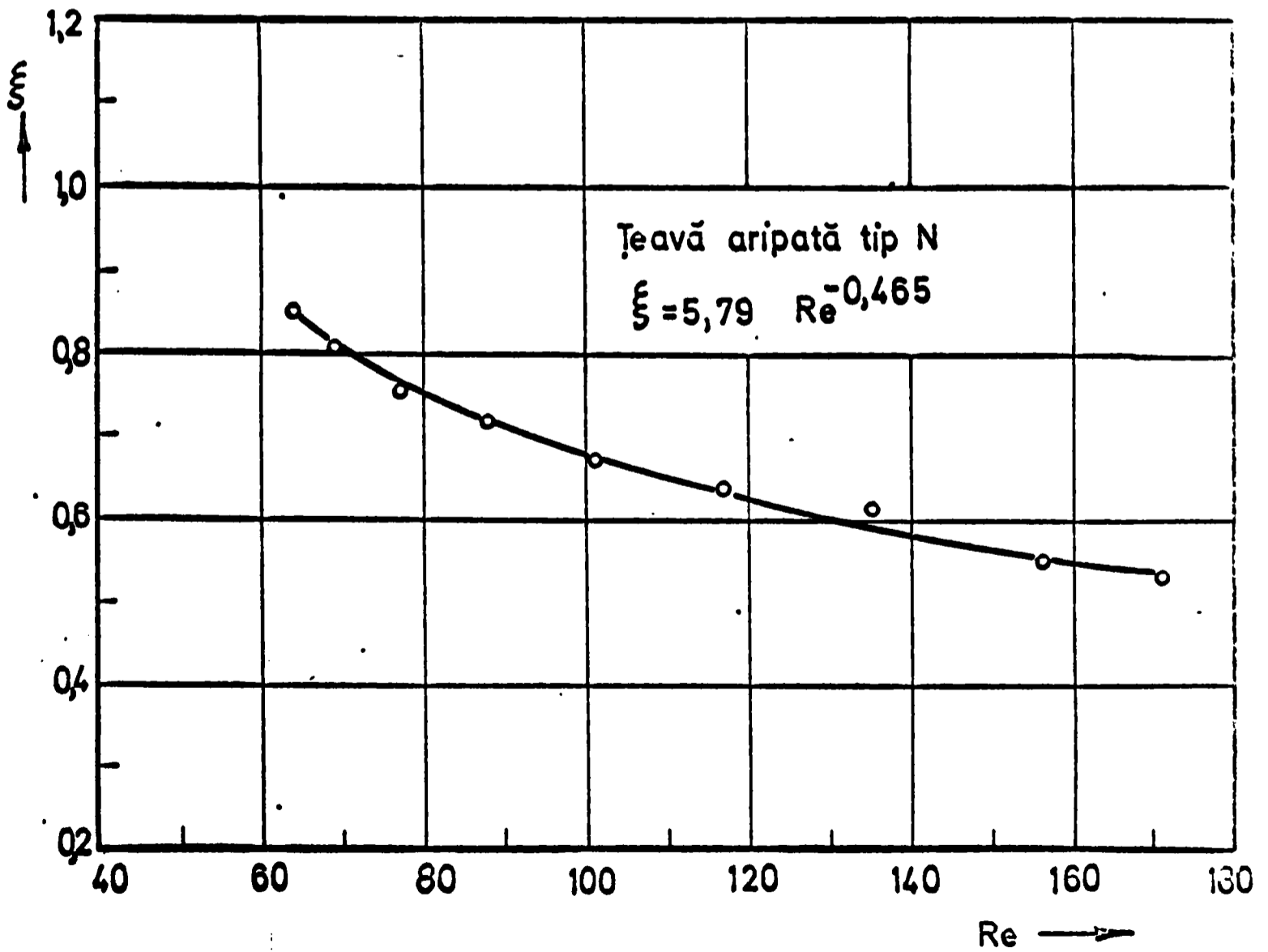


Fig.6.15b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară tip C (M) (Behr)

(Mărimi experimentale și de calcul tab.7; 7 a)

1. Materialul :	cupru
2. Lungimea :	$l = 0,025 \text{ m}$
3. Grosimea :	$\delta = 0,00025 \text{ m}$
4. Înălțimea totală : . . .	$h_t = 0,046 \text{ m}$
5. Înălțimea activă : . . .	$h = 0,023 \text{ m}$
6. Suprafața aripată : . . .	$A_p = 9,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața totală : . . .	$A_t = 13,272 \text{ m}^2$
8. Gradul de aripare : . . .	$\varphi = 3,26$
9. Unghiul de așezare : . .	$\gamma = 90^\circ$
10. Secțiunea de trecere a fluidului :	$A_f = 1,2067 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$
11. Diametrul hidraulic . . .	$d_h = 0,0035 \text{ m}$
12. Contactul cu țeava : . .	cositorit
13. Ecuația criterială : . .	$Nu = 49,36 (Re \cdot Pr)^{0,0169}$ (fig.6.16a)
14. Ecuația criterială : . .	$\xi = 19,78 Re^{-0,728}$ (fig.6.16b)

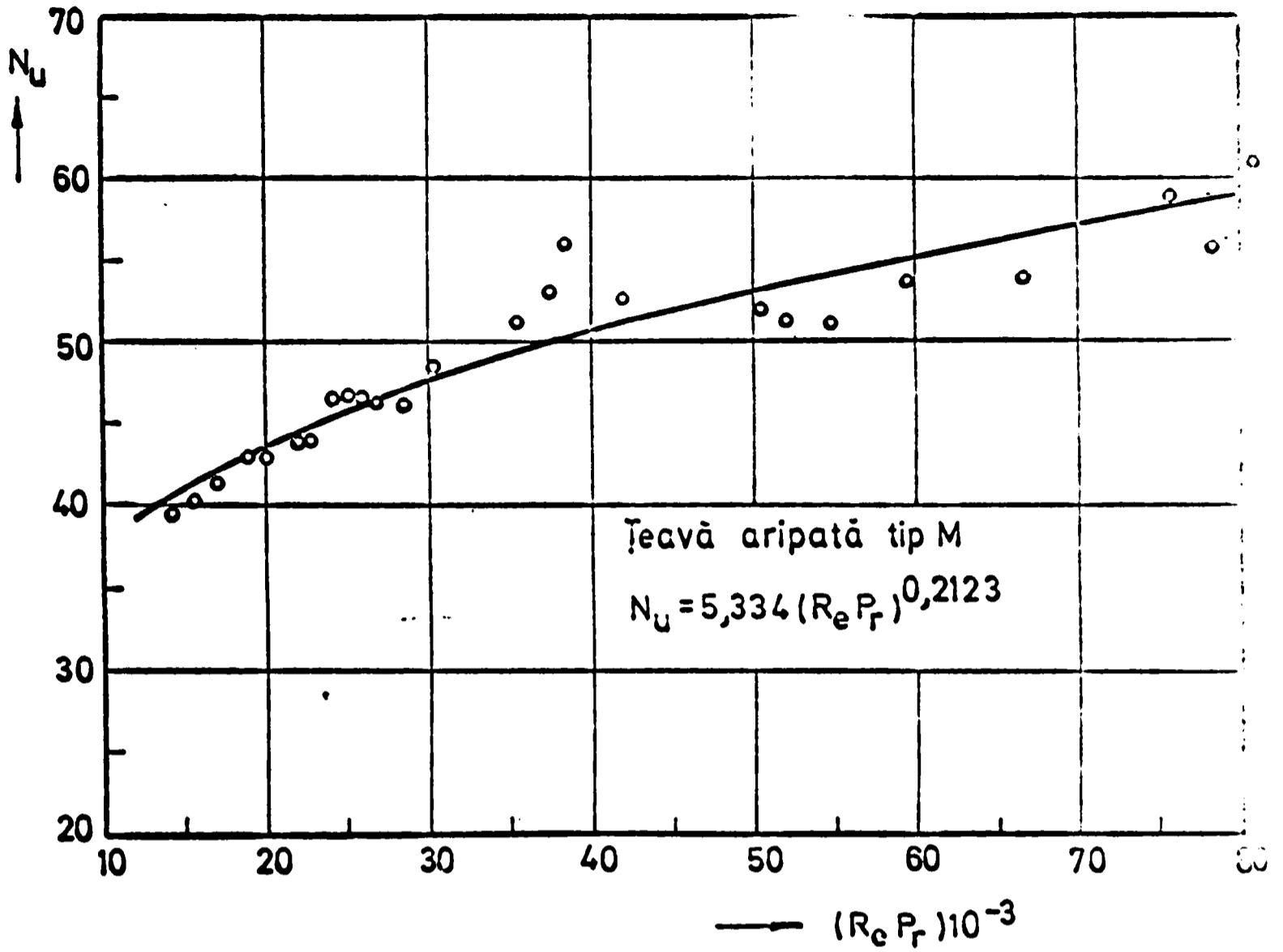


Fig.6.16a

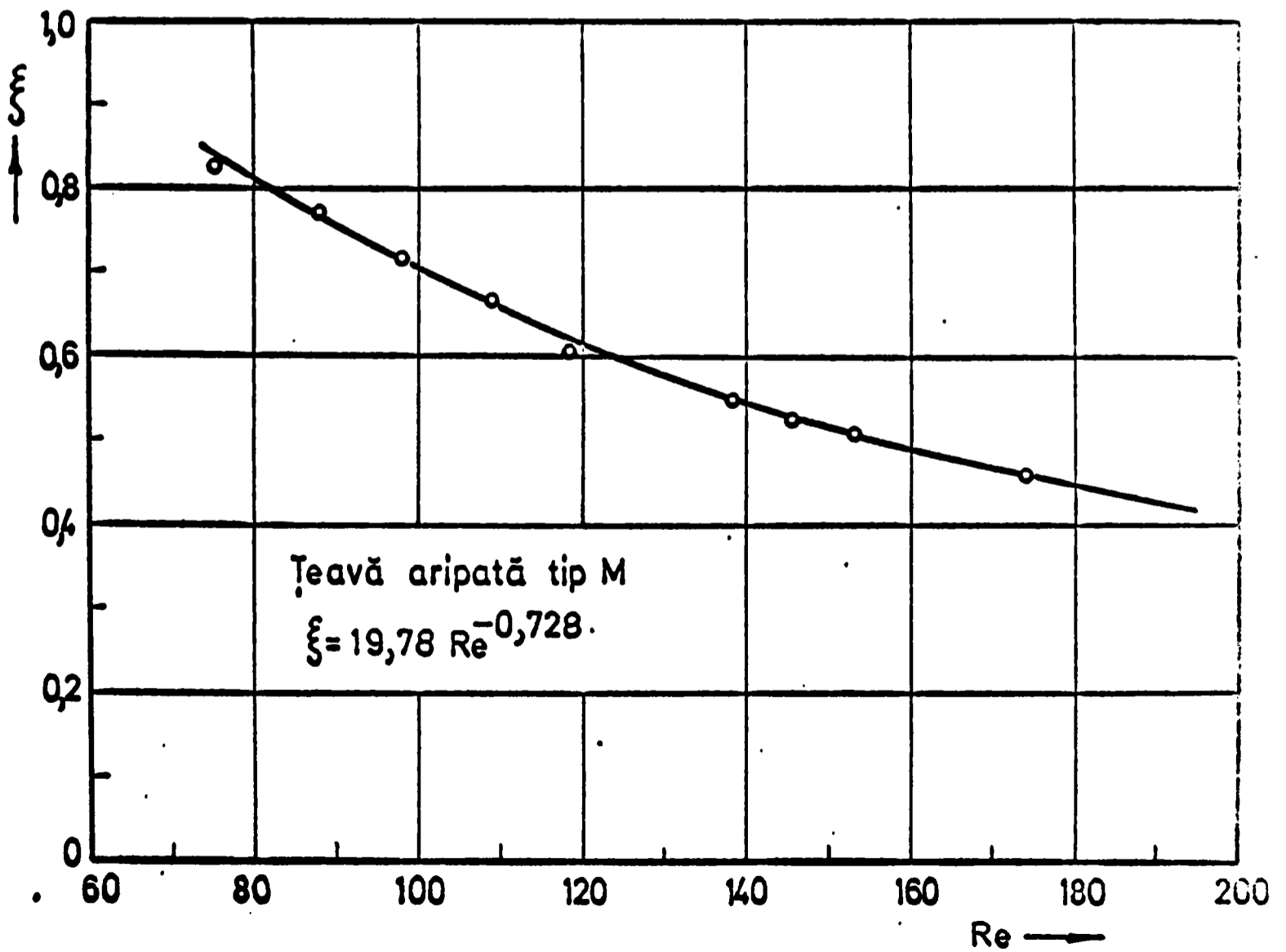


Fig.6.16b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară tip C (J) (Behr)

(Mărimi experimentale și de calcul tab.9)

1. Materialul:	Alamă
2. Lungimea :	$l = 0,035 \text{ m}$
3. Grosimea :	$\delta = 0,00027 \text{ m}$
4. Înălțimea totală : . .	$h_t = 0,046 \text{ m}$
5. Înălțimea activă : . . .	$h = 0,023 \text{ m}$
6. Suprafața aripată : . .	$A_p = 9,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața totală : . .	$A_t = 13,272 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
8. Gradul de aripare : . .	$\varphi = 3,26$
9. Unghiul de așezare : . .	$\gamma = 90^\circ$
10. Secțiunea de trecere a fluidului:	$A_f = 1,205 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$
11. Diametrul hidraulic :	$d_h = 0,00349 \text{ m}$
12. Contactul cu țeava :	cositorit
13. Ecuația criterială:	$Nu = 0,736(Re \cdot Pr)^{0,381}$ (fig.6.7a)
14. Ecuația criterială :	$\xi = 18,85 Re^{-0,72}$ (fig.6.17b)

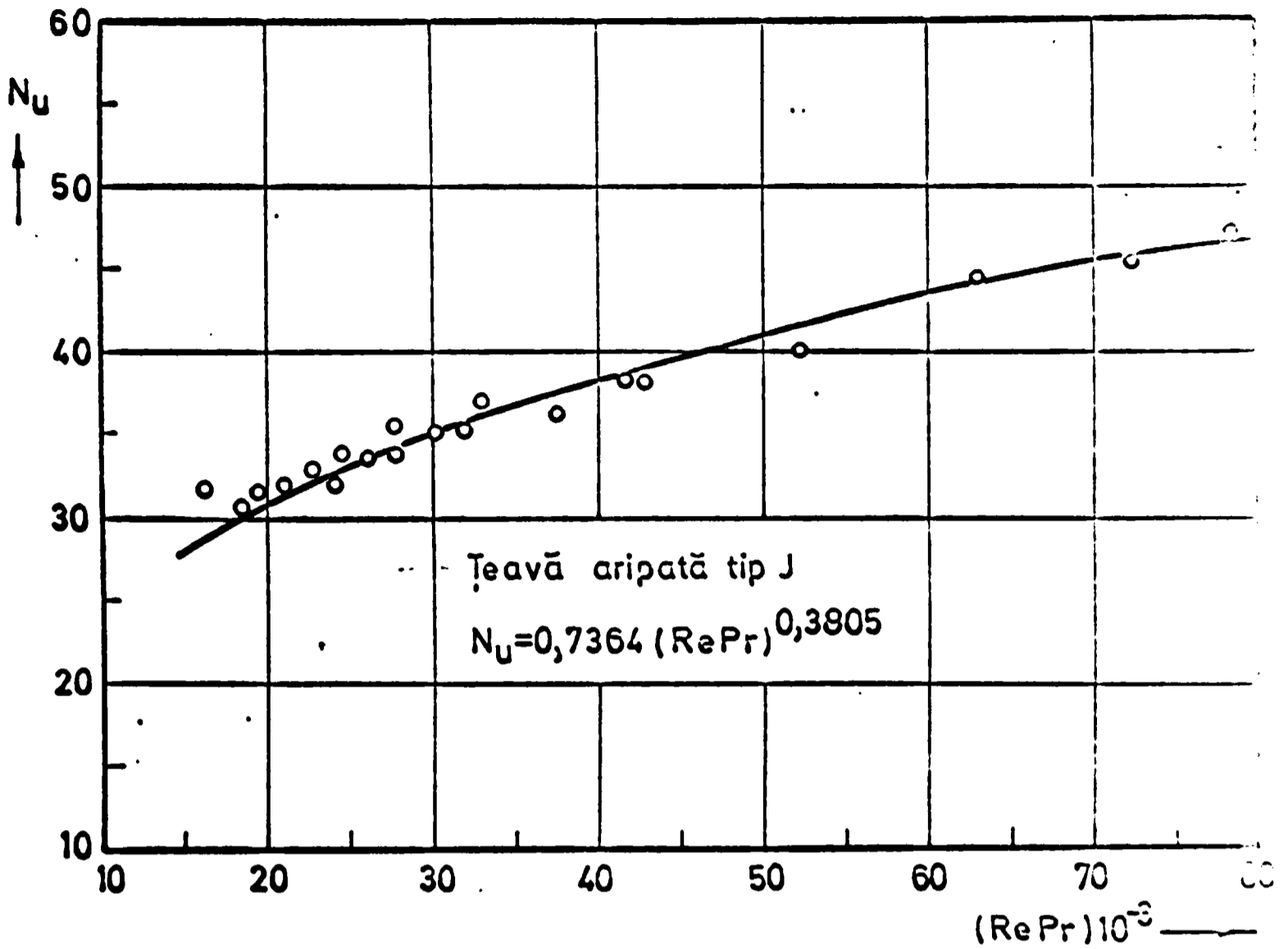


Fig. 6.17a

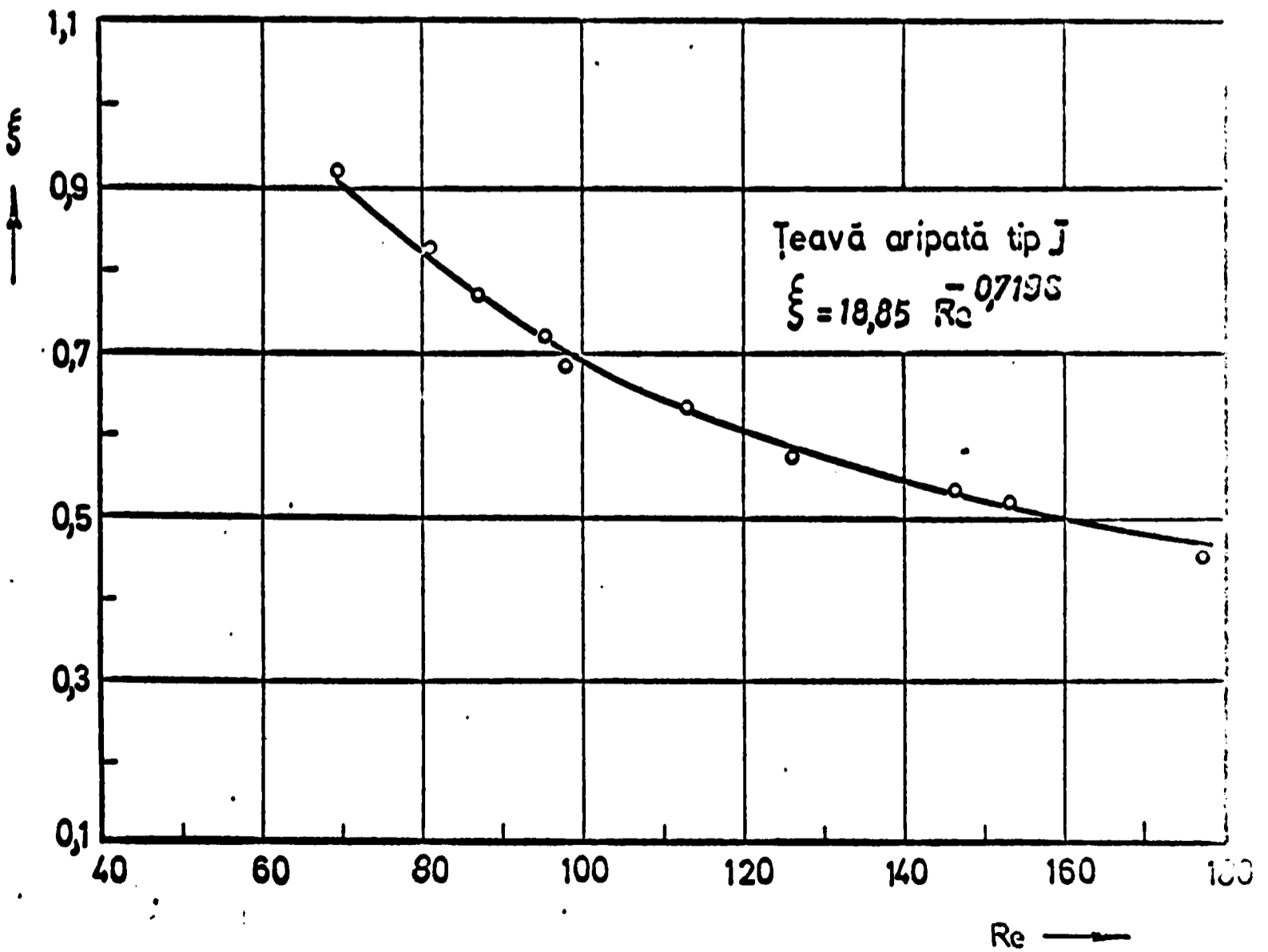


Fig. 6.17b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară tip C (P) (Behr)

(Mărimi experimentale și de calcul tab.10)

1. Materialul : Fier
2. Lungimea : $l = 0,035 \text{ m}$
3. Grosimea : $\delta = 0,00025 \text{ m}$
4. Înălțimea totală : . . . $h_t = 0,046$
5. Înălțimea activă : . . . $h = 0,023$
6. Suprafața aripată : . . . $A_p = 9,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața totală : . . . $A_t = 13,272 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
8. Gradul de aripare: . . . $\varrho = 3,26$
9. Unghiul de așezare :. . . $\tau = 90^\circ$
10. Secțiunea de trecere a
fluidului : $A_f = 1,2067 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$
11. Diametrul hidraulic : . . $d_h = 0,0035$
12. Contactul cu țeava : . . cositorit
13. Ecuația criterială : . . $Nu = 0,512 (re \cdot Pr)^{0,398}$ (fig.6.18a)
14. Ecuația criterială : . . $\xi = 20,13 Re^{-0,725}$ (fig.6.18b)

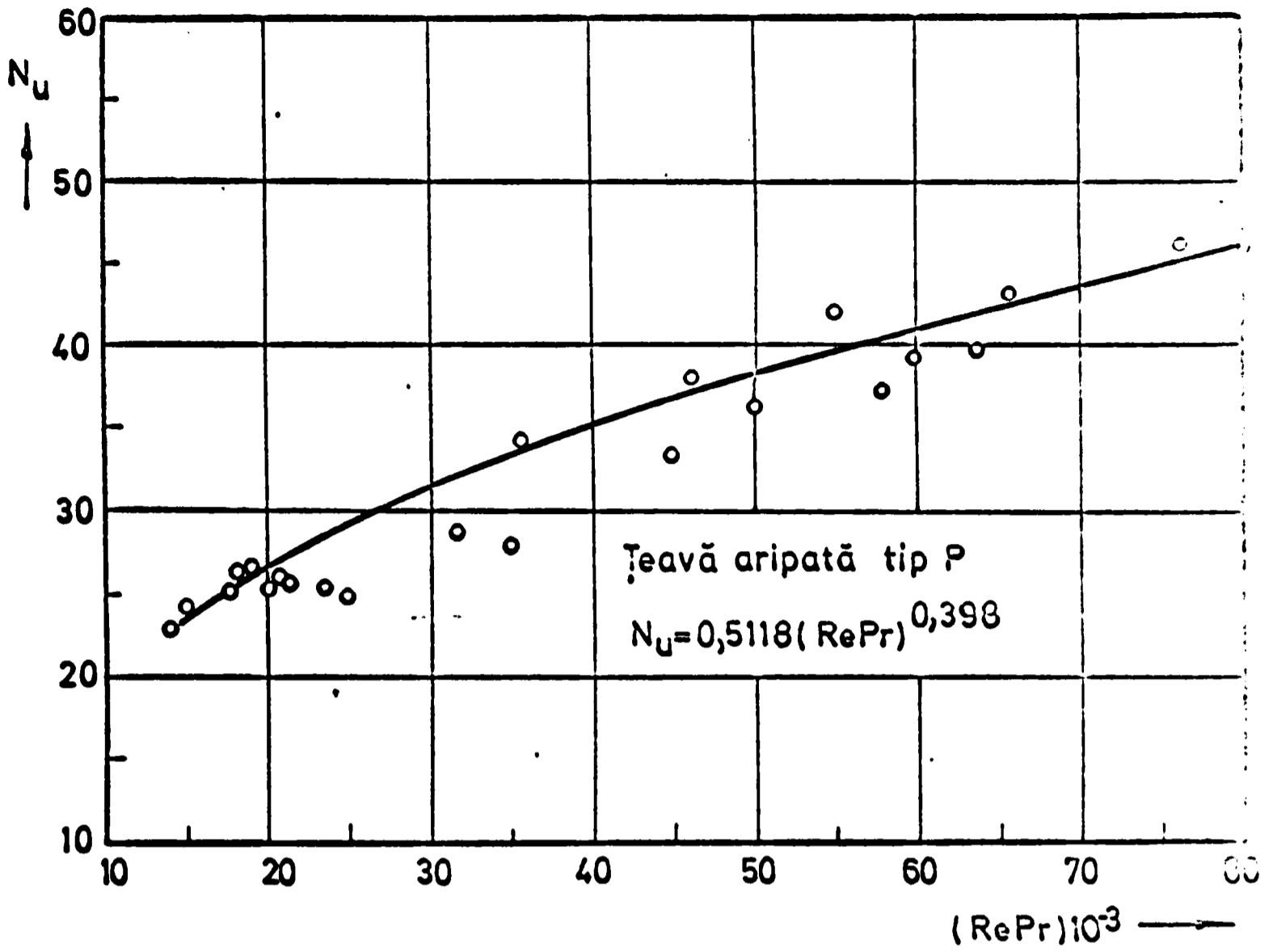


Fig. 6.13a

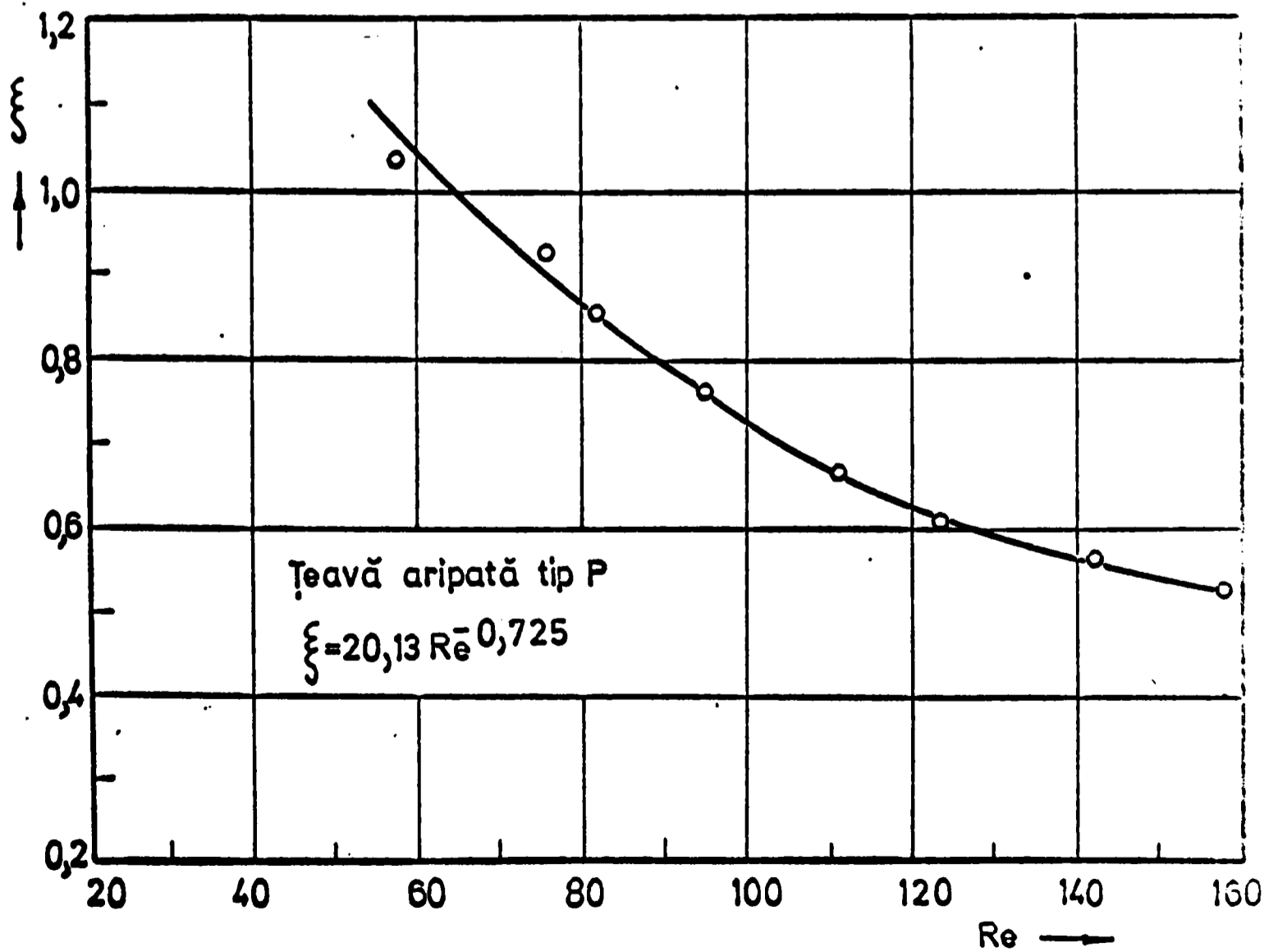


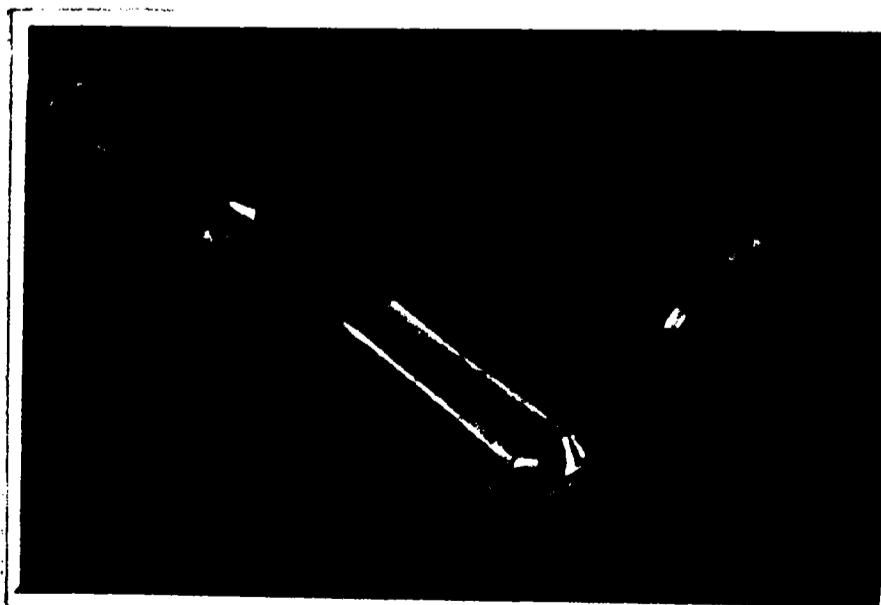
Fig. 6.18b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară tip D (G) -

(Mărimi experimentale și de calcul tab.12)

1. Materialul : : . Cupru
2. Lungimea : l = 0,035 m
3. Grosimea : $\delta = 0,00025$ m
4. Înălțimea totală : . . . $h_t = 0,026$ m
5. Înălțimea activă : . . . h = 0,013 m
6. Suprafața aripată : . . $A_p = 2,6 \cdot 10^{-2}$ m²
7. Suprafața totală : . . . $A_t = 6,67 \cdot 10^{-2}$ m²
8. Gradul de aripare : . . $\varphi = 1,64$
9. Unghiul de așezare : . . $\theta = 45^\circ$
10. Secțiunea de trecere a
fluidului : $A_f = 1,294 \cdot 10^{-8}$ m²
11. Diametrul hidraulic : $d_h = 0,00928$ m
12. Contactul cu țeava : . . cositorit
13. Ecuația criterială: . . $Nu = 7,13 (Re \cdot Pr)^{0,21}$ (fig.6.19a)
14. Ecuația criterială : . . $\xi = 18,57 Re^{-0,608}$ (fig.6.19b)



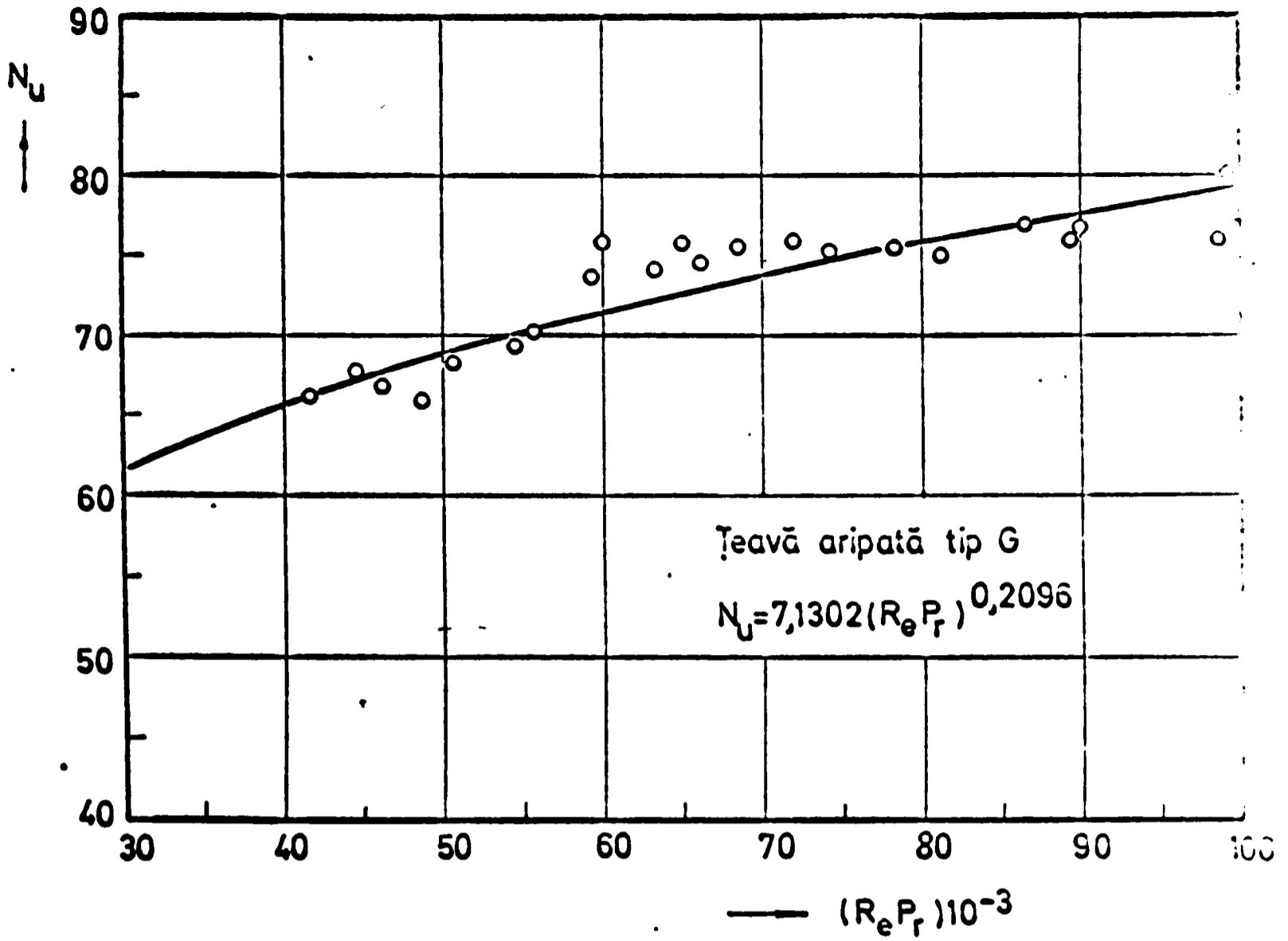


Fig. 6.19a

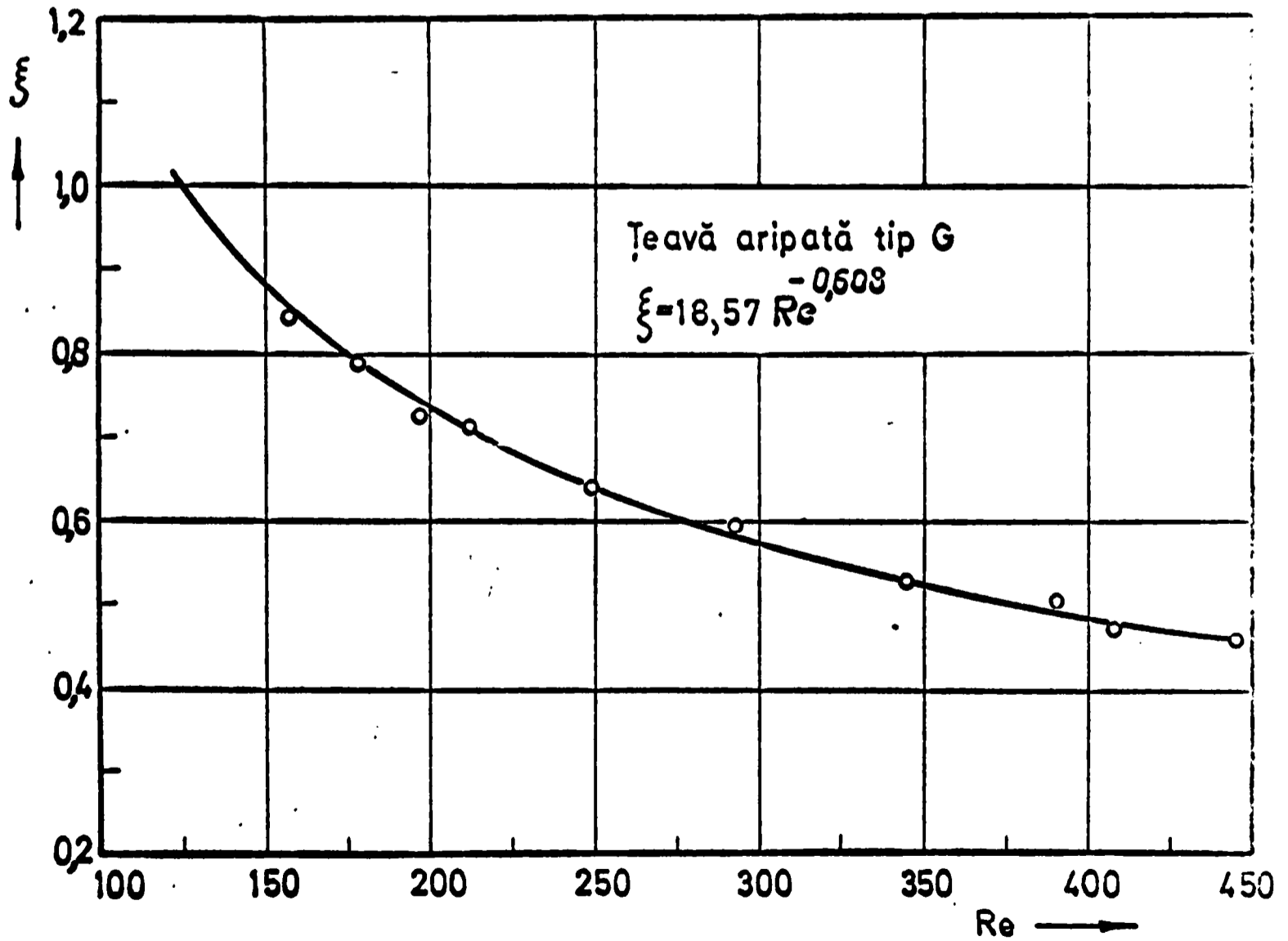


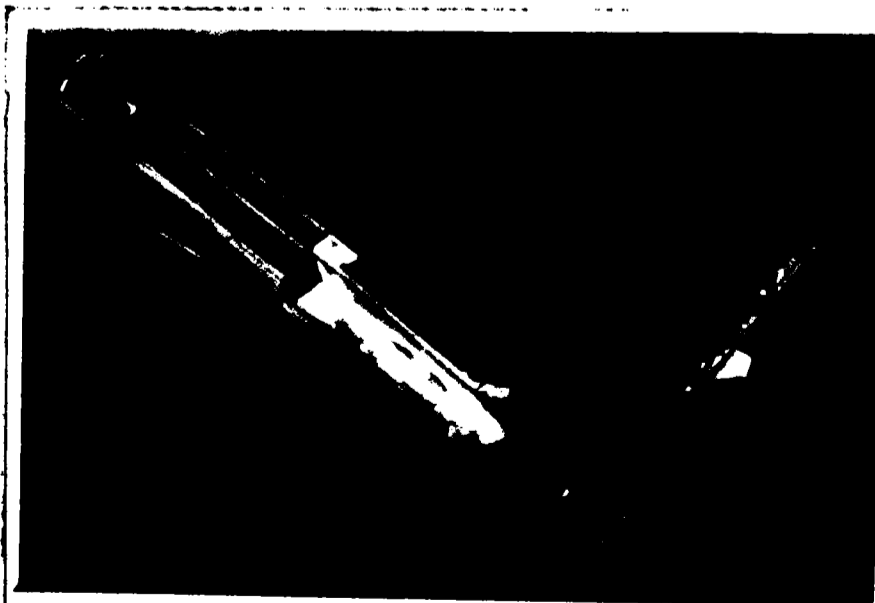
Fig. 6.19b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioare combinate tip C + tp D (I)

(Mărimi experimentale și de calcul tab.12)

1. Materialul : Cupru
2. Lungimea : $l = 0,0025m + 0,035m$
3. Grosimea : $\delta = 0,00025$
4. Înălțimea totală : $h_t = 0,0253 m$
5. Înălțimea activă : $h = 0,0177 m$
6. Suprafața aripată : $A_p = 4,704 \cdot 10^{-2} m^2$
7. Suprafața totală : $A_t = 9,406 \cdot 10^{-2} m^2$
8. Gradul de aripare : $\varphi = 2,156$
9. Unghiul de așezare : $\tau = 0^\circ + 45^\circ$
10. Secțiunea de trecere a
fluidului : $A_f = 1,265 \cdot 10^{-8} m^2$
11. Diametrul hidraulic : $d_h = 0,00778 m$
12. Contactul cu țeava : cositorit
13. Ecuația criterială : $Nu = 7,13(Re \cdot Pr)^{0,21}$ (fig.6.20a)
14. Ecuația criterială : $\xi = 6,92 \cdot Re^{-0,391}$ (fig.6.20b)



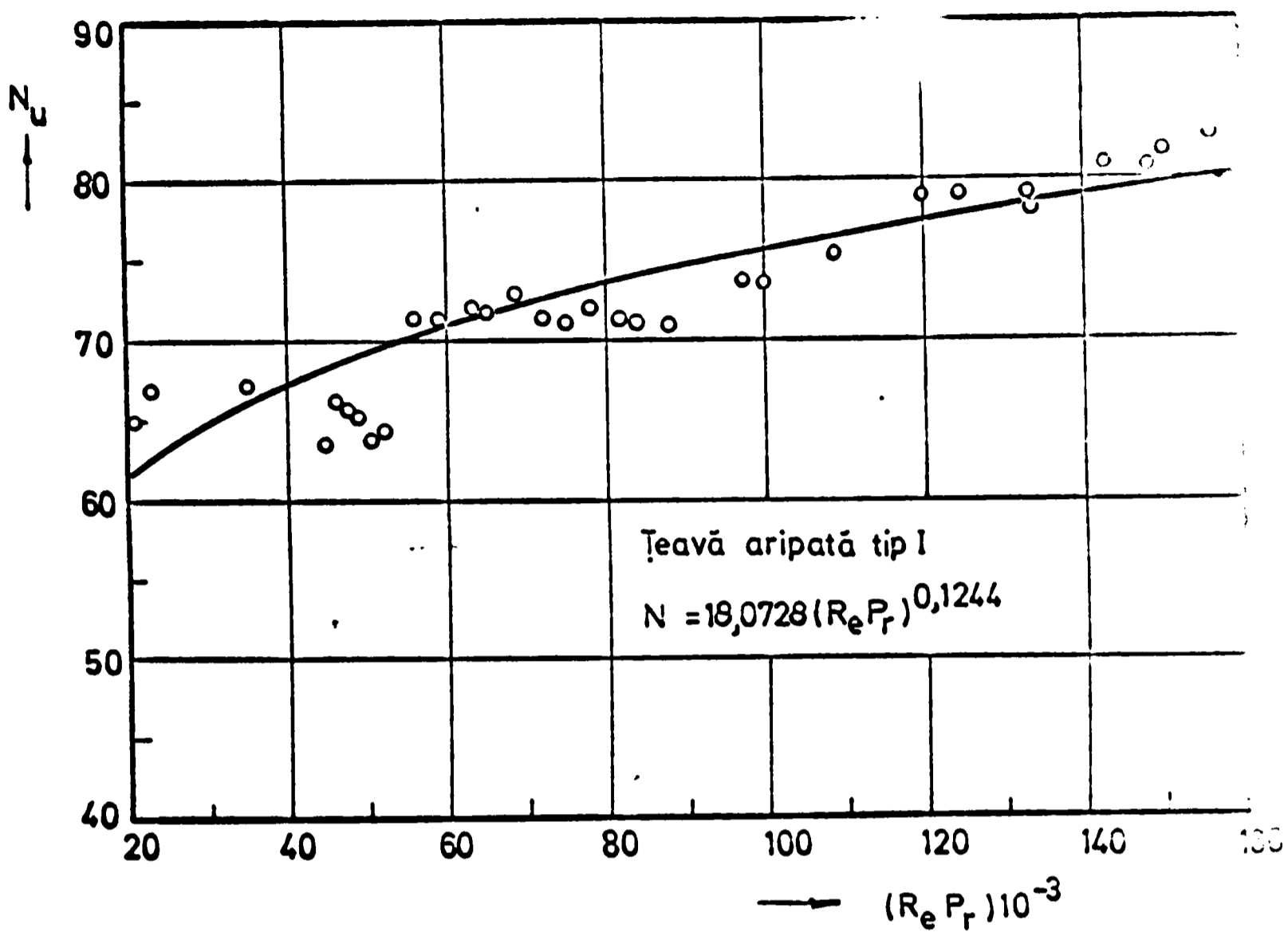


Fig. 6.20a

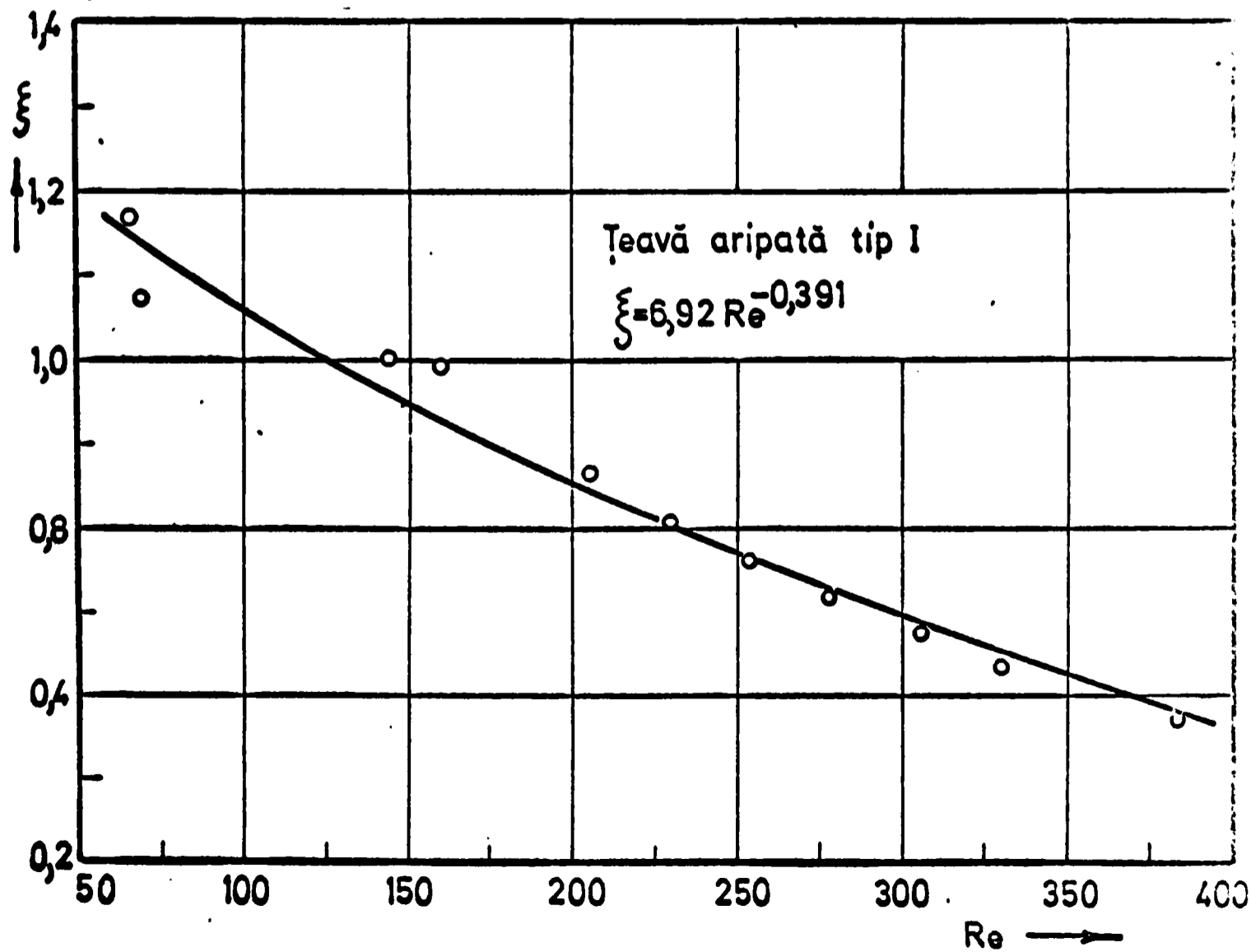


Fig. 6.20b

Parametri constructiv-funcționali

Aripioară : Tip E (R) - (Spirală sîrmă)

(Mărimi experimentale și de calcul tab.15)

1. Materialul : Cupru
2. Diametrul sîrmei : . . . $\varnothing = 0,0006 \text{ m}$
3. Diametrul spirei : . . . $d_s = 0,035 \text{ m}$
4. Numărul de spire
pe 0,1 m. : $n_s = 47$
5. Înălțimea activă : . . . $h = 0,0051 \text{ m}$
6. Suprafața aripată : . . $A_p = 2,276 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
7. Suprafața totală : . . . $A_t = 7,578 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
8. Gradul de aripare : . . $\varphi = 1,707$
9. Secțiunea de trecere a
fluidului : $A_t = 1,2418 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$
10. Diametrul hidraulic : $f_h = 0,00924 \text{ m}$
11. Contactul cu țeava : cositorit
12. Ecuația criterială : $Nu = 0,503 (Re \cdot Pr)^{0,163}$ (fig.6.21a)
13. Ecuația criterială : $\xi = 5,98 Re^{-0,254}$ (fig.6.21b)

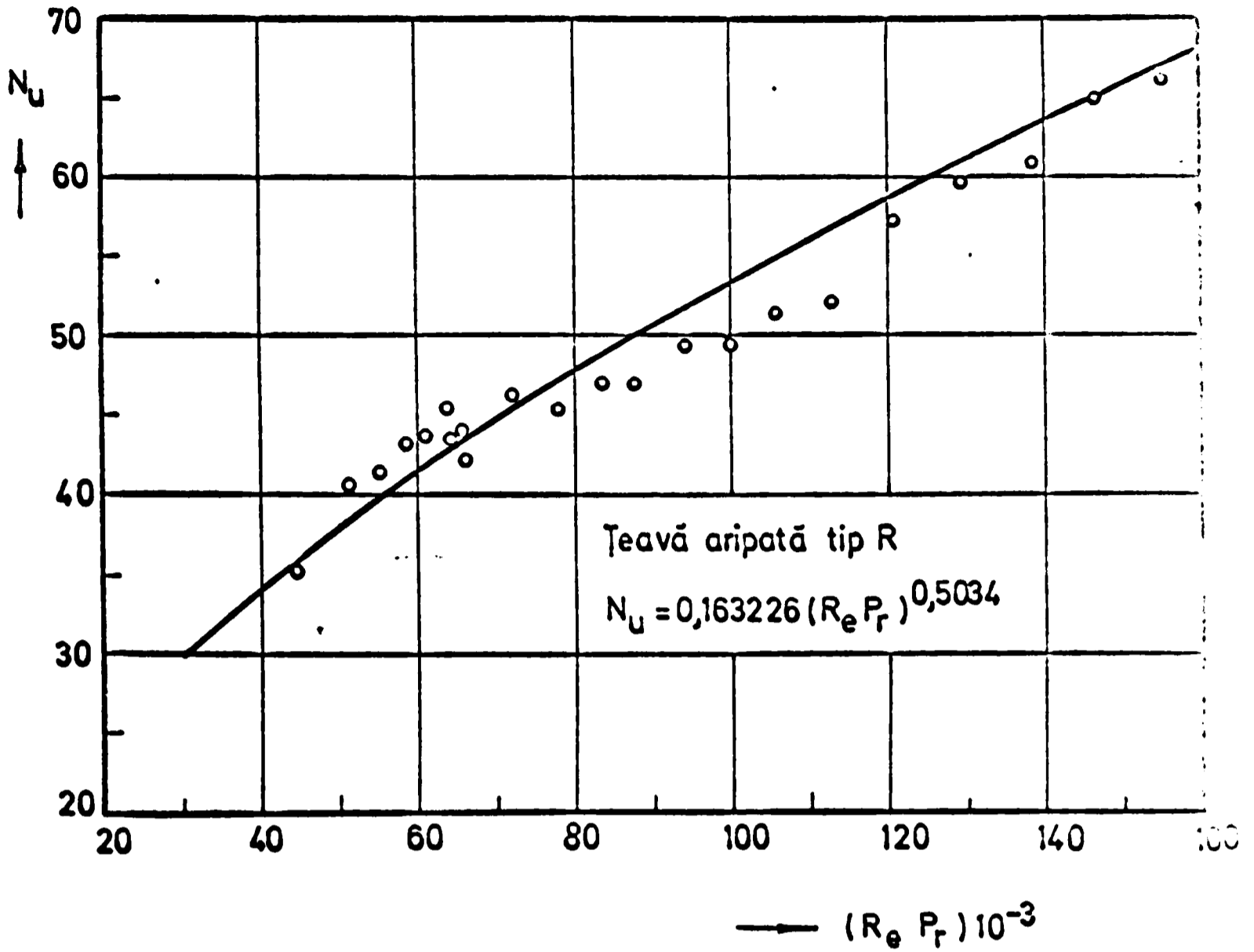


Fig.6.21a

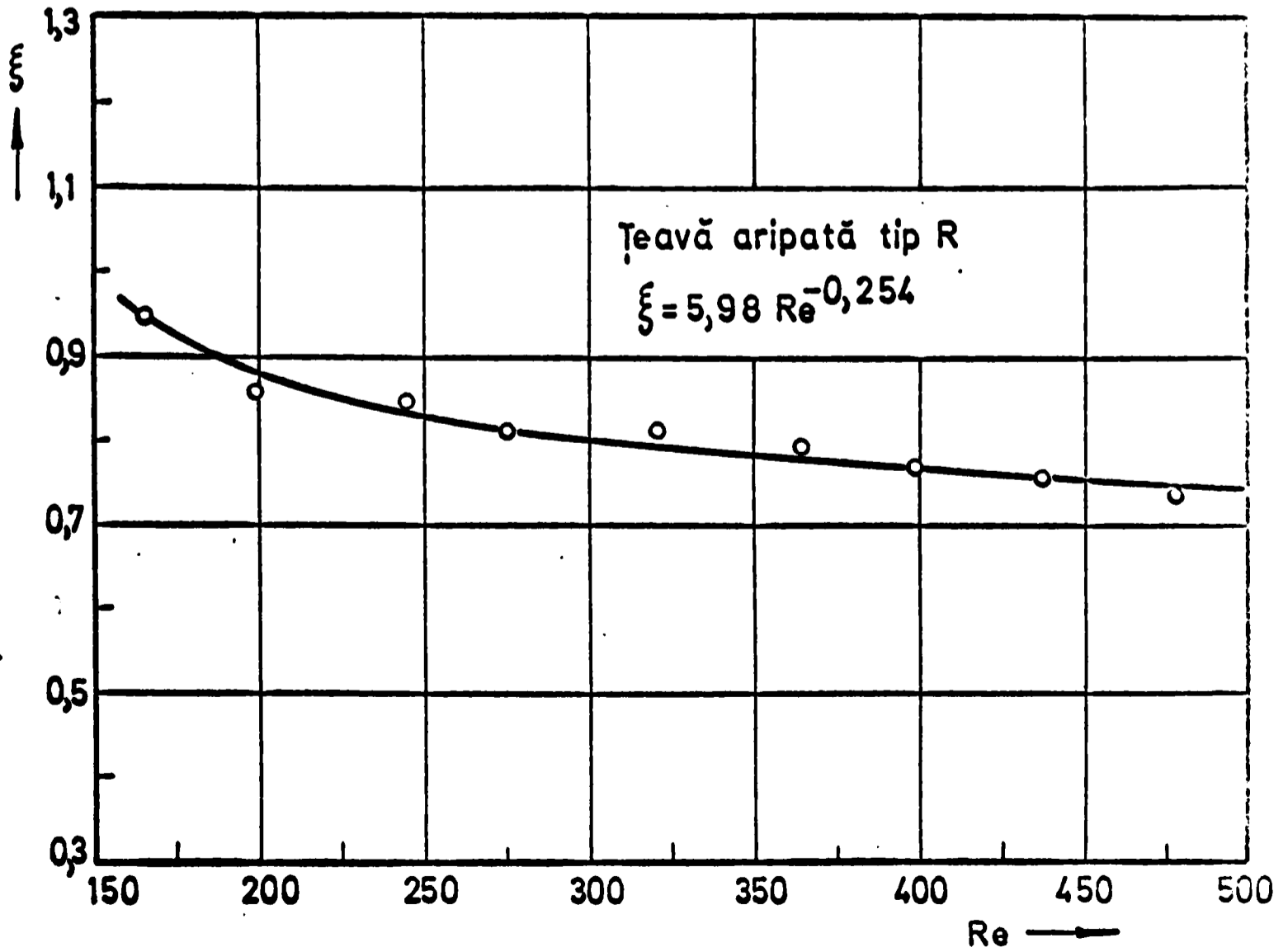


Fig.6.21b

Din diagramele corespunzătoare fiecărui tip de țevă cercetat (fig. 6.6. - 6.20), în care sînt prezentate punctele experimentale și curbele trasate din ecuațiile criteriale stabilite pe baza abaterilor medii patratice, calculate la calculatorul electronic, se constată :

- Creșterea criteriului lui Nusselt o dată cu creșterea produsului $Re.Pr$, cu excepția regimurilor studiate pentru tipurile de aripare CB și CC (aripioare Behr, necositorite, dispuse la 0° , respectiv 45°) și tipul AH (aripioare simple, cositorite, dispuse la 90°).

- Pentru domeniul $Re.Pr$ în care a fost studiată variația lui Nu , corespunzător vitezelor și temperaturilor uzuale care se folosesc la răcitoarele de ulei ($w = 0,5 \dots 1,2$ m/s, $t = 70^\circ - 85^\circ C$), la țevi lise criteriul lui Nusselt a variat între 55 și 65, iar la țevile aripate între 10 și 70. Valorile cele mai mici au fost obținute pentru aripioarele simple (tip A) și aripioarele Behr (tip C) necositorite, iar valorile maxime pentru aripioarele Behr (tip C) cositorite și pentru aripioarele constituite din sîrmă înfășurată în formă de elice (tip E).

- Coeficienții și exponenții din ecuațiile criteriale se încadrează ca ordin de mărime în limitele valorilor găsite de diferiți cercetători.

- Valorile coeficienților de rezistență variază între 0,3 și 1,2 în funcție de tipul țevii și al dimensiunilor caracteristice, încadrîndu-se între limitele obținute pentru curgerea prin țevi în cadrul domeniului Re cercetat.

6.6.2 Influența parametrilor constructivi asupra transferului de căldură

6.6.a. Influența lungimii aripioarelor

Influența lungimii aripioarelor s-a cercetat folosind aripioare Behr (C) confecționate din cupru, cu lungimile de 25 mm (M), 35 mm (D) și 50 mm (N). Aripioarele au fost dispuse pentru toate cele trei tipuri de aripioare la 90° și locurile de contact cu țeava cositorite.

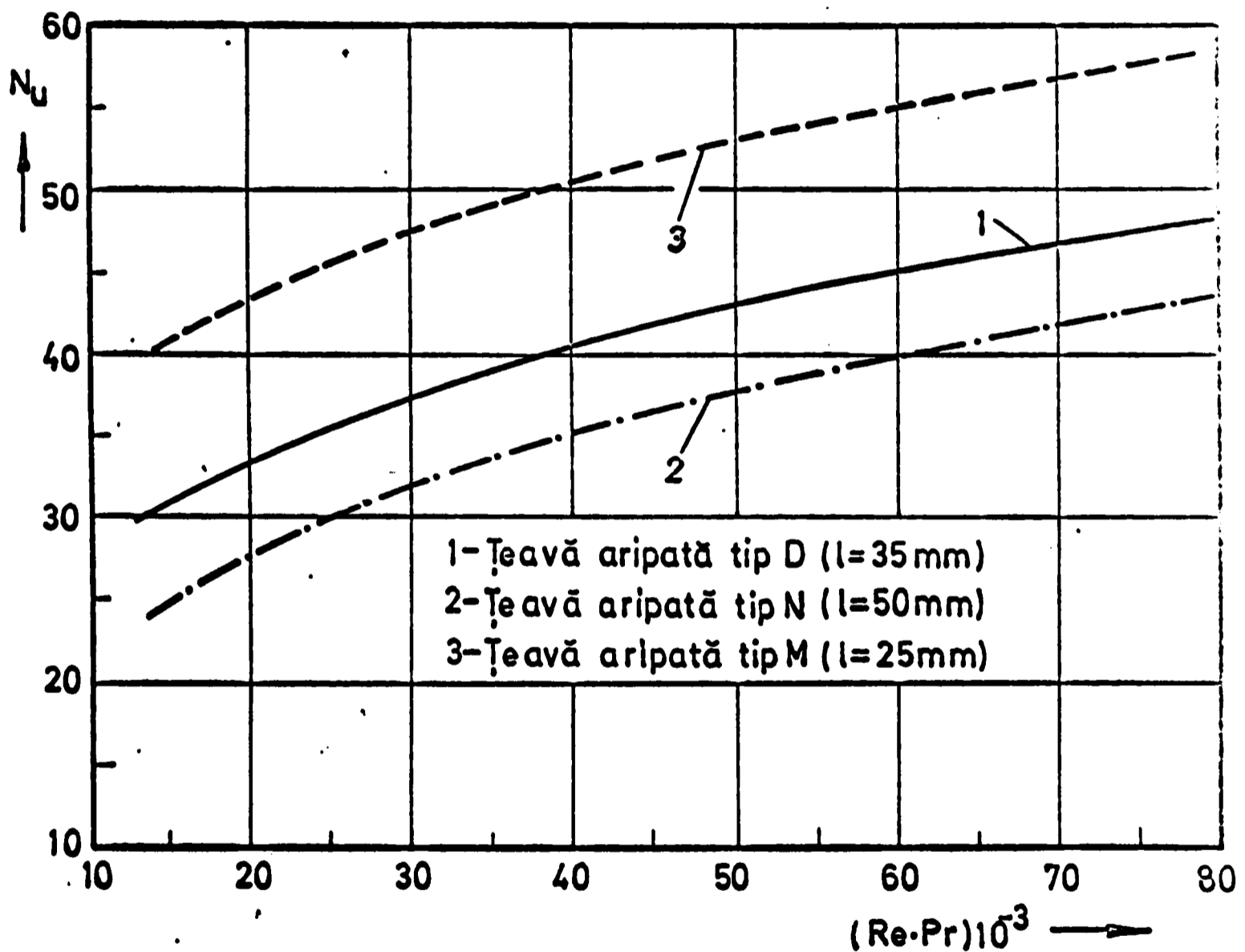


Fig. 6.21.

Din diagrama 6.21 se vede că transferul maxim de căldură se realizează cu aripioarele cele mai scurte (M) și minim cu cele mai lungi (N). Performanțele aripioarelor originale (D) se plasează între cele două curbe (M) și (N).

Cele trei curbe sînt aproape paralele.

Performanțele termice realizate cu aripioarele (M) de 25 mm lungime sînt cu 33 % (la Re.Pr mici) pînă la 22 % (la Re.Pr mari) superioare celor realizate cu aripioarele originale (D) de 35 mm lungime.

Performanțele realizate cu aripioarele mai lungi (N) se situează în medie cu circa 15 % sub cele corespunzătoare aripioarelor originale.

Din cercetările autorului a rezultat că valoarea criteriului lui Nusselt este direct proporțională cu raportul adimensional $(d_h/L)^{0,5}$, în care d_h este diametrul hidraulic al țevii și L lungimea aripioarei.

Dependența criteriului lui Nusselt de acest raport adimensional se datorește influenței efectului de capăt. La intrarea în fiecare aripioară regimul de curgere este puternic conturbat și fiecare zonă de parcurgere a acesteia reprezintă un nou început de zonă de stabilizare. Cu cît lungimea parcursă de fluid în zona de stabilizare este mai mică, cu atît profilul de distribuție al vitezelor și al temperaturilor este mai aplatizat și transferul de căldură mai intens.

Datorită efectelor de capăt introduse de fiecare aripioară la trecerea fluidului prin țeavă și împiedicarea prin aceasta a stabilizării profilului de temperatură, autorul este de părere că probabil la țevi cu aripioare interioare criteriul lui Nusselt nu scade odată cu creșterea lungimii țevii și nu tinde spre o valoare asimptotică, după cum reiese din teoria Nusselt-Graetz pentru curgerea prin țevi cilindrice, sau prin spații înguste mărginite de suprafețe plane. În consecință ar rezulta că valoarea medie a criteriului lui Nusselt în lungul țevii cu ari-

aripioare interioare este valoarea lui Nu_{int} - lungul aripioarei respective. Desigur că numai măsurători ale coeficientului de convecție local pot confirma sau infirma această părere.

Deoarece suprafața aripată este aceeași pentru aripioarele Behr, indiferent de lungimea lor, scurtarea aripioarei, în condițiile tehnologice care se utilizează în prezent la confecționarea și introducerea lor în țeavă, duce la creșterea costului manoperei astfel că numai un calcul tehnico-economic poate decide asupra oportunității adoptării unor aripioare mai scurte la construcția răcitorului de ulei.

6.6.b. Influența unghiului de așezare al aripioarelor

Influența unghiului de așezare al aripioarelor s-a studiat folosindu-se țevi prevăzute cu aripioare originale Behr (tip C), confecționate din cupru, cu lungimea de 35 mm, dispuse la 0° , 30° și 90° , cositorite.

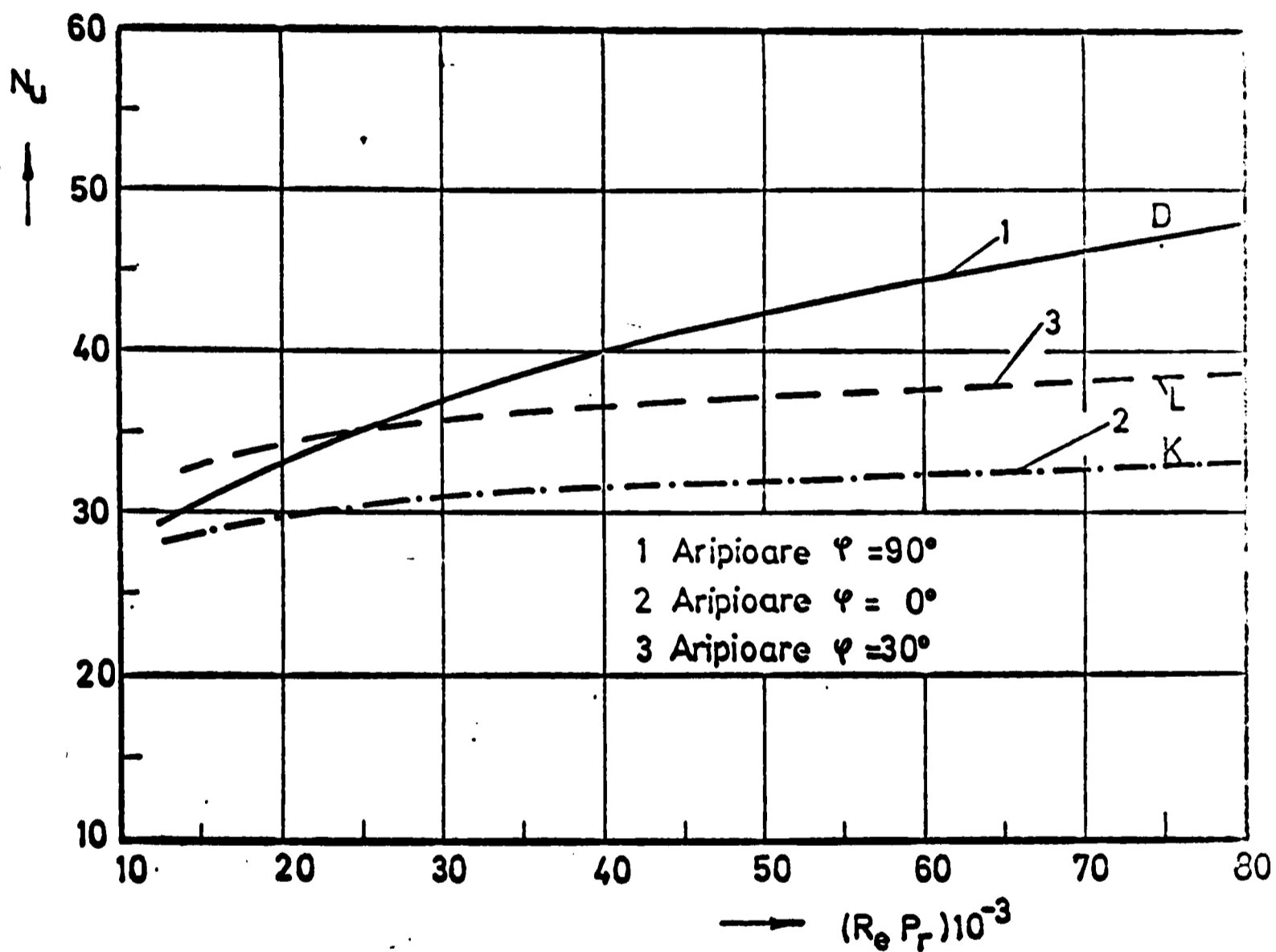


Fig. 6.22.a

Din diagrama 6.22.a se vede că pantelo curbelor $Nu = f(Re.Pr)$ pentru cele trei tipuri de aripire studiate (K, L și D) sînt diferite.

În întreg domeniul cercetat ($Re.Pr = 15 \cdot 10^3 \dots 80 \cdot 10^3$) performanțele cele mai slabe se realizează cu ari-

pioarele dispuse pe o singură linie (K), probabil din cauza condițiilor de curgere ale fluidului la această dispoziție, la care situația se prezintă ca o curgere prin mai multe țevi, cu pereți plani și semicilindrici, cu tendințe de stabilizare ale regimului hidraulic. De asemenea există o mică probabilitate a uniformității debitului repartizat pe diferitele canale constituite de aripioare, deci și ale vitezelor și în consecință ale condițiilor de transfer de căldură.

În domeniul valorilor mici ale produsului $Re.Pr$ ($15 \cdot 10^3$ $20 \cdot 10^3$) așezarea cea mai favorabilă a aripioarelor e sub unghiul de 30° (CL), iar în domeniul valorilor ridicate ale produsului $Re.Pr$ unghiul optim de așezare al aripioarelor este de 90° (D). Unghiuri între 30° și 90° pot deplasa punctul de intersecție cu curba D puțin înspre valorile mai ridicate ale produsului $Re.Pr$, fără a influența însă sensibil schimbul de căldură.

Trebuie remarcat de asemenea o mică diferență între valorile lui Nu realizate la $Re.Pr$ mici (-3% pentru K, respectiv $+9\%$ pentru L, față de D) și panta mică a curbelor L și K față de cea a curbei D. La $Re.Pr = 80 \cdot 10^3$, Nu_D e cu circa 26% , respectiv 50% mai mare, decât Nu_L și Nu_K .

Suprafața aripată fiind aceeași în toate cele trei cazuri cercetate, influența unghiului de așezare al aripioarelor este un indiciu că la țevi aripate interior, transferul de căldură este influențat de modificarea condițiilor hidraulice, dependente de forma și dispunerea obstacolelor în calea curentului de fluid.

In domeniul uzual de lucru al răcitoarelor de ulei pentru condițiile motoarelor 12 LDA 28 așezarea optimă a aripioarelor, din punct de vedere termic, este sub un unghi de 90° .

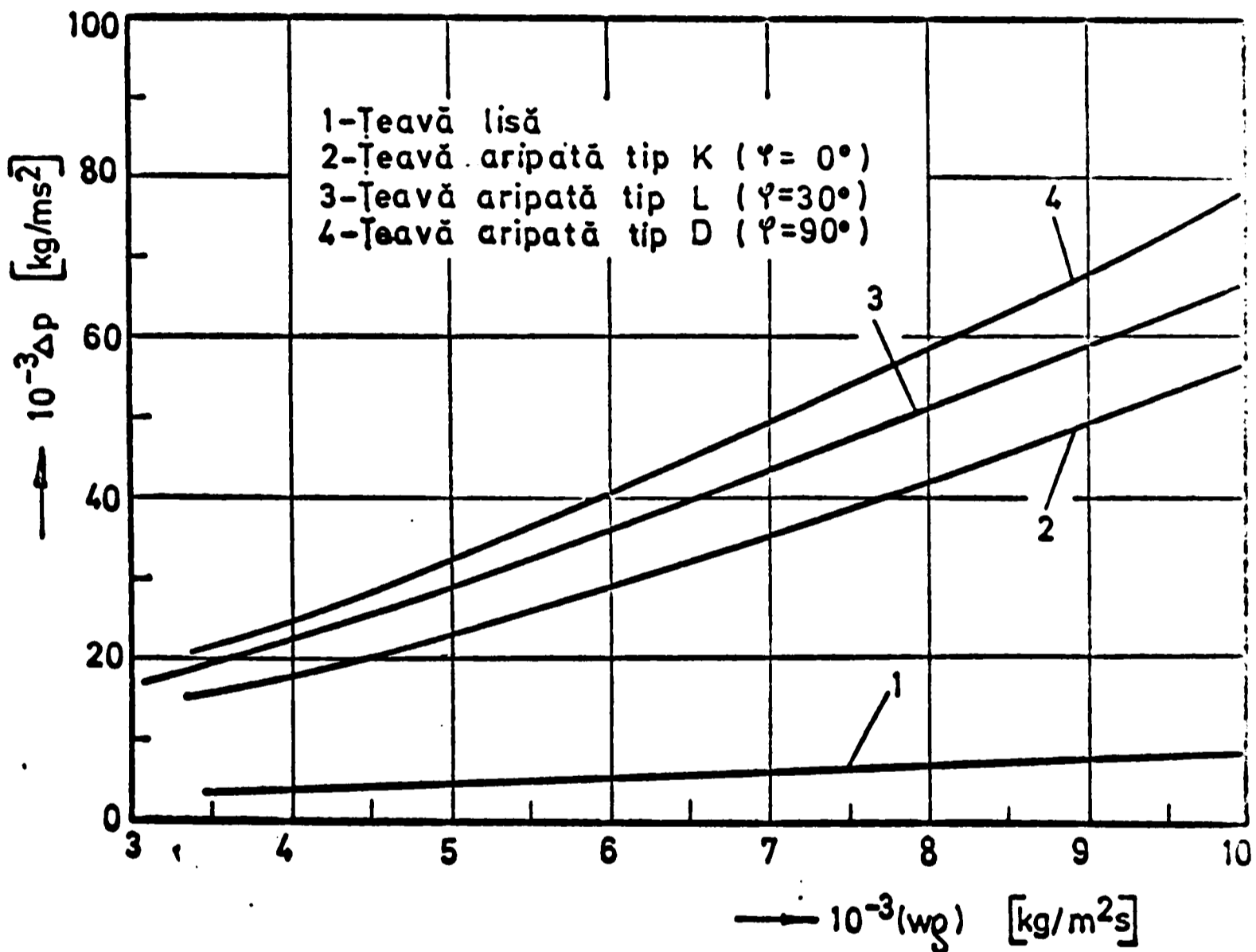


Fig. 6.22.b

In fig. 6.22b sînt prezentate căderile de presiune Δp kg/m.s² în funcție de w_p [kg/m².s], pentru țeava lisă și pentru țevile cu aripioare dispuse sub cele trei unghiuri. Se remarcă o puternică creștere a căderilor de presiune prin aripare, care variază de la 1000 % pînă la 1300 % și totodată majorarea căderilor de presiune cu creșterea unghiului dintre aripioare.

6.6.c. Influența materialului din care este confecționată aripioara

Influența materialului din care este confecționată aripioara a fost studiată folosind aripioare de construcție Behr (tip C) cu lungimea de 35 mm, dispuse la 90°. Aripioarele au fost confecționate din cupru (D), alamă (J) și fier (P), fiind cositorite la locurile de contact cu țeava.

Coeficienții medii de conducție termică, considerați constanți în expresiile de calcul ale randamentului aripioarei (4.29), au fost : $\lambda_{Cu} = 348 \text{ W/m grad}$, $\lambda_{Alamă} = 104 \text{ W/m grad}$ și $\lambda_{Fe} = 52 \text{ W/m grad}$.

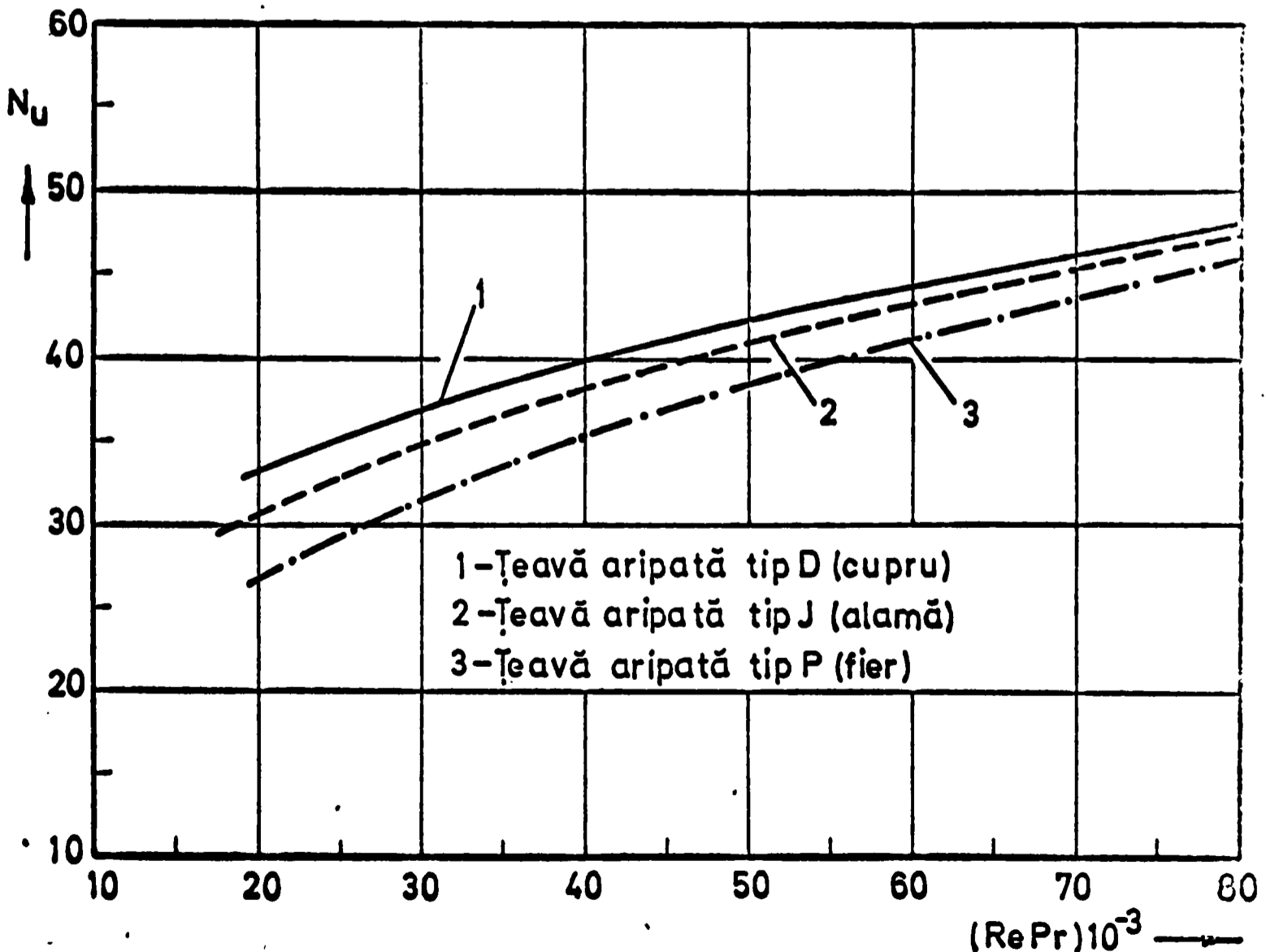


Fig. 6.23.

In diagrama 6.23a este prezentată în coordonate logaritmice variația coeficientului convențional de calcul α în funcție de coeficientul real de convecție α_p pentru aripioarele de tip Behr, de 35 mm lungime, din cupru, alamă și fier.

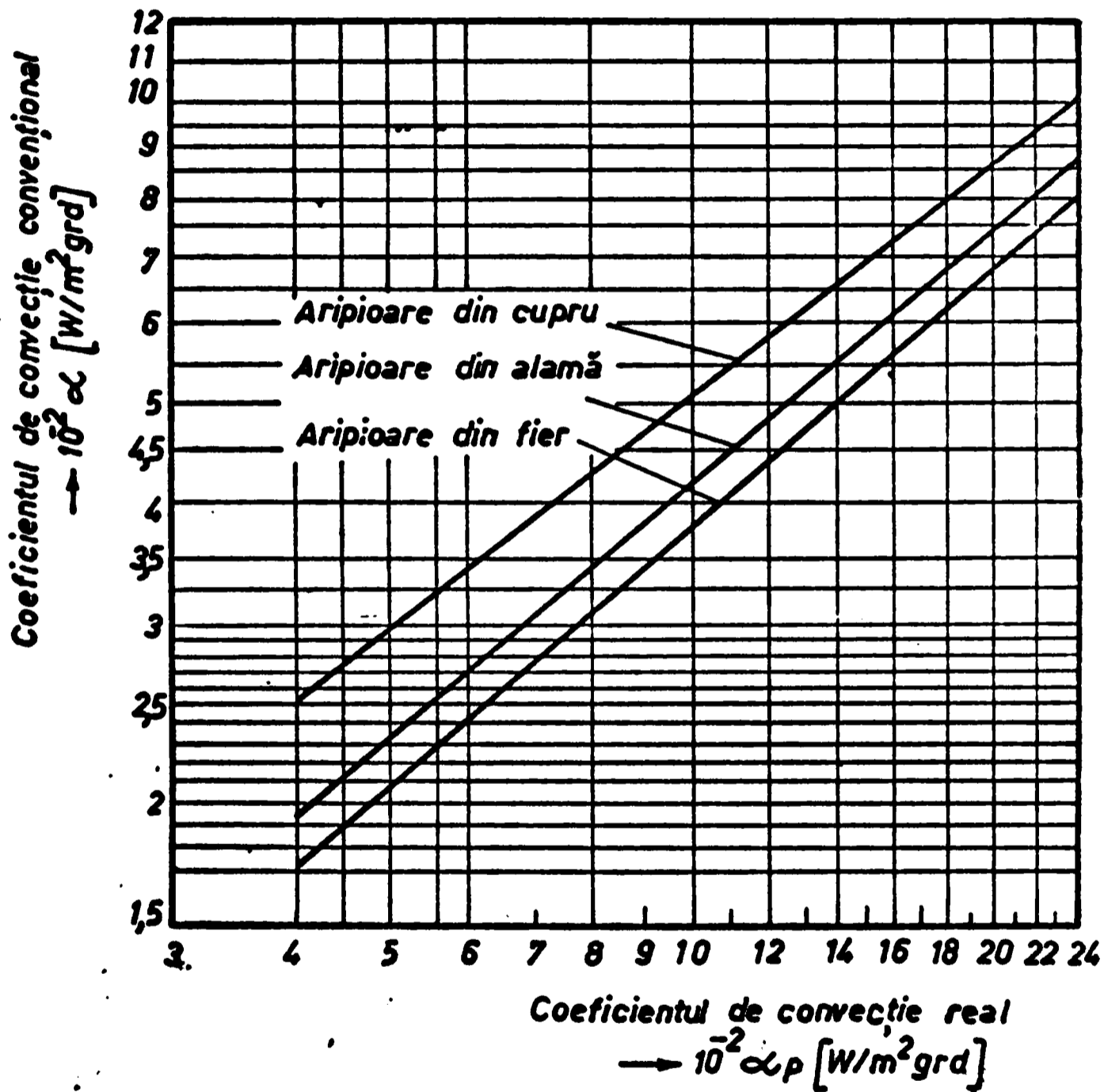


Fig.6.23.a

In diagrama din figura 6.23.b este prezentată variația randamentului aripioarelor de tip Behr, cu lungimea de 35 mm, confecționate din cupru, alamă și fier, în funcție de criteriul lui Nusselt (respectiv α).

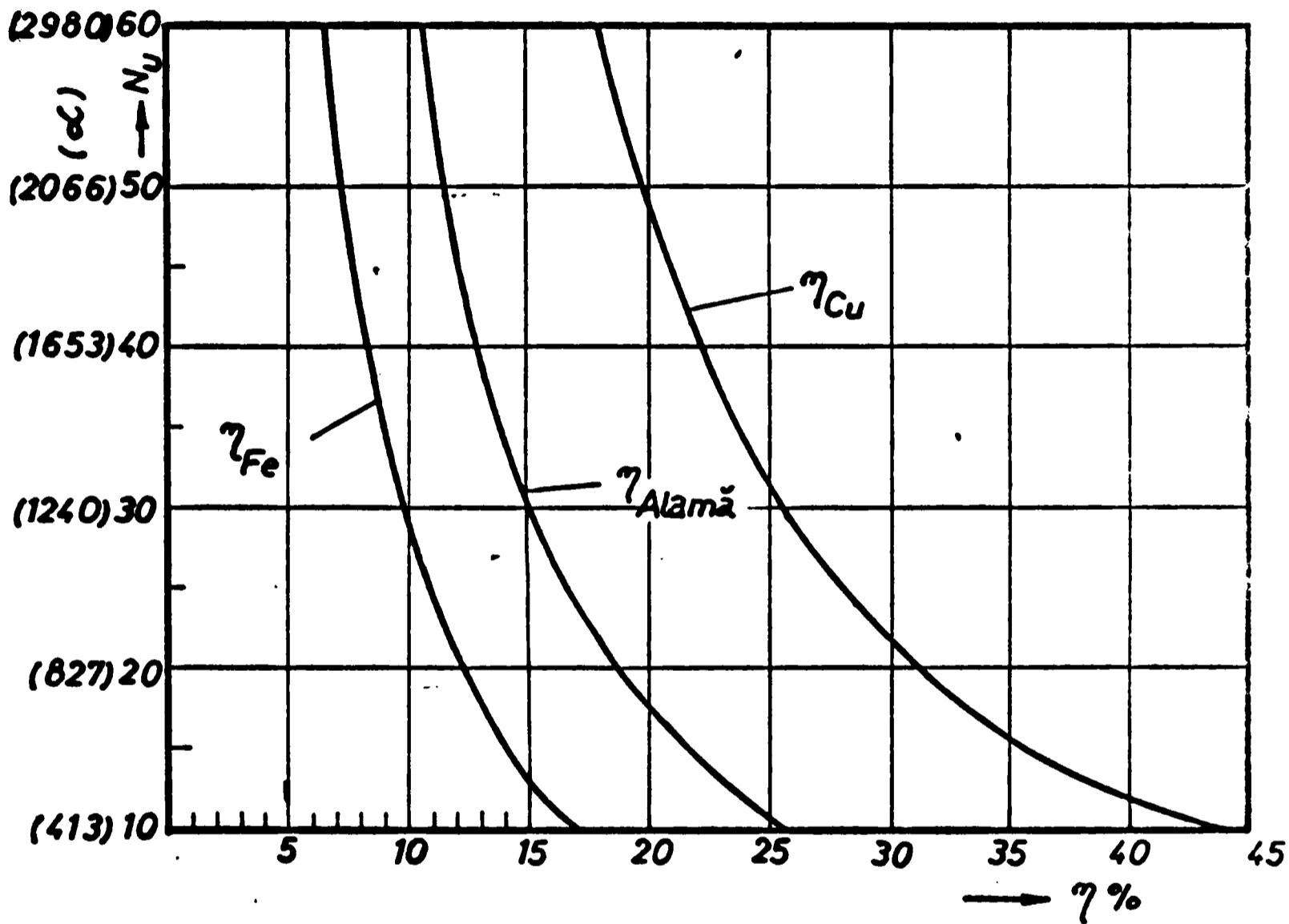


Fig.6.23.b

Se remarcă:

- Scăderea randamentului cu creșterea lui Nu
- Micșorarea diferenței dintre randamentele aripioarelor confecționate din materiale diferite cu creșterea criteriului lui Nusselt.

Din diagrama 6.23 se vede că performanțele termice optime se realizează cu aripioare din cupru și cele mai slabe cu aripioare din fier.

Este evident că temperatura medie mai mică a aripioarelor confecționate din materiale cu conductivitate termică redusă, pentru aceleași condiții de temperatură ale fluidului încălzitor și aceeași temperatură de intrare a fluidului încălzit, să conducă la o cedare mai slabă a căldurii decât aripioarele confecționate din materiale cu conductivități termice ridicate.

Trebuie remarcat :

1. Diferența dintre valorile lui Nu pentru cele trei materiale diferite nu este proporțională cu randamentele lor, pentru aceleași condiții $Re.Pr$, după cum ar reieși din ecuațiile de determinare ale coeficientului de convecție α_1 (6.17), respectiv Nu (6.4). Pentru valorile minime și maxime ale domeniului prezentat variațiile randamentelor sînt cuprinse între 27,6 ... 22,5 % pentru cupru, 15,4 ... 12,2 % pentru alamă și 10,8 ... 8,17 % pentru fier.

Pe bază de studiu amănunțit ale ecuațiilor criteriale și ale datelor experimentale obținute, autorul a găsit că raportul valorilor Nu pentru diferitele materiale este proporțional cu factorul adimensional $(\frac{\lambda}{100})^{0,106}$ în care s-a luat ca etalon un material convențional cu conductivitatea termică $\lambda = 100 \text{ W/m.grd}$.

Valorile medii ale rapoartelor Nu_D/Nu_p și Nu_D/Nu_p sînt proporționale cu $(\lambda_{Cu}/\lambda_{Alamă})^{0,106}$, respectiv $(\lambda_{Cu}/\lambda_{Fe})^{0,106}$.

2. Cu creșterea produsului $Re.Pr$, respectiv a vitezelor, diferența dintre valorile lui Nu pentru cele trei materiale cu conductivități diferite, scade; e de observat că îndeosebi curba J are tendința de a intersecta curba D .

Observațiile de mai sus indică faptul că transportul căldurii în masa curentului de fluid de către aripioara nu este singurul factor care intervine în majorarea transferului de căldură la țevi cu aripioare interioare.

Tendința de intersectare a curbei D de către curba J se datorește probabil creșterii conductivității termice a alamei o dată cu creșterea temperaturii, spre deosebire de cupru și fier ale căror conductivități variază în sens invers cu temperatura.

Din calculul efectuat cu formula propusă de autor pentru țevile cu aripioare interioare de tip Behr, prin folosirea aripioarelor din alamă, cu lungimea de 25 mm, dispuse la 90° , performanțele termice ale răcitorului de ulei pot depăși cele ale actualului răcitor, înzestrat cu aripioare din cupru cu circa 10 %.

Asupra oportunității înlocuirii aripioarelor de cupru cu aripioare de alamă, numai un calcul tehnico-economic poate da un răspuns concludent. Trebuie menționat însă că din cauza gabaritului strict limitat al răcitorului de ulei destinat motorului performanțele termice primează pentru condițiile date.

6.6.d. Influența contactului dintre aripioară și țeavă

Influența contactului dintre aripioară și țeavă s-a cercetat folosindu-se aripioare de tip Behr originale, confecționate din cupru cu o lungime de 35 mm, dispuse la 90° (A), la 0° (B) și la 45° (C), care au fost introduse în țeavă fără a fi apoi cositorite. Contactul dintre aripioară și țeavă a fost direct și s-a realizat numai prin presarea aripioarelor pe pereții țevii datorită elasticității în urma deformării impuse de introducerea lor forțată.

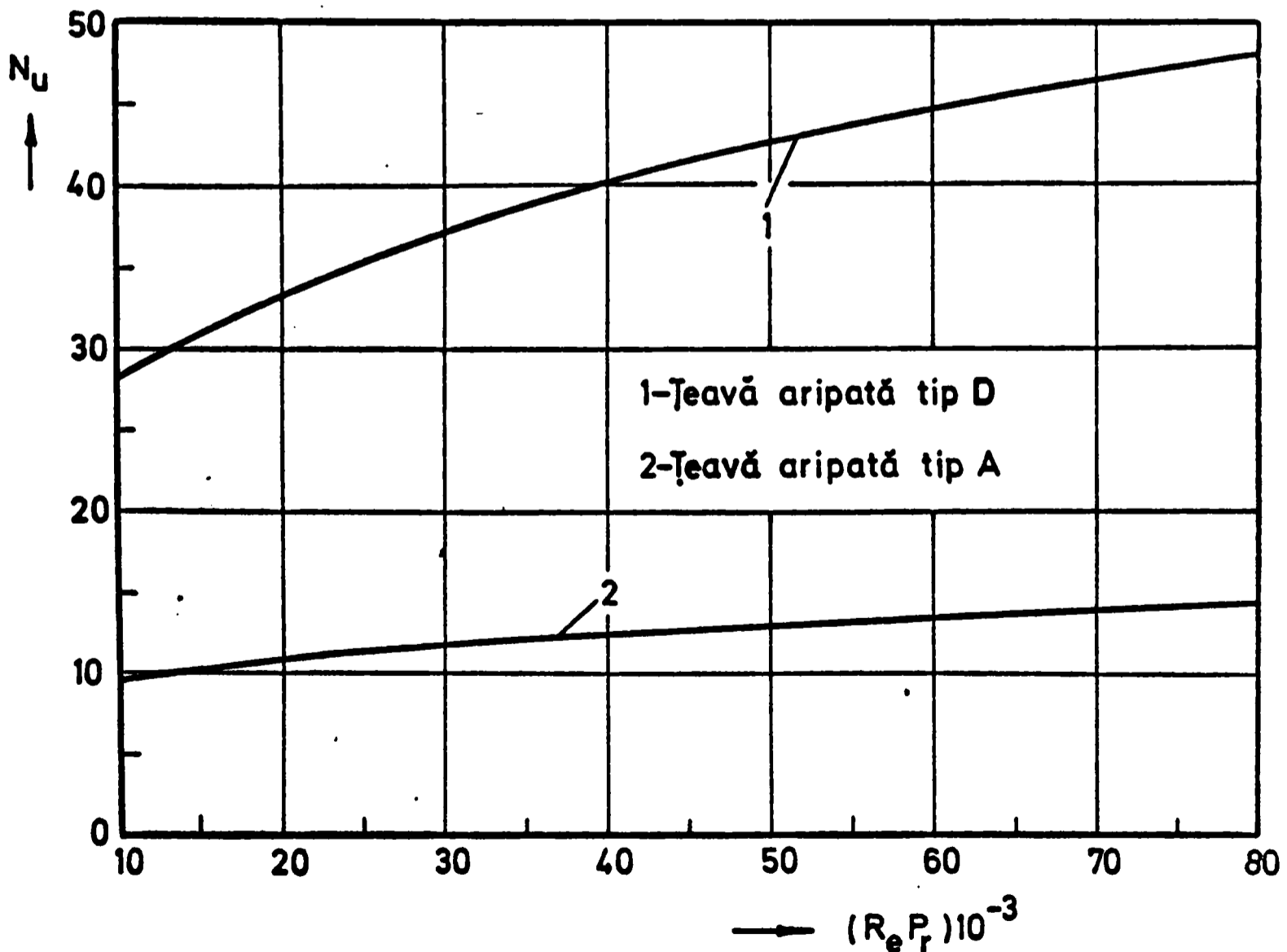


Fig. 6.24

Rezultatele obținute s-au comparat cu cele corespunzătoare tipurilor de țevi aripate sub același unghi, dar cositorite (fig.6.24, 6.25), între ele (fig.6.26) și cu grupul de țevi cu aripioare cositorite (fig.6.27).

Curba 2 din diagrama 6.24, corespunzătoare aripioarelor necositorite dispuse sub un unghi de 45° , indică o scădere sensibilă a criteriului lui Nusselt față de cel realizat cu tipul similar de aripare cu contactele pereți- aripioare cositorite. Criteriul lui Nusselt la aripioarele necositorite este cu circa 68 % mai mic decât la cele cositorite.

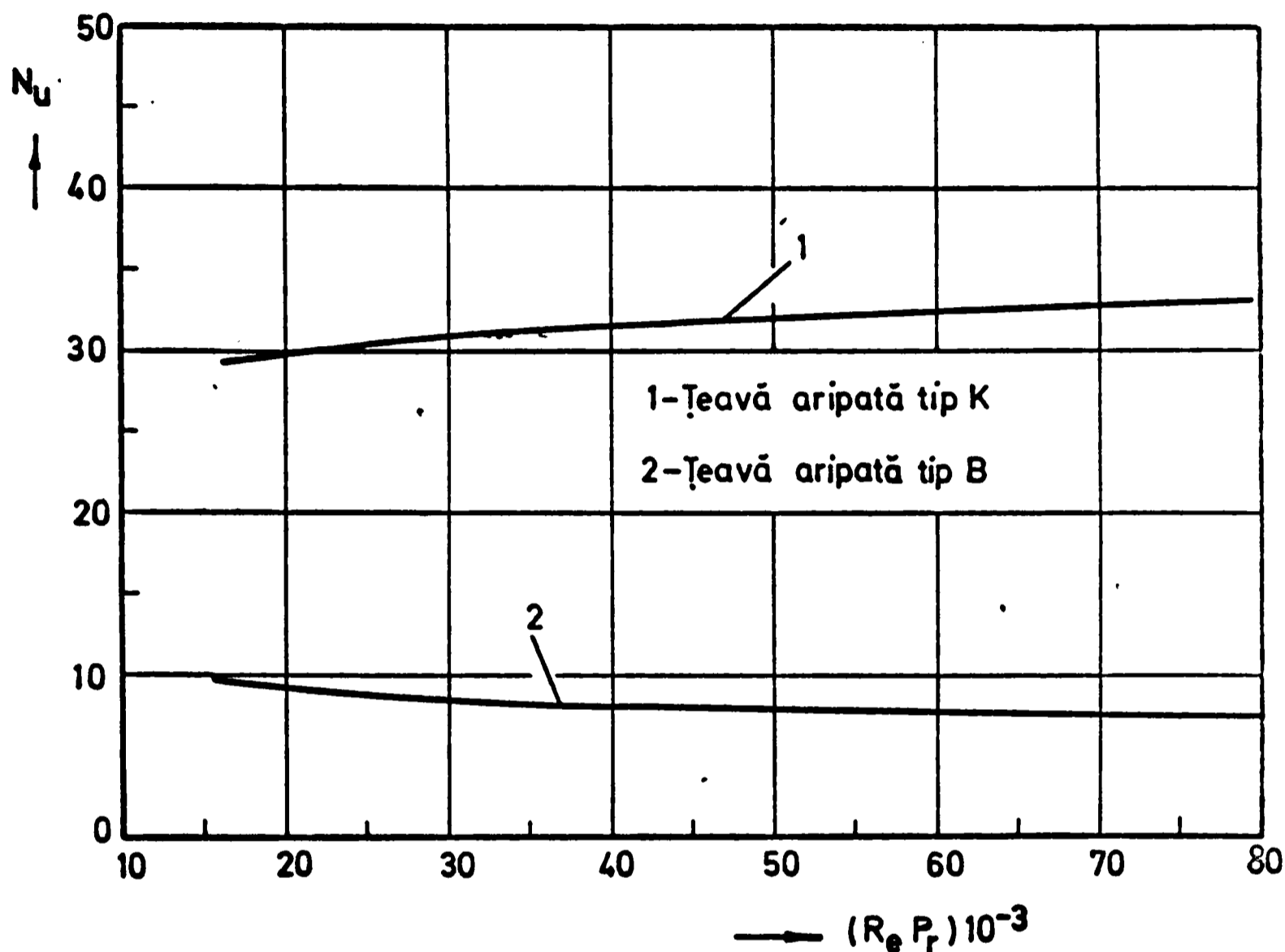


Fig. 6.25

La dispunerea aripioarelor sub un unghi de 0° (fig. 6.25) se remarcă o scădere a criteriului lui Nusselt o dată cu creșterea produsului $Re \cdot Pr$ pentru țeava cu aripioare necositorite (curba 2) spre deosebire de cea cu aripioare cositorite. Este de menționat faptul că același lucru se constată și pentru aripioarele necositorite dispuse la 45° (fig. 6.14.a, 6.26 și 6.27). Si la dispunerea aripioarelor sub unghiul de 0° se micșorează criteriul lui Nusselt în medie cu 72,5 %, deci aproximativ aceeași scădere ca la dispunerea aripioarelor necositorite sub un unghi de 90° .

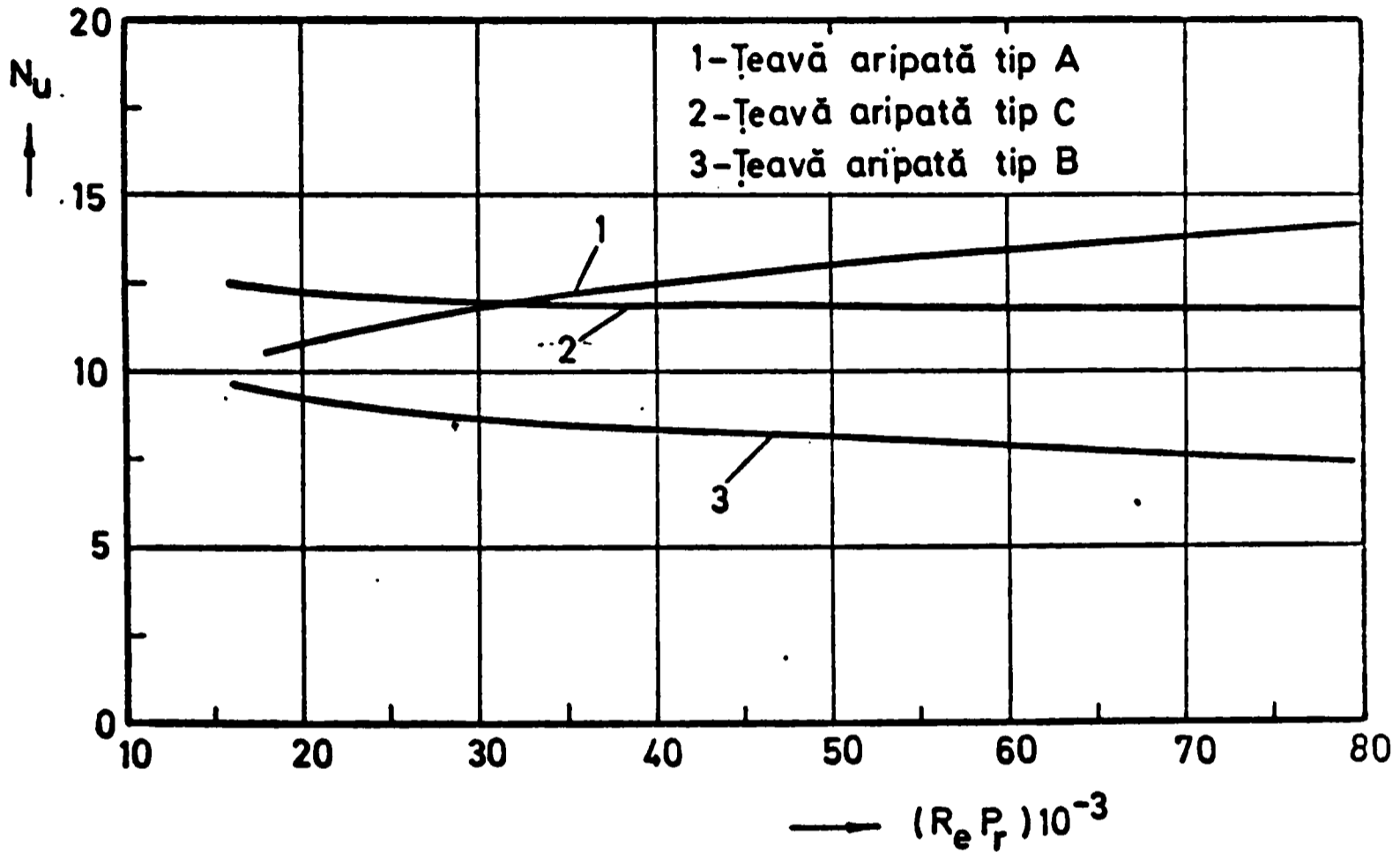


Fig. 6.26

Din compararea celor trei curbe (fig.6.26) corespunzătoare aripioarelor necositorite, dispuse la 90° (1), 45° (2) și 0° (3) se vede că unghiul de așezare al aripioarelor influențează și în acest caz asupra transferului de căldură: valorile lui Nu cresc o dată cu creșterea unghiului dintre două aripioare consecutive.

Din compararea țevelor cu aripioare necositorite (A, C, B) și aripioare cositorite (D, L, K), ale căror performanțe termice sînt prezentate în fig. 6.27, se remarcă la ambele grupe de curbe intersectarea curbelor cu unghiul maxim de dispunere al aripioarelor (D și A) de către curbele corespunzătoare dispunerii aripioarelor

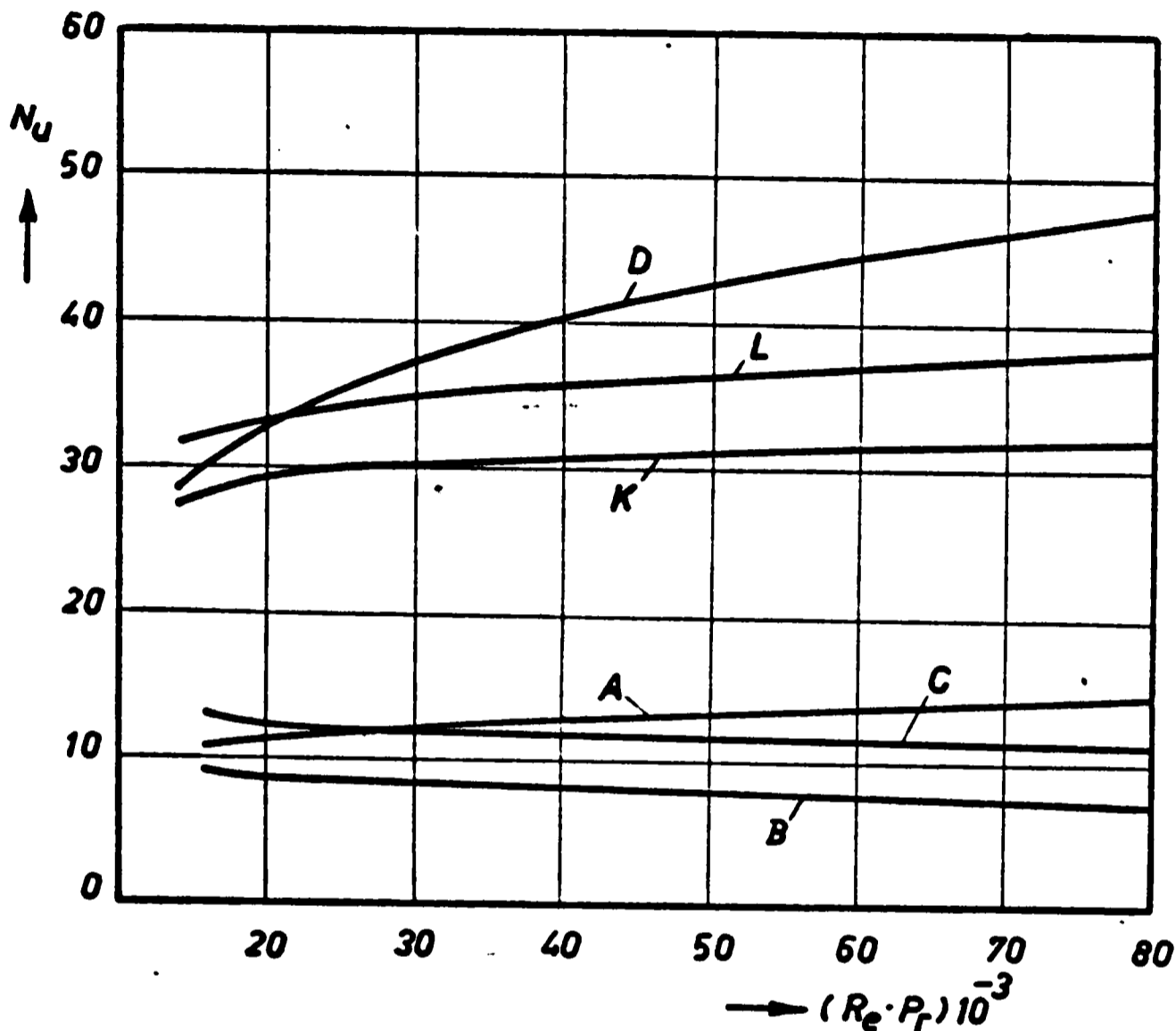


Fig. 6.27 a

sub un unghi cuprins între 0° și 90° (L și C). Punctul de intersecție al curbelor A-C este deplasat spre dreapta față de cel al curbelor D-L, confirmând părerea autorului exprimată la analizarea influenței unghiului de așezare al aripioarelor (6.b).

Scăderea performanțelor termice ale țevilor cu aripioare necositorite față de cele cu aripioare cositorite se datorește desigur randamentului foarte mic al aripioarelor al căror contact cu țeava este slab; căldura transmisă aripioarei de către țeavă este mică și temperatura ei medie este scăzută. De asemenea contactul

neuniform al diferitelor aripioare cu țeava are drept consecință o cedare neuniformă de căldură de către aripioarele individuale.

Influența unghiului de așezare al aripioarelor asupra valorilor criteriului lui Nusselt, chiar și în cazul unor aripioare necositorite, precum și prezența punctului de intersecție menționat, confirmă faptul că la țevi cu aripioare interioare unul din factorii care influențează asupra transferului de căldură îl constituie modificarea câmpului de viteză și temperatura de către aripioare.

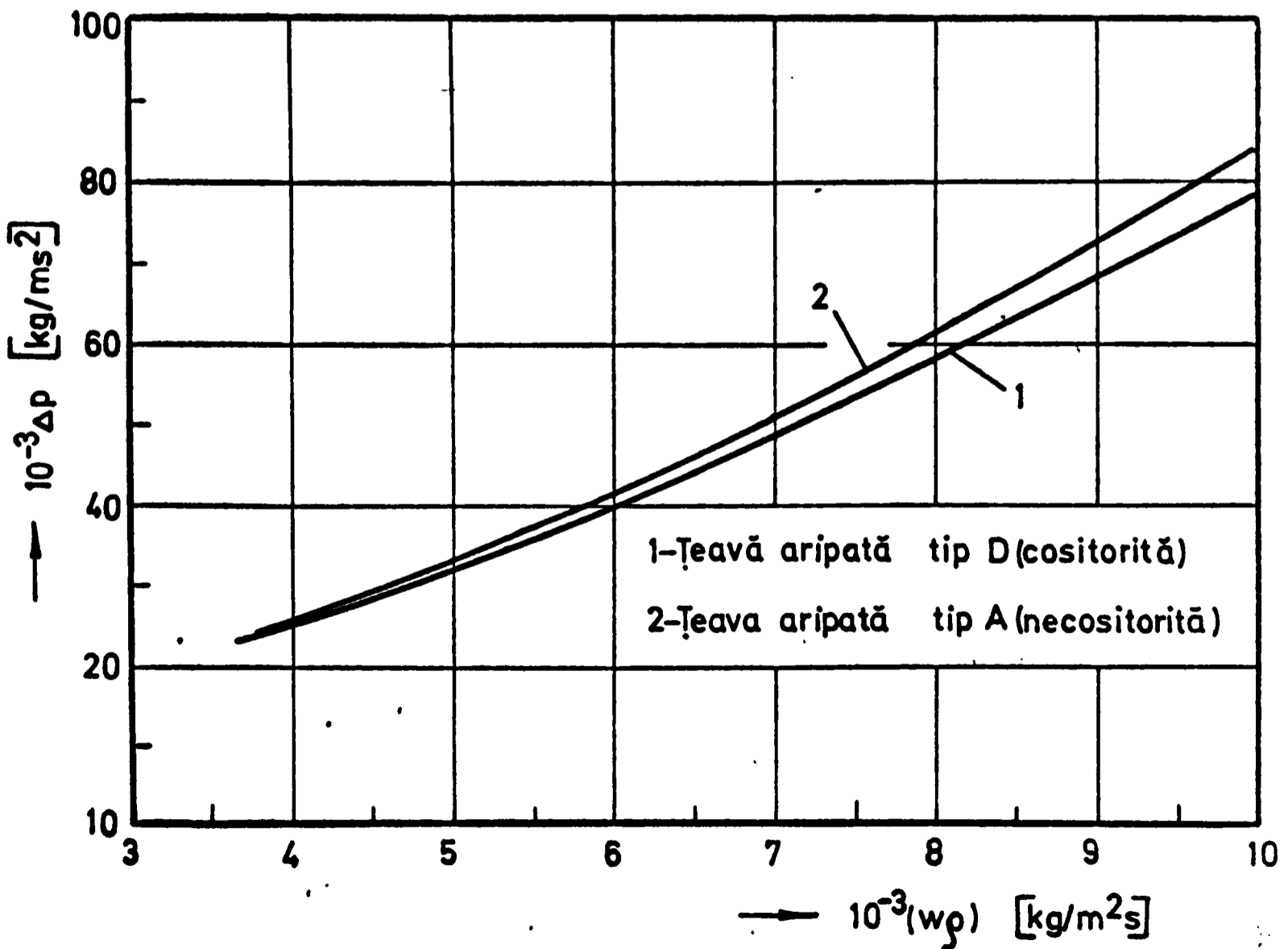
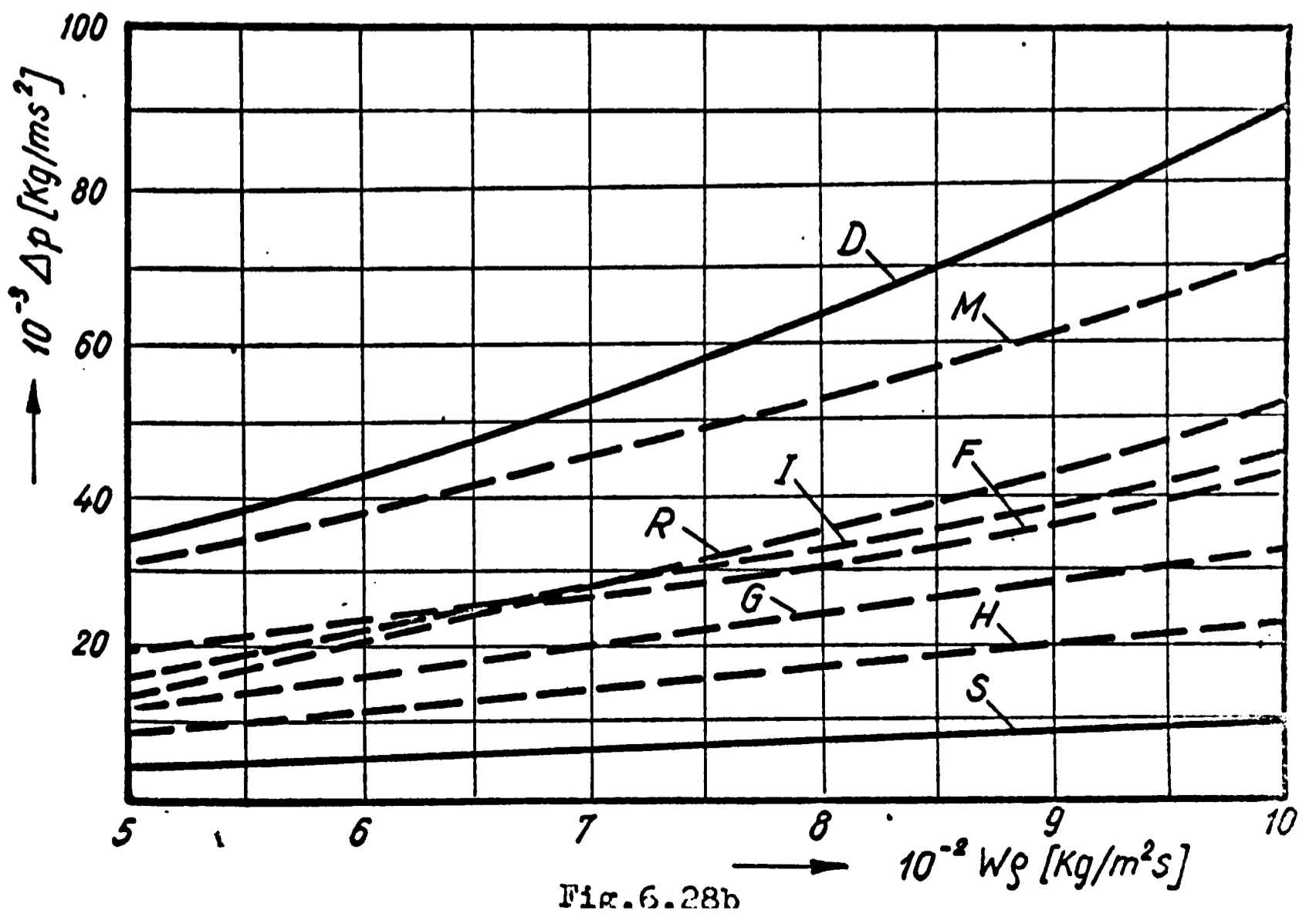
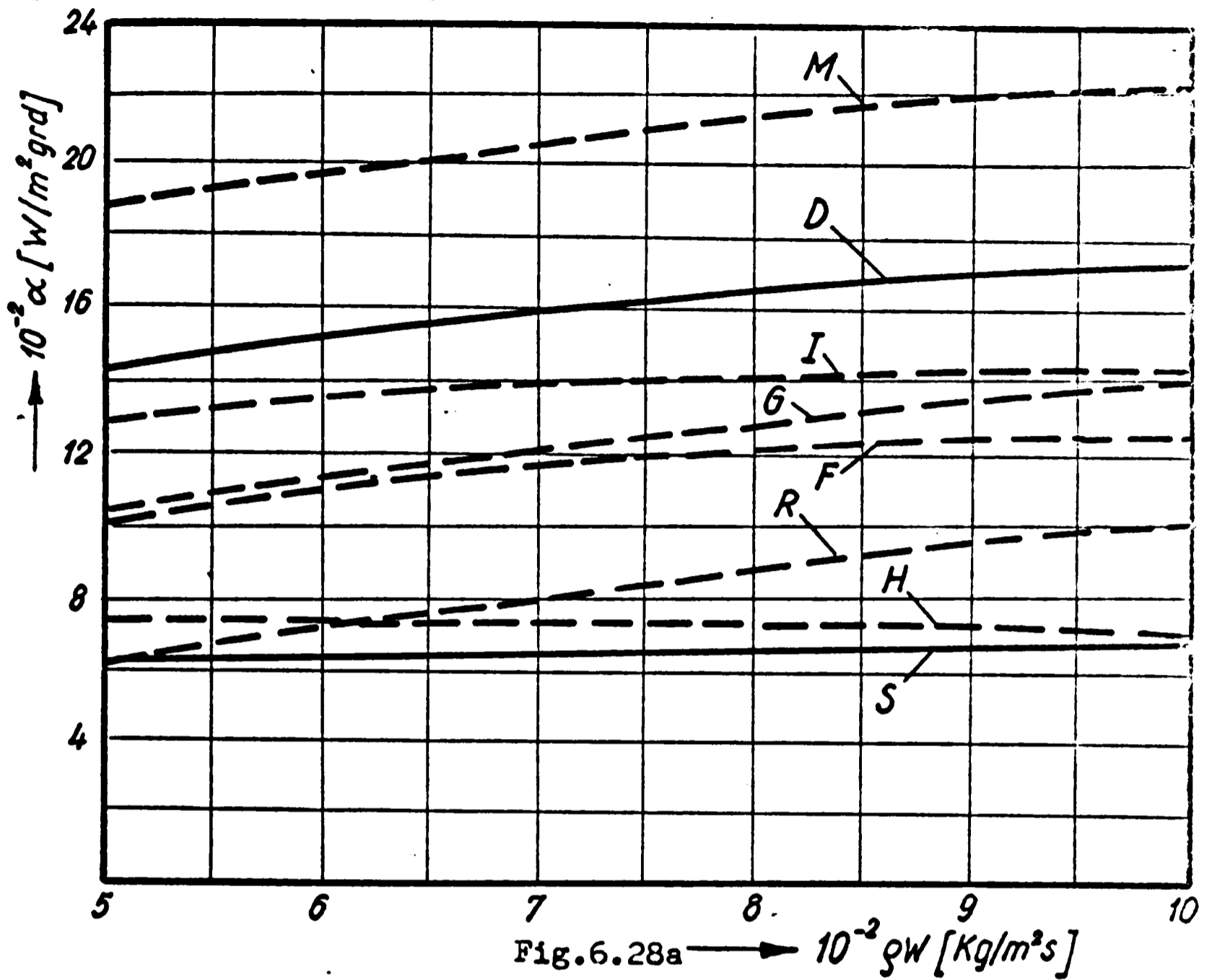


Fig. 6.27 b

Deplasarea punctului de intersecție dintre curbele D și A cu curbele L și C înspre dreapta, odată cu creșterea unghiului de așezare al aripioarelor, se datorește probabil influenței din ce în ce mai mici a acestuia asupra transferului de căldură pe măsură ce valoarea lui se apropie de 90° .

Considerând că nu prezintă un interes deosebit căderile de presiune pentru țevi cu aripioare necesitate s-a prezentat $\Delta p = f(w_f)$ numai pentru aripioare dispuse la 90° (fig. 6.27b), din care se poate constata că la aripioarele necesitate (curba 2) căderile de presiune sînt mai mari decît la cele cositate (curba 1) cu circa 3,5 %. Rezultate similare s-au obținut și pentru celelalte unghiuri de aripire.

6.7. Comparație între diferite tipuri de țevi cercetate



Ținând seama de faptul că diferitele tipuri de țevi cercetate nu sînt asemenea din punct de vedere geometric comparația dintre ele s-a făcut prin reprezentarea funcției : $\alpha = F(w_f)$ și $\Delta p = f(w_f)$, domeniul uzual de funcționare al răcitoarelor de ulei ($w_f = 5 \cdot 10^2 \dots 10 \cdot 10^2$).

În fig. 6.28a și 6.28b sînt comparate performanțele termice și hidraulice ale țevii lise (curba S) cu cele realizate cu țevi prevăzute cu aripioare din cupru, cu contactul cu țeava cositorit. Dintre țevile cu aripioare Behr s-a luat în considerare țeava originală, cu aripioare de 35 mm lungime (D) și de 25 mm lungime (M), dispuse la 90° .

Din diagrama prezentată se constată că toate țevile aripate obțin un coeficient de convecție superior celui realizat de țeava lise^{și} în același timp o creștere a căderii de presiune.

În tabelul de mai jos sînt prezentate valorile lui α și ale lui Δp , corespunzătoare celor opt tipuri de țevi comparate și raportul dintre aceste mărimi și cele similare ale țevii lise, pentru începutul și sfîrșitul intervalului w_f considerat.

Din diagrama 6.28 și tabelul prezentat se vede că în intervalul $w_f = 5 \cdot 10^2 - 10 \cdot 10^2$ țeava cu performanțele termice cele mai slabe este cea cu aripioare simple (AH) și țeava cu cele mai bune performanțe cea cu aripioare Behr cu lungime de 25 mm (CN).

Coeficientul de convecție termică pentru tipul de aripare cu performanțe termice optime este de 3,05 ori mai mare decît al țevii lise, în timp ce căderea de presiune a crescut în medie însă de 6,38 ori (fig.6.28b).

$10^{-2} w_f$	α Δp	Tip țeavă							
		Lisă (S)	H	R	F	G	I	D	M
5	α	603	765	675	1010	1050	1310	1490	1900
	Δp	6	900	1500	1700	1300	1900	3400	3100
	α/α_s	1	1,21	1,07	1,6	1,67	2,08	2,37	3,01
	$\Delta p/\Delta p_s$	1	1,5	2,5	2,83	2,02	3,02	5,66	5,02
10	α	720	755	1000	1090	1230	1430	1750	2220
	Δp	9	1200	5000	4200	4100	4400	9000	7000
	α/α_s	1	1,05	1,4	1,51	1,71	1,99	2,43	3,1
	$\Delta p/\Delta p_s$	1	1,33	5,55	4,66	4,62	4,88	10	7,77
Medii	α/α_s	1	1,13	1,24	1,55	1,69	2,04	2,4	3,05
	$\Delta p/\Delta p_s$	1	1,41	3	3,73	3,32	3,95	7,82	6,38

De remarcat sînt creșterile coeficientului de convecție realizate cu aripioarele generatoare de turbioni, DG, și cele combinate Behr-generatoare de turbioni (C + D)I, la care cu o suprafață aripată de 3,5 ori, respectiv de 2 ori, mai mică decît a țevilor originale Behr coeficientul de convecție a crescut față de țeava lisă cu 70 %, respectiv cu 100 %.

La țeava aripată cu sîrmă de cupru înfășurată sub formă de elice (R) s-a realizat, în intervalul w_f uzual, o creștere neimportantă a coeficientului de convecție. Trebuie totuși menționat că panta curbei $\alpha = f(w_f)$ este relativ mare pentru această țeavă și ea are o puternică tendință de creștere la valori mari ale produsului w_f . Din cercetările efectuate, care nu apar în diagrama 6.28a ci numai în tabelele din anexă, s-a constatat că

la $w_f = 14 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^2\text{s}$ coeficientul de convecție corespunzător este cu 70 % mai mare decât al țevii lise. Ținînd seama de aceasta autorul consideră că este necesară o cercetare sistematică a acestor tipuri de aripioare, care, după cum s-a arătat (3.2.4), pot realiza performanțe remarcabile. Rezultatele obținute de autor sînt comparabile cu cele găsite de cercetătorii sovietici Novoshiloff și Migai [94].

6.7a Eficacitatea termică.

La schimbătoarele de căldură la care se folosește ca agent încălzitor abur în stare de condensare, toate punctele expresiei $\xi = \phi(NTU)$ se plasează pe aceeași curbă (6.33).

Deoarece comparația eficacităților termice ale unor tipuri diferite de schimbătoare de căldură care lucrează în asemenea condiții prin reprezentarea într-un sistem de axe de coordonate ξ , NTU este greoaie, autorul a ales ca mod de reprezentare intervalele de eficacitate corespunzătoare fiecărui tip de țevă, în același interval $w\phi$ ($5 \cdot 10^2 \dots 10 \cdot 10^2$ kg/m²s), cel prezentat în fig. 6.29.

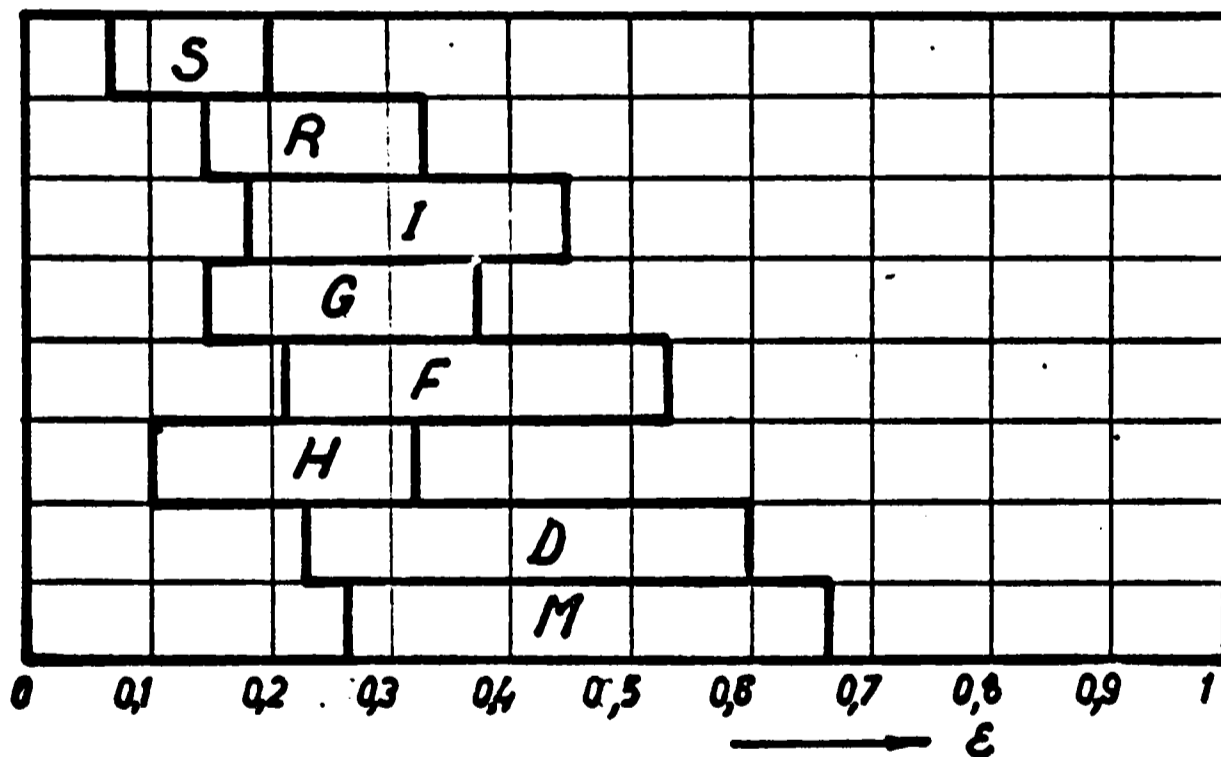


Fig.6.29

Din examinarea figurii 6.29 se constată că țevile cu aripioare Behr (D și M) se plasează în intervalul de eficacitate termică limitat de valorile cele mai mari. Performanțele optime fiind realizate de țevile cu aripioarele cu lungimea cea mai mică (M), deși gradul de aripire este același pentru D și M. Prin eficacități termice diferite

realizate de țevi cu aripioare identice ca material, formă și mod de fixare, dar diferite ca lungime, se confirmă din nou influența pe care o au condițiile hidraulice asupra comportării termice a schimbătoarelor de căldură prevăzute cu țevi cu aripioare interioare.

Este totodată de remarcat domeniul coborât al eficacității termice în care lucrează țeava lisă (S).

6.7.b Grad de aripare - coeficient de convecție
real - coeficient de trecere a căldurii

In tabelul de mai jos sînt prezentate gradul de aripare al diferitelor tipuri de țevi și creșterile medii corespunzătoare ale coeficienților reali de convecție (par.4.1) și ale coeficienților de trecere a căldurii K_A (4.9a) raportat la suprafața de bază (țeavă lisă), în limitele intervalului φ_w considerat și anterior ($5 \cdot 10^2 \dots 10 \cdot 10^2$).

	Tip țeavă							
	Lisă (S)	H	R	F	G	I	D	K
φ	1	1,64	1,71	2,28	1,64	2,16	3,26	3,26
α_p / α_s	1	1,13	1,24	1,55	1,69	2,04	2,4	3,05
K_A / K_S	1	1,65	1,96	2,34	2,08	2,56	3,18	3,73

Datele prezentate mai sus indică :

1. Creșterea coeficienților reali de convecție și a celor de trecere a căldurii cu creșterea gradului de aripare.

2. Creșterea celor doi coeficienți (α_p și K_A) nu este direct proporțională, cu gradul de aripare.

a. La toate tipurile de țevi creșterea coeficientului de convecție termică este mai mică decât gradul de aripare, cu excepția țevii G prevăzută cu aripioare generatoare de turbioni de tipul D (fig.6.3a). Este de remarcat că la același grad de aripare $\varphi = 1,64$ țevile de tip G realizează o creștere a coeficientului de convecție de 1,69, în timp ce la tipul de țeavă H, prevăzută cu aripioare simple de tip A

(fig.6.3a), creșterea coeficientului de convecție este de abia 1,13.

La același tip de țeavă G coeficientul real de convecție este mai mare decât cel obținut cu țeava de tip F, prevăzută cu aripioare cruce, de tip B (fig.6.3a), cu o suprafață aripată dublă și un grad de aripare cu 70% mai mare decât al primei ($\varphi = 2,78$).

b. Creșterea mai mare a coeficientului de trecere a căldurii K_A la unele tipuri de țevi (H, R, G, I, M) decât a gradului de aripare respectiv, iar la alte tipuri de țevi (F,D), mai mică.

3. Creșterea mai mare a coeficienților de trecere a căldurii K_A decât a coeficienților de convecție pentru toate tipurile de țevi aripate.

M	$\frac{W}{\Delta T} = 97 [W/grad]$
D	93
I	67
F	60,5
G	54
R	45,5
H	40,3
S	26

Fig.6.3o

In figura 6.30 este reprezentat fluxul de căldură transmis de diferitele tipuri de țevi la diferența de temperatură de un grad, pentru aceeași suprafață interioară $A = 0,0407 \text{ m}^2$.

In figura 6.31 sînt reprezentate lungimile diferitelor figuri de țevi studiate, pentru transmiterea aceluiași flux de căldură în intervalul $w_f = 5 \cdot 10^2 \dots 10 \cdot 10^2 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

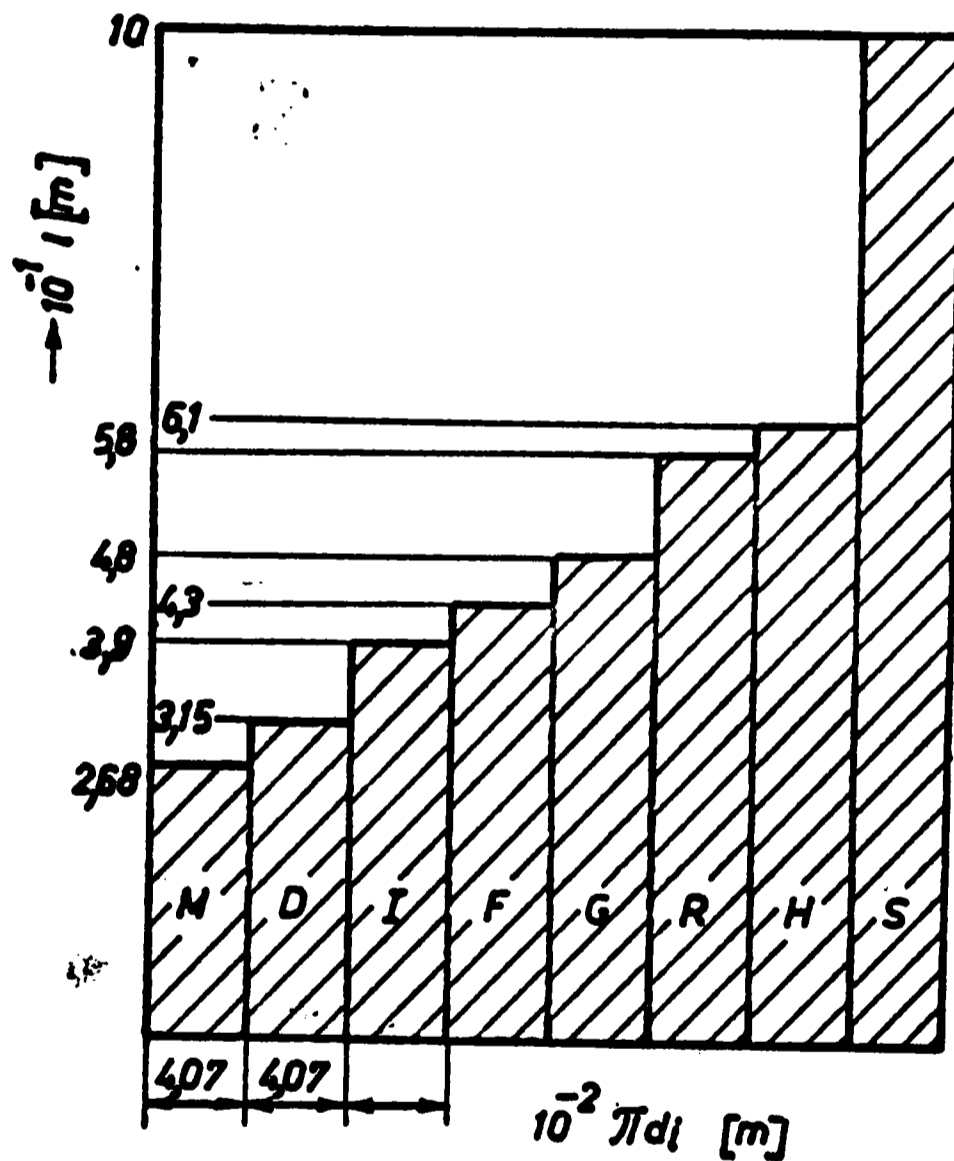


Fig. 6.31

Se vede că lungimea schimbătorului de căldură poate fi redusă de 2,68 ori la folosirea aripioarelor de tip Behr cu lungimea de 25 mm față de cel cu țeava goală și de $1,17^{\text{ori}}$ față de schimbătorul de căldură Behr original.

C o n c l u z i e

Creșterea coeficientului de convecție termică la țevile aripate interior se datorește conducerii căldurii de către aripioare în interiorul curentului laminar și a modificării cîmpurilor de viteză și de temperatură (creșterea lui M față de D , respectiv a lui G față de H și F).

Coeficientul de trecere a căldurii crește datorită creșterii coeficientului de convecție termică (expresia 4.9a).

Creșterea mai mare a coeficientului de trecere a căldurii decît a celui de convecție rezultă tot din expresia 4.9a, în care dacă se neglijează primii doi termeni de la numărător (mici față de al treilea), se poate scrie :

$$K_A \approx \alpha_1 \left(1 + \frac{A_D}{A} \eta \right) \quad (6.34)$$

Dacă se introduce în expresia 6.34 $A_D/A = \varphi - 1$, raportul dintre coeficienții de trecere a căldurii pentru un tip de țevă (K_A) și cel corespunzător țevii goale, K_S , este

$$\frac{K_A}{K_S} = \frac{\alpha_{1x}}{\alpha_{1s}} [1 + (\varphi - 1)\eta] \quad (6.35)$$

Notînd rapoartele adimensionale $K_A/K_S = C_K$ și $\alpha_{1x}/\alpha_{1s} = C$, se obține o funcție

$$C_K = \psi(C, \varphi, \eta) \quad (6.36)$$

din care se vede că creșterea coeficientului de trecere a căldurii depinde de creșterea coeficientului de convecție, de gradul de aripare și de randamentul aripioarei.

De menționat este că randamentul aripioarei nu variază linear cu coeficientul de convecție (expresia 4.29).

6.8. Comparație între rezultatele experimentale și valori calculate după diferiți autori.

Relație propusă de autor pentru țevile cu aripioare de tip Behr.

a. Deoarece în literatura de specialitate nu se găsesc formule de calcul pentru determinarea transferului de căldură la țevi cu aripioare interioare, rezultatele experimentale obținute au fost comparate cu mărimi calculate cu relații propuse de mai mulți autori, stabilite pentru țevi goale, sau plăci plane, recomandate de literatură (tratate, manuale, articole).

S-au utilizat relațiile lui Kraussold (2.15), Hausen (2.16) Boehm (2.17) și Polhausen (2.35).

În toate cele patru relații apare raportul adimensional d/L , dintre diametrul țevii d și lungimea ei L .

Introducând în expresiile folosite lungimea țevii L și diametrul hidraulic, sau cel echivalent geometric, s-au obținut valori mult diferite față de cele experimentale. Dacă se introduce însă în locul lungimii țevii lungimea aripioarei rezultatele experimentale se încadrează, cu abateri mai mici sau mai mari, între cele calculate.

În relația lui Kraussold (2.15) s-a adoptat $C = 15$, recomandată de autor pentru încălzire, iar în relația lui Boehm (2.17), valoarea medie a limitelor propuse, $C = 19,5$.

Rezultatele sînt prezentate în fig.6.33, în care s-au comparat diferitele valori experimentale și calculate numai pentru țeava de tip M, prevăzută cu aripioare

Behr de 25 mm lungime, la care s-au obținut performanțele termice optime.

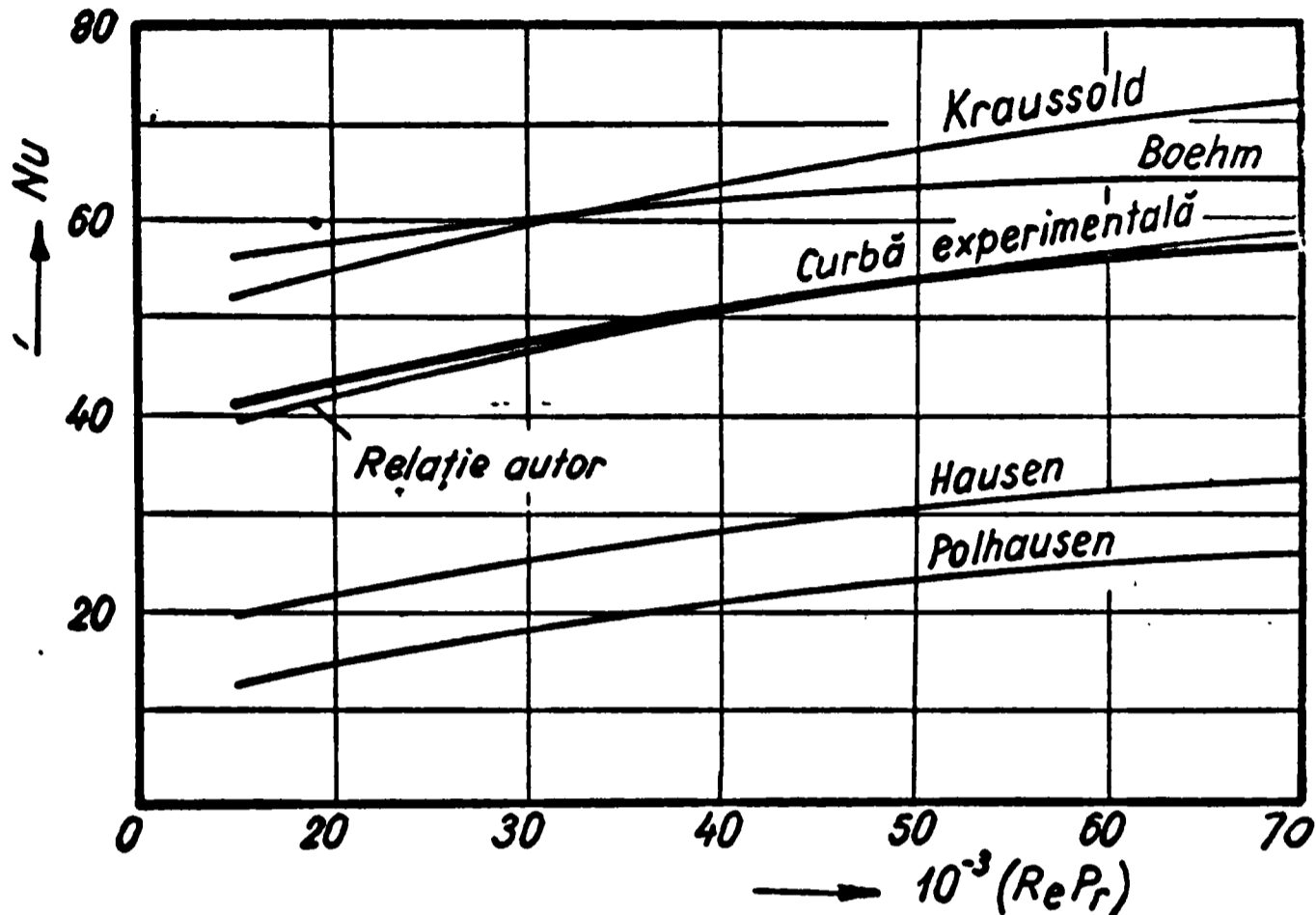


Fig.6.33

Din diagrama prezentată în fig.6.33 se constată :

1. Curbele calculate și cea experimentală sînt paralele, cu excepția celei calculate după relația lui Boehm.

2. Relația lui Polhausen, pentru plăci plane, care se recomandă și pentru țevi la lungimi foarte mici ale acestora [33], dă valori foarte mici, care diferă de cele experimentale cu peste 65 %.

Relația lui Hausen, pentru țevi cilindrice goale în interior, dă de asemenea valori mai mici decît cele experimentale cu circa 45 %.

Relația lui Boehm dă valori mai mari decît cele experimentale, cu 14 % în domeniul valorilor mari ale

produsului Re.Pr, ajungînd pînă la 35 % în domeniul Re.Pr mic.

Relația lui Kraussold situează curba valorilor lui Nusselt deasupra celor experimentale cu circa 24%.

Neconcordanța dintre rezultatele experimentale și cele calculate cu formulele menționate se datorește evident faptului că în țevile cu aripioare interioare fenomenele hidraulice și termice sînt mult diferite, Desigur că și repartizarea fluidului pe diferitele canale este neuniformă la una și aceeași aripioară, cît și de la o aripioară la alta, realizîndu-se astfel viteze și condiții diferite de transfer de căldură.

Incadrarea rezultatelor experimentale între curbele calculate, la care Nu a fost determinat pentru lungimi mici ale țevii ($L = 25 \text{ mm}$) în comparație cu lungimea de stabilizare hidraulică ($l_h = 1,38 \dots 2,75 \text{ m}$) și cu cea de stabilizare termică ($l_t = 3,5 \dots 10,2 \text{ m}$), corespunzătoare diametrului hidraulic și condițiilor existente, de-a lungul cărora efectul capătului de intrare în zona de stabilizare este puternic, indică faptul că la țevi cu aripioare interioare unul din factorii care influențează transferul de căldură este acest efect.

b. Datorită abaterii mai mici și aproape constante a rezultatelor experimentale față de valorile calculate cu relația lui Kraussold, autorul și-a propus ca model o expresie de aceeași formă

$$Nu = C(Re.Pr)^n \left(\frac{d}{L}\right)^{0,5} \quad (6.37)$$

Din analiza rezultatelor experimentale obținute la încercările țevilor cu aripioare de tip Behr, dispuse la 90° , confecționate din cupru cu lungimile de 25, 35, și 50 mm și a aripioarelor confecționate din alamă și fier, autorul a găsit că dacă în expresia (6.37) se introduce un factor dimensional $(\lambda/\lambda_x)^m$ (λ este conductivitatea termică a aripioarei considerate și λ_x a unui material etalon), relația pentru tipul de aripioare Behr, dispuse la 90° ia forma

$$Nu = C \left(\frac{\lambda}{\lambda_x} \right)^m (Re.Pr)^n \left(\frac{d}{L} \right)^{0,5} \quad (6.38)$$

Luând ca etalon $\lambda_x = 100$ W/m gră s-au determinat valorile C, m și n și s-a găsit relația

$$Nu = 7,39 \left(\frac{\lambda}{100} \right)^{0,106} (Re.Pr)^{0,26} \left(\frac{d}{L} \right)^{0,5} \quad (6.39)$$

În figura 6.33 este trasată cu linie subțire curba $Nu = f(Re.Pr)$ calculată cu formula propusă de autor pentru țeava cu aripioare Behr de 25 mm lungime.

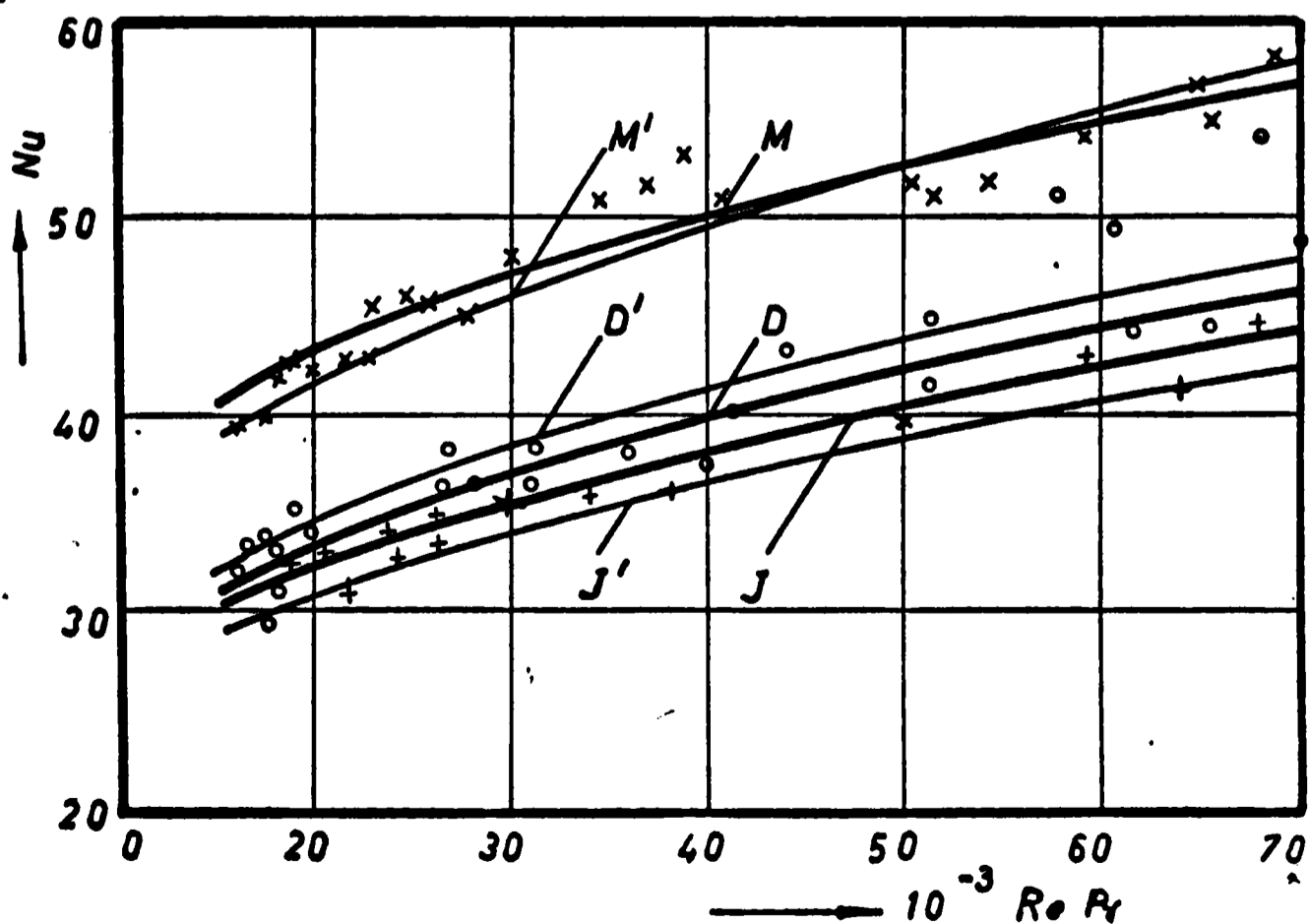


Fig.6.34

In fig.6.34 sînt prezentate curbele experimentale pentru țevi cu aripioare Behr din cupru de 25 mm lungime (M), respectiv 35 mm lungime (D) și pentru aripioare de alamă (J); curbele trasate cu linie subțire M', D', J' au fost calculate pentru aceleași tipuri de țevi cu relația găsită de autor (6.39). Abaterile curbelor calculate față de cele experimentale variază între $\pm 3\%$.

Influența unghiului de dispunere al aripioarelor n-a putut fi cuprinsă în relație datorită unor date experimentale insuficiente. De altfel aceasta prezintă puțin interes pentru calcule practice deoarece s-a văzut că transferul de căldură maxim este realizat la așezarea aripioarelor sub un unghi de 90° .

Este de menționat faptul că relația empirică propusă de autor nu poate fi folosită pentru alte tipuri de aripioare.

C o n c l u z i e

Relațiile de calcul ale transferului de căldură prin țevi cilindrice goale în interior nu pot fi folosite pentru calculul schimbătoarelor de căldură prevăzute cu țevi cu aripioare interioare.

Datorită condițiilor specifice pe care le introduce fiecare tip de aripioară nu pot fi găsite decît relații empirice particulare, cu domeniu de valabilitate limitat.

6.9. Vizualizarea regimului de curgere.

Pentru a vedea efectele perturbărilor create de aripioare s-au efectuat vizualizări ale diferitelor regimuri de curgere pentru țevi prevăzute cu aripioare cruce (B), cu aripioare Behr (C) și cu aripioare generatoare de turbion (D).

În scopul vizualizării s-a păstrat o identitate geometrică cu țevile reale, folosindu-se o țeavă de sticlă, cu diametrul interior de 13 mm, în care s-au introdus aripioarele originale utilizate la cercetările de pe standul experimental al schimbătorului de căldură. Prin interiorul țevilor s-a vehiculat apă la viteze reglate astfel încât, în funcție de temperatura apei, să se asigure similitudinea dată de produsul $Re.Pr$ între limitele intervalului în care s-au făcut cercetările pe stand. Vizualizările s-au efectuat în regim izotermic. Aripioarele s-au plasat la o distanță de la intrarea în țeavă astfel aleasă ca regimul de curgere să fie stabilizat.

Colorarea curentului s-a realizat prin injectarea în apă a unei soluții de albastru de metil.

În fotografiile curentului se prezintă intrările în aripioare (foto 1,3 și 9) și ieșiri din aripioare (foto 2,4,5,6,7,8,10 și 11) în momente diferite.

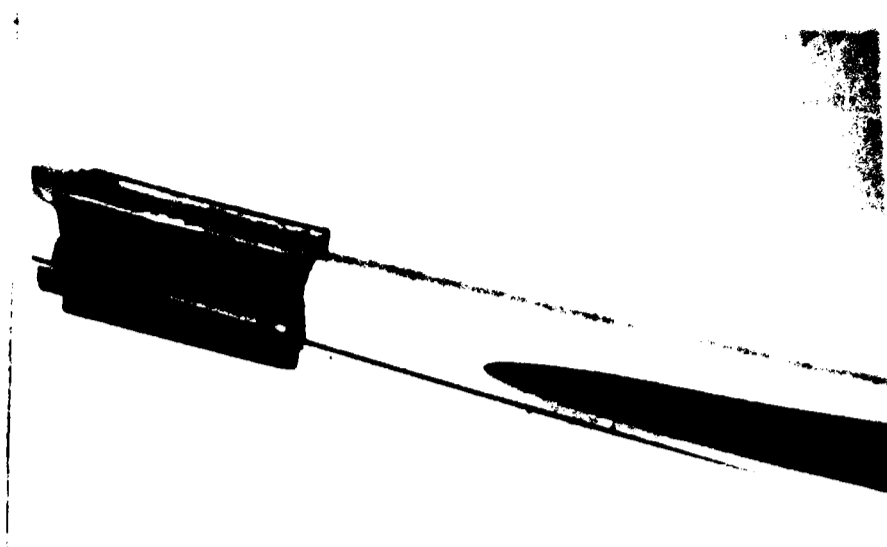


Foto 1

Intrarea în aripioară-cruce (tip B)
(Profil parabolic al repartiției vitezei).



Foto 2

Ieșirea din aripioară-cruce (tip B)
(Deformarea profilului vitezelor pe sec-
țiunea curentului).



Foto 3

Intrare în aripioară - Behr (tip C)

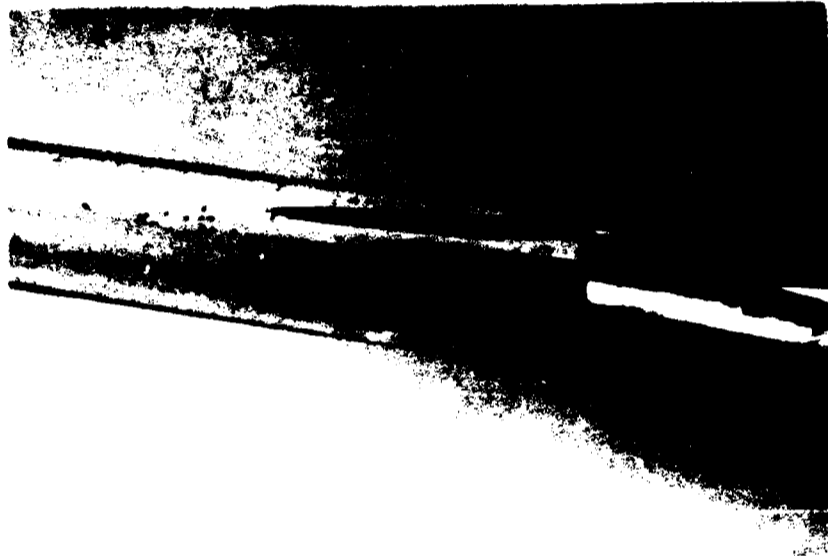


Foto 4

Ieșire din aripioară - Behr (tip C)
(Deformarea profilului vitezelor și tendință
de împletire a firelor de fluid).



Foto 5

Ieșirea din aripioară - Behr (tip C)
(Tendință de împletire a firelor).

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CE

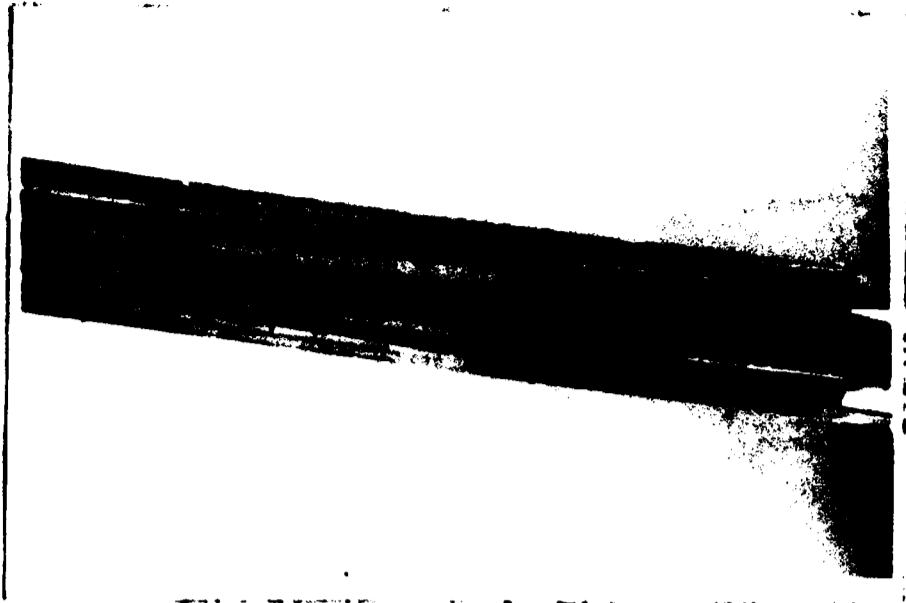


Foto 6'

Ieșire din aripioară - Behr (tip C)
(Impletirea firelor).

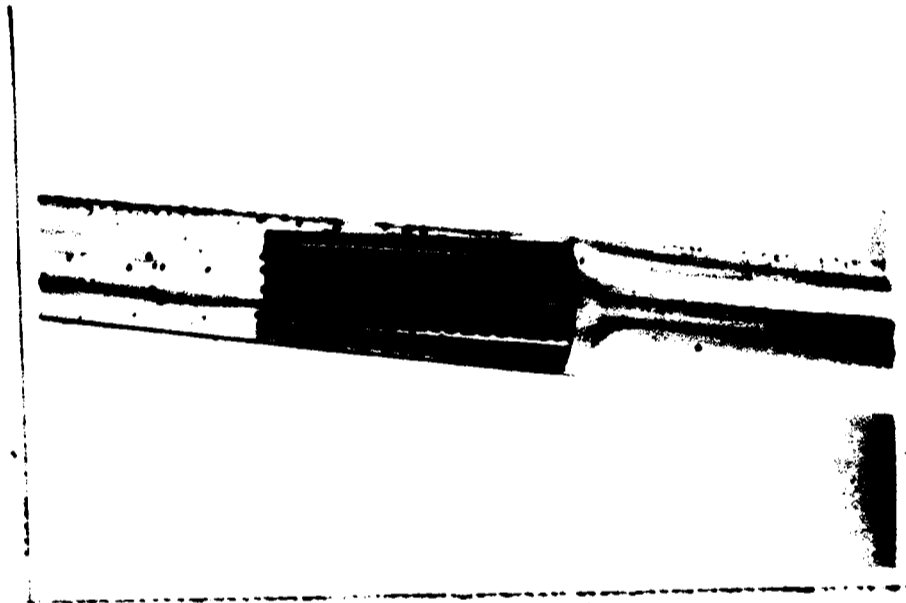


Foto 7

Intrarea și ieșirea din a 2-a aripioară-Behr (tip C)
dispusă la 90° .
(Firele centrale dirijate spre periferie la intrare
și a celor periferice spre axa curentului la ieșire).



Foto 8

Ieșire din aripioara 1 și intrarea în aripioara 2,
dispuse la 90° .
(Firele centrale deviate spre periferie).



Foto 9

Intrarea în aripioară - turbion (tip D).



Foto 10

Moment (1) de ieșire din aripioară-turbion (tip D)
(Mișcarea elicoidală a firelor de fluid).



Foto 11

Moment (2) de ieșire din aripioară-turbion (tip D)
(Mișcarea elicoidală a firelor de fluid).

Din fotografiile prezentate se constată că prezența aripioarelor nu modifică caracterul laminar al curentului : la ieșirile din aripioare (foto 2 și 4) profilul vitezei corespunzător fiecărui canal își păstrează forma parabolică caracteristică regimului de curgere laminar.

Profilul vitezelor pe secțiunea totală a curentului, loc geometric al vîrfurilor parabilelor individuale, se aplatizează prin accelerarea straturilor periferice față de cele centrale.

La aripioarele - turbion deplasările particulelor de fluid după trasee foarte regulate și bine conturate indică de asemenea menținerea caracterului laminar de curgere.

6.10. Interpretarea rezultatelor.

Din studiul efectuat de autor a rezultat că, în regimul laminar cercetat, la toate țevile prevăzute cu aripioare în interior schimbul de căldură este mai mare decât la țeava goală.

Rezultatele găsite de autor explică majorarea schimbului de căldură prin :

1. Creșterea suprafeței încălzitoare datorită aripioarelor

2. Creșterea coeficientului de convecție termică.

Asupra ultimului factor, deși relevat experimental, literatura dă date destul de sumare. Majorarea coeficientului de convecție la țevi cu aripioare interioare este puțin studiată, iar intensificarea schimbului de căldură este în general tratată, prin analogie cu țevi cu aripioare exterioare, atribuindu-se primului factor.

După cum s-a arătat în capitolele anterioare se consideră în general de către mulți autori că α scade, sau rămâne constant, la suprafețe aripate. La țevi cu aripioare exterioare într-adevăr coeficientul de convecție, dacă nu se iau măsuri speciale (cap.3.2.4), poate să scadă. Micșorarea coeficientului de convecție la aripioare exterioare, la un regim turbulent de curgere, se produce datorită măririi stratului limită suplimentar creat la curgerea fluidului de-a lungul suprafeței aripioarelor și a zonelor de stagnare a circulației, care pot apare, în unele puncte ale sistemului țeavă-aripioară. La regimul de curgere laminar, care în fond reprezintă un strat limită

extins pînă în axa curenului, o eventuală micșorare a coeficientului de convecție s-ar putea datora numai unei circulații necorespunzătoare a fluidului.

Pe baza analizei factorilor care influențează transferul de căldură, expuși în capitolele 2 și 3 ale acestei lucrări, a rezultatelor cercetărilor experimentale și a vizualizării curenților de fluid vehiculate prin țevi prevăzute cu aripioare interioare, autorul consideră că la majorarea coeficientului de convecție concurează simultan o serie de factori.

Pentru a umple un gol din literatură în domeniul transferului de căldură la țevi cu aripioare interioare, în regim laminar de curgere, în cele ce urmează se tratează explicarea dată de autorul acestei lucrări fenomenului de convecție termică la asemenea elemente.

a. Introducerea aripioarelor în interiorul țevilor reduce secțiunea liberă de trecere a fluidului, micșorînd prin aceasta diametrul echivalent geometric și a celui hidraulic.

C r e ș t e r e a v i t e z e i , c a
u r m a r e a m i c ș o r ă r i i s e c ț i u n i i
ș i r e d u c e r e a d i a m e t r u l u i i n t e n -
s i f i c ă t r a n s f e r u l d e c ă l d u r ă
(p a r . 3 . 1 .) .

b. În regim laminar de curgere transferul de căldură într-o secțiune a curenului se produce prin conducție. Aripioarele, confecționate evident din metal, conduc căldura de la țevă înspre axa curenului la un

coeficient de conducție mult superior celui al fluidului, îmbunătățind astfel transferul energiei termice către acesta.

La aripioarele dispuse sub unghiul de 0° (K) majorarea transferului de căldură se datorește primilor doi factori (a și b).

c. Aripioarele constituie obstacole în calea curentului de fluid, perturbatoare ale regimului de curgere. La intrarea fluidului într-o aripioară se produce o stagnare a curentului și în consecință o creștere a presiunii în lungul acestuia, cu modificarea profilului vitezei și cu apariția unei inflexiuni care favorizează generarea unei turbulențe. Straturile de frecare care se formează la suprafața corpurilor, atât la curgere laminară cât și la curgere turbulentă, pot da naștere unor straturi de discontinuitate cât și de vârtejuri. Stratul de discontinuitate care ia naștere se înfășoară în unul sau două vârtejuri care se propagă în continuare în lungul curentului. La curgerea turbulentă vârtejurile generate constituie nuclee pentru apariția de noi turbulențe. La curgerea laminară, deși vârtejurile sînt amortizate de curent și nu se propagă în continuare în lungul acestuia, prin amestecarea firelor de fluid, chiar și în zone cu lungimi reduse, se intensifică transferul local de căldură (par. 3.2).

La trecerea de la o aripioară la alta apar mereu noi perturbatori cu efectele descrise mai sus, mărind de fiecare dată coeficientul de convecție local corespunzător. Cu cît un

ghiul de decalare al aripioarelor este mai mare (B-C, D-L) și cu cât zonele de perturbare cuprinse în secțiunea transversală sînt mai întinse (F-H, D-F) cu atît perturbarea regimului este mai puternică și transferul mai intens. Scurtarea aripioarelor și în consecință mărirea numărului lor, conduce la creșterea numărului perturbărilor și în lungul țevii și deci la creșterea transferului pe tot traseul străbătut de fluid. De asemenea, scurtarea aripioarelor mărește raportul dintre drumul de amortizare a vârtejurilor care se formează și prin aceasta intensifică și mai mult transferul de căldură care revine unei aripioare (M-D, D-N).

d) Dispunerea aripioarelor sub un unghi diferit de 0° provoacă și căderi de presiune laterale, generînd curenți secundari asemănători cu cei produși la curgerea prin coturi.

Ca urmare a unei căderi de presiune laterală straturile de fluid din imediata apropiere a pereților sînt deviate mai puternic decît firele de fluid mai

îndepărtate. Frecarea la perete și efectul de antrenare pe care îl are asupra acestuia miezul curentului, precum și accelerarea produsă de căderea de presiune, produc o deviere a stratului marginal înspre zonele centrale cu presiune mai coborâtă. Curgerea secundară, care se suprapune peste cea principală, cuprinde din motive de continuitate și curgerea curentului central pe care îl poate influența (par. 3.2.2).

În fotografiile nr. 4,5,6,7 se vede tendința de trecere și trecerea firelor din straturile de lângă perete spre axa curentului, iar în foto nr. 7 conducerea unui fir central înspre periferie.

Curenții secundari, suprapuși peste cel principal, modifică caracterul tipic al curgerii laminare și prin amestecarea firelor de fluid pe care o generează contribuie la intensificarea transferului de căldură: firele periferice, cu temperatură mai ridicată, sînt conduse în zone cu temperatură mai coborîte, iar cele din zonele respective sînt conduse spre regiunile cu temperaturi mai ridicate.

Condițiile create de aripioare pot fi asemănaute într-o oarecare măsură cu cele ale țevilor cu umpluturi, la care majorarea transferului de căldură se datorește amestecării intense a firelor de fluid, conducției

și radiației corpurilor de umplură și micșorării secțiunii de trecere.

Vizualizările vinelor de fluid indică apariția în regimul laminar a unei "curgeri pseudoturbulente împletite" (par.3.2.3).

e) E f e c t u l d e c a p ă t, care apare la intrarea în țevi și se manifestă printr-un transfer de căldură mai intens în zona de stabilizare, datorită aplatizării curbei de distribuție a vitezei și a temperaturii, este multiplicat de-a lungul țevilor cu aripioare dispuse decalat. I n t r a r e a î n f i e c a r e a r i p i o a r ă i n t r o d u c e u n n o u e f e c t d e c a p ă t, numărul acestora fiind egal cu cel al aripioarelor. Este evident că prin scurtarea aripioarelor numărul efectelor de capăt se mărește și transferul de căldură se intensifică. La aripioarele cele mai scurte (M) s-a realizat transferul de căldură maxim, iar la aripioarele dispuse pe un singur rând transferul de căldură minim.

În fotografiile nr. 2 și 4 se poate vedea aplatizarea curbei profilului vitezelor la ieșirea din aripioară, deși intrarea s-a făcut într-un regim hidraulic stabilizat, cu distribuția parabolică caracteristică a vitezelor pentru regim laminar (foto 1 și 3).

Probabil că, la fel ca la țevile cu umpluri, efectul de capăt crește o dată cu mărirea numărului de palete al aripioarei și aceasta să contribuie de asemenea la majorarea transferului de căldură pentru aripioare cu număr sporit de palete.

Prezența aripioarelor, prin multiplicarea numărului de intrări în canale diferite și a efectelor de capăt aferente acestora, plasează funcționarea schimbătoarelor de căldură cu țevi cu aripioare interioare într-o zonă de puternică nestabilitate hidraulică și termică.

f) La aripioare generatoare de turbioni se adaugă, pe lângă factorii enumerați și mișcările speciale imprimare diferitelor straturi de fluid, care prin amestecarea lor contribuie substanțial la majorarea convecției.

7. C O N C L U Z I I

Schimbătoarele de căldură folosite la răcirea uleiului pentru diferite mașini termice lucrează într-un regim laminar de curgere al acestuia.

Deoarece majoritatea aparatelor pentru schimb de căldură lucrează în regim turbulent de curgere al ambelor fluide, încălzit și încălzitor, literatura de specialitate este bogată în acest domeniu, dar foarte săracă în cel al schimbătoarelor de căldură cu regim de curgere laminar. Deși în ultimii ani au apărut diverse variante ale schimbătoarelor de căldură din acest regim de funcționare, datele publicate în legătură cu ele sînt foarte sumare și se reduc în general la prezentarea performanțelor termice realizate.

Una din metodele cele mai uzuale de intensificare a schimbului de căldură, în vederea reducerii gabariturii aparatelor, o constituie mărirea suprafețelor încălzitoare prin folosirea aripioarelor. Si în această privință literatura de specialitate abundă în date referitoare la suprafețele încălzitoare, plane sau cilindrice, prevăzute cu aripioare exterioare, dar este extrem de săracă pentru țevi cu aripioare interioare.

Dezvoltarea construcției de mașini termice din țara noastră, a motoarelor de locomotivă, a locomotivelor cu transmisie hidraulică, ș.a., care reclamă în mod deosebit cercetarea răcitoarelor de ulei, răcitoare în prezent importate sau construite în licență, după cum și penuria de date cu privire la acestea, au condus pe autor la studierea factorilor care pot ameliora performanțele unor asemenea schimbătoare de căldură.

Deoarece procesul de convecție termică reprezintă unul din procesele cele mai complexe ale transmiterii de căldură, autorul, după ce a prezentat în cap. 1 aspecte actuale ale schimbătoarelor de căldură, în capitolele 2 și 3 a examinat factorii care influențează în general asupra transferului de căldură și a metodelor de intensificare ale acestuia.

Rezolvarea teoretică a convecției termice la curgerea prin țevi goale în regim laminar, dată de Graetz și Nusselt, care se bazează pe ipoteze simplificatoare (considerarea unui regim de curgere hidraulic stabilizat, neglijarea vîscozității, neglijarea convecției libere ș.a.) fac ca expresiile stabilite pe această cale să necesite introducerea unei serii de factori de corecție, sub formă de coeficienți numerici, de complexe adimensionale, de exponenți, etc.

Expresiile și factorii de convecție pot fi găsiți numai pe cale experimentală și ca atare au un domeniu de aplicabilitate destul de îngust și strict limitat.

Metodele de majorarea transferului de căldură constau din micșorarea diametrului țevii și perturbarea artificială a curentului, ambele conducînd însă la o creștere a pierderilor de presiune.

Micșorarea diametrului țevii, cu un aport de altfel destul de mic la intensificarea procesului de convecție, este limitată de motive tehnologice și de exploatare.

Perturbarea regimului de curgere, laminar sau turbulent, modifică substanțial procesul prin schimbarea profilului vitezelor și al temperaturilor, crează curenți

secundari în curentul principal, deplasând particulele după diferite direcții și conduce prin acestea la majorări ale coeficientului de convecție.

Deoarece aripioarele plasate în interiorul țevelor constituie elemente de perturbare ale regimului de curgere, influențând totodată și alți factori de care depinde convecția, în cercetările efectuate s-au urmărit stabilirea efectului diferiților factori care apar prin aripirea interioară a țevelor, găsirea soluțiilor pentru realizarea performanțelor termice, stabilirea unor expresii de calcul și elaborarea unei explicații teoretice a transferului de căldură la țevi cu aripioare interioare.

I n s t a l a Ț i a e x p e r i m e n t a l ă ,
s t a b i l i r e a s o l u Ț i i l o r o p t i m e ,
e x p r e s i i l e d e c a l c u l ș i e x p l i c a Ț i i l e t e o r e t i c e a l e t r a n s f e r u -
l u i d e c ă l d u r ă l a Ț e v i c u a r i -
p i o a r e i n t e r i o a r e r e p r e z i n Ț ă
p ă r Ț i o r i g i n a l e a l e l u c r ă r i i .

1 . I n s t a l a Ț i a e x p e r i m e n t a -
l ă e s t e c o n c e p Ț ă a s t f e l c a p e e a s ă p o a Ț ă f i c e r c e t a t ,
p e b a z ă d e s i m i l i t u d i n e g e o m e t r i c ă , h i d r a u l i c ă ș i t e r m i c ă ,
o r i c e t i p d e Ț e a v ă c u a r i p i o a r e i n t e r i o a r e . A u t o m a t i z a r e a
u n e i s e r i i d e p r o c e s e , p r e c u m ș i c o m p a c t i t a Ț e a s t a n d u l u i ,
f a c p o s i b i l ă o u ș o a r ă s u p r a v e g h e r e ș i o s c u r t a r e a t i m p u -
l u i d e e x p e r i m e n t a r e f ă r ă a d ă u n a p r i n a c e a s t a p r e c i z i e i d e
p r e l e v a r e a d a t e l o r m ă s u r a t e .

Standul experimental realizat completează instalațiile laboratorului de termotehnică, atât pentru cercetarea științifică a numeroaselor probleme de schimbătoare de căldură regenerative studiate în cadrul unor contracte de colaborare, cât și pentru activitatea didactică.

2. L a ț e v i c u a r i p i o a r e i n - t e r i o a r e s c h i m b u l d e c ă l d u r ă s c m a j o r e a z ă datorită măririi suprafeței încălzitoare și a creșterii coeficientului de convecție termică, spre deosebire de țevile cu aripioare exterioare, la care în general intensificarea schimbului de căldură se datorește primului factor.

Creșterea coeficientului de convecție real față de țeava goală a fost realizată la toate țevile cu aripioare cercetate. Chiar și coeficientul de convecție convențional de calcul, prin care coeficientul real, raportat la temperatura țevii, este redus datorită randamentului scăzut al aripioarelor, este superior celui corespunzător țevii goale.

Folosindu-se diferite tipuri de aripioare și grade de aripire ale țevilor, s-au stabilit următoarele :

a. Creșterea coeficientului de convecție nu este direct proporțională cu gradul de aripire. La grade de aripire egale, dar la tipuri de aripioare diferite, se realizează transfer de căldură diferit ca o urmare a creerii de condiții hidraulice și termice deosebite.

b. Creșterea coeficientului de convecție prin scurtarea aripioarelor, ca urmare a intensificării "efectului de capăt" și a multiplicării numărului de "efecte de capăt" pe aceeași lungime a țevii.

c. Influența unghiului de dispunere al aripioarelor consecutive de-a lungul țevii. Unghiul optim de așezare este de 90° , probabil din cauza devierii maxime a straturilor de fluid.

d. Influența materialului aripioarei. La materialele cu conductivitate termică cea mai mare s-au realizat coeficienții de convecție cu valoarea cea mai ridicată, folosind aripioare și tip de aripare identice. Valoarea lui Nu este direct proporțională cu $(\lambda/100)^{0,106}$.

e. Influența contactului dintre aripioare și țeavă. La același tip de aripioare, cu contactul necositorit s-au realizat valori ale criteriului lui Nusselt cu circa 70 % mai mici decât la aripioare cositorite.

3. P e r f o r m a n ț e t e r m i c e
o p t i m e p e n t r u a r i p i o a r e l e c e r -
c e t a t e se obțin cu aripioare confecționate din material cu conductivitate termică mare (cupru), de lungime redusă, dispuse sub un unghi de 90° , cu contactul cu țeava cositorit.

4.a. P e n t r u f i e c a r e t i p
d e ț e a v ă c e r c e t a t s - a u g ă s i t
e c u a ț i i l e c r i t e r i a l e corespunzătoare
pentru transferul de căldură și căderea de presiune, sub
forma $Nu = C(Re.Pr)^n$ și $\xi = C_1 Re^m$.

Dintre ecuațiile găsite sînt importante cele corespunzătoare țevilor cu aripioare Behr din cupru și alama, cu dispunerea sub unghiul de 90° , ținînd seama de răcitoarele de ulei cu care sînt echipate o serie de mașini termice construite în țara noastră.

b. Din datele experimentale obținute s-a stabilit o ecuație criterială empirică de calcul al criteriului lui Nusselt pentru aripioare de tipul Behr, dispuse la 90° , în funcție de lungime și material. S-a considerat că pentru celelalte tipuri, ținând seama de performanțele lor termice mai reduse o asemenea ecuație nu ar avea nici o utilitate practică.

Valorile calculate cu relația stabilită de autor se abat în medie cu $\pm 3\%$ față de cele experimentale.

5. Rezultatele găsite de autor, în lipsa din literatură a unor expresii pentru țevi cu aripioare interioare, au fost comparate cu valori calculate cu relații propuse de diferiți cercetători pentru țevi goale.

Alura curbelor comparabile și a celei trase pe baza valorilor experimentale proprii, este aproape identică, dar mărimea valorilor diferă mai mult sau mai puțin față de aceasta. Lipsa de concordanță între curba proprie și cele experimentale se datorește condițiilor deosebite introduse de prezența aripioarelor; pentru fiecare tip de aripioară, cu condițiile ei specifice, se poate găsi o relație corespunzătoare numai pe cale empirică.

6. S-au stabilit două relații de calcul ale schimbului de căldură pentru țevi cu aripioare interioare cu ajutorul cărora se poate determina ușor coeficientul de trecere al căldurii raportat la suprafața interioară de bază a țevii, respectiv la suprafața totală (țeavă + aripioare).

7. Creșterea coeficientului de convecție la țevi cu aripioare interioare este explicată de către autor, prin :

a. Majorarea vitezei fluidului vehiculat și scăderea diametrului hidraulic al țevii ca o urmare a scăderii secțiunii libere de trecere a fluidului.

b. Transportul căldurii de la țeavă într-o secțiune a curentului laminar de către aripioară, printr-un coeficient de conducție mai ridicat decât al fluidului.

c. Apariția unor căderi de presiune atât laterali cât și în lungul curentului care generează vârtejuri locale și amestecări ale straturilor de fluid, creînd o curgere "pseudoturbulentă împletită" în cadrul regimului laminar.

d. Modificarea cîmpului de viteză și de temperatură la intrarea în fiecare aripioară consecutivă.

e. Multiplicarea efectului de capăt și plasarea regimului de lucru a țevilor schimbătoare de căldură într-un domeniu cu zonă de mare nestabilitate termică și hidraulică.

252 a

A N E X E

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP A

Tab. 1

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	44,4	393	60	68,3	35	98	95
2.	40,3	406	62	70	45	98	94
3.	38,4	433	62,5	70,3	45	98	95,5
4.	35,3	481	62,5	70,2	50	98	96
5.	26	-	62	67,8	40	98	96
6.	28,6	-	63,8	70	45	98	95,5
7.	50	287	61,2	70,5	40	98	96
8.	54	283	60	70,1	40	98	95,5
9.	58,2	253	60	71	60	98	96,5
10.	61,3	233	59,7	71,3	85	98	96
11.	62,6	223	59	71,9	85	98	96
12.	66,3	204	60	72,7	60	98	95
13.	68,8	190	60	73,2	65	98	96,5
14.	72,5	176	59,9	73,9	95	98	95,5
15.	77,9	162	60	74,3	45	98	96
16.	82,4	148,8	59,9	74,9	55	98	96
17.	42,4	414	60,1	68,3	50	98	95
18.	38,5	435	60,4	69	50	98	96
19.	37	452	60,5	68,6	50	98	95,5
20.	35,5	505	60,7	69	50	98	96
21.	25,6	-	61,9	67,9	85	98	96,5
22.	55,5	305	60	69,9	65	98	95

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP B

Tab. 2

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	22,2	-	60,2	63	35	99	96
2.	27,2	441	60,6	63,8	35	99	96,5
3.	27,4	440	60,4	65,2	40	99	95,5
4.	35,1	327	60,1	65,2	40	99	96
5.	37,2	305	60,1	65,55	40	99	95
6.	39,8	282	60,2	66,05	50	99	95,5
7.	44,4	235	60,15	66,85	45	99	96
8.	52,1	189	60,15	67,5	50	99	96,5
9.	57,5	159	60,03	68,9	70	99	95,5
10.	62,9	137	60,13	70,86	40	99	96
11.	68,3	123	60,075	71,9	60	99	96
12.	87,6	97	60	74,4	45	99	95
13.	165	51	59,95	76,075	20	99	94,5
14.	38	302	60,1	67,15	40	99	96,5
15.	35	332	60,2	66,6	40	99	95,5
16.	29,2	423	60,2	64,7	40	99	96
17.	21,6	-	61,4	64,95	40	99	96
18.	43	253	60,25	68,1	30	99	95,5
19.	46,6	228	60,1	68	40	99	96,5
20.	51,5	197	60,25	70,6	50	99	96,5
21.	54,7	178	60,1	71,7	50	99	95
22.	58	160	60,3	72,3	45	99	96

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP B

Tab. 2

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
23.	61	150	60,1	72,85	45	99	96
24.	64,8	139	60,2	73,55	55	99	96,5
25.	69	128	60,23	73,86	30	99	95,5
26.	74,2	118	60,25	74,65		99	96
27.	101,3	67	62,26	77,16	60	99	96
28.	55	155	60,4	70,8			95

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP 0

Tab. 3

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	32,8	493	60,37	66,5	50	99	96
2.	23,4	-	60,4	65	50	99	95
3.	34,3	455	60,35	67,95	40	99	95
4.	41	362	60,1	68,55	45	99	96,5
5.	42,4	331	60,3	69,3	60	99	94,5
6.	46,5	292	60,1	70	60	99	95,5
7.	52,2	250	60,2	71,1	40	99	96
8.	57,4	217	60,5	71,95	50	99	96
9.	61,6	194	60,175	72,95	40	99,5	95,5
10.	66,5	173	60,47	74,2	45	99	94,5
11.	70,2	157	60,5	75,2	35	99,5	96,5
12.	73,8	146	60,4	76,1	75	99,5	96
13.	87	119	60,125	77,74	80	99,5	95
14.	45,7	305	60,2	69,85	55	99	96
15.	43	336	60,4	69,6	55	99	96,5
16.	36,8	406	60,35	69,15	55		95,5
17.	32	486	61,2	69,1	55		96
18.	17,1	-	62,9	66,975	45		96
19.	24	-	63,2	69	40		96,5
20.	49,7	268	62,2	72	40		95,5
21.	54,5	240	60,95	71,95	55		95
22.	59,6	203	60,2	72,8	45		96,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP 0

Tab. 3

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
23.	65,2	188	60,1	73,9	80		96
24.	70	167	60,2	74,45	60		96
25.	73,4	155	60,3	75,2	50		95,5
26.	77	142	60,25	76,15	40		96,5
27.	82,6	132	60,2	77,1	50		96
28.	91,4	116	60,2	78,25	45		

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP D

Tab. 4

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	48,4	290	63,2	81,6	150	100	97
2.	96,6	114	60,33	87,3	95	100	95
3.	85,3	128	61,8	87,2	95	100	96
4.	80,2	137	63,55	87,35	98	100	96,5
5.	77,5	137	64,55	87,4	105	100	96
6.	76,2	155	63	84,4	90	100	95,5
7.	70,2	169	62,43	84,56	85	100	96,5
8.	63,6	190	64,3	85,2	110	100	96
9.	57,1	222	65,8	84,15	85	100	96,5
10.	48,7	271	67,1	82,8	120	100	94,5
11.	29,5	512	70,1	80,35	115	100	96
12.	16,6	-	73,4	78,9	110	100	95,5
13.	101,2	109	60,75	88,35	60	100	96
14.	86,3	134	61,8	85,73	90	100	95
15.	75,1	150	63,3	86,6	100	100	96,5
16.	69,2	165	65,1	86	110	100	97
17.	64,6	181	65,8	86,1	60	100	95
18.	60,1	200	65,9	84,45	90	100	96,5
19.	56,1	220	66,85	84,05	120	100	95,5
20.	51,2	248	68,3	83	130	100	94,5
21.	46,6	278	69,05	83,25	125	100	96
22.	43,8	294	69,5	83,2	145	100	95,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP D

Tab. 4

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
23.	42,4	311	69,8	83	130	100	96,5
24.	38,2	355	70,6	82,4	80	100	96
25.	34,3	411	71	81,7	120	100	96
26.	30,9	-	71,6	81	130	100	95
27.	16,8	-	74,85	80,9	130	100	96

TEAVA ARIFATA INTERIOR TIP D

Tab. 4a

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	13,1	-	81,6	85,4	150	100	96
2.	14,2	-	81,425	85,55	95	100	96
3.	16,7	-	80,97	85,5	120	100	96,5
4.	20	-	79,75	85,15	115	100	96
5.	23,2	-	78,975	85	120	100	96,5
6.	26,2	-	77,6	84,2	150	100	95
7.	31	483	76,55	84,55	135	100	95
8.	35,6	402	75,45	84,95	110	100	96
9.	40,4	334	73,7	84,7	105	100	96
10.	44,3	293	72,75	84,85	110	100	96
11.	48,7	260	71,55	84,55	105	100	96
12.	49,8	251	70,83	84,3	95	100	96
13.	43	294	72	84	95	100	96
14.	45	289	71,9	84,25	110	100	94,5
15.	47,4	271	71,525	84,2	100	100	97
16.	49	260	70,5	84,2	90	100	96
17.	52	241	70,6	84,4	95	100	96
18.	55,4	222	70,05	84,45	90	100	96
19.	57	210	69,55	84,45	95	100	96
20.	61,2	189	69,05	84,65	98	100	96
21.	63,3	181	68,55	84,6	97	100	96

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP K

Tab. 5

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	t_{ab} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_c [°C]
1.	16,3	-	74,9	79,55	101	70	97,5
2.	18,6	-	74,8	80		130	98,5
3.	16,4	-	71,35	76,8	99,5	120	95,5
4.	16,4	-	74,23	79		130	97
5.	16,4	-	74,9	79,56	99,5	130	98
6.	19,35	-	74,85	80,15	99,5	120	96,5
7.	20	470	74,55	80	99,5	90	97
8.	23,8	446	73,7	80	99,5	80	97
9.	24,5	430	73,3	79,8	99,5	100	96,5
10.	25,4	404	72,95	79,7	99,5	85	98
11.	26	396	72,9	79,75	99,5	80	97,5
12.	27,8	360	72,6	79,8	99,5	75	98,5
13.	28,6	334	72,1	79,8	99,5	80	97
14.	32,4	305	71,65	79,96	99,5	95	96,5
15.	34,7	282	71,2	80,25	99,5	85	98
16.	37,1	260	70,75	80,55	99,5	90	98,5
17.	39,4	243	70,25	80,9	99,5	85	97,5
18.	41,4	228	69,85	81,15	99	80	97
19.	43,3	216	69,1	81,4	99	70	97
20.	45,7	206	68,97	81,65	99	75	97
21.	47,5	196	68,7	81,95	99	85	97
22.	50	184	68,3	82,3	99	65	95,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP K

Tab. 5

Nr.	τ_n [S]	p_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	p_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
23.	52,5	170	68,06	82,75	75	99	97
24.	55,5	159	67,72	83,2	70	99	96,5
25.	58,5	149	67,43	83,6	70	99	97
26.	60,5	144	67,2	84	65	99	95
27.	64,5	132	66,75	84,5	60	99	96,5
28.	66,1	128	66,55	84,8	70	99	95,5
29.	67,9	124	66,38	85,15	65	99	96
30.	69,2	121	66,3	85,66	65		96,7
31.	71,9	117	66,18	85,6	60	99	97
32.	73,1	113	66,2	85,8	60	99	96,5
33.	73,6	111	66,28	85,9	60	99	97

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

TEAVA ARIKATA INTERIOR TIP L

Tab. 6

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	17	-	77	81,9	70	99,5	97
2.	19,4	-	76,5	82,05	90	99,5	94,5
3.	23,6	-	75,55	82	100	99,5	95,5
4.	24,5	499	74,95	81,7	120	99,5	94,5
5.	27,8	428	74,23	81,78	90	99,5	96
6.	31,6	374	72,8	81,3	110	99,5	95
7.	34,6	338	71,44	81	135	99,5	95
8.	38,2	305	70,48	81,1	120	99,5	96
9.	40,6	286	69,75	81,25	120	99,5	96,5
10.	43,8	263	69	81,85	100	99,5	96
11.	46,3	246	68,25	82,25	70	99,5	96,5
12.	48,4	236	67,65	82,55	75	99,5	96
13.	50	228	67,18	82,75	80	99,5	95
14.	51,7	219	66,8	83,2	120	99,5	95
15.	54,4	208	66,4	83,7	90	99,5	95,5
16.	58,5	193	65,68	84,3	90	99,5	95
17.	61	182	65,15	84,65	75	99,5	95
18.	64	172	64,73	85,1	100	99,5	95,5
19.	66,5	165	64,3	85,55	80	99,5	95,5
20.	69	157	64,065	85,9	85	99,5	96,5
21.	72,1	150	63,775	86,3	85	99,5	95
22.	82,9	131	63,7	87,7			95,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP M

Tab. 7

Nr.	τ_n [s]	Δp_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	Δp_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	22,4	-	77,475	84,03	120	99	95,5
2.	23,9	-	77	84,1	140	99	95
3.	29,7	415	76,05	85	80	99	97
4.	32	369	75,15	85,35	100	99	96,5
5.	37,4	330	74,38	85,75	100	99	95
6.	41	285	73,83	86,05	90	99	97
7.	43,3	265	73,25	86,15	80	99	98,5
8.	45,4	250	72,95	86,25	100	99	97
9.	47,5	245	72,45	86,45	110	99	95
10.	49,4	234	72	86,7	100	99	95,5
11.	51	223	71,7	86,85	90	99	96,5
12.	52,3	205	71,4	87,15	110	99	97
13.	53,8	200	70,9	87,1	110	99	96
14.	55,5	192	71,1	87,35	80	99	97,5
15.	58,5	180	70,68	87,7	100	99	95,5
16.	62	168	70,28	88,05	125	99	96
17.	65,5	150	69,875	88,55	110	99	96
18.	68,7	142	69,6	88,9	110	99	93
19.	74,2	128	69,28	89,6	110	99	94
20.	79,1	123	68,98	90,15	90	99	95
21.	84,1	118	68,77	90,63	60	99	96

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP M

Tab. 7

Nr.	τ_n [s]	Δp_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	Δp_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
22.	18,7	-	76,5	82,5	130	99	97
23.	21,2	-	76,85		140	99	96
24.	24,6	-	77		125	99	95,5
25.	33,1	372	76,55		100	99	95,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP M_a

Tab. 7a

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	14	-	80	84,2	90	99,5	96
2.	15	-	80,35	84,65	135	99,5	96
3.	17,9	-	79,375	84,25	115	99,5	93
4.	20,85	-	78,1	83,95	85	99,5	94
5.	25,2	511	76,95	84,15	135	99,5	96
6.	27,2	472	76,25	84,2	100	99,5	96
7.	29,3	426	75,76	84,55	140	99,5	96,5
8.	31,8	388	75,15	84,6	110	99,5	96
9.	33,9	363	74,65	84,75	100	99,5	95
10.	35,75	341	74,2	84,95	110	99,5	95
11.	37,4	321	73,8	85,1	100	99,5	94
12.	43,7	274	71,05	85,15	100	100	95,5
13.	45,5	261	70,8	85,3	110	100	94
14.	48,1	248	70,6	85,6	120	100	94
15.	50,6	234	70,35	86	110	100	97
16.	53,2	216	70,1	86,35	110	100	97
17.	55,5	206	69,7	86,65	130	100	96
18.	58,8	190	69,35	87,1	110	100	97
19.	63,1	172	69	87,6	100	100	95
20.	67	157	68,35	88,1	110	100	96,5
21.	71,2	143	67,85	88,7	110	100	97
22.	73,3	136	67,35	88,85	90	100	97

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP M_a

Tab. 7a

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
23.	76,5	131	66,8	89,1	90	100	97
24.	80,1	125	66,35	89,3	85	100	95
25.	39,5	308	71,15	84,4	100	100	96
26.	41,1	297	71,8	85,1	95	100	96,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP N

Tab. 8

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	12,4	-	83,6	86,9	110	99,5	97
2.	13	-	82,8	86,5	135	99,5	96
3.	17,5	-	81,18	85,65	90	99,5	95,5
4.	21,8	-	79,25	84,75	125	99,5	95
5.	22	-	78	83,7	90	99,5	91
6.	25,2	-	76,85	83,75	120	99,5	94
7.	29,4	508	75,8	82,9	100	99,5	96
8.	31,5	458	75,05	82,8	105	99,5	96
9.	33,8	412	74,35	82,85	100	99,5	96
10.	39,4	336	73,587	83,1	100	99,5	97
11.	40	314	72,4	82,95	90	99,5	96,5
12.	43,2	290	71,7	82,9	100	99,5	97
13.	47	254	70,9	82,8	100	99,5	95,5
14.	49,1	237	70,45	83,15	120	99,5	95,5
15.	51,4	224	70,1	83,3	90	99,5	95,5
16.	53,2	213	69,9	83,5	85	99,5	97
17.	55,8	196	69,5	83,7	85	99,5	96
18.	57,8	184	69,2	83,8	90	99,5	97,5
19.	60,3	172	68,8	83,9	85	99,5	97
20.	63	163	68,4	84	90	99,5	96,5
21.	64,5	156	68,1	84,3	95	99,5	94,5
22.	66,6	150	67,8	84,5	90	99,5	96,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP N

Tab. 8

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
23.	69	144	67,5	84,6	85	99,5	96
24.	71,2	139	67,3	84,8	100	99,5	97
25.	74,35	131	67	85,05	105	99,5	96,5
26.	84,5	116	66,4	85,8	95	99,5	97
27.	76	129	66,5	85,1	85	99,5	95
28.	91,2	104	66	86,35	100	99,5	97

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP J

Tab. 9

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	Δt_{ab} n[°C]	P_{ab} [mm H ₂ O]	t_c [°C]
1.	17,1	-	76,25	80,95	100	100	97,5
2.	19,8	-	75,85	81,2	100	105	97,5
3.	24	-	74,98	81,2	100	95	98
4.	28,6	476	73,8	81,2	100	105	98,5
5.	32,4	425	72,78	81,05	100	95	95,5
6.	78,6	118	68,85	86,55	100		90
7.	29,6	497	71,4	79,6	99	110	96,7
8.	32	442	71,2	79,9	99	125	97
9.	37,5	355	70,45	80,55	99	120	96,5
10.	40,9	331	69,55	80,35	99	95	96,5
11.	42,7	312	68,9	80,45	99	95	96,5
12.	43,4	305	68,7	80,6	99	110	96,5
13.	44,8	289	67,65	80,75	99		97
14.	47	275	68,6	81,05	99	90	95
15.	48,2	264	68,4	81,25	99	100	96,5
16.	50	257	68,25	81,4	99	95	97
17.	51,4	247	68,08	81,5	99	90	95
18.	52,6	239	67,9	81,65	99	120	94
19.	55	225	67,6	81,95	99	110	95
20.	57,7	212	67,53	82,4	99	95	96
21.	59,5	191	67,18	82,6	99	100	95
22.	63,7	187	66,8	83,1	99	100	95,5
23.	67	175	66,5	83,5	99	100	95

TEAVA ARIKATA INTERIOR TIP P

Tab. 10

Nr.	τ_n [s]	Δp_n [mm Hg]	t_{in} [°C]	t_{em} [°C]	Δp_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	12,3	-	80	83	80	100	99
2.	14,35	-	81,85	78,35	80	100	96
3.	15,4	-	77,7	81,4	70	100	95
4.	16,9	-	76,95	81,05	85	100	95
5.	19,5	-	75,75	80,2	90	100	95
6.	21	-	74,85	79,75	100	100	94
7.	24,3	-	73,93	79,16	90	100	95,5
8.	26,9	-	73,275	78,95	80	100	96
9.	28,2	-	72,8	78,75	85	100	97
10.	29,8	525	72,4	78,35	100	100	97
11.	32,4	70	71,933	78,25	80	100	96,5
12.	34,3	438	71,4	78,4	90	100	95,5
13.	33,8	435	70	76,93	70	99	88
14.	35,2	405	69,6	76,9	90	99	95
15.	37	372	69,5	77,2	95	99	97
16.	39,8	334	69,1	77,35	95	99	96,5
17.	42,6	322	68,9	77,7	90	99	97
18.	47,5	285	68,2	77,9	100	99	96,5
19.	49,5	263	67,8	78	85	99	94
20.	52,2	245	67,58	78,3	85	99	95,5
21.	55,2	226	67,23	78,6	85	99	96
22.	57,4	208	66,85	78,85	85	99	96,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP P

Tab. 10

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
23.	59,8	199	66,55	79,1	80	99	96
24.	62	189	66,4	79,4	80	99	97
25.	64	177	65,8	79,7	80	99	97
26.	65,3	174	65,65	79,7	85	99	96
27.	67,9	166	65,45	79,95	95	99	95
28.	70,3	160	65,3	80,2	85	99	97
29.	75,8	146	65,1	80,95	85	99	97
30.	82,2	135	64,9	81,3	85	99	95,5
31.	89,5	130	64,55	81,8	80	99	97

TEAVA . ARIPATA INTERIOR TIP F

Tab. 11

Nr.	τ_n [s]	Δp_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	Δp_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	14,8	-	70,25	74,95	100	100	96
2.	17,4	485	71,75	76,46	100	100	97
3.	18	445	72,79	77,53	100	100	93
4.	21,5	360	72,30	77,75	90	100	98
5.	23,4	317	71,7	77,8	100	100	97,5
6.	15,4	-	72,25	76,45	100	100	96
7.	24,6	294	72,15	78,35	70	100	95
8.	27,5	256	71,2	78,15	75	100	97
9.	28,8	247	70,5	77,9	95	100	94,5
10.	30,2	230	69,8	77,8	60	100	96
11.	30,6	224	69,43	77,7	60	100	97,5
12.	32,6	213	69,1	77,9	65	100	95
13.	33,7	205	68,6	77,75	70	100	96,5
14.	35,3	193	68,2	77,93	70	100	96
15.	37	186	68,05	78,2	70	100	97
16.	38,6	174	67,8	78,6	70	100	97
17.	40,1	165	67,5	78,8	70	100	95
18.	42,5	156	67,43	78,9	75	100	94
19.	44,3	147	67,1	79,25	70	100	96
20.	46,2	138	66,75	79,35	70	100	95
21.	47,9	132	66,45	79,48	70	100	96
22.	49,3	128	66,25	79,5	70	100	97

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP F

Tab. 11

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
23.	51,5	122	65,91	79,67	70	100	93
24.	52,8	117	65,55	79,85	70	100	97
25.	53	112	62,3	77,85	70	100	96
26.	54,1	107	62,75	78,45	60	100	94
27.	54,6	106	62,85	78,75	60	100	97
28.	58,5	103	63,1	79,1	60	100	96
29.	59	99	63,2	79,4	65	100	95
30.	61,9	94	63,25	79,8		100	96
31.	64,5	90	63,3	80,3		100	96
32.	77,4	79	63,2	81,9			95
33.	15,1	-	66,8	71,8	95	100	94
33'	15,1	-	69,2	73,7	90	100	96
34.	19,4	416	70,5	76	90	100	95
35.	21	383	70,85	76,5	90	100	97
36.	24,6	301	70,8	77,2	80	100	97,5
37.	26	279	70,5	77,3	70	100	96
38.	27,7	258	70,1	77,4	75	100	96,5
39.	29	244	69,6	77,3	70	100	95
40.	30,5	231	69,77	77,6	70	100	97
41.	31,4	220	69,4	77,7	60	100	94,5
42.	32,2	214	69,2	77,8	60	100	95
43.	33,5	207	69	78	60	100	97
44.	34,5	196	68,9	78,2	60	100	96
45.	35,8	189	68,6	78,2	60	100	96,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP F

Tab. 11'

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
46.	37,1	181	68,4	78,4	60	100	95,5
47.	38,6	170	68,1	78,6	60	100	96
48.	43,7	148	67,65	79,3	60	100	95,5
49.	50,5	122	67,1	80,3			

TEAVA ARIKATA INTERIOR TIP G

Tab. 12

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	14,2	460	71,15	75	75	100	97
2.	16,1	400	71,25	75,3	70	100	95,5
3.	18,9	308	70,85	75,55	75	100	94
4.	20,8	295	70,29	75,3	80	100	96
5.	22	253	68,6	74,1	80	100	96,5
6.	24	227	68,35	74,15	85	100	95
7.	25,7	211	67,85	74,1	70	100	96,5
8.	27,1	193	67,35	74	120	100	95,5
9.	29,2	186	67	74	90	100	96
10.	29	181	66,85	73,95	80	100	97
11.	29,8	176	66,5	73,725	75	100	97,5
12.	31	167	66,35	73,9	75	100	95,5
13.	32	159	66,2	74,15	88	100	96
14.	33,6	147	66,1	74,4	65	100	95
15.	35,3	139	65,7	74,5	65	100	94
16.	37,2	128	65,4	74,5	60	100	96,5
17.	38,6	121	64,95	74,5	60	100	97,5
18.	40,5	113	64,7	74,7	60	100	98
19.	42	106	64,3	74,85	60	100	95
20.	44,2	100	63,8	74,95	60	100	96,5
21.	45,5	98	63,55	75	60	100	97
22.	46,3	94	63,13	75	60	100	95

TEAVA ARIKATA INTERIOR TIP G

Tab. 12

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
23.	47,9	90	62,96	75,03	60	100	94,5
24.	48,8	88	62,75	75,16	60	100	96
25.	50,5	86	62,55	75,32	60	100	96,5
26.	54,2	80	62,286	75,35	55	100	95
27.	55,1	78	62	75,3	55	100	96,5
28.	57,6	75	61,65	75,4	50	100	96
29.	61,5	71	61,63	75,75	50	100	95,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP H

Tab. 13

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mmHg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	13,5	326	68,4	71,2	70	99	97
2.	15,3	288	68	71,2	70	99	94,5
3.	18,5	222	67,5	71,4	70	99	95,5
4.	22	177	66,75	71,5	70	99	96
5.	22,3	172	66,2	71,12	70	99	94,5
6.	24	160	65,65	71,05	65	99	95
7.	25,2	150	65,2	70,95	65	99	96
8.	25,8	147	64,85	70,75	65	99	96,5
9.	26,5	141	64,55	70,65	60	99	96
10.	27,8	134	64,25	70,75	60	99	96,5
11.	28,6	130	64	70,7	60	99	95
12.	29,8	123	63,86	70,85	55	99	95,5
13.	31,6	117	63,67	71	55	99	96,5
14.	32,8	111	63,45	71,1	50	99	96
15.	34,7	102	63,2	71,4	50	99	95,5
16.	37,2	96	62,9	71,55	50	99	95,5
17.	37,8	90	62,7	71,6	50	99	96
18.	40,6	83	62,15	71,85	60	99	96,5
19.	42,3	79	61,85	72	65	99	95,5
20.	43,4	75	61,62	72,15	80	99	97
21.	44	73	61,46	72,25	80	99	96,5
22.	45,3	71	61,39	72,45	80	99	96

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP H

Tab. 13

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
23.	46,9	70	61,37	72,5	70	99	95,5
24.	48,4	69	61,3	72,6	60	99	96,5
25.	50,3	65	61,15	72,9	70	99	95
26.	52,5	63	61	72,9	70	99	95,5
27.	54,7	61	60,7	73,15	70	99	96,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP I

Tab. 14

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	t_{ab} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_c [°C]
1.	14,3	-	75,65	79,65	99	85	97
2.	17	519	75,28	79,68	99	85	97
3.	20,5	404	74,65	79,85	99	70	96
4.	17,5	484	74,5	79,1	99	70	96,5
5.	18	465	74,3	79,1	99	70	95
6.	18,5	440	74,05	79	99	70	97
7.	19,6	420	73,8	79	99	75	95,5
8.	21	390	73,6	79,1	99	70	96
9.	21,8	362	73,33	79,13	99	70	97,5
10.	23,9	325	72,9	79,1	99	65	95,5
11.	26	294	72,5	79,2	99	60	96,5
12.	26,7	281	71,9	78,9	99	65	96
13.	29,6	255	71,3	78,95	99	70	95
14.	30,8	243	70,85	78,95	99	65	94,5
15.	31,9	232	70,6	79	99	60	96,5
16.	33,4	218	70,3	79,2	99	70	95
17.	34,7	208	70,05	79,25	99	65	98
18.	36,4	194	69,82	79,55	99	70	96
19.	38	184	69,35	79,7	99	70	96
20.	40,1	173	69,1	79,9	99	60	95,5
21.	41,5	165	68,8	80,05	99	60	95
22.	44,1	150	68,35	80,28	99	60	96,5

BIBLIOTECA

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP I

Tab. 14

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	t_{ab} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_c [°C]
23.	46,4	141	67,9	80,5	99	55	96
24.	49,7	139	62	77,3	100	80	96
25.	51,3	132	62,8	78,1	100	90	94,5
26.	52,4	124	63,33	78,8	100	145	96,5
27.	53,4	119	63,65	79,25	100	90	95
28.	55	115	63,9	79,85	100	110	95,5
29.	57	110	63,98	79,95	100	100	96
30.	57,5	106	63,9	80,2	100	110	96,5
31.	59,1	102	63,93	80,5	100	110	97
32.	60,5	100	63,8	80,6	100	80	96
33.	61,6	99	63,75	80,75	100	80	96,5
34.	61,6	98	63,7	80,66	100	90	95
35.	64,5	96	63,75	81,8	100	90	95,5
36.	63,4	97	63,78	81	100	90	96
37.	65,8	94	63,9	81,35	100	90	96,5
38.	53,7	118	64,33	79,9	100	95	96
39.	44,9	148	64,98	78,65	100	90	95,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP R

Tab. 15

Nr.	τ_n [s]	Δp_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	Δp_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	20,2	505	73	77,8	95	100	98
2.	14,6	-	75,5	79,3	90	100	95
3.	16,2	-	75,8	79,8	95	100	97,5
4.	17,1	-	75,5	79,65	105	100	96,5
5.	17,75	-	75,28	79,5	110	100	96,5
6.	18	-	74,9	79,2	115	100	97
7.	18,6	-	74,3	78,7	105	100	97
8.	21,5	466	73,45	78,35	85	100	96,5
9.	22,7	422	72,55	77,65	90	100	96
10.	24,5	373	71,9	77,4	80	100	95
11.	26,15	335	71,2	77	90	100	97
12.	27,8	304	70,35	76,35	85	100	94,5
13.	29,6	276	69,55	75,95	100	100	97
14.	31,4	256	68,85	75,55	95	100	95,5
15.	33,3	226	68,45	75,5	100	100	96,5
16.	35,6	194	67,55	75,06	95	100	97
17.	37	180	66,8	74,8	90	100	96,5
18.	40,3	161	65,9	74,5	80	100	95
19.	43	140	65,2	74,6	80	100	96
20.	47	119	64,27	74,4	80	100	97
21.	46	125	64,7	74,3	80	100	95
22.	47,5	122,5	62,65	73,2	85	100	97

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP R

Tab. 15

Nr.	τ_n [s]	Δp_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	Δp_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
23.	48,1	116	61,65	73,1	80	100	97
24.	51,2	110	61	73	80	100	97,5
25.	52,2	105	60,95	73	90	100	96
26.	55,5	99	61,05	73,5	90	100	97
27.	59,3	89	60,875	73,95	85	100	97,5

TEAVA LISA

Tab. 16

Nr.	τ_n [s]	ΔP_n [mm Hg]	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	ΔP_{ab} [mm H ₂ O]	t_{ab} [°C]	t_c [°C]
1.	12,8	130	60,5	62,5	50	100	96
2.	21	82	59,9	63,9	100	100	96
3.	23,3	70	59,95	64,25	60	100	95,5
4.	24,6	66	59,96	64,5	50	100	95
5.	25,2	55	59,965	65,025	55	100	96,5
6.	32,2	50	60	65,5	40	100	96,5
7.	34,1	45	59,95	65,8	35	100	96
8.	37	40	60,33	66,1	60	100	96
9.	39,2	38	60	66,2	50	100	94,5
10.	42,7	36	60	66,45	70	100	96,5
11.	44,2	34	60	66,55	70	100	95
12.	47	33	60	66,8	80	100	96
13.	60	28	59,96	67,6	70	100	95
14.	50,5	32	59,95	66,95	50	100	96
15.	45,25	32,5	59,9	66,5	75	100	96,5
16.	39,7	37	60	66,3	85	100	96
17.	35,6	40	60,05	66,05	80	100	95,5
18.	34	42	59,95	65,7	90	100	95,5
19.	30	46	60	65,2	80	100	96
20.	27,7	52	60,025	64,85	70	100	96
21.	19,1	80	60,1	63,8	75	100	96,5
22.	16	100	60,1	63,2	100	100	95,5
23.	14,5	115	60,25	62,9	95	100	96
24.	13	133	60	62,45	100	100	96,5

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP A

Tab. 1.a.

Nr.	$10^2 m_g$ [kg/s]	$10^{-2} e_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grd]	$10^{-2} g$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 j$ [m ² /s]	Re	Pr	10^{-3} Re F:
1.	6,756	20,17	64,15	8,3	1131	32,85	398	8,60405	0,651	3,495	65	417	27
2.	7,444	20,25	66	8	1206	31	471	8,59253	0,718	3,25	78	389	30,3
3.	7,812	20,27	66,4	7,8	1235	30,6	496	8,59004	0,754	3,17	84	380	31,0
4.	8,5	20,26	66,35	7,7	1326	30,65	546	8,59034	0,82	3,18	91	380	34,5
5.	11,54	20,21	64,9	5,8	1353	32,1	527	8,60939	1,111	3,405	115	407	46,8
6.	10,5	20,28	66,9	6,2	1320	30,1	557	8,58693	1,013	3,11	114	373	42,5
7.	6	20,28	65,85	9,3	1132	31,15	428	8,59345	0,579	3,265	62	390	24,3
8.	5,6	20,21	65,05	10,1	1143	30,95	438	8,59843	0,540	3,39	56	406	22,7
9.	5,15	20,23	65,5	11	1116	31,5	413	8,59564	0,497	3,3	53	395	20,9
10.	4,89	20,23	65,5	11,6	1148	31,5	430	8,59564	0,471	3,3	50	395	19,7
11.	4,79	20,23	65,45	12,9	1250	31,55	483	8,59596	0,462	3,31	49	396	19,4
12.	4,52	20,26	66,35	12,7	1163	30,65	454	8,59034	0,436	3,18	48	380	18,2
13.	4,36	20,27	66,6	13,2	1167	30,4	462	8,58880	0,421	3,14	47	376	17,6
14.	4,14	20,28	66,9	14	1175	30,1	473	8,58693	0,399	3,11	44	373	16,4
15.	3,88	20,28	67,15	14,3	1204	29,85	495	8,58549	0,375	3,07	43	368	15,8

Tab. 1.a.

Nr.	$10^2 m_g$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg·grd]	t_m [°C]	Δt_n [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grd]	$10^2 \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
16.	3,64	20,30	67,4	14,3	1204	29,85	495	8,58539	0,375	3,07	43	368	15,82
17.	7,08	20,17	64,2	8,2	1171	32,8	417	8,60375	0,682	3,485	69	416	28,70
18.	7,79	20,19	64,7	8,6	1353	32,3	522	8,60063	0,751	3,415	77	408	31,42
19.	8,11	20,19	64,55	8,1	1326	32,45	504	8,60158	0,781	3,423	80	411	32,85
20.	8,45	20,20	64,85	8,3	1417	32,15	561	8,60971	0,823	3,408	84	407	34,19
21.	11,72	20,21	64,9	6	1421	32,15	563	8,60939	1,128	3,405	116	407	47,21
22.	5,41	20,21	64,95	9,9	1082	32,85	379	8,60907	0,521	3,403	54	407	21,98
23.	5,2	20,22	65,35	10,7	1125	31,65	415	8,59658	0,501	3,33	53	398	21,09
24.	4,78	20,22	65,35	12,7	1227	31,65	468	8,59658	0,461	3,33	49	398	19,50
25.	4,41	20,27	66,4	12,8	1144	30,6	445	8,59004	0,425	3,17	47	380	17,86
26.	4,29	20,27	66,45	13,1	1139	30,55	443	8,58910	0,414	3,16	46	378	17,39

Tab. 2.a.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \nu$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	13,513	2009	61,6	2,8	769,13	35,900	237	862,054	1,299	4	114,149	599	68,56
2.	11,029	2010	62,2	3,2	709,38	35,300	225	861,743	1,061	3,9	95,62	590	56,42
3.	10,948	2014	62,8	4,8	1058,36	34,7	349	861,12	1,053	3,73	99,23	575	57,06
4.	8,547	2014	62,65	5,1	877,90	34,85	288	861,43	0,822	3,8	76,03	580	44,10
5.	8,064	2013	62,8	5,45	884,69	34,675	289	861,432	0,776	3,8	71,78	580	41,63
6.	7,538	2014	63,125	5,85	888,12	34,375	293	861,120	0,725	3,73	68,32	575	39,28
7.	6,757	2016	63,5	6,7	912,68	34	305	860,809	0,650	3,65	62,59	566	35,42
8.	5,758	2018	63,825	7,35	854,04	33,675	287	860,809	0,554	3,65	53,35	566	30,20
9.	5,217	2018	64,465	8,87	933,82	33,035	322	860,186	0,503	3,425	51,62	539	27,82
10.	4,769	2023	65,495	10,73	1035,20	32,005	372	859,564	0,460	3,3	48,99	528	26,40
11.	4,392	2025	65,975	11,825	1000,21	31,513	364	859,253	0,424	3,25	54,85	525	24,07
12.	3,425	2028	67,2	14,4	996,26	30,3	378	858,63	0,330	3,1	37,42	511	19,12
13.	1,818	2032	68,012	16,125	595,68	29,488	226	858,008	0,175	2,95	20,85	495	10,32
14.	7,895	2016	63,625	7,05	1122,1	33,875	381	860,81	0,76	3,65	73,18	566	41,42

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP B

Tab. 2.a.

Tr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
15.	8,571	2016	63,4	6,39	1104,13	34,1	372	861,12	0,825	3,73	77,74	575	44,70
16.	10,274	2012	62,45	4,5	930,21	35,05	301	861,432	0,988	3,7	91,39	580	53
17.	13,889	2014	63,175	3,55	993,02	34,325	330	861,12	1,337	3,72	125,99	575	72,44
18.	6,977	2018	64,175	7,85	1105,25	33,325	383	860,498	0,672	3,525	67	549	36,78
19.	6,438	2018	64,05	7,9	1026,36	33,45	357	860,498	0,62	3,525	61,82	549	33,94
20.	5,825	2023	65,425	10,35	1219,64	32,075	456	859,564	0,562	3,3	59,86	528	31,61
21.	5,484	2024	65,9	11,6	1287,55	31,6	503	859,253	0,529	3,25	57,21	525	30,04
22.	5,172	2025	66,3	12	1256,80	31,2	494	859,253	0,499	3,25	53,97	525	28,33
23.	4,918	2025	66,475	12,75	1269,77	31,025	505	858,942	0,474	3,15	52,89	514	27,19
24.	4,630	2028	66,875	13,35	1253,52	30,625	506	858,63	0,447	3,1	50,68	511	25,90
25.	4,348	2028	67,045	13,63	1201,86	30,45	480	858,63	0,420	3,1	47,62	511	24,33
26.	4,043	2030	67,45	14,40	1181,85	30,05	478	858,319	0,390	3	45,69	499	22,80
27.	2,961	2037	69,96	14,90	898,72	27,79	372	857,074	0,286	2,775	36,22	477	17,28
28.	5,454	2023	65,6	10,4	1147,48	31,9	422	859,564	0,526	3,3	56,02	528	29,78

Tab. 3a.

Mr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 v$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	9,146	20,15	63,48	6,23	1148	34,065	386	8,61866	0,879	3,65	85	436	36,91
2.	12,82	20,12	62,7	4,6	1186	34,8	393	8,61308	1,233	3,772	115	450	51,70
3.	8,746	20,17	64,15	7,6	1341	33,35	493	8,60401	0,842	3,495	85	417	35,31
4.	7,317	20,18	64,33	8,45	1248	33,175	449	8,60303	0,705	3,465	72	414	29,61
5.	7,075	20,20	64,8	9	1286	32,7	478	8,60001	0,682	3,41	70	408	28,68
6.	6,452	20,21	65,	9,9	1291	32,45	486	8,59875	0,622	3,4	64	407	26,17
7.	5,747	20,23	65,65	10,9	1267	31,85	486	8,59471	0,554	3,3	59	395	23,31
8.	5,226	20,26	66,23	11,45	1212	31,275	468	8,59120	0,504	3,21	55	385	21,19
9.	4,87	20,27	66,56	12,78	1262	31,19	497	8,58892	0,470	3,145	53	377	19,80
10.	4,511	20,29	67,33	13,73	1257	30,42	552	8,58432	0,435	3,04	50	364	18,31
11.	4,274	20,31	67,85	14,7	1276	29,9	536	8,58130	0,413	2,965	49	356	17,43
12.	4,065	20,33	68,25	15,7	1297	29,5	559	8,58853	0,392	2,91	47	349	16,52
13.	3,448	20,36	68,93	17,61	1236	28,82	540	8,57500	0,333	2,835	41	341	14,08
14.	6,564	20,21	65,03	9,65	1280	32,475	479	8,59866	0,633	3,4	65	407	26,63

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP C

Tab. 3.a.

$10^2 m_E$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
6,976	20,21	65	9,2	1297	32,500	488	8,59875	0,672	3,4	69	407	28,27
8,152	20,21	65	8,3	1367	32,5	525	8,59875	0,786	3,4	81	407	33,07
9,375	20,21	65,15	7,9	1496	32,35	601	8,59875	0,904	3,4	93	407	38,04
17,544	20,21	64,94	4,08	1446	32,56	567	8,59781	1,691	3,4	175	407	71,15
12,5	20,25	66,1	5,8	1468	31,4	610	8,59191	1,206	3,23	131	387	50,79
6,036	20,28	67,1	9,8	1199	30,4	480	8,58631	0,583	3,08	67	367	24,42
5,505	20,27	66,45	11	1227	31,05	481	8,58973	0,531	3,16	59	378	22,33
5,033	20,27	66,5	12,6	1285	31	515	8,58942	0,486	3,15	54	377	20,44
4,601	20,28	67,	13,8	1288	30,5	528	8,58631	0,444	3,1	50	372	18,73
4,286	20,29	67,33	14,25	1239	31,	488	8,58432	0,414	3,04	48	364	17,42
4,087	20,31	67,75	14,9	1237	29,75	517	8,58164	0,395	2,975	48	357	16,66
3,8961	20,32	68,2	15,9	1259	29,3	541	8,58884	0,380	2,92	46	350	16
3,632	20,34	68,65	16,9	1248	29,85	546	8,58227	0,351	2,86	43	343	14,80
3,282	20,365	69,23	18,05	1206	28,27	536	8,57244	0,317	2,80	40	337	13,41

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP D

Tab. 4.a.

Ur.	$10^2 m_g$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [m/m ² ·grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr ^{1/3} 10 ⁻³
1.	6,198	20,48	72,40	18,4	2335,604	25,6	1620	8,55208	0,6	2,43	86,79	293	25,43
2.	2,106	20,54	73,80	26,97	1720,61	24,2	1184	8,54275	0,301	2,3	46,278	278	12,79
3.	3,517	20,55	74,51	25,4	1835,77	23,49	1286	8,53964	0,341	2,25	53,26	272	14,49
4.	3,741	20,59	75,35	23,70	1825,54	22,55	1355	8,53342	0,363	2,18	58,53	264	15,45
5.	3,871	20,61	75,97	24,85	1823	22,03	1399	8,53031	0,376	2,15	61,47	260	15,98
6.	3,937	20,54	74,2	22,4	1811	23,8	1236	8,54462	0,381	2,33	57,47	281	16,15
7.	4,274	20,52	73,495	22,13	1941	24,51	1311	8,54586	0,414	2,35	61,92	284	17,586
8.	4,717	20,56	74,75	20,9	2026,91	23,25	1513	8,53800	0,458	2,23	72,19	268	19,35
9.	5,254	20,57	74,97	18,20	1967	23,03	1467	8,53653	0,512	2,2	81,48	266	21,67
10.	6,16	20,57	74,95	15,7	1989,36	23,05	1490	8,53653	0,598	2,2	95,54	266	25,41
11.	10,169	20,58	75,225	10,25	2145,1	22,775	1699	8,545	0,987	2,19	158,41	265	41,98
12.	18,07	20,61	76,15	5,5	2048	21,85	1687	8,53031	1,756	2,15	287,07	260	74,64
13.	2,97	20,52	74,55	27,5	1675,97	23,45	1127	8,53964	0,288	2,25	45	272	12,24
14.	3,476	20,53	73,76	24,	1712,69	24,24	1108	8,54420	0,336	2,33	50,84	280	14,23

T E A V A A R I P A T A I N T E R I O R T I P D

Tab. 4.a.

Ur	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q' [W]	Δt_m [°C]	α [1/m ² ·grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
15.	3,995	20,57	74,95	23,3	1914,73	23,05	1408	8,53653	0,388	2,2	62	266	16,49
16.	4,335	20,59	75,55	20,9	1865,48	22,45	1407	8,53342	0,421	2,18	67,88	264	17,92
17.	4,639	20,59	75,7	20,3	1883	22,3	1442	8,533031	0,451	2,15	73,73	260	19,17
18.	4,992	20,57	75,18	18,55	1904,81	22,82	1418	8,53653	0,485	2,2	77,49	266	20,61
19.	5,347	20,59	75,45	17,20	1894,62	22,55	1432	8,53342	0,519	2,18	83,67	264	22,09
20.	5,859	20,595	75,65	14,7	1773	22,35	1314	8,53342	0,569	2,18	91,74	263	24,13
21.	6,438	20,61	76,15	14,2	1884	21,85	1488	8,533031	0,625	2,15	102,18	260	26,57
22.	6,849	20,62	76,35	13,7	1935,27	21,65	1570	8,5292	0,665	2,1	111,3	254	28,27
23.	7,075	20,63	76,4	13,2	1926,63	21,6	1566	8,5282	0,753	2,1	126,03	254	32
24.	7,853	20,61	76,15	11,8	1910	21,5	1556	8,533031	0,763	2,15	124,74	260	32,43
25.	8,746	20,62	76,35	10,7	1930,13	21,65	1564	8,5292	0,850	2,1	142,27	254	36,14
26.	9,709	20,64	76,3	9,4	1883,2	21,7	1503	8,5281	0,9432	2,1	157,83	254	40,08
27.	17,857	20,68	77,875	6,05	2234,16	20,15	2184	8,5179	1,738	1,99	306,8	241	73,94

Tab. 4a

$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [U/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
22,9	213	20,87	83,5	3,8	1816	14,5	2648	8,48366	2,24	1,737	453	96,49
21,13	214	20,87	83,4	3,125	1819	14,5125	2652	8,48427	2,06	1,739	417	89,24
17,96	214	20,85	83,24	4,53	1696	15,015	2249	8,48465	1,75	1,741	353	75,54
15	216	20,83	82,45	5,4	1687	15,55	2112	8,49019	1,46	1,77	290	62,6
12,93	218	20,81	81,988	6,025	1621	16,0125	1897	8,49299	1,26	1,79	246	53,85
11,45	220	20,79	80,9	6,6	1571	16,5	1728	8,49983	1,12	1,81	217	47,74
9,68	222	20,76	80,5	8	1695	17	1854	8,50340	0,934	1,83	181	40,18
8,43	224	20,74	80,2	9,5	1661	17,8	1676	8,50730	0,821	1,842	157	35,17
7,43	230	20,74	79,2	11	1693	18,8	1588	8,50885	0,724	1,896	134	30,82
6,77	233	20,71	78,8	12,1	1696	19,2	1543	8,51289	0,659	1,92	121	28,19
6,16	240	20,68	78,05	13	1656	19,95	1406	8,51756	0,599	1,986	106	25,44
6,02	243	20,66	77,565	13,47	1675	20,435	1379	8,52067	0,586	2,014	102	24,79
6,98	241	20,68	78	12	1732	20	1498	8,51787	0,679	1,99	120	28,92
6,67	240	20,68	78,075	12,35	1703	19,925	1469	8,51725	0,649	1,982	115	27,60

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP D_a

Tab. 4a

Tr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \nu$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
15.	6,33	242	20,67	77,863	12,675	1658	20,638	1339	8,51895	0,616	1,996	108	26,14
16.	6,12	242	20,66	77,35	13,7	1732	20,65	1428	8,52191	0,595	2,029	103	25,24
17.	5,77	244	20,56	77,5	13,8	1645	20,5	1337	8,52098	0,561	2,02	98	23,91
18.	5,42	245	20,655	77,25	14,4	1612	20,75	1274	8,52254	0,527	2,035	91	22,3
19.	5,26	248	20,65	77	14,9	1618	21	1259	8,52409	0,511	2,05	88	21,73
20.	4,9	250	20,64	76,85	15,6	1577	21,15	1199	8,52502	0,476	2,065	81	20,26
21.	4,74	253	20,63	76,575	16,05	1569	21,425	1168	8,52664	0,461	2,09	78	19,614

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP K

Tab. 5.0.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-1}
1.	18,405	20,65	77,23	4,65	1767	21,275	1407	8,52275	1,790	2,037	308	246	75,77
2.	16,129	20,66	77,4	5,2	1733	21,1	1384	8,52160	1,569	2,026	272	245	66,64
3.	18,223	20,54	74,08	5,45	2040	23,675	1486	8,54219	1,767	2,292	271	277	75,06
4.	18,223	20,63	76,62	4,77	1793	21,135	1452	8,53652	1,759	2,088	298	253	75,33
5.	18,223	20,65	77,23	4,66	1754	20,52	1469	8,52276	1,771	2,036	305	257	78,57
6.	15,5	20,66	77,50	5,30	1697	20,25	1426	8,52098	1,508	2,02	262	244	54,004
7.	15	20,65	77,28	5,45	1688	20,475	1392	8,52228	1,459	2,034	252	246	62
8.	12,605	20,64	76,85	6,3	1639	20,900	1292	8,53532	1,224	2,065	208	249	51,22
9.	12,245	20,63	76,55	6,5	1642	21,200	1268	8,53690	1,189	2,095	199	253	50,47
10.	11,811	20,62	76,33	6,75	1644	21,425	1251	8,53667	1,147	2,087	193	256	49,45
11.	11,538	20,62	76,33	6,85	1630	21,425	1235	8,53667	1,120	2,087	189	256	48,29
12.	10,790	20,61	76,2	7,2	1601	21,55	1193	8,53907	1,047	2,13	173	258	44,58
13.	10,489	20,61	75,95	7,7	1665	21,800	1242	8,53062	1,019	2,153	166	260	43,25
14.	9,259	20,60	75,80	8,3	1583	21,95	1142	8,53155	0,899	2,162	146	262	38,29

Tab. 5.a.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
15.	8,646	20,60	75,60	9,05	1612	22,05	1167	8,53218	0,840	2,168	136	262	35,68
16.	8,086	20,59	75,65	9,8	1632	22,100	1182	8,53248	0,785	2,171	127	262	33,30
17.	7,614	20,59	75,64	10,75	1685	22,175	1233	8,53252	0,740	2,172	120	263	31,49
18.	7,246	20,58	75,50	11,30	1686	22,25	1228	8,53342	0,704	2,18	114	264	29,57
19.	6,928	20,58	75,25	12,3	1754	22,25	1302	8,53497	0,673	2,190	108	265	28,62
20.	6,565	20,58	75,31	12,68	1713	22,44	1241	8,53463	0,637	2,188	102	265	27,12
21.	6,316	20,57	75,03	13,25	1721	22,425	1251	8,53644	0,613	2,2	98,94	266	26,05
22.	6	20,59	75,46	14	1730	22,45	1259	8,53354	0,583	2,18	94	264	24,82
23.	5,714	20,59	75,40	14,7	1729	22,35	1266	8,53404	0,554	2,184	89,16	264	23,54
24.	5,405	20,59	75,46	15,48	1723	22,29	1264	8,53354	0,525	2,182	84,57	264	22,33
25.	5,128	20,59	75,51	16,17	1707	22,235	1252	8,53339	0,498	2,18	80,29	264	21,20
26.	4,959	20,59	75,6	16,8	1715	22,15	1268	8,53279	0,482	2,172	77,15	263	20,04
27.	4,651	20,59	75,63	17,75	1700	22,375	1233	8,53252	0,452	2,172	73,15	263	19,24
28.	4,539	20,59	75,68	18,25	1706	22,075	1264	8,53224	0,441	2,169	71	262	18,72

Tab. 5.a.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.i 10^{-1}
29.	4,418	20,60	75,76	18,77	1708	21,985	1274	8,53173	0,429	2,164	70	262	18,26
30.	4,335	20,59	75,48	19,36	1728	21,77	1316	8,53348	0,421	2,18	68	264	17,92
31.	4,472	20,60	75,89	19,42	1669	21,86	1242	8,53090	0,405	2,157	66	261	17,22
32.	4,104	20,61	76	19,6	1658	21,75	1239	8,53031	0,399	2,15	65	260	16,96
33.	4,076	20,61	76,08	19,61	1647	21,66	1234	8,53975	0,396	2,142	65	259	16,83

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP L

Tab. 6. a.

Nr.	$10^2 m_B$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	17,65	20,73	79,45	4,9	1793	18,3	1804	8,50886	1,719	1,9	318	229	72,82
2.	15,46	20,73	79,28	5,55	1779	18,475	1758	8,50996	1,506	1,915	276	230	63,58
3.	12,71	20,71	78,78	6,45	1698	18,975	1573	8,51301	1,237	1,922	226	233	52,71
4.	12,24	20,70	78,33	6,75	1710	19,425	1535	8,51572	1,191	1,963	213	238	50,73
5.	10,791	20,68	78	7,55	1685	19,795	1465	8,51787	1,050	1,99	185	241	44,69
6.	9,493	20,65	77,05	8,5	1666	20,700	1343	8,52541	0,923	2,044	159	247	39,20
7.	8,671	20,61	76,22	9,56	1708	21,53	1313	8,52885	0,843	2,128	139	257	35,78
8.	7,853	20,61	75,79	10,62	1719	21,96	1288	8,52161	0,764	2,157	124	263	32,76
9.	7,389	20,59	75,50	11,50	1750	28,25	1298	8,53342	0,718	2,18	116	264	30,56
10.	6,849	20,59	75,43	12,85	1812	22,35	1360	8,53388	0,665	2,183	107	264	28,27
11.	6,479	20,58	75,25	14	1867	22,50	1405	8,53559	0,629	2,190	101	265	26,75
12.	6,198	20,57	75,10	14,9	1899	22,65	1427	8,53591	0,602	2,196	96	266	25,63
13.	6	20,57	74,96	15,57	1922	22,785	1440	8,53679	0,582	2,204	93	266	24,69
14.	5,803	20,57	75	16,4	1958	22,75	1484	8,53654	0,563	2,2	90	266	23,93

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP I

Tab. 6.a.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
15.	5,515	20,57	75,05	17,3	1963	22,7	1494	8,53622	0,534	2,198	85	266	22,71
16.	5,128	20,57	74,99	18,62	1964	22,76	1490	8,53648	0,498	2,201	80	266	21,15
17.	4,918	20,57	74,90	19,50	1966	22,85	1483	8,53716	0,477	2,21	76	267	20,26
18.	4,688	20,57	74,92	20,37	1964	22,835	1482	8,53704	0,455	2,218	72	267	19,25
19.	4,511	20,57	74,92	21,25	1972	22,825	1492	8,53704	0,438	2,217	69	267	18,53
20.	4,348	20,57	74,98	21,84	1953	22,768	1476	8,53652	0,422	2,202	67	267	18
21.	4,161	20,57	74,99	22,53	1928	22,712	1454	8,53648	0,404	2,201	65	266	17,16
22.	3,619	20,60	75,7	24	1789	22,05	1359	8,53218	0,352	2,168	57	262	14,95

Tab. 7.a.

Mr.	$10^2 m_B$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg·grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-1}
1.	13,393	20,78	80,75	6,555	1823	16,748	2122	8,50077	1,3056	1,847	248	221	54,91
2.	12,552	20,77	80,55	7,1	1851	16,95	2133	8,50202	1,224	1,829	235	222	52,22
3.	10,101	20,77	80,53	8,95	1878	16,975	2177	8,50223	0,985	1,829	189	222	42,02
4.	9,375	20,76	89,25	10,20	1985	17,25	2315	8,50535	0,913	1,849	174	223	38,70
5.	8,021	20,75	80,06	11,37	1892	17,435	2112	8,50540	0,782	1,85	149	224	33,23
6.	7,317	20,75	79,94	12,22	1855	17,56	2026	8,50580	0,713	1,856	135	225	30,33
7.	6,928	20,75	79,70	12,90	1855	17,800	1932	8,50730	0,675	1,874	127	227	28,74
8.	6,608	20,74	79,60	13,30	1823	17,900	1932	8,50792	0,644	1,882	120	228	27,42
9.	6,316	20,74	79,45	14	1834	18,05	1936	8,50886	0,615	1,891	114	229	26,18
10.	6,073	20,73	79,35	14,7	1851	18,25	1954	8,50948	0,591	1,893	110	229	25,13
11.	5,882	20,73	79,27	15,15	1865	18,225	1940	8,51996	0,572	1,895	106	230	24,40
12.	5,736	20,73	79,285	15,75	1873	18,225	1858	8,51993	0,558	1,895	103	230	23,80
13.	5,576	20,72	79	16,2	1872	18,500	1798	8,51656	0,534	1,9	100	231	23,16
14.	5,405	20,72	79,12	16,25	1820	18,275	1851	8,51153	0,526	1,898	97	230	22,49

Tab. 7.a.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re. 10
15.	5,128	20,72	79,19	17,02	1808	18,31	1826	8,51047	0,499	1,896	93	230	21,2
16.	4,839	20,72	79,16	17,77	1781	18,335	1781	8,51065	0,471	1,897	87	230	20,0
17.	4,58	20,72	79,21	18,675	1772	18,288	1774	8,51035	0,446	1,896	83	230	19,0
18.	4,167	20,73	79,25	19,3	1747	18,25	1742	8,51009	0,425	1,895	79	230	18,2
19.	4,043	20,74	79,44	20,32	1704	18,06	1704	8,50882	0,394	1,892	73	230	16,3
20.	3,798	20,74	79,56	21,57	1665	17,935	1663	8,50818	0,369	1,885	69	229	15,7
21.	3,367	20,74	79,70	21,86	1617	17,8	1610	8,50730	0,347	1,874	65	227	14,7
22.	16,043	20,74	79,5	6	1996	18	2185	8,50854	1,563	1,89	290	230	66,1
23.	14,151	20,75	80	6,3	1939	17,375	2208	8,50543	1,3792	1,85	262	225	59,1
24.	12,195	20,77	80,65	7,3	1849	16,85	2149	8,50502	1,188	1,823	229	221	50,1
25.	9,062	20,83	8,132	9,55	1802	16,075	2201	8,50472	0,883	1,783	174	217	37,7

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP M_a

303

Tab. 7a

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re ₀ 10^{-1}
1.	21,429	20,82	82,1	4,2	1873	15,65	2646	8,49237	2,091	1,78	413	217	89,6
2.	20	20,83	82,50	4,3	1791	15,25	2391	8,48988	1,952	1,77	388	216	83,8
3.	16,759	20,82	81,82	4,895	1707	15,938	2070	8,48793	1,636	1,782	323	217	70,0
4.	14,388	20,79	81,03	5,85	1790	16,75	2192	8,49903	1,403	1,785	276	217	59,8
5.	11,905	20,77	80,55	7,2	1780	17,2	1963	8,50200	1,150	1,827	223	221	49,3
6.	10,029	20,76	80,23	7,95	1820	17,525	1974	8,50409	1,074	1,842	205	224	45,9
7.	10,239	20,75	80,16	8,75	1859	17,595	2026	8,50442	0,998	1,844	190	224	42,
8.	9,433	20,75	79,88	9,45	1850	17,875	1963	8,50549	0,919	1,859	174	225	39,2
9.	8,85	20,74	79,70	10,10	1854	18,05	1940	8,50561	0,862	1,874	162	227	36,
10.	8,392	20,74	79,58	10,75	1871	18,275	1947	8,50804	0,817	1,883	153	228	34,
11.	8,021	20,74	79,45	11,3	1880	18,3	1941	8,51886	0,780	1,891	145	230	33,
12.	6,865	20,68	78,1	14,1	2002	19,65	1916	8,51787	0,668	1,982	118	240	28,4
13.	6,593	20,68	78,05	14,5	1977	19,7	1872	8,51757	0,641	1,986	113	241	27,2
14.	6,237	20,68	78,1	15	1935	19,65	1819	8,51725	0,607	1,982	108	240	25,8

Tab. 7a

NR.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [1/m ² ·grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Fr	
15.	5,929	20,68	78,18	15,65	1919	19,575	1807	8,51675	0,577	1,976	103	239	19,3	
16.	5,639	20,69	78,23	16,25	1896	19,525	1781	8,51645	0,549	1,970	98	239	24,52	
17.	5,405	20,68	78,18	16,95	1895	19,575	1772	8,51675	0,526	1,976	94	239	23,41	
18.	5,102	20,69	78,23	17,75	1874	19,525	1750	8,51645	0,496	1,970	88	239	22,35	
19.	4,754	20,69	78,3	18,6	1830	19,45	1697	8,50600	0,463	1,966	83	239	21,05	
20.	4,478	20,65	77,18	19,75	1826	19,525	1682	8,52297	0,435	2,039	75	246	19,84	
21.	4,213	20,69	78,28	20,85	1818	19,475	1677	8,51612	0,410	1,968	73	239	18,45	
22.	4,093	20,68	78,1	21,50	1820	19,65	1657	8,51725	0,398	1,982	71	240	17,52	
23.	3,922	20,68	77,95	22,3	1807	19,800	1622	8,51755	0,382	1,993	67	241	16,95	
24.	3,745	20,68	77,83	22,95	1778	19,925	1567	8,51893	0,364	2	64	242	16,24	
25.	7,595	20,67	77,77	13,25	2080	20,023	1974	8,51911	0,739	2,002	130	242	15,48	
26.	7,299	20,70	28,45	13,3	2009	19,8	1904	8,51501	0,710	1,954	128	237	31,30	
														30,28

Tab. 8.0.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	24,194	20,94	85,25	3,3	1672	12,5	2947	8,47468	2,366	1,695	491	207	101,56
2.	23,077	20,92	84,65	3,7	1786	13,1	3041	8,47642	2,256	1,708	464	209	97,03
3.	27,143	20,91	84,41	4,47	1602	14,335	2211	8,4791	1,675	1,738	339	222	71,86
4.	13,761	20,83	82,50	5,5	1576	15,75	1864	8,48988	1,343	1,77	267	216	57,61
5.	13,636	20,78	80,85	5,7	1615	16,90	1737	8,50033	1,328	1,813	257	220	50,64
6.	11,905	20,76	80,30	6,9	1705	17,45	1797	8,50356	1,260	1,838	222	223	49,47
7.	10,204	20,73	79,31	7,1	1502	18,4	1371	8,50972	0,994	1,894	184	230	42,43
8.	9,524	20,77	78,94	7,75	1529	18,825	1361	8,51215	0,927	1,9	171	231	39,61
9.	8,876	20,70	78,60	8,50	1562	19,15	1370	8,51414	0,864	1,94	156	236	36,94
10.	7,614	20,71	78,77	10,49	1654	19,407	1462	8,51297	0,741	1,923	145	234	31,69
11.	7,5	20,70	77,68	10,55	1638	20,075	1370	8,51986	0,730	2,01	128	243	31,02
12.	6,944	20,66	77,3	11,2	1678	20,45	1381	8,51222	0,676	2,032	117	246	28,77
13.	6,383	20,64	76,85	11,9	1568	20,900	1210	8,52501	0,621	2,065	106	250	26,43
14.	6,11	20,64	76,8	12,7	1602	20,95	1245	8,52533	0,594	2,07	101	250	25,22

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP N

Tab. 8.a.

No.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
2.	5,837	20,63	76,7	13,2	1590	21,05	1222	8,52596	0,567	2,08	96	252	24,14
3.	5,639	20,63	76,7	13,6	1582	21,05	1213	8,52596	0,548	2,08	93	252	23,34
4.	5,376	20,63	76,6	14,2	1575	21,15	1197	8,52658	0,522	2,09	88	253	22,21
5.	5,190	20,63	76,5	14,6	1563	21,25	1175	8,52720	0,504	2,1	84	254	21,43
6.	4,975	20,62	76,55	15,	1549	21,4	1148	8,52812	0,483	2,115	80	256	20,55
7.	4,762	20,61	75,95	15,6	1531	21,55	1167	8,53061	0,463	2,153	76	261	19,73
8.	4,651	20,61	76,2	16,2	1552	21,55	1139	8,52907	0,452	2,13	75	258	19,24
9.	4,505	20,61	76,15	16,7	1551	21,600	1134	8,52937	0,438	2,135	72	258	18,60
10.	4,348	20,61	76	17,1	1532	21,7	1107	8,53031	0,422	2,15	69	260	17,94
11.	4,213	20,61	76,05	17,5	1520	21,7	1094	8,53000	0,409	2,145	67	259	17,36
12.	4,038	20,61	76,03	18,05	1502	21,725	1073	8,53013	0,392	2,147	64	260	16,69
13.	3,45	20,61	76,1	19,4	1419	21,65	993	8,52969	0,345	2,14	57	259	14,68
14.	3,947	20,60	75,8	18,6	1512	21,95	1067	8,53155	0,383	2,162	62	262	16,31
15.	3,289	20,61	76,18	20,35	1379	21,575	957	8,52919	0,3196	2,132	53	258	13,59

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP J

Tab. 9.a.

Nr.	$10^2 m_g$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m.grd]	$10^2 \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	17,544	20,70	78,60	4,7	1707	19,3	1888	8,51515	1,708	1,94	309	236	72,92
2.	15,152	20,70	78,52	5,35	1678	19,475	1834	8,51476	1,475	1,95	266	237	63
3.	12,5	20,60	78,09	6,20	1596	19,91	1662	8,51725	1,216	1,982	216	240	51,84
4.	10,49	20,66	77,5	7,4	1604	20,50	1608	8,52098	1,020	2,02	177	244	43,31
5.	9,26	20,65	76,91	8,27	1581	21,085	1518	8,53471	0,899	2,06	153	249	38,19
6.	3,82	20,64	76,70	17,70	1395	20,300	1351	8,53596	0,371	2,08	62,69	256	15,79
7.	10,135	20,59	75,5	8,2	1711	18,22	1595	8,53242	0,984	2,18	158	264	41,76
8.	9,375	20,58	75,35	8,7	1678	21,95	1558	8,53435	0,910	2,186	146	265	38,77
9.	8	20,60	75,7	10,1	1664	22	1536	8,53218	0,777	2,168	126	262	33
10.	7,335	20,57	74,96	10,8	1629	22,55	1444	8,53653	0,712	2,205	113	266	30,19
11.	7,026	20,55	74,43	11,55	1661	22,825	1458	8,54027	0,682	2,257	106	272	28,89
12.	6,912	20,545	74,25	11,9	1690	22,85	1490	8,54120	0,671	2,275	104	273	28,30
13.	6,696	20,53	73,70	12,1	1651	23,3	1407	8,54462	0,649	2,33	98,90	281	27,51
14.	6,383	20,56	74,83	12,45	1634	22,675	1439	8,53778	0,620	2,219	98,21	268	26,32

Tab. 9.a.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grad]	$10^{-2} q$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
15.	6,224	20,56	74,23	12,85	1644	22,675	1451	8,53769	0,604	2,217	95,76	268	25,66
16.	6	20,56	74,82	13,15	1622	22,675	1425	8,53772	0,582	2,218	92,23	268	24,72
17.	5,882	20,56	74,29	13,42	1623	22,71	1423	8,53775	0,571	2,221	90,36	268	24,22
18.	5,703	20,56	74,77	13,75	1612	22,725	1409	8,53793	0,553	2,223	87,44	268	23,43
19.	5,455	20,56	74,77	14,35	1609	22,725	1407	8,53793	0,529	2,223	84,64	268	22,42
20.	5,199	20,57	74,91	14,97	1601	22,585	1408	8,53716	0,505	2,21	80,32	267	21,44
21.	5,042	20,56	74,89	15,42	1598	22,61	1402	8,53719	0,489	2,21	77,72	267	20,77
22.	4,71	20,57	74,95	16,3	1579	22,55	1385	8,53685	0,457	2,205	72,85	267	19,45
23.	4,478	20,57	75	17	1566	22,5	1373	8,53654	0,435	2,2	69,50	266	18,49

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP P

Tab.10.a.

Nr-	$10^2 m_g$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grad]	$10^{-2} q$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^{5.7}$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	24,390	20,80	81,5	3	1522	18	812	8,49610	2,379	1,8	465	219	101,83
2.	20,906	20,75	80,1	3,5	1518	17,9	815	8,50481	2,037	1,846	388	224	86,88
3.	19,481	20,74	79,55	3,7	1495	17,95	795	8,50823	1,898	1,886	354	229	81
4.	18,293	20,72	79	4,1	1554	18,5	805	8,51165	1,781	1,9	329	231	76,10
5.	15,386	20,68	77,98	4,45	14,15	19,5	661	8,51799	1,497	1,991	264	241	63,69
6.	14,286	20,65	77,30	4,90	1445	20,7	628	8,52222	1,389	2,032	240	246	59,1
7.	12,346	20,63	76,54	5,23	1332	21,45	541	8,52696	1,2	2,096	201	253	50,91
8.	11,152	20,59	75,613	5,675	1303	22,38	498	8,53273	1,083	2,173	175	263	46,07
9.	10,638	20,60	75,78	5,95	1304	22,25	504	8,53167	1,033	2,163	168	262	43,98
10.	10,067	20,58	75,38	5,95	1233	22,62	460	8,53416	0,978	2,183	157	264	41,57
11.	9,259	20,57	75,09	6,317	1203	22,91	439	8,53597	0,899	2,196	144	266	38,28
12.	8,746	20,57	74,9	7	1259	23,1	460	8,53716	0,849	2,21	135	267	36,05
13.	8,876	20,52	73,47	6,93	1262	24,035	439	8,54606	0,861	2,253	134	272	36,54
14.	8,523	20,51	73,3	7,3	1276	24,25	440	8,54711	0,826	2,37	123	286	35,04
15.	8,108	20,51	73,4	7,7	1280	24,25	444	8,54640	0,786	2,36	117	285	33,36
	7,538	20,50	73,23	8,25	1275	24,275	440	8,54755	0,731	2,377	108	287	31,02

Tab. 10. a.

Nr.	$10^2 m_g$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \nu$ [m ² /s]	Re	Pr.	Re.Pr 10^{-3}
17.	7,042	20,51	73,3	8,8	1271	24,200	439	8,54711	0,683	2,37	101	286	28,97
18.	6,316	20,50	73,05	9,7	1256	24,450	428	8,54866	0,612	2,395	90	289	25,96
19.	6,061	20,50	72,9	10,2	1267	24,600	429	8,54959	0,588	2,406	85	290	24,91
20.	5,747	20,50	72,94	10,72	1263	24,96	428	8,54935	0,557	2,403	81	290	23,63
21.	5,435	20,50	72,92	11,37	1267	24,585	429	8,54947	0,527	2,405	77	290	22,34
22.	5,226	20,49	72,85	12	1285	24,65	436	8,54990	0,507	2,409	74	290	21,45
23.	5,017	20,49	72,805	12,55	1290	24,695	437	8,55004	0,486	2,410	71	291	20,63
24.	4,839	20,48	72,9	13	1288	24,6	438	8,55208	0,469	2,43	68	293	19,88
25.	4,688	20,49	72,75	13,9	1335	24,75	454	8,55052	0,454	2,415	66	291	19,23
26.	4,594	20,48	72,68	14,05	1322	24,825	447	8,55095	0,445	2,419	65	291	18,82
27.	4,418	20,48	72,70	14,50	1312	24,8	443	8,55083	0,428	2,418	62	291	18,10
28.	4,267	20,49	72,75	14,9	1303	24,75	441	8,55052	0,414	2,415	60	291	17,53
29.	3,958	20,50	73,04	15,85	1286	24,475	440	8,54879	0,384	2,397	56	288	16,22
30.	3,650	20,50	73,1	16,4	1227	24,4	417	8,54835	0,354	2,39	52	288	14,99
31.	3,352	20,50	73,18	17,25	1185	24,325	401	8,54785	0,325	2,382	48	287	13,76

Tab. 11.0.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} o_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	20,27	20,48	72,6	4,7	1951,11	25,4	1272	8,55208	1,878	2,43	430	292,91	125,951
2.	17,24	20,54	74,11	4,71	1667,86	23,89	1111	8,54245	1,598	2,3	386	277,8	107,23
3.	16,67	20,57	75,16	4,74	1625,36	22,84	1141	8,53605	1,547	2,2	390	266	103,74
4.	13,95	20,57	75,02	5,45	1563,88	22,87	1079	8,53653	1,295	2,2	327	266	86,98
5.	12,82	20,56	74,75	6,1	1607,83	23,25	1097	8,53890	1,189	2,23	296	269	79,62
6.	19,48	20,54	74,35	4,2	1680,5	23,65	1139	8,54175	1,807	2,28	440	275,7	121,22
7.	12,20	20,58	75,25	6,2	1556,67	22,75	1081	8,53403	1,132	2,19	287	264,5	75,91
8.	10,91	20,56	74,68	6,95	1559	23,325	1046	8,53914	1,012	2,23	252	270,8	68,24
9.	10,42	20,54	74,2	7,4	1583,80	23,8	1040	8,54215	0,966	2,29	235	275,6	64,76
10.	9,93	20,54	73,8	8	1631,70	24,2	1059	8,54496	0,921	2,31	222	280	62,16
11.	9,50	20,52	73,57	8,4	1689,21	24,435	1096	8,54583	0,908	2,355	214	283	60,56
12.	9,20	20,52	73,5	8,8	1661,29	24,5	1067	8,54586	0,853	2,35	202	283,6	57,29
13.	8,90	20,51	73,18	9,15	1670,23	24,825	1055	8,54837	0,825	2,38	193	288,3	55,64
14.	8,50	20,50	73,1	9,73	1695,45	24,935	1701	8,54867	0,788	2,395	182	289	52,89

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re. 10^{-5}
15.	8,11	20,51	73,25	10,15	1688,31	24,875	1068	8,54740	0,752	2,375	176	286,6	50,
16.	7,77	20,51	73,2	10,8	1721,12	24,8	1102	8,54837	0,720	2,39	167	286	47,
17.	7,48	20,50	73,15	11,3	1732,74	24,85	11097	8,54852	0,693	2,393	161	288,6	46,
18.	7,06	20,51	73,17	11,47	1660,86	24,835	1047	8,54848	0,654	2,394	152	287	43,
19.	6,76	20,51	73,18	12,15	1733	24,825	1111	8,54848	0,626	2,395	145	287	41,
20.	6,49	20,50	73,05	12,60	1676,37	24,95	1053	8,54882	0,601	2,4	139	289,5	40,
21.	6,26	20,5	72,97	13,03	1672,14	25,035	1045	8,54897	0,580	2,4	134	289,8	38,
22.	6,08	20,5	72,88	13,25	1651,48	25,125	1021	8,55090	0,563	2,416	130	290,5	37,
23.	5,83	20,49	72,80	13,76	1643,72	25,21	1011	8,54957	0,540	2,421	124	291	36,
24.	5,68	20,49	72,68	14,30	1664,28	25,3	1023	8,547980	0,526	2,424	121	291,3	35,
25.	5,66	20,39	70,07	15,55	1795	27,925	991	8,56710	0,523	2,64	110	323	35,
26.	5,545	20,41	70,6	15,70	1777	27,400	1003	8,56390	0,513	2,59	113	312	35,
27.	5,495	20,42	70,8	15,90	1784	27,2	1018	8,56265	0,508	2,57	110	309	33,
28.	5,128	20,43	71,1	16	1676	26,9	949	8,56079	0,474	2,54	104	306	31,

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP F

Tab. 11.0.

r.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
9.	5,085	20,44	71,3	16,2	1684	26,7	965	8,55955	0,471	2,52	104	303	31,51
10.	4,847	20,45	71,55	16,55	1640	26,475	942	8,55706	0,449	2,495	100	300	30
11.	4,651	20,46	71,8	17	1618	26,200	938	8,55644	0,431	2,47	97	298	28,01
12.	3,851	20,48	72,55	18,7	1474	25,45	859	8,55177	0,357	2,427	82	292	23,54
13.	19,867	20,365	69,3	5	20,23	28,7	1126	8,57199	1,836	2,795	365	336	122,5
14.	19,867	20,45	73,5	4,5	1828	26,550	1090	8,5586	1,839	2,505	407	301	122,5
15.	15,464	20,51	73,25	5,5	1744	24,75	1126	8,54743	1,809	2,375	423	286	120,57
16.	14,286	20,54	73,7	5,7	1673	24,325	1088	8,54462	1,424	2,338	316	281	88,73
17.	12,195	20,54	74	6,4	1603	24	1045	8,54276	1,131	2,3	273	278	75,83
18.	11,538	20,54	73,9	6,8	1611	24,1	1046	8,54338	1,070	2,31	257	279	71,7
19.	10,83	20,54	73,75	7,3	1624	24,25	1049	8,54430	1,004	2,335	239	281	67,15
20.	10,345	20,52	73,45	7,3	1550	24,55	967	8,5586	0,958	2,355	226	285	64,41
21.	9,836	20,53	73,68	7,83	1581	24,315	1007	8,54462	0,912	2,33	218	281	61,25
22.	9,554	20,52	73,55	8,3	1625	24,45	1038	8,54554	0,886	2,355	209	212	58,94

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP F

Tab. 11.a.

$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m ² /s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
9,317	20,52	73,5	8,6	1644	24,5	1052	8,54586	0,864	2,35	204	283,6	57,86
8,955	20,52	73,9	9	1654	24,5	1061	8,54586	0,830	2,345	197	283	55,75
8,696	20,52	73,55	9,3	1660	24,45	1069	8,54554	0,806	2,355	190	281	53,39
8,38	20,52	73,4	9,6	1651	24,600	1052	8,54648	0,777	2,36	183	285	52,16
8,086	20,52	73,4	10	1659	24,600	1059	8,54648	0,750	2,36	177	285	50,45
7,772	20,52	73,35	10,5	1674	24,65	1069	8,54680	0,720	2,365	169	285	48,17
6,865	20,52	73,43	11,5	1620	24,570	1026	8,54648	0,636	2,36	150	285	42,75
5,94	20,53	73,7	13,2	1609	24,300	1032	8,54462	0,551	2,33	131	281	36,81

Tab. 12.a.

Nr.	$10^2 m_g$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	21,27	20,50	73,07	3,85	1679	22,925	1507	8,54897	1,922	2,39	746	288	214,92
2.	18,63	20,55	73,28	4,05	1548	22,725	1371	8,54811	1,683	2,37	659	285	187,81
3.	15,87	20,50	73,15	4,60	1496,5	22,8	1307	8,54797	1,434	2,38	559	288	161,03
4.	14,423	20,49	72,75	5,05	1492	23,225	1271	8,55058	1,303	2,412	501	290	145,38
5.	13,636	20,44	71,35	5,5	1553	24,65	1219	8,5593	1,231	2,515	454	303	137,62
6.	12,5	20,44	71,25	5,8	1482	24,75	1161	8,56291	1,127	2,525	414	304	125,91
7.	11,67	20,43	70,98	6,25	1490	25,025	1153	8,56141	1,053	2,55	383	306	117,25
8.	11,07	20,42	70,68	6,65	1503	25,325	1149	8,56320	0,998	2,58	359	310	111,28
9.	10,64	20,41	70,5	7	1520	25,500	1155	8,56452	0,9597	2,6	343	313	107,81
10.	10,34	20,41	70,4	7,1	1498	25,600	1128	8,56514	0,9596	2,61	341	315	107,47
11.	10,067	20,39	70,05	7,225	1483	25,888	1098	8,56763	0,917	2,645	322	323	103,916
12.	968	20,39	70,12	7,55	1490	25,875	1105	8,56825	0,873	2,64	307	322	98,81
13.	9,38	20,39	70,17	7,95	1498	25,825	1116	8,56819	0,847	2,63	299	320	89,55
14.	8,93	20,40	70,25	8,3	1512	25,753	1133	8,56600	0,805	2,625	285	318	90,496
15.	8,497	20,39	70,1	8,8	1524	25,900	1136	8,56700	0,766	2,64	269	322	86,70

Tab. 12.a.

Nr.	$10^2 m_B$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg·grad]	t_m [°C]	Δt_m [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m·grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Fr ^{1/3} 10^{-1}
16.	8,06	20,39	69,95	9,1	1495	26,05	1101	8,56733	0,727	2,7	250	325	81,21
17.	7,77	20,38	69,70	9,55	1512	26,275	1104	856730	0,700	2,745	237	330	78,09
18.	7,41	20,38	69,7	10	1510	26,300	1101	8,5693	0,668	2,745	226	330	74,52
19.	7,14	20,37	69,58	10,55	1534	26,425	1116	8,57174	0,644	2,76	218	332	71,88
20.	6,79	20,365	69,37	11,15	1542	26,625	1113	8,57140	0,612	2,785	204	335	68,31
21.	6,59	20,365	69,28	11,45	1537	26,725	1093	8,57260	0,594	2,795	197	336	65,87
22.	6,48	20,36	69,06	11,87	15,66	26,935	1115	8,57385	0,584	2,815	193	338	65,07
23.	6,26	20,36	68,99	12,07	1538	27,005	1088	8,57385	0,564	2,825	186	339	63,03
24.	6,15	20,36	69,05	12,61	1579	27,045	1124	8,57385	0,542	2,820	179	338	30,28
25.	5,94	20,36	68,95	12,77	1544	27,065	1086	8,57435	0,535	2,835	175	339	59,27
26.	5,535	20,35	68,815	13,065	1473	27,183	1023	8,57495	0,499	2,845	163	342	59,67
27.	5,444	20,35	68,65	13,3	1473	27,35	1016	8,57620	0,490	2,86	159	343	54,63
28.	5,21	20,32	67,94	13,75	1456	27,46	996	858	0,469	2,95	148	344	50,75
29.	4,88	20,35	68,69	14,12	1402	27,31	957	8,57620	0,440	2,855	143	343	49,04

PEAVA ARIPATA INTERIOR TIP H

Tab. 13.a.

Nr.	$10^2 m_g$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	22,22	20,39	69,8	2,8	1269	27,7	736	8,57887	2	2,73	572	328	187,61
2.	19,61	20,37	69,6	3,2	1278	27,9	736	8,57013	1,767	2,76	500	332	166
3.	16,22	20,37	69,45	3,9	12,89	28,05	739	8,57075	1,462	2,78	411	334	137
4.	13,64	20,36	69,02	4,75	1319	28,375	749	8,57386	1,229	2,825	340	339	115
5.	13,45	20,34	68,65	4,90	1340	28,84	749	8,57573	1,211	2,86	331	344	114
6.	12,5	20,34	68,35	5,4	1372	29,15	760	8,57759	1,125	2,9	303	347	105
7.	11,90	20,32	68,07	5,75	1390	29,425	763	8,58946	1,070	2,96	282	354	99,83
8.	11,63	20,31	67,80	5,90	1393,6	29,7	758	8,58133	1,047	2,97	275	356	97,9
9.	11,32	20,30	67,60	6,1	1401,7	29,9	757	8,58258	1,019	2,99	266	359	95,49
10.	10,79	20,30	67,50	6,5	1424	30	768	8,58320	0,971	3	253	360	91,08
11.	10,49	20,29	67,35	6,7	1426	30,15	765	8,58382	0,944	3,01	245	363	88,94
12.	10,07	20,29	67,35	7	1430	30,15	767	8,58382	0,906	3,01	235	363	85,31
13.	9,493	20,29	67,33	7,33	1412	30,165	755	8,5844	0,854	3,04	219	364	79,72
14.	9,146	20,29	67,23	7,65	1419	30,225	758	8,58507	0,823	3,06	210	367	77,07

Tab. 13.0.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr. 10^{-3}
15.	8,645	20,29	67,3	8,2	1438	30,200	771	8,5844	0,778	3,04	200	364	72,8
16.	8,064	20,29	67,23	8,65	1415	30,275	754	8,58507	0,725	3,06	185	367	67,89
17.	7,936	20,28	67,15	8,9	1432	30,35	762	8,58529	0,714	3,07	182	368	66,95
18.	7,389	20,28	67	9,7	1453	30,500	771	8,58631	0,665	3,1	168	372	65,56
19.	7,092	20,27	66,6	10,15	1459	30,575	773	8,5888	0,638	3,14	159	376	59,73
20.	6,912	20,28	66,89	10,53	1476	30,615	782	8,58693	0,622	3,11	156	373	58,13
21.	6,818	20,28	66,86	10,79	1491	30,645	790	8,58693	0,613	3,11	154	373	57,44
22.	6,623	20,28	66,92	11,06	1485	30,58	789	8,58693	0,596	3,11	150	373	55,93
23.	6,397	20,28	66,92	11,13	1444	30,565	764	8,58693	0,575	3,11	144	373	53,71
24.	6,197	20,28	66,95	11,3	1430	30,55	749	8,58660	0,557	3,1	140	372	52,08
25.	5,964	20,28	67,02	11,75	1421	30,300	757	8,58631	0,536	3,1	135	372	50,22
26.	5,714	20,28	66,95	11,9	1379	30,55	724	8,58660	0,514	3,1	129	372	47,93
27.	5,484	20,28	66,92	12,45	1385	30,57	727	8,58693	0,493	3,11	124	373	46,25

Tab. 14.a.

Ur.	$10^2 m_g$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [1/m ² .grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	20,98	20,66	77,65	4	1734	19,85	1749	8,52005	1,945	2,011	752	243	182,72
2.	17,65	20,66	77,48	4,4	1604	20,02	1550	8,52098	1,536	2,021	629	244	153,56
3.	14,63	20,655	77,3	5,2	1571	20,25	1482	8,52222	1,356	2,032	519	246	127,63
4.	17,143	20,64	76,8	4,6	1627	20,70	1509	8,35333	1,587	2,07	596	250	149
5.	16,667	20,64	76,7	4,8	1651	20,800	1530	8,53596	1,543	2,08	576	252	145,34
6.	16,216	20,63	76,52	4,95	1656	20,975	1518	8,53658	1,501	2,1	556	254	141,49
7.	15,306	20,63	76,4	5,2	1642	21,1	1488	8,53782	1,417	2,11	522	255	133,14
8.	14,286	20,62	76,3	5,5	1645	21,15	1487	8,53844	1,322	2,12	485	256	124,11
9.	13,760	20,62	76,23	5,8	1645	21,27	1476	8,53528	1,274	2,127	466	257	119,67
10.	12,552	20,61	76	6,2	1604	21,5	1404	8,53031	1,163	2,15	421	260	109,34
11.	11,538	20,605	75,85	6,7	1592	21,65	1376	8,53186	1,069	2,159	385	261	100,47
12.	11,236	20,59	75,4	7	1619	22,1	1369	8,53404	1,040	2,184	370	264	97,74
13.	10,135	20,57	75,15	7,65	1595	22,375	1318	8,53591	0,938	2,196	332	265	88,34
14.	9,74	20,57	74,9	8,1	1622	22,600	1331	8,53716	0,902	2,2	3,17	267	84,72

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP I

Tab. 14. a.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
15.	9,404	20,565	74,8	8,4	1624	22,7	1325	8,53778	0,870	2,22	305	268	81,66
16.	8,982	20,56	74,75	8,9	1643	22,75	1342	8,53933	0,831	2,225	290	269	78,11
17.	8,645	20,555	74,56	9,2	1635	22,85	1325	8,53871	0,800	2,235	278	270	75,133
18.	8,242	20,555	74,68	9,73	1648	22,815	1343	8,53840	0,763	2,23	266	270	71,82
19.	7,895	20,55	74,52	10,35	1679	22,975	1364	8,53964	0,731	2,25	253	272	68,70
20.	7,481	20,55	74,5	10,8	1660	23	1341	8,53964	0,692	2,25	239	272	65,04
21.	7,229	20,55	74,42	11,25	1671	23,075	1347	8,54027	0,669	2,26	230	273	62,83
22.	6,803	20,545	74,31	11,93	1667	23,185	1334	8,54089	0,629	2,27	215	274	59,03
23.	6,466	20,545	74,2	12,6	1673	23,3	1332	8,54151	0,598	2,28	204	276	56,26
24.	6,036	20,54	69,65	15,3	1897	28,35	1209	8,57981	0,556	2,75	157	330	51,87
25.	5,848	20,41	70,5	15,3	1826	27,55	1194	8,56452	0,540	2,6	161	313	50,54
26.	5,725	20,43	71,06	15,47	1809	26,935	1216	8,5691	0,528	2,54	162	306	49,45
27.	5,618	20,45	71,45	15,6	1792	26,55	1224	8,55860	0,519	2,505	161	301	48,48
28.	5,455	20,455	71,88	15,94	1779	26,125	1239	8,55581	0,504	2,46	159	296	47,05

TEAVA AR PATA INTERIOR TIP I

Tab. 14.a.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^3 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
29.	5,263	20,46	71,96	15,97	1719	26,035	1188	8,55519	0,486	2,45	154	295	45,50
30.	5,217	20,43	71,05	16,3	1737	25,95	1210	8,56141	0,482	2,545	147	306	45,06
31.	5,076	20,47	72,27	16,67	1732	25,785	1216	8,55333	0,469	2,438	68	294	19,99
32.	4,959	20,46	72,1	16,8	1704	25,8	1188	8,55457	0,458	2,446	66	295	19,47
33.	4,87	20,47	72,25	17	1695	25,75	1183	8,55365	0,450	2,44	65	294	19,11
34.	4,87	20,46	72,18	16,96	1690	25,82	1174	8,55395	0,450	2,442	65	294	19,11
35.	4,651	20,49	72,77	18,05	1720	25,575	1218	8,55052	0,430	2,415	64	290	18,27
36.	4,732	20,47	72,39	17,22	1668	25,61	1166	8,55270	0,437	2,435	63	293	18,45
37.	4,559	20,845	72,63	17,45	1630	25,375	1144	8,55146	0,421	2,424	61	292	18,81
38.	5,587	20,46	72,12	15,57	1780	25,885	1255	8,55457	0,516	2,446	74	295	21,83

TEAVA ARIPATA INTERIOR TIP R

Tab. 15.a.

No.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [1/kg, grad]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² ·grad ³]	$10^{-2} q$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	14,85	20,59	75,4	4,8	1468	22,6	1044	8,53404	1,401	2,184	595	264	156,513
2.	20,548	20,66	77,4	3,8	1613	20,60	1320	8,52160	1,942	2,026	886	245	217,037
3.	18,519	20,67	77,8	4	1531	20,2	1266	8,51911	1,751	2,002	808	242	195,612
4.	17,544	20,66	77,58	4,15	1504	20,425	1221	8,52048	1,658	2,014	761	243	184,88
5.	16,90	20,66	77,39	4,22	1474	20,61	1177	8,52166	1,597	2,026	728	245	178,48
6.	16,67	20,65	77,05	4,3	1480	20,95	1159	8,52379	1,575	2,047	711	248	176,349
7.	16,129	20,63	76,5	4,4	1464	21,5	1107	8,52720	1,523	2,1	670	254	170,245
8.	13,96	20,61	75,9	4,9	1409	22,1	1021	8,53093	1,317	2,156	565	261	147,346
9.	13,216	20,57	75,1	5,1	1386	22,9	959	8,53591	1,247	2,196	535	266	139,597
10.	12,245	20,55	74,65	5,5	1384	23,35	935	8,5372	1,155	2,235	478	271	129,43
11.	11,472	20,54	74,1	5,8	1367	23,9	896	8,54213	1,081	2,29	436	277	120,85
12.	10,79	20,52	73,35	6	1308	24,65	820	8,54680	1,017	2,365	397	285	113,265
13.	10,135	20,49	72,75	6,4	1329	25,25	812	8,55054	0,955	2,415	365	291	106,35
14.	9,554	20,46	72,20	6,7	1310	25,80	779	8,55395	0,898	2,442	340	294	99,917

Tab. 15. a.

Ur.	$10^2 m_g$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m ² .grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
15.	9,009	20,46	71,98	7,05	1310	26,025	771	8,55521	0,848	2,45	320	295	94,365
16.	8,427	20,44	71,30	7,4	1292	26,70	736	8,55955	0,793	2,52	291	303	88,12
17.	8,108	20,43	70,8	8	1325	27,2	742	8,56713	0,762	2,57	274	309	84,672
18.	7,444	20,39	70,2	8,6	1305	27,8	711	8,56629	0,700	2,63	246	320	78,714
19.	6,977	20,39	69,9	9,4	1337	28,1	722	8,57825	0,655	2,715	223	326	72,686
20.	6,383	20,37	69,4	10,13	1317	28,665	693	8,57137	0,600	2,785	199	334	66,502
21.	6,52	20,37	69,5	9,6	1275	28,5	673	8,57075	0,612	2,775	204	333	67,872
22.	6,316	20,32	67,93	10,55	1353	30,075	677	8,58053	0,593	2,96	185	355	65,728
23.	6,237	20,29	67,35	11,4	1443	30,065	729	8,58412	0,585	3,02	179	363	64,985
24.	5,865	20,28	67	12	1427	31	694	8,58630	0,55	3,1	164	372	60,996
25.	5,747	20,28	66,98	12,05	1404	31,025	681	8,58643	0,539	3,1	161	372	59,892
26.	5,405	20,29	67,28	12,45	1365	30,725	667	8,58456	0,507	3,04	154	364	56,05
27.	5,059	20,28	67,12	13,075	1341	30,588	657	8,58581	0,474	3,08	142	367	52,114

Tab. 16.0.

Nr.	$10^2 m_s$ [kg/s]	$10^{-2} c_u$ [J/kg.grd]	t_m [°C]	Δt_u [°C]	q [W]	Δt [°C]	α [W/m.grd]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \lambda$ [m ² /s]	Re	Pr	Re.Pr 10^{-3}
1.	23,437	20,08	61,25	2,5	1176	36,75	765	8,62300	2,047	4,05	657	483	317,4
2.	14,286	20,10	61,9	4	1148	36,1	760	8,62805	1,247	3,92	414	468	193,5
3.	12,876	20,10	62,1	4,3	1113	35,9	740	8,61680	1,126	3,88	380	462	174,3
4.	12,195	20,11	62,25	4,53	1111	35,74	741	8,61587	1,066	3,85	360	459	165,2
5.	11,905	20,12	62,5	5,05	1209	35,5	818	8,61432	1,041	3,8	360	453	161,3
6.	9,317	20,125	62,75	5,5	1031	35,25	695	8,61276	0,815	3,765	280	449	126,4
7.	8,798	20,13	62,88	5,85	1036	35,12	701	8,61189	0,770	3,744	270	447	119,5
8.	8,108	20,13	63,21	6,07	991	34,79	675	8,61120	0,709	3,73	250	441	110,250
9.	7,653	20,13	63,1	6,2	955	34,90	647	8,61588	0,669	3,714	230	443	103,1,7
10.	7,026	20,14	63,2	6,45	913	34,8	619	8,61997	0,614	3,698	220	441	97,0
11.	6,787	20,14	63,3	6,575	899	34,7	611	8,61934	0,593	3,682	210	439	92,2
12.	6,383	20,15	63,4	6,887	875	34,6	595	8,61872	0,558	3,666	198	438	86,7
13.	5	20,165	63,83	7,65	771	34,17	524	8,60623	0,438	3,568	160	426	66,3
14.	5,94	20,15	63,45	7,	838	34,5	570	8,61839	0,519	3,658	180	436	80

TEAVA LISA

Tab. 16. a.

Nr.	\dot{m}_s [kg/s]	$\dot{m}_s \cdot 10^{-2}$	c_u	t_m [°C]	Δt_{tu} [°C]	q [W]	Δt_m [°C]	α [W/m·grad]	$10^{-2} \rho$ [kg/m ³]	w [m/s]	$10^5 \gamma$ [m ² /s]	Re	Pr	Re·Pr 10^{-3}
15.	6,63	20,13	-	63,1	6,40	854	34,90	575	8,61588	0,580	3,714	200	443	89,9
16.	7,557	20,13	-	63,15	6,3	958	34,85	650	8,61900	0,661	3,706	230	441	102,3
17.	8,427	20,13	-	63	6,05	1026	35	696	8,61120	0,737	3,73	260	445	114,3
18.	8,824	20,125	-	62,83	5,75	1021	35,175	689	8,61239	0,772	3,754	267	448	119,7
19.	10	20,12	-	62,63	5,25	1056	35,37	710	8,62360	0,874	3,782	300	452	135,3
20.	10,83	20,12	-	62,41	4,82	1050	35,59	701	8,62494	0,946	3,82	320	456	146,3
21.	15,706	20,10	-	61,95	3,7	1168	36,05	775	8,62774	1,371	3,90	460	466	312,4
22.	18,75	20,095	-	61,65	3,1	1168	36,35	768	8,62960	1,637	3,97	540	474	254,1
23.	20,689	20,095	-	61,68	2,85	1185	36,32	781	8,62936	1,806	3,96	590	473	280,4
24.	23,077	20,075	-	61,2	2,45	1135	36,8	735	8,62241	2,016	4,06	645	484	312,4

Densitatea, viscozitatea cinematică și criteriul Pr
ale uleiului, în funcție de temperatură

Tabelul 17

$t [^{\circ}C]$	$\rho [\frac{kg}{m^3}]$	$10^5 \nu [\frac{m^2}{s}]$	Pr	$t [^{\circ}C]$	$\rho [\frac{kg}{m^3}]$	$10^5 \nu [\frac{m^2}{s}]$	Pr
60,0	862,988	4,25	506,0	63,0	861,120	3,730	449
1	926	4,24	505,0	1	058	3,714	443
2	864	4,23	504,0	2	860,997	3,698	441
3	802	4,22	502,0	3	934	3,682	439
4	740	4,21	501,0	4	872	3,670	438
5	678	4,20	500,0	5	809	3,650	436
6	612	4,18	498,0	6	748	3,625	433
7	550	4,16	495,0	7	686	3,600	430
8	488	4,14	493,0	8	623	3,575	427
9	466	4,12	490,0	9	561	3,550	424
61,0	862,365	4,10	488,0	64,0	860,498	3,525	421
1	303	4,08	486,0	1	437	3,505	419
2	241	4,06	484,0	2	375	3,485	416
3	178	4,04	482,0	3	312	3,465	414
4	116	4,02	480,0	4	250	3,445	412
5	054	4,00	477,0	5	188	3,425	409
6	861,992	3,98	475,5	6	126	3,420	409
7	930	3,96	473,0	7	054	3,415	408
8	867	3,94	470,5	8	859,992	3,410	408
9	805	3,92	468,0	9	930	3,405	407
62,0	861,743	3,90	464,5	65,0	859,868	3,400	407
1	680	3,88	462,0	1	806	3,380	404
2	619	3,86	460,0	2	744	3,360	402
3	556	3,84	450,0	3	682	3,340	400
4	494	3,82	456,0	4	620	3,320	397
5	432	3,80	453,3	5	558	3,300	395
6	370	3,786	452,0	6	496	3,290,	394
7	308	3,776	450,0	7	432	3,280	393
8	245	3,758	448,0	8	370	3,270	391
9	183	3,744	447,0	9	308	3,260	390

Tabelul 17 (continuare)

t [$^{\circ}\text{C}$]	ρ [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]	$10^5 \nu$ [$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$]	P_r	t [$^{\circ}\text{C}$]	ρ [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]	$10^5 \nu$ [$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$]	P_r
66,0	859,242	3,250	373,0	69,0	857,364	2,825	339
1	180	3,230	374,0	1	302	2,815	338
2	118	3,210	375,0	2	240	2,805	337
3	052	3,190	376,0	3	178	2,795	336
4	858,990	3,170	377,5	4	116	2,785	335
5	928	3,150	380,0	5	044	2,775	333
6	866	3,140	382,0	6	856,982	2,760	332
7	804	3,130	384,5	7	920	2,745	330
8	742	3,120	387,0	8	858	2,730	328
9	680	3,110	389,0	9	796	2,715	326
67,0	858,618	3,100	372,0	70,0	856,734	2,700	325
1	556	3,080	369,0	1	672	2,640	322
2	494	3,060	367,0	2	610	2,630	320
3	430	3,040	364,0	3	548	2,620	318
4	368	3,020	362,0	4	486	2,610	315
5	306	3,000	360,0	5	422	2,600	313
6	244	2,990	358,6	6	360	2,590	312
7	182	2,980	357,0	7	298	2,580	310
8	120	2,970	356,0	8	236	2,570	309
9	048	2,960	355,0	9	174	2,560	308
68,0	857,986	2,950	341,0	71,0	856,112	2,550	307
1	924	2,935	342,0	1	050	2,540	306
2	862	2,920	343,0	2	855,988	2,530	305
3	850	2,905	344,0	3	926	2,520	303
4	738	2,890	345,0	4	864	2,510	302
5	676	2,875	347,0	5	802	2,500	301
6	614	2,865	349,0	6	740	2,490	300
7	552	2,855	350,0	7	678	2,480	299
8	490	2,845	352,0	8	616	2,470	298
9	426	2,835	354,0	9	554	2,460	296

Tabelul 17 (continuare)

$t [^{\circ}C]$	$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$10^5 \nu \left[\frac{m^2}{s} \right]$	P_r	$t [^{\circ}C]$	$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$10^5 \nu \left[\frac{m^2}{s} \right]$	P_r
72,0	859,246	2,450	295	75,0	857,430	2,200	266
1	182	2,446	295	1	378	2,196	266
2	118	2,442	294	2	316	2,192	265
3	056	2,438	294	3	352	2,188	265
4	858,992	2,435	293	4	290	2,184	264
5	930	2,430	293	5	228	2,180	264
6	878	2,424	292	6	166	2,174	263
7	816	2,418	291	7	104	2,168	262
8	754	2,412	291	8	042	2,162	262
9	692	2,406	290	9	856,980	2,156	261
73,0	858,630	2,400	290	76,0	856,918	2,150	260
1	578	2,390	288	1	866	2,140	259
2	516	2,380	287	2	804	2,130	258
3	454	2,370	286	3	742	2,120	256
4	392	2,360	285	4	680	2,110	255
5	330	2,350	284	5	618	2,100	254
6	278	2,340	282	6	556	2,090	253
7	216	2,330	281	7	494	2,080	252
8	154	2,320	280	8	432	2,070	250
9	092	2,310	279	9	370	2,060	249
74,0	858,060	2,300	278	77,0	856,308	2,050	248
1	857,998	2,290	277	1	246	2,044	247
2	932	2,280	276	2	184	2,038	246
3	870	2,270	274	3	122	2,032	246
4	808	2,260	273	4	060	2,026	245
5	742	2,250	272	5	855,998	2,020	244
6	680	2,240	271	6	936	2,014	243
7	618	2,230	270	7	974	2,008	243
8	556	2,220	268	8	912	2,002	242
9	492	2,210	267	9	850	1,996	242

Tabelul 17 (continuare)

$t [^{\circ}C]$	$\rho \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$	$10^5 \nu \left[\frac{m^2}{s} \right]$	R_f	$t [^{\circ}C]$	$\rho \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$	$10^5 \nu \left[\frac{m^2}{s} \right]$	R_f
78,0	855,888	1,990	241	79,0	855,264	1,900	231
1	826	1,982	240	1	202	1,898	230
2	762	1,974	239	2	140	1,896	230
3	700	1,966	239	3	078	1,894	230
4	638	1,958	238	4	016	1,892	230
5	576	1,950	237	5	854,952	1,890	230
6	512	1,940	236	6	890	1,882	228
7	450	1,930	235	7	728	1,874	227
8	388	1,920	233	8	662	1,866	226
9	326	1,910	232	9	600	1,858	225
				80,0	854,538	1,850	225

Căldura specifică a uleiului, în funcție
de temperatură

Tabelul 18

t [°C]	c [$\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$]	t	c	t	c	t	c	t	c	t	c
60,0	2003	66,5	2027	73,0	2050	79,5	2074	86,0	2097	92,5	2120
60,5	2005	67,0	2028	73,5	2052	80,0	2075	86,5	2099	93,0	2122
61,0	2007	67,5	2030	74,0	2054	80,5	2077	87,0	2101	93,5	2124
61,5	2009	68,0	2032	74,5	2055	81,0	2079	87,5	2102	94,0	2126
62,0	2010	68,5	2034	75,0	2057	81,5	2081	88,0	2104	94,5	2128
62,5	2012	69,0	2036	75,5	2059	82,0	2083	88,5	2106	95,0	2129
63,0	2014	69,5	2037	76,0	2061	82,5	2084	89,0	2108	95,5	2131
63,5	2016	70,0	2039	76,5	2063	83,0	2086	89,5	2110	96,0	2132
64,0	2018	70,5	2041	77,0	2065	83,5	2088	90,0	2111	96,5	2135
64,5	2019	71,0	2043	77,5	2066	84,0	2090	90,5	2113	97,0	2137
65,0	2021	71,5	2045	78,0	2068	84,5	2092	91,0	2115	97,5	2138
65,5	2023	72,0	2046	78,5	2070	85,0	2093	91,5	2117	98,0	2140
66,0	2025	72,5	2048	79,0	2072	85,5	2095	92,0	2119	98,5	2142
										99,0	2144

Coeficientul de difuzibilitate termică a uleiului în
funcție de temperatură

Tabelul 19

t [°C]	a [$\frac{m^2}{s}$]	t	a	t	a	t	a	t	a
60,0	8,405	64,0	8,371	68,0	8,334	72,0	8,301	76,0	8,264
60,5	8,401	64,5	8,367	68,5	8,329	72,5	8,296	76,5	8,259
61,0	8,395	65,0	8,361	69,0	8,324	73,0	8,291	77,0	8,255
61,5	8,390	65,5	8,356	69,5	8,323	73,5	8,286	77,5	8,254
62,0	8,389	66,0	8,351	70,0	8,317	74,0	8,280	78,0	8,249
62,5	8,383	66,5	8,345	70,5	8,312	74,5	8,275	78,5	8,240
63,0	8,382	67,0	8,344	71,0	8,307	75,0	8,270	79,0	8,239
63,5	8,377	67,5	8,339	71,5	8,302	75,5	8,268	79,5	8,235
								80,0	8,234

BIBLIOGRAFIE

1. Kays V.M., London A.L. : Schimbătoare de căldură compacte, Moscova-Leningrad, 1962
2. Kraussold : Wärmeaustauscher (ein Überblick über die Entwicklung der letzter Jahre), Verfahrenstechnik 2 (1968) nr.5
3. Vlădea I, Theil H, Neiss Fr. : Studiul experimental al răcitoarelor de tip Behr pentru locomotiva diesel electrică O-60-DA, Buletinul științific și tehnic IPT Seria mecanică, tom 15(29) 1970, fasc.1
4. Bejan I, Theil H, Neacșu E, Neiss Fr. : Contribuții la studiul coeficientului de trecere a căldurii pentru răcitoare de ulei tubulare cu manta, Buletinul științific și tehnic IPT Seria mecanică tom 16(30) 1971, fasc.2
5. Vlădea I, Nowy O. : Studiul răcitorului de ulei de tip Behr, Academia R.P.R.- Baza Timișoara, Studii și cercetări - științe tehnice, tom X, 1963, nr.2
6. Petuhov B.S. : Studiul experimental al proceselor de transmitere a căldurii, Editura tehnică București, 1956
7. x x x : Wieland - Rippenrohre Wärme-, Kälte- und Klimatechnik, Wieland-Werke A.G. Ulm, 1971, prospecte
8. Vlădea I. : Manual de termotehnică, vol.II, Editura didactică și pedagogică, București, 1963
9. Miheev A.M. : Bazele transmiterii căldurii. Editura energetică de stat, București, 1953
10. Pohlhausen E. : Der Wärmeaustausch zwischen festen Körper und Flüssigkeiten, Z.angew.Math.Mech.1,1921
11. Eckert E. : Wärme und Stoffaustausch, Springer-Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1959

12. Schlichting H. : Wärmeübergang an einer längsange-
strömten ebenen Platte bei veränderlicher Wandtem-
peratur, Forsch.Ing.Wes.17 (1951) 1/8
13. Schuch H. : Über die Lösung der laminaren Grenzschicht-
leitung an der ebenen Platte für Geschwindigkeits-
und Temperaturfeld bei veränderlichen Stoffwerten,
Z.angew.Math.Mech.25/27 (1947)
14. Graetz L. : Über die Wärmeleitfähigkeit von Flüssigkei-
ten. Ann.Phys. 18(1883) și 25(1885)
15. Nusselt W. : Die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von
der Rohrlänge Z.VDI 54 (1910)
16. Gröber (Erk) Grigull : Die Grundgesetze der Wärmeüber-
tragung. Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidel-
berg, 1957
17. Levêque M.A. : Les lois de la transmission de la chaleur
par convection. Ann.Mines (12), 13 (1928)
18. Jakob B.M. : Heat Transfer vol.I, 1949, New York-London
19. Drew Th.B. : Mathematical attacks on forced convection
problems : a review Trans.Amer.Inst.Chem.Engrs.
26 (1931)
20. Mc Adams W.H. : Transmission de la chaleur - Dunod, Pa-
ris, 1961
21. Sieder E.N, Tate G.E. : Heat transfer and pressure drop
of liquids in tubes. Industr.Engng.Chem.28(1936)
22. Sherwin K. : Forced convection heat transfer. British
Chem. Engng. 16, nr.7 (1971)
23. x x x : Procese și aparate în tehnologia chimică, Bule-
tin de informare selectiv 1 (1972).Centrul de do-
cumentare al industriei chimice și petrochimice .
24. Kraussold H. : Die Wärmeübertragung bei zähen Flüssig-
keiten in Röhren, VDI-Forsch-Heft 351 (1931)
25. Kraussold H. : Der konvektive Wärmeübergang. Technik 3
(1949)

26. Hausen H. : Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen, Z.VDI Beihefte Verfahrenst, 4 (1943)
27. Boehm J. : Messungen des Wärmeübergangs in laminaren Strömungsgebiet mit Rizinusöl. Wärme 66 (1943)
28. Blasius H. : Z.Math.Pysik 56 (1908)
29. Howarth L. : Proc.Roy.Soc.London A 164 (1938)
30. Boussinesq J. : J.Math.pures et appl. 13 (1868)
31. Schlichting H. : Z.angew.Math.Mech. 14 (1934)
32. Punis B. : Zur Berechnung der laminaren Einlaufströmung im Rohr. Disertatie, Göttingen, 1947
33. Stephan K. : Wärmeübergang und Druckabfall bei nicht ausgebildeter Laminarströmung in Rohren und ebenen Spalten. Chem.Ing.Technik 12 (1959)
34. Schiller L. : Untersuchungen über laminare und turbulente Strömung VDI Forsch. Heft 248 (1922)
35. Geck W. : Druckverlust und Wärmeübergang laminar strömender Gase in engen Kanälen unter Berücksichtigung der hydrodynamisch und termisch nicht ausgebildeten Strömung in der Anlaufstrecke. Disertatie, T.H.Karlsruhe, 1953
36. Richter H. : Rohrhydraulik, Berlin/Göttingen/Heidelberg Springer, 1954
37. Nikuradse : Strömungsgesetze in rauhen Rohren, VDI-Forschungsh. 361 (1933)
38. Ehret L, Hahnemann H. : Zur Theorie der Rohreinlaufströmung mit Wärmeübergang, ZWB.Forsch.1751 (1943)
39. Aladiev I.T. : Candidatscaia disertatia, ENIN Academii Nauk, 1949
40. Hahnemann H. : Forsch.Gebiete Ing.-Wes. 18 (1952)
41. Elser K. : Schweitz, Bauztg, 69 (1951)
42. Karmin B, Travers H.C. : Thesis Mass.Inst.Tehnology Cambr.Mass.

43. Kay J, Keenan J.H. : Trans.Amer.Soc.mech.Engrs, (1971)
Mo Adams W.H.
44. Martinelli R.C. : Univ.Calif.Publ.Engn.5 (1942)
45. Pigford R.L. : Chem.Engng.Progr.Symposium Ser.17 (1952)
46. Watzinger A, Johnson Dag. : Forsch.Gebiete Ingenieurwesen 10, H.4 (1939)
47. Kirschbaum E. : Chemie Ing. Techn. 24 (1952)
48. Wetjen K.A. : Chemie Ing.Techn. 26 (1954)
49. Métais B. : Wärmeübergang bei strömenden Flüssigkeiten im waagrechten Rohr mit Eigenkonvektion. Chemie Ing.Techn. 32 (1960)
50. Kraussold H. : VDI Forschungsh. 351 (1931)
51. Comolet R. : Mécanique expérimentale des fluides, vol.II Dynamique de fluides réels, turbomachines Paris, 1963
52. Prandtl L. : Guide à travers la Mécanique des fluides, Dunod, Paris, 1952
53. Tollmien H. : Ein allgemeines Kriterium der Instabilität laminarer Geschwindigkeitsverteilungen.Nachr. Math.-Physik Fachgruppe I, 1, 79 (1933)
54. Oroveanu T. : Mecanica fluidelor viscoase, Editura Academiei R.S.R. Bucuresti, 1967
55. Hoffmann E. : Wärme und Stoffübergang. Handbuch der Kältetechnik vol.III, Springer Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1959
56. Nunner W. : Wärmeübergang und Druckabfall in rauhen Rohren, VDI Forschungsh. 455 (1956)
57. Koch R. : VDI - Forschungsh. 469 (1958)
58. Szabolos N. : Wärme 70 (1963/64)
59. Scheriff N, Gunley P. : Int.J.Heat Mass Transfer, 9(1966)
60. Blum H.A, Oliver L.R. : ASME Publication 66 - WA/HT 62 1966
61. Glaser H. : Angew.Chemie vol.20 (1948)
62. Walger O. : Allg.Wärmetechn.H. 8/9 (1952)

63. White R. : Proc.Royal Soc. (A) 123,645 (1929)
64. Jeschke H. : Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen, Z.VDI, vol.69 (1925)
65. Hausen H. : Wärmeübertragung in gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstromm, Springer, 1950
66. Kling G. : Versuche über den Wärmeaustausch in Rohren mit Kugeligen und Zylindrischen Füllungen Ch. Ing.T. 31 (1959)
67. Colburn A.P. : Relationship between heat transfer and pressure drop. Industr.Engng.Chem. vol.23(1931)
68. Leva M. : Ind.Engng.Chem. 39 (1947)
69. Leva M. : Ind.Engng.Chem. 40 (1948)
70. Leva M. : Ind.Engng.Chem. 42 (1950)
71. Kling G. : Forsch. Gebiete Ing.-Wes. 8 (1938)
72. Chilton Th.H, Colburn A.P. : Pressure drop in packed tubes. Industr.Engng.Chem. vol.23 (1931)
73. Saunders A, Ford H. : Iron and Steel (1940)
74. Schumacher R. : Wärmeübergang an Gase in Füllkörper- und Kontaktrohren, Erdöl und Kohle (1949)
75. Singer E, Wilhelm R.H. : Chem.Engng.Progr.46 (1950)
76. Jagi S, Wakao N. : Amer.Inst.Chem.Engng.J.5 (1959)
77. Chu Y.C, Storrow J.A. : Chem.Engng, Sci 1, 1952
78. Kling G. : Z. VDI 84 (1940)
79. Schumacher R. : Wärmeübergang an Gase in Füllkörper- und Kontaktrohren, Chem.Ing.Techn.32 (1960)
80. Schmidt E. : Die Wärmeübertragung durch Rippen. Z.VDI 70 (1926)
81. Ross A.M, Stoute R.L. : Heat Transfer Coefficient between UO_2 and Zircaloy-2; Atomic Energy Com. Rept.1552
82. Stephan K. : Wärmeleistung von Rippenrohren bei unvollkommener Befestigung der Rippen. Kältetechnik-Klimatisierung, 18 - 2/1966

83. Harper D.R, Brown W.B. : NACA Report Nr.158 (1923)
84. Baehr H.D. : Wärmeleitung - Handbuch der Kältetechnik vol.II, Springer Verlag 1959
85. Höbler T. : Teploperedaiia i Teploobmenniki, Leningrad 1961
86. Schmidt Th.W. : Der Wärmeübergang an Rippenrohren und die Berechnung von Rohrbündel-Wärmeaustauschern Kältetechnik 15 (1963) p.98 și 370
87. Schmidt Th.H. : Die Wärmeleistung berippten Oberflächen Abh.dtsch.Kältetechn. Nr.4, Karlsruhe, 1950
88. Schmidt Th.E. : Methoden zur verbesserten Bestimmung des Wärmeaustausches an berippten Flächen ; Kältetechnik 18 (1966), p.135/138
89. V.D.I. : Wärmetlas - Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Düsseldorf, 1963, MB 1-MB 6
90. Boling O, Donovan W.J, Decker A.S. : Heat transfer of evaporating freon with inner-fin subing. Refrig. Engng. 61 (1953)
91. Schlünder E.U, Chawla I.M. : Örtlicher Wärmeübergang und Druckabfall bei der Strömung Verdampfender Kältemittel in Innenberippten, Waagerechten Rohren, Kältentechn.-Klimat 5(1969)
92. Smithberg E, Landis F. : Friction and Forced Convection Heat-Transfer Characteristics in Tubes with Twisted Tape Swirl Generators. J.of Heat Transfer-Trans. of the ASME - 86 - Seria C Nr.1 (1964)
93. Thomas D. : Wärmeübergang, Druckverlust und wirtschaftliche Wärmeübertragung bei Drallströmungen. Chem.Ing.Techn. 9, 10 (1970)
94. Novoshiloff I.F. : Mărirea transferului de căldură prin încorporarea de sîrmă înfășurată în forme spirale. Teploenergetika 11, nr.9 (1964)
95. Mayer E. : Amélioration de la transmission de la chaleur dans les tubes par l'incorporation d'éléments spéciaux. Numéro de recherches Sulzer (1968)

96. Gambill W.R, Green N.D. : Chem Engng.Progr. 54/10(1958)
97. Moeck E.O, Wickhammer H.L. : Atomic Energy of Canada, Mac Donald, Collier J.G. Limited AECL-2109 (1964)
98. Viskanta R. : Nuclear Sci.Engng. 10 (1961)
99. Mayinger F, Schad O, Weiss E. : BNK 18 (1966)
100. Vollrath I. : Atomwirtschaft, Atomtechnik 12 (1967)
101. Bähr A, Herkenrath H, Mörk-Mörkenstein P. : Nukleonik Berlin, 11 (1968)
102. Thomas D. : Versuche zum Wärmeübergang bei Drallströmungen und hohen Heizflächenbelastungen im über und unterkritischen Druckbereich im Wasser. Siemens A.G.Erlangen, Versuchsbericht (1968)
103. Kunzmann W. : Experimentelle Untersuchung der turbulenten stationären Drallströmung in langen hydraulisch glatten Kreisröhren. Siemens A.G.Erlangen Versuchsbericht (1969)
104. Iousseff E.A. : Some Investigation on the Rotating flow with Recirculation core in Straight Pipes. ASME Manuscript New York, 1966
105. Schiller L. : Untersuchungen über laminare und turbulente Strömung, VDI Forsch.Heft 248 (1922)
106. VEB Prüfgeräte-Werk-Medingen-Dresden : Höppler-Viskozimeter-Präzisionsausführung nach DIN 53015
- 107. Grimm W. : Vereinfachte Ermittlung dimensionloser Kenngrößen für den Konvektiven Wärmeübergang bei flüssigen Mineralölprodukten. BWK 1/20 (1968).
108. Drew T.B, Nagle W.M. : Trans.Amer.Inst.chem.Engrs. vol. 31 (1935)
109. Shea F.L, Krase N.W. : Drop-wise and filmcondensation of steam. Trans.Amer.Inst.Chem.Engrs vol.36 (1940)
110. Nusselt W. : Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, Z.VDI vol.60 (1916)
111. Peck R.E, Reddie W.A. : Heat transfer coefficients for vapors condensing on horizontal tubes. Industr. Engng.Chem. 43 (1951)

112. Bromley L.A, Brodkey R.S. : Heat transfer in condensation. *Industr.Engn.Chem.* 44 (1952)
Fishman N.
113. Hausen H. : Ein allgemeiner Ausdruck für den Wärmedurchgang durch ebene, zylindrische und kugelförmig gekrümmte Wände. *Arch.ges.Wärmetechn.* 2 (1951)

C U P R I N S

	Pag.
1. Introducere	3
2. Convecția termică	14
2.1. Convecția termică la curgerea prin țevi în regim laminar	14
2.2. Influența vîscozității asupra coeficien- tului de convecție	19
2.3. Influența lungimii țevii asupra coefi- cientului de convecție	24
2.4. Convecția liberă	37
3. Metode de intensificare a transferului de căldură	44
3.1. Variația diametrului țevii	44
3.2. Perturbarea regimului de curgere	46
3.2.1. Rugozitatea	49
3.2.2. Curgeri secundare	54
3.2.3. Umpluturi introduse în țeavă	60
3.2.4. Influența aripioarelor asupra transferului de căldură	66
4. Transferul de căldură la țevi aripate	93
4.1. Ecuațiile schimbului de căldură	96
4.2. Repartiția temperaturii de-a lungul ari- pioarei	102
4.3. Randamentul aripioarei	106
5. Instalația experimentală	110
5.1. Schema instalației	111
5.2. Aparate de măsură și control	114
5.3. Automatizarea încălzirii generatorului	

de abur și a preîncălzirii uleiului	116
5.4. Schimbătorul de căldură	119
5.5. Metodica măsurătorilor	122
6. Prelucrarea datelor experimentale	126
6.1. Temperatura determinată	128
6.2. Ecuația criterială. Criterii de similitudine	131
6.2.1. Dimensiunea caracteristică	
6.2.2. Viteza fluidului	
6.2.3. Densitatea uleiului	
6.2.4. Vîscozitatea uleiului	
6.2.5. Coeficientul de difuzibilitate termică	
6.2.6. Coeficientul de convecție termică	
6.3. Calculul coeficientului de convecție	149
6.4. Căderile de presiune	152
6.5. Eficacitatea transmisiei de căldură	157
6.6. Prezentarea rezultatelor	160
6.6.1. Caracteristici termice și hidraulice	164
6.6.2. Influența parametrilor constructivi asupra transferului de căldură	198
6.7. Comparație între diferitele tipuri de țevi cercetate	217
6.7.a. Eficacitatea termică	221
6.7.b. Grad de aripare-coeficient de convecție	223
6.8. Comparație între rezultatele experimentale și valori calculate după diferiți autori	227
6.9. Vizualizarea regimului de curgere	232

6.10. Interpretarea rezultatelor	238
7. Concluzii	245
Anexă :	.
Mărimi măsurate (tab. 1...16)	253
Mărimi calculate (tab.1.a 16a)	286
Densitatea, vîscozitatea cinematică, criteriul Pr ale uleiului în funcție de temperatură (tab.17)	326
Căldura specifică a uleiului în funcție de temperatură (tab. 18)	330
Coeficientul de difuzibilitate termică în funcție de temperatură (tab.19)	330
Bibliografie	331